

OF



T
631.36
A 553
C.2

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



BIBLIOTECA

"DISEÑO DE UN SUCCIONADOR DE GRANOS"

TESIS DE GRADO
PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

PRESENTADA POR:

JULIO ALBERTO ANDRADE ALBAN

GUAYAQUIL - ECUADOR

1.986



BIBLIOTECA

A G R A D E C I M I E N T O

Al Ing. MARCOS TAPIA Q., Director de Tesis, por su invalorable ayuda y colaboración para la culminación de este trabajo.

A los Ings. MANUEL HELGUERO, EDMUNDO VILLACIS, GUIDO FRANCO, por su ayuda sincera.

A todas las personas que de una u otra forma han contribuído en la realización de este trabajo.

DEDICATORIA



BIBLIOTECA

A mi padre: Abg. LUIS ANDRADE A., le dedico este trabajo como una pequeña retribución a su invaluable apoyo y ayuda, que han hecho de mí un hombre de bien.

A mi madre: Sra. Yola Albán de Andrade, por su abnegada labor, que sin ella no hubiera podido culminar mi carrera.

A mis hermanos: José Eduardo, Luis Alberto y Rosa Elvira.



BIBLIOTECA

Eduardo Orces P.

ING. EDUARDO ORCES P.

DECANO DE LA FACULTAD DE
INGENIERIA MECANICA

Marcos Tapia Q.

ING. MARCOS TAPIA Q.

DIRECTOR DE TESIS

Manuel Helguero

ING. MANUEL HELGUERO

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Guido Franco

ING. GUIDO FRANCO

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma a la Escuela Superior Politécnica del Litoral".

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).



JULIO ALBERTO ANDRADE ALBAN



BIBLIOTECA

R E S U M E N

En el presente trabajo se pretende solucionar el inadecuado transporte de granos, con la utilización de maquinaria agrícola de construcción nacional. El desarrollo de esta tecnología mejora las condiciones de transporte evitando así el deterioro del grano, disminuye el tiempo de transportación y abarata el costo final de la producción.

Este trabajo consta de tres puntos principales: El primer punto trata sobre los diferentes tipos de transportes , justificación del proyecto, conocimiento de las necesidades agrícolas; y, el objetivo principal del equipo. El segundo - punto comprende todo lo referente al diseño, seleccionamiento y costos de los diferentes elementos que constituyen el sistema; y, en el tercer punto se indican todos los planos necesarios para la construcción del equipo.



INDICE GENERAL

BIBLIOTECA

	<u>PAGS.</u>
RESUMEN -----	VI
INDICE GENERAL -----	VII
INDICE DE ECUACIONES -----	XVIII
INDICE DE FIGURAS -----	XXIV
INDICE DE TABLAS -----	XXX
NOMENCLATURA -----	XXXII
INTRODUCCION -----	41
CAPITULO I	
GENERALIDADES -----	43
1.1. SUCCIONADORES DE GRAMO: IMPORTANCIA Y CAMPOS DE APLICACION -----	43
1.2. CLASE DE TRANSPORTADORES -----	44
1.2.1. Transportadores elevados -----	45
1.2.2. Transportadores no conductores -----	48
1.2.3. Transportadores conductores -----	56
1.2.4. Transportadores neumáticos -----	64
1.3. JUSTIFICACION DEL PROYECTO -----	66

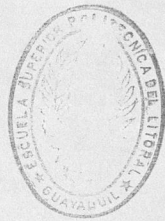


CAPITULO II	
INGENIERIA DEL PROYECTO -----	68
2.1. CONOCIMIENTO DE LAS NECESIDADES AGRICOLAS-----	68
2.2. OBJETIVO PRINCIPAL -----	70
2.3. DISEÑO BASICO -----	74
2.4. DESCRIPCION DE LAS PARTES CONSTITUTIVAS DEL SIS TEMA -----	75
2.4.1. Ventiladores -----	75
X 2.4.2. Ciclón o separador -----	78
2.4.3. Esclusa -----	79
2.4.4. Ductos -----	80
CAPITULO III	
DISEÑO Y CALCULOS -----	82
3.1. CAPACIDAD DE TRANSPORTE DEL SUCCIONADOR -----	82
3.2. CALCULO DE LAS VELOCIDADES DE SUSPENSION -----	84
3.2.1. Cálculo de las velocidades seguras de trans porte -----	90
3.3. CALCULO DEL CAUDAL DE AIRE REQUERIDO -----	93
3.4. CALCULO DE LAS PRESIONES DE TRABAJO -----	95
X 3.4.1. Aceleración del grano desde su estado de reposo -----	95
3.4.2. Rozamiento en tuberías -----	97
3.4.3. Cambios de dirección -----	98

	<u>PAGS.</u>
3.4.4. Fuerzas gravitacionales -----	100
3.4.5. Cálculo de la caída de presión total -----	102 ¹⁰
3.4.6. Necesidades de energía -----	102
3.5. DISEÑO DEL VENTILADOR -----	103
3.5.1. Diseño del rodete -----	105
3.5.1.a. DETERMINACION DE LOS COEFICIENTES - DE PRESION Y CAUDAL: -----	107
3.5.1.b. NUMEROS ESPECIFICOS DE REVOLUCIONES	108
3.5.1.c. CALCULO DEL DIAMETRO EXTERIOR DEL RODETE: -----	111
X3.5.1.d. CALCULO DEL DIAMETRO DE ENTRADA DEL RODETE : -----	114
3.5.1.e. CALCULO DEL ANCHO DEL RODETE: ---	116
3.5.1.f. CALCULO DEL NUMERO DE ALABES: -----	117
3.5.2. Diseño de la carcaza -----	119
3.5.2.a. CONSIDERACIONES EN EL DISEÑO DE LA VOLUTA: -----	123
3.6. CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR REQUERIDO POR EL VENTILADOR -----	129
3.6.1. Potencia a plena carga del ventilador -----	130
3.6.2. Potencia de arranque del ventilador -----	130
3.6.2.a. DETERMINACION DEL MOMENTO DE INER- CIA: -----	132



3.6.2.b. CALCULO DE LA ACELERACION ANGULAR:-	135
* 3.7. DISEÑO DEL CICLON -----	137
3.8. DISEÑO DE LA ESCLUSA -----	139
3.8.1. Cálculo de la potencia a plena carga de la esclusa -----	140
3.8.2. Cálculo de la potencia de arranque para la esclusa -----	143
3.8.2.a. CALCULO DEL MOMENTO DE INERCIA DE LAS PALETAS: -----	145
3.8.2.b. CALCULO DEL MOMENTO DE INERCIA DEL DISCO: -----	146
3.8.2.c. CALCULO DE LA ACELERACION ANGULAR:-	147
3.8.2.d. CALCULO DE LA ACELERACION TANGENCIAL	148
* 3.8.2.e. CALCULO DE LA MASA TOTAL: -----	148
3.9. CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR REQUERIDO POR LA ESCLUSA -----	149
3.10. DISEÑO DE LA CAJA REDUCTORA-----	150
3.10.1. Análisis de fuerza en los engranajes-----	151
3.10.1.a. FUERZA TANGENCIAL: -----	152
3.10.1.b. FUERZA RADIAL: -----	153
3.10.1.c. FUERZA AXIAL: -----	154
3.10.1.d. FUERZA RESULTANTE EN LA CARA DEL - DIENTE: -----	154
3.10.2. DIMENSIONAMIENTO DEL PIÑON Y RUEDA-----	155



3.10.2.a. CALCULO DEL DIAMETRO DE PASO DEL PI ÑON: -----	156
3.10.2.b. CALCULO DEL DIAMETRO DE PASO DE LA RUEDA: -----	157
3.10.2.c. CALCULO DEL NUMERO DE DIENTES DE LA RUEDA: -----	157
3.10.2.d. CALCULO DEL DIAMETRO EXTERIOR DEL PIÑON: (ADENDO) -----	158
3.10.2.e. CALCULO DEL DIAMETRO EXTERIOR DE LA RUEDA: (ADENDO)-----	158
3.10.2.f. CALCULO DEL PASO DE LA HELICE DEL PIÑON: -----	158
3.10.2.g. CALCULO DEL PASO DE LA HELICE DE LA RUEDA: -----	159
3.10.2.h. CALCULO DE LA PROFUNDIDAD DEL DIEN TE: -----	159
3.10.2.i. CALCULO DEL GRUESO DEL DIENTE EN LA LINEA PRIMITIVA: -----	159
3.10.2.j. CALCULO DE LA DISTANCIA ENTRE CEN TROS DEL PIÑON Y LA RUEDA : -----	160
3.10.2.k. CALCULO DEL ANCHO DEL ENGRANAJE: --	160
3.10.2.l. DISMINUCION DEL PESO EN LA RUEDA DE LA CAJA REDUCTORA: -----	161
3.10.3. Análisis de esfuerzos en los dientes -----	163

	<u>PAGS.</u>
3.10.3.a. FALLA ESTATICA DEBIDO A ESFUERZO DE FLEXION: -----	163
3.10.3.b. FALLA POR FATIGA DEBIDO A ESFUERZOS DE FLEXION: -----	168
3.10.3.c. FALLA POR FATIGA EN LA SUPERFICIE - DEBIDA A ESFUERZOS DE CONTACTO O HERTZIANOS: -----	170
3.10.4. Cálculo de poleas y bandas -----	173
3.10.4.a. CALCULOS DE LOS DIAMETROS DE LAS POLEAS DEL MOTOR Y LA CAJA REDUCTORA:	174
3.10.4.b. CALCULO DE LA VELOCIDAD DE LA BANDA:	175
3.10.4.c. CALCULO DE LA DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LAS POLEAS: -----	175
3.10.4.d. CALCULOS DE LOS ANGULOS DE ABRAZAMIENTO: -----	176
3.10.4.e. CALCULO DE LA LONGITUD DE LA BANDA:	177
3.10.4.f. CALCULO DE LA TENSION EN LA BANDA Y REACCIONES EN LOS EJES: -----	177
3.10.5. CALCULO DEL DIAMETRO DEL EJE DEL PIÑON-----	181
3.10.5.a. CALCULO DE FUERZAS: -----	182
3.10.5.b. CALCULO DEL MOMENTO FLECTOR RESULTANTE: -----	188
3.10.5.c. CALCULO DEL MOMENTO TORSOR: -----	188



3.10.5.d. CALCULO DEL DIAMETRO DEL EJE PARA CARGAS ESTATICAS: -----	189
3.10.5.e. CALCULO DEL DIAMETRO DEL EJE PARA CARGAS DINAMICAS: -----	190
3.10.6. Cálculo de las cargas resultantes en los ro- damientos de la caja reductora -----	193
3.10.6.a. RODAMIENTOS DEL LADO O y B DEL EJE DEL PIÑON: -----	193
3.10.6.b. RODAMIENTOS DEL LADO E y F DEL EJE DE LA RUEDA: -----	197
3.10.7. Dimensionamiento de la chaveta y chavetero - del eje del piñon -----	200
3.10.7.a. CALCULO DE LA FUERZA EN LA CARA DE LA CHAVETA: -----	201
3.11. DISEÑO DEL EJE DE LA ESCLUSA -----	203
3.11.1. Cálculo del diámetro del eje de la esclusa--	203
3.11.1.a. CALCULO DE FUERZAS: -----	203
3.11.1.b. CALCULO DEL MOMENTO FLECTOR: <u>RESUL</u> TANTE: -----	210
3.11.1.c. CALCULO DEL MOMENTO TORSOR: -----	210
3.11.1.d. CALCULO DEL DIAMETRO DEL EJE PARA CARGAS ESTATICAS: -----	210
3.11.1.e. CALCULO DEL DIAMETRO DEL EJE PARA CARGAS DINAMICAS : -----	211

	<u>PAGS.</u>
3.11.1.f. CALCULOS DE LAS CARGAS RESULTANTES EN LOS RODAMIENTOS DEL EJE DE LA ESCLUSA, LADO C y D: -----	213
3.11.2. Dimensionamiento de la chaveta y chavetero - del eje de la esclusa -----	214
3.11.2.a. CHAVETA ENTRE EL EJE Y EL BOCIN:--	214
3.11.2.b. CHAVETA ENTRE EL BOCIN Y LA RUEDA:	215
3.12. DISEÑO DEL EJE DEL VENTILADOR -----	216
3.12.1. Dimensionamiento de la chaveta y chavetero - para el eje del ventilador-----	218
3.12.1.a. CALCULO DE LA FUERZA EN LA CARA DE LA CHAVETA: -----	219
3.13. DISEÑO DEL BASTIDOR -----	219
3.13.1. Cálculo de fuerzas y momentos a que están <u>so</u> metidos las barras -----	219
3.13.2. Cálculo de la soldadura del bastidor -----	234
3.14. CODIFICACION Y STANDARIZACION DE PARTES -----	239
 CAPITULO IV	
SELECCIONAMIENTO DE PARTES Y MATERIALES -----	243
4.1. SELECCIONAMIENTO DEL MOTOR PARA EL VENTILADOR-----	243
4.2. SELECCIONAMIENTO DEL MOTOR PARA LA ESCLUSA -----	243
4.3. SELECCIONAMIENTO DE MATERIALES PARA LA CONSTRUCCION DE: -----	244

	<u>PAGS.</u>
4.3.1. Ventilador -----	244
4.3.1.a. CARCAZA O VOLUTA: -----	244
4.3.1.b. RODETE O IMPELER : -----	245
* 4.3.2. Ciclón -----	247
4.3.3. Esclusa -----	248
4.3.4. Ductos -----	250
4.3.5. Bastidor -----	253
4.4. SELECCIONAMIENTO DE MATERIALES PARA LA CONSTRUCCION DE: -----	254
4.4.1. Ejes -----	254
4.4.1.a. EJE DE LA ESCLUSA: -----	255
4.4.1.b. EJE DEL PIÑON: -----	256
4.4.1.c. BOCIN: -----	257
4.4.2. Caja reductora -----	257
4.4.2.a. CARCAZA: -----	257
4.4.2.b. PIÑON Y RUEDA: -----	258
4.4.2.c. EJES: -----	259
4.4.2.d. RODAMIENTOS: -----	259
4.4.2.e. RETENEDORES: -----	259
4.4.2.f. EMPAQUES: -----	261
4.4.2.g. PERNOS: -----	262
* 4.4.2.h. LUBRICANTE: -----	264
4.4.3. CHAVETAS -----	265



4.4.3.a. CHAVETA ENTRE EL EJE DEL PIÑON Y LA POLEA DE ENTRADA A LA CAJA REDUCTORA	265
4.4.3.b. CHAVETA ENTRE EJE DE LA ESCLUSA Y EL BOCIN: -----	265
4.4.3.c. CHAVETA ENTRE EL BOCIN Y LA RUEDA:--	266
4.4.4.d. CHAVETA PARA EL EJE DEL VENTILADOR--	266
4.5. SELECCIONAMIENTO DE RODAMIENTOS -----	266
4.5.1. Rodamientos de la caja reductora-----	266
4.5.1.a. RODAMIENTOS PARA EL EJE DEL PIÑON---	267
4.5.1.b. RODAMIENTOS PARA EL BOCIN DE LA RUE- DA : -----	268
4.5.2. Rodamientos del eje de la esclusa -----	269
4.6. SELECCIONAMIENTO DE POLEAS Y BANDAS -----	270
4.7. SELECCIONAMIENTO DE CHAVETAS -----	274
* 4.8. SELECCIONAMIENTO DE SOLDADURA -----	276
4.8.a. Seleccinamiento de soldadura para el basti- dor -----	276
4.8.b. Seleccinamiento de soldadura para el ventila dor -----	277
4.8.c. Seleccinamiento de soldadura para la esclusa	278
CAPITULO V	
RECOMENDACIONES TECNICAS -----	279

	<u>PAGS.</u>
* 5.1. TEORIA GENERAL DE MANTENIMIENTO -----	279
* 5.2. EQUIPOS Y HERRAMIENTAS A UTILIZARSE EN LA CONSTRUCCION DEL SUCCIONADOR -----	283
* 5.3. LUBRICACION -----	284
* 5.4. MONTAJE Y DESMONTAJE -----	291
* 5.5. FACILIDAD DE CAMBIOS DE PARTES DESGASTABLES -----	293
 CAPITULO VI	
COSTOS -----	295
 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES -----	
APENDICES -----	301
BIBLIOGRAFIA -----	335

INDICE DE ECUACIONES

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
3.1.	CAPACIDAD DE TRANSPORTE -----	83
3.2.	PRESION DINAMICA -----	85
3.3.	PRESION -----	85
3.4.	VELOCIDAD DE SUSPENSION -----	86
3.5.	CAUDAL DE AIRE REQUERIDO EN EL SISTEMA-----	94
3.6.	DIFERENCIA DE PRESION DEBIDA A LA ACELERA- CION DEL GRANO -----	96
3.7.	DIFERENCIA DE PRESION DEBIDA A ROZAMIENTO EN TUBERIAS -----	97
3.8.	DIFERENCIA DE PRESION DEBIDA A CAMBIOS DE DIRECCION -----	98
3.9.	DIFERENCIA DE PRESION DEBIDA A FUERZAS GRA VITACIONALES -----	100
3.10.	ENERGIA REQUERIDA PARA VENCER PERDIDAS EN EL SISTEMA -----	102
3.11.	COEFICIENTE DE PRESION -----	107
3.12.	COEFICIENTE DE CAUDAL -----	107
3.13.	COEFICIENTE DE PFEIDERER DE PRESION -----	108



<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
3.14.	NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES EN FUNCION DE LA POTENCIA -----	108
3.15.	NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES EN FUNCION - DEL CAUDAL -----	109
3.16.	COEFICIENTE DE VELOCIDAD EN LA BOCA DE ASPI RACION DEL VENTILADOR -----	114
3.17.	DIAMETRO DE LA BOCA DE ASPIRACION DEL VENTI LADOR -----	115
3.18.	ANCHO DEL RODETE DEL VENTILADOR -----	116
3.19.	TRAYECTORIA QUE DESCRIBE LA VOLUTA -----	122
3.20.	EXPRESION EXPONENCIAL DE LOS RADIOS DE LA VOLU TA -----	122
3.21.	POTENCIA REQUERIDA POR EL MOTOR -----	130
3.22.	POTENCIA TOTAL -----	130
3.23.	MOMENTO TORSOR REQUERIDO EN EL ARRANQUE DEL RO DETE -----	131
3.24.	MOMENTO DE INERCIA TOTAL DEL RODETE -----	133
3.25.	MOVIMIENTO ANGULAR VARIADO -----	135
3.26.	POTENCIA DE ARRANQUE -----	136
3.27.	MOMENTO TORSOR A PLENA CARGA DE LA ESCLUSA	141
3.28.	MOMENTO TORSOR REQUERIDO EN EL ARRANQUE DE - LA ESCLUSA -----	144
3.29.	MOMENTO DE INERCIA DE LAS PALETAS -----	145

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
3.30.	MOMENTO DE INERCIA DEL DISCO -----	147
3.31.	ACELERACION TANGENCIAL -----	148
3.32.	FUERZA TANGENCIAL TRANSMITIDA EN LOS ENGRANA- JES -----	152
3.33.	VELOCIDAD LINEAL EN EL ENGRANAJE -----	152
3.34.	FUERZA RADIAL TRANSMITIDA EN LOS ENGRANAJES---	153
3.35.	FUERZA AXIAL TRANSMITIDA EN LOS ENGRANAJES---	154
3.36.	FUERZA RESULTANTE EN LA CARA DEL DIENTE ----	154
3.37.	MODULO DE UN ENGRANAJE -----	155
3.38.	DIAMETRO DE PASO DEL PIÑON DE LA CAJA <u>RE</u> DUCTORA -----	156
3.39.	ESFUERZO DE FLEXION -----	165
3.40.	ESFUERZO ADMISIBLE -----	166
3.41.	ESFUERZO DE FLEXION Y ADMISIBLE -----	166
3.42.	GRUESO DEL DIENTE -----	167
3.43.	RESISTENCIA A LA FATIGA -----	168
3.44.	RESISTENCIA A LA FATIGA MODIFICADA -----	168
3.45.	RESISTENCIA A LA FATIGA EN LA SUPERFICIE DE LOS ENGRANAJES -----	171
3.46.	RESISTENCIA A LA FATIGA MODIFICADA EN LA <u>SU</u> PERFICIE DE LOS ENGRANAJES O RESISTENCIA <u>HERT</u> <u>ZIANA</u> -----	171
3.47.	DIAMETRO DE LA POLEA A LA ENTRADA DE LA CAJA REDUCTORA -----	174
3.48.	LONGITUD DE LA BANDA -----	177

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
3.49.	SISTEMA DE ECUACION EN EL SENTIDO X DE LA POLEA DEL MOTOR -----	178
3.50.	SISTEMA DE ECUACION EN EL SENTIDO Y DE LA <u>PO</u> LEA DEL MOTOR -----	178
3.51.	RELACION EXPONENCIAL DE LAS TENSIONES -----	178
3.52.	POTENCIA TRANSMITIDA POR BANDAS -----	179
3.53.	SISTEMA DE ECUACION EN EL SENTIDO X DE LA POLEA A LA ENTRADA DE LA CAJA REDUCTORA-----	181
3.54.	SISTEMA DE ECUACION EN EL SENTIDO Y DE LA <u>PO</u> LEA A LA ENTRADA DE LA CAJA REDUCTORA-----	181
3.55.	SISTEMA DE ECUACION EN EL PLANO XY, SENTIDO X, DEL EJE DEL PIÑÓN -----	183
3.56.	SISTEMA DE ECUACION EN EL PLANO XY, SENTIDO Y DEL EJE DEL PIÑÓN -----	183
3.57.	MOMENTO EN EL PLANO XY, EJE DEL PIÑÓN -----	183
3.58.	SISTEMA DE ECUACION EN EL PLANO XZ, SENTIDO X , DEL EJE DEL PIÑÓN -----	184
3.59.	MOMENTO EN EL PLANO XZ, EJE DEL PIÑÓN -----	184
3.60.	MOMENTO FLECTOR MAXIMO -----	188
3.61.	DIAMETRO DEL EJE DEL PIÑÓN, SOMETIDO A CARGAS ESTATICAS -----	189
3.62.	DIAMETRO DE UN EJE SOMETIDO A CARGAS ESTATI <u>CI</u> CAS -----	190
3.63.	DIAMETRO DE UN EJE SOMETIDO A CARGAS DINAMICAS	190

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
3.64.	CARGA RADIAL EQUIVALENTE -----	193
3.65.	DURACION NOMINAL EN HORAS DE SERVICIO DE UN RODA MIENTO -----	195
3.66.	SISTEMA DE ECUACION EN EL PLANO XY, SENTIDO X DEL EJE DE LA RUEDA -----	197
3.67.	SISTEMA DE ECUACION EN EL PLANO XY, SENTIDO Y DEL EJE DE LA RUEDA -----	197
3.68.	MOMENTO EN EL PLANO XY, EJE DE LA RUEDA -----	198
3.69.	SISTEMA DE ECUACION EN EL PLANO XZ, SENTIDO Z DEL EJE DE LA RUEDA -----	198
3.70.	FUERZA TRANSMITIDA POR LA CHAVETA -----	201
3.71.	RESISTENCIA A LA FLUENCIA EN CORTE -----	202
3.72.	ESFUERZO CORTANTE -----	202
3.73.	PESO DE LA ESCLUSA -----	204
3.74.	PESO DE LA CAJA REDUCTORA -----	204
3.75.	SISTEMA DE ECUACION EN EL PLANO XY, SENTIDO Y, DEL EJE DE LA ESCLUSA -----	205
3.76.	MOMENTO EN EL PLANO XY, EJE DE LA ESCLUSA -----	205
3.77.	TENSION EN LA BANDA -----	206
3.78.	MOMENTO EN EL PLANO XZ, EJE DE LA ESCLUSA -----	207
3.79.	ESFUERZO DE FLEXION A QUE ESTA SOMETIDO EL BAS TIDOR -----	229
3.80.	TENSION TANGENCIAL DE TORSION-----	230

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
3.81.	MOMENTO POLAR DE INERCIA -----	230
4.1.	POTENCIA TRANSMITIDA POR CADA BANDA -----	273

INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>		<u>PAGS</u>
1.1.	CADENAS O CABLES TIPICOS PARA TRANSPORTADORES---	45
1.2.	TRANSPORTADOR DE TROLE MOTORIZADO O LIBRE -----	47
1.3.	TRANSPORTADOR DE CADENA DE ARRASTRE -----	48
1.4.	TRANSPORTADOR DEL TIPO ROSCADOR -----	49
1.5.	TRANSPORTADOR SUSPENDIDO -----	49
1.6.	TRANSPORTADOR DE CADENA DE RODILLOS -----	50
1.7.	TRANSPORTADOR BLUCK FLOW -----	51
1.8.	TRANSPORTADOR EN ESPIRAL -----	52
1.9.	TRANSPORTADOR EN ESPIRAL CORTADA -----	52
1.10.	TRANSPORTADOR DE CINTA -----	53
1.11.	TRANSPORTADOR DE VERTEDERO ESCALONADO -----	54
1.12.	TRANSPORTADOR DE VERTEDERO DE CAJA CON PUER <u>U</u> TAS DE CHARNELA -----	54
1.13.	TRANSPORTADOR DE VERTEDERO INCLINADO CON ANGU <u>U</u> LOS TRANSVERSALES -----	55
1.14.	TRANSPORTADOR DE VERTEDERO ALIMENTADOR CONTROLADO POR CADENA -----	55
1.15.	TRANSPORTADOR DE TOBOGAN EN ESPIRAL DE LAMINA ME <u>U</u> TALICA-----	56



<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
1.16.	TRANSPORTADOR DE MANDIL -----	57
1.17.	TRANSPORTADOR DE CANGILONES EN V -----	58
1.18.	TRANSPORTADOR DE CANGILONES EN V, PERO EN PLANOS INCLINADOS -----	58
1.19.	TRANSPORTADOR DE CANGILONES PIVOTEADOS -----	59
1.20.	TRANSPORTADOR DE CANGIONES DE PEQUEÑA Y SUPERCAPA CIDAD -----	60
1.21.	TRANSPORTADOR DE BANDAS -----	61
1.22.	BANDAS PLANAS Y ACANALADAS -----	62
1.23.	TRANSPORTADOR DE RODILLOS POR GRAVEDAD Y DE RODI- LLOS MULTIPLES -----	63
1.24.	TRANSPORTADOR DEL TIPO RUEDA -----	64
1.25.	TRANSPORTADOR DE PLATAFORMA -----	64
1.26.	TRANSPORTADOR NEUMATICO -----	65
2.1.	SUCCION DEL GRANO -----	71
2.2.	DOSIFICACION DEL GRANO -----	72
2.3.	TRANSPORTE DEL GRANO -----	73
2.4.	VENTILADOR DE FLUJO AXIAL -----	76
2.5.	VENTILADOR DE FLUJO CENTRIFUGO CON ALABES CURVA- DOS HACIA ATRAS -----	77
2.6.	VENTILADOR DE FLUJO CENTRIFUGO CON ALABES CURVADOS HACIA ADELANTE -----	77
2.7.	VENTILADOR DE FLUJO CENTRIFUGO CON ALABES RECTOS- -----	78
3.1.	DIAGRAMA DEL CUERPO LIBRE DE LA PARTICULA EN SUS PENSION -----	84

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
3.2.	CURVAS CARACTERISTICAS DE LOS TRES TIPOS DE VENTILADORES CENTRIFUGOS -----	105
3.3.	RODETES Y TRIANGULOS DE VELOCIDADES PARA LOS TRES TIPOS DE ALABES -----	106
3.4.	RENDIMIENTO INTERNO Y COEFICIENTE DE PRESION DE UN VENTILADOR DE FLUJO CENTRIFUGO -----	110
3.5.	GRAFICO PARA DETERMINAR EL NUMERO DE REVOLUCIONES Y EL DIAMETRO DEL RODETE -----	113
3.6.	DIFERENTES TIPOS DE ENTRADAS EN LOS VENTILADORES -----	120
3.7.	TIPOS DE VOLUTA -----	121
3.8.	VOLUTA DEL VENTILADOR -----	123
3.9.	CAMARA ESPIRAL DE LA VOLUTA -----	126
3.10.	DETERMINACION DEL ANGULO $360-\theta$ A PARTIR DE LA RELACION $1/r_2$ -----	128
3.11.	DIAGRAMA DE FUERZAS EXTERNAS Y EFECTIVAS EN EL RODETE DEL VENTILADOR -----	131
3.12.	VISTA EN CORTE DEL RODETE -----	132
3.13.	CICLON -----	139
3.14.	DIAGRAMA DE FUERZAS ACTUANTES EN LA ESCLUSA--	141
3.15.	DIAGRAMA DE FUERZAS EXTERNAS Y FUERZAS EFECTIVAS EN LA ESCLUSA -----	144
3.16.	ESQUEMA DE LAS PALETAS CON SU EJE DE ROTACION---	145

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
3.17.	ESQUEMA DEL DISCO CON SU EJE DE ROTACION -----	146
3.18.	ESQUEMA DE FUERZAS ACTUANTES EN LA CARA DEL DIEN <u>TE</u> TE -----	151
3.19.	ESQUEMA DE LA RUEDA DENTADA -----	161
3.20.	ESQUEMA DE FUERZAS EFECTIVAS EN LA CARA DEL DIEN <u>TE</u> TE -----	164
3.21.	ESQUEMA DE UN SOLO DIENTE Y DE LAS FUERZAS QUE PRODUCEN FLEXION -----	164
3.22.	DISTRIBUCION DE ESFUERZO EN UNA VIGA SOMETIDA A FLEXION -----	166
3.23.	ESQUEMA DE TRANSMISION POR BANDAS DE DOS <u>PO</u> LEAS CON SUS ANGULOS DE ABRAZAMIENTO-----	176
3.24.	DIAGRAMA DE FUERZAS EN LA POLEA DEL MOTOR --	177
3.25.	DIAGRAMA DE FUERZA EN LA POLEA DE LA CAJA-----	180
3.26.	EJE DEL PIÑON -----	182
3.27.	DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XY, DEL EJE DEL PIÑON -----	182
3.28.	DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XZ, DEL EJE DEL - PIÑON -----	184
3.29.	DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XY, CORREGIDO DEL EJE DEL PIÑON -----	186
3.30.	DIAGRAMA DE FUERZAS CONSTANTES Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO XY, EJE DEL PIÑON-----	186



<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
3.31.	DIAGRAMA DE FUERZA EN EL PLANO XZ CORREGIDO DEL EJE DEL PIÑON -----	187
3.32.	DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLEC- TOR, EN EL PLANO XZ DEL EJE DEL PIÑON -----	187
3.33.	EJE DE LA RUEDA -----	197
3.34.	CHAVETA -----	200
3.35.	FUERZA EN LA CARA DE LA CHAVETA -----	201
3.36.	EJE DE LA ESCLUSA -----	203
3.37.	DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XY, DEL EJE DE LA ESCLUSA -----	203
3.38.	DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XZ, DEL EJE DE LA ESCLUSA -----	206
3.39.	DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XY, CORREGI- DO DEL EJE DE LA ESCLUSA -----	208
3.40.	DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO - FLECTOR EN EL PLANO XY, DEL EJE DE LA ESCLUSA	208
3.41.	DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XZ CORREGIDO , DEL EJE DE LA ESCLUSA -----	209
3.42.	DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLEC- TOR EN EL PLANO XZ, DEL EJE DE LA ESCLUSA ----	209
3.43.	EJE DE LA ESCLUSA -----	217
3.44.	EJE DEL VENTILADOR -----	220
3.45.	ESQUEMA DEL BASTIDOR -----	220
3.46.	BARRA CD DEL BASTIDOR -----	223

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
3.47.	BARRA GH DEL BASTIDOR -----	224
3.48.	BARRA IJ DEL BASTIDOR -----	225
3.49.	BARRA KL DEL BASTIDOR -----	225
3.50.	BARRA BO DEL BASTIDOR -----	227
3.51.	DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTOR DE LA BARRA BO -----	228
3.52.	DIAGRAMA DE MOMENTOS TORSORES DE LA BARRA BO ---	231
3.53.	ESTADO DE ESFUERZO AL QUE ESTA SOMETIDO EL <u>PER</u> <u>FIL</u> -----	234
3.54.	ESQUEMA DE LAS PARTES SOLDADAS DEL BASTIDOR ----	235
3.55.	SOLDADURA O TOPE DEL BASTIDOR -----	235
4.1.	COMPRESIBILIDAD DE LOS EMPAQUES -----	262
4.2.	GRAFICO PARA DETERMINAR LAS SECCIONES DE LAS <u>BAN</u> <u>DAS</u> -----	272
4.3.	SECCION DE LAS BANDAS -----	272
4.4.	TIPOS DE UNIONES CON CHAVETAS -----	275
5.1.	ESQUEMA DE UN PAR LUBRICADO POR CHORRO -----	286
5.2.	ESQUEMA DE UN PAR LUBRICADO POR INMERSION -----	287
5.3.	ESQUEMA DE UN PAR LUBRICADO POR NIEBLA DE <u>ACEI</u> <u>TE</u> -----	288
5.4.	GRADOS SAE PARA LOS ACEITES -----	290

INDICE DE TABLAS

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
3.1.	VALORES PROMEDIOS DE PESOS ESPECIFICOS, PESOS, DIAMETROS Y AREAS PROYECTADAS DE GRANOS -----	87
3.2.	VELOCIDAD DE SUSPENSION -----	90
3.3.	VELOCIDAD SEGURA DE TRANSPORTE -----	93
3.4.	VALORES DE COEFICIENTE DE ROZAMIENTO PARA CODOS--	99
3.5.	VALORES DE $\gamma\theta$ DE LA VOLUTA -----	129
3.6.	MASAS DE LOS ELEMENTOS QUE FORMAN EL RODETE ----	133
3.7.	DIMENSIONES DEL CICLON -----	138
3.8.	VALORES DEL ANGULO θ PARA DETERMINAR EL μ_{15} DEL - CAUCHO SOBRE EL METAL -----	142
3.9.	DATOS PARA EL MAQUINADO DE LA RUEDA -----	162
3.10.	FACTORES K QUE MODIFICAN LA RESISTENCIA A LA FATI GA -----	191
4.1.	ESPECIFICACIONES PARA TUBERIAS PVC A PRESION - CON UNION TIPO Z -----	252
4.2.	MATERIALES PARA EMPAQUETADURAS -----	261
4.3.	MARCAS EN LA CABEZA DE LOS PERNOS PARA IDENTIFICAR SU GRADO -----	263

<u>Nº</u>		<u>PAGS.</u>
4.4.	DIAMETROS, RESISTENCIAS Y DUREZA DE LOS PERNOS--	264
4.5.	FACTORES DE CORRECCION DE POTENCIA PARA TRANSMI- SIONES POR BANDAS -----	271
4.6.	PARAMETROS UTILIZADOS EN SOLDADURA A TOPE, POSI- CION HORIZONTAL Y PARA ELECTRODO E6011 -----	276
4.7.	PARAMETROS UTILIZADOS EN SOLDADURA EN ANGULO, PO- SICION PLANA Y PARA ELECTRODO E6012-----	277
5.1.	TIPOS DE LUBRICACION Y VISCOSIDAD DEL LUBRICAN- TE -----	289



BIBLIOTECA

NOMENCLATURA

LETRAS MAYUSCULAS

Ag	:	Area de la garganta de la soldadura
Ap	:	Area proyectada
At	:	Aceleración tangencial
B ₁ , B ₂	:	Ancho del rodete
C	:	Velocidad absoluta del aire en el rodete
CAP	:	Capacidad de transporte
Ch	:	Factor de relación de dureza
Cl	:	Factor de vida
Cr	:	Factor de confiabilidad
Ct	:	Factor de temperatura
C ₁	:	Carga de seguridad o coeficiente de trabajo por flexión
C _{2m}	:	Velocidad meridional
C _{2u}	:	Componente periférico de la velocidad absoluta
Dag	:	Diámetro de los agujeros en la rueda
Db	:	Diámetro exterior del bocin
Dcp	:	Distancia entre centros de las poleas
Dc	:	Distancia entre centros del piñón y la rueda,
Dec	:	Diámetro del eje de la esclusa

D_m	:	Diámetro de la manzana
D_p	:	Diámetro de paso del piñón.
D_p'	:	Diámetro exterior del piñón
D_{pi}	:	Diámetro del eje del piñón
D_r	:	Diámetro de paso de la rueda
$D'r$:	Diámetro exterior de la rueda
D_v	:	Diámetro del eje del ventilador
E	:	Energía requerida para vencer las pérdidas en el sistema
E_a	:	Espesor del alma de la rueda
F	:	Fuerza de flotación
F_a	:	Carga axial aplicada
F_e	:	Carga radial equivalente
F_r	:	Carga radial aplicada
F_t	:	Fuerza transmitida
$F_{1,2,3,4}$:	Constantes
G_r	:	Grueso del engranaje
H	:	Altura o ser elevado el grano
H_b	:	Dureza brinell
H_1	:	altura de la chaveta
I	:	Momento de inercia
I_b	:	Momento de inercia de las paletas
I_d	:	Momento de inercia del disco
I_t	:	Momento de inercia total
I_{xy_1}	:	Reacción en el sentido x, en el punto E
I_{xy_2}	:	Reacción en el sentido x, en el punto F

lyx_1	:	Reacción en el sentido y, en el punto E
lyx_2	:	Reacción en el sentido y, en el punto F
lzx_1	:	Reacción en el sentido z, en el punto E
lzx_2	:	Reacción en el sentido z, en el punto F
K	:	Espesor de la corona de la rueda
Kca	:	Coefficiente de velocidad en la boca de aspiración
Kp	:	Factor de corrección de potencia en transmisiones por bandas.
L	:	Paso de la hélice de la rueda
La	:	Distancia entre agujeros
Lb	:	Longitud de la banda o longitud de todos los tramos del bastidor.
Le	:	Largo del eje del ventilador
Ln	:	Ancho de la manzana
Lt	:	Longitud de los tubos
L_1	:	Largo de la chaveta
L_{10}^h	:	Duración nominal en horas de servicios de rodamientos
M	:	Módulo
Mb	:	Masa de las paletas
Mc	:	Masa del caucho
Md	:	Masa del disco
Mf	:	Momento flexionante
Ml	:	Masa de la platina
Mm	:	Momento flector máximo
Mn	:	Módulo normal o aparente
Mp	:	Masa del perno y tuerca

M_t	:	Masa total
M_{ta}	:	Momento torsor requerido en el arranque
M_{tc}	:	Momento torsor a plena carga
M_{xy}	:	Momento flector máximo, en el plano xy
M_{xz}	:	Momento flector máximo en el plano xz
N	:	Número de revoluciones
N_e	:	Número de revoluciones a la entrada de la casa reductu ra.
N_m	:	Número de revoluciones del motor de la esclusa.
N_p	:	Número de dientes del piñón.
N_q	:	Número específico de revoluciones en función del cau dal.
N_r	:	Número de dientes de la rueda
N_s	:	Número específico de revoluciones en función de la po tencia.
$(P_1 - P_2)$:	Diferencia de presión
$(P_1 - P_2)_a$:	Diferencia de presión debida a la aceleración del gra no.
$(P_1 - P_2)_c$:	Diferencia de presión debida a cambios de dirección.
$(P_1 - P_2)_g$:	Diferencia de presión debida a fuerzas gravitaciona les.
$(P_1 - P_2)_r$:	Diferencia de presión debida a rozamiento en la tubería.
$(P_1 - P_2)_t$:	Diferencia de presión total
P_a	:	Potencia de arranque
P_c	:	Potencia a plena carga
P_{co}	:	Potencia corregida para transmisiones por bandas



BIBLIOTECA

P_n	:	Paso diametral normal
P_{rm}	:	Potencia requerida por el motor
P_{to}	:	Potencia total
P_{tr}	:	Potencia transmitida por cada banda
P_u	:	Potencia útil
P_{yx_1}	:	Reacción en el sentido y, en el punto C
P_{yx_2}	:	Reacción en el sentido y, en el punto D
P_{zx_1}	:	Reacción en el sentido Z, en el punto C
P_{zx_2}	:	Reacción en el sentido Z, en el punto D
Q	:	Caudal de aire
Q'	:	Caudal real
Q_1	:	Caudal total de aire que circula por el rodete
R_b	:	Carga resultante en el lado B
R_c	:	Radio de curvatura
R_d	:	Carga resultante en el lado D
R_e	:	Radio de la esclusa
R_f	:	Carga resultante en el lado F
R_o	:	Carga resultante en el lado O
R_{xy_1}	:	Reacción en el sentido x, en el punto O
R_{xy_2}	:	Reacción en el sentido x, en el punto B
R_{yx_1}	:	Reacción en el sentido y, en el punto O
R_{yx_2}	:	Reacción en el sentido y, en el punto B
R_{xz_1}	:	Reacción en el sentido Z, en el punto O
R_{xz_2}	:	Reacción en el sentido Z, en el punto B
S	:	Tensión requerida para templar bandas

S_e	:	Resistencia a la fatiga
S'_e	:	Resistencia a la fatiga de la viga rotativa
S_{fe}	:	Resistencia a la fatiga en la superficie
S_h	:	Resistencia a la fatiga modificada en la superficie o resistencia hertziana
S_{sy}	:	Resistencia a la fluencia de corte
S_{ut}	:	Resistencia máxima
S_y	:	Resistencia a la frecuencia
T	:	Torque máximo transmitido
T_n	:	Grueso del diente en la línea primitiva
T_{1x}	:	Tensión menor en la banda, en el sentido X
T_{2x}	:	Tensión mayor en la banda, en el sentido X
T_{1y}	:	Tensión menor en la banda, en el sentido Y
T_{2y}	:	Tensión mayor en la banda, en el sentido Y.
T_1	:	Tensión menor en la banda
T_2	:	Tensión mayor en la banda
U	:	Velocidad periférica del aire en el ventilador
V	:	Velocidad
V_a	:	Velocidad del aire en la boca de aspiración
V_c	:	Velocidad de la banda
V_{co}	:	Carga de corte
V_s	:	Velocidad de suspensión
V_{st}	:	Velocidad segura de transporte
V_1	:	Factor de rotación
W	:	Fuerza resultante en la cara del diente
W_a	:	Fuerza axial

W_c	:	Peso del caucho
W_{ca}	:	Velocidad angular de entrada a la caja reductora
W_{cr}	:	Peso de la caja reductora
W_e	:	Velocidad angular de entrada
W_{ec}	:	Peso de la esclusa
W_f	:	Velocidad angular final
W_g	:	Peso del grano
W_l	:	Peso de la platina
W_{mo}	:	Velocidad angular del motor
W_o	:	Velocidad angular inicial
W_p	:	Peso de pernos y tuercas
W_{pom}	:	Peso de la polea del motor
W_{poc}	:	Peso de la polea de la caja reductora
W_{pi}	:	Peso del piñón.
W_r	:	Fuerza radial
W_{ru}	:	Peso de la rueda
W_{re}	:	Peso de rulimanes
W_s	:	Velocidad angular de salida.
W_t	:	Fuerza tangencial
W_{ta}	:	Fuerza resultante de las fuerzas tangenciales y axial
W_v	:	Peso del ventilador
W_1	:	Ancho de la chaveta
X	:	Factor radial
Y	:	Factor de empuje

LETRAS MINUSCULAS

a	:	Constante
bg	:	Longitud del cordón de soldadura
bv	:	Ancho de la carcaza
c	:	Constante
cbc	:	Capacidad básica de carga
d	:	Diámetro del eje del motor del ventilador
da	:	Diámetro de la boca de entrada del rodete.
dc	:	Diámetro de la polea a la entrada de la caja
de	:	Diámetro de la esclusa
dm	:	Diámetro de la polea a la salida del motor
d ₁	:	Diámetro a la entrada del rodete
d ₂	:	Diámetro del rodete
d ₃	:	Distancia desde el centro de giro de la esclusa hasta el centro de la paleta
fk	:	Fuerza de fricción
g	:	Gravedad
h	:	Altura del diente
hg	:	Altura del cordón de soldadura
i	:	Razón de velocidades angulares
k	:	Coefficiente de presión obtenido experimentalmente
l	:	Paso de la hélice del piñon
n	:	Factor de seguridad
re	:	Radio del eje del motor del ventilador
rm	:	Radio de la manzana

r_θ	:	Radio que describe la trayectoria de la voluta
r_1	:	Radio de entrada del rodete
r_2	:	Radio exterior del rodete
t	:	Tiempo
t_1	:	Profundidad del chavetero
y	:	Distancia de la fibra neutra a cualquier punto

LETRAS GRIEGAS

α	:	Aceleración angular
β	:	Ángulo de entrada y salida del alabe
γ	:	Peso específico
η	:	Rendimiento
θ	:	Angulo que describe la voluta
μ_s	:	Coefficiente de fricción estático
ρ	:	Densidad del aire
σ	:	Esfuerzo
\varnothing	:	Diámetro
ψ	:	Coefficiente de presión
φ	:	Coefficiente de caudal



BIBLIOTECA

INTRODUCCION

Esta tesis propone el diseño de un succionador de grano - que tiene como objetivo transportar el grano a través de ductos en suspensión utilizando un ventilador de flujo cen trífugo.

El carácter integrado del proceso productivo vuelve imperioso atender tanto el incremento de la productividad, la preservación de los bienes producidos, así como bajar el costo final de la producción.

En los últimos años hay consenso en las Universidades y Escuelas Politécnicas, por generar tecnologías apropiadas que resuelvan problemas técnicos de la producción y que contribuyan al desarrollo nacional.

En este contexto, el succionador de grano diseñado resolvería el inadecuado transporte de granos, común entre la mayoría de los productores agrícolas del país, especialmente - los pequeños y medianos productores.

La utilización del succionador evita el deterioro del grano, disminuye el tiempo de transportación, los riesgos de accidentes y abarata el costo final de la producción.

El bajo costo de la maquinaria, su fácil manejo y mantenimiento permitirá que amplios sectores dedicados a producir granos lo obtengan y lo utilicen masivamente.

Las ventajas económicas y tecnológicas del succionador de granos diseñado, podría ser un importante estímulo para que la industria nacional se interese en producirlo a escala y colocarlo tanto en el mercado local como en países de similar desarrollo al nuestro.

Con esta tesis se pretende contribuir el desarrollo de un vasto proceso de investigación iniciado en la ESPOL, que haga del Ecuador sujeto activo de conocimiento científico - tecnológico.

La utilización del succionador evita el deterioro del grano, disminuye el tiempo de transportación, los riesgos de accidentes y abarata el costo final de la producción.

El bajo costo de la maquinaria, su fácil manejo y mantenimiento permitirá que amplios sectores dedicados a producir granos lo obtengan y lo utilicen masivamente.

Las ventajas económicas y tecnológicas del succionador de granos diseñado, podría ser un importante estímulo para que la industria nacional se interese en producirlo a escala y colocarlo tanto en el mercado local como en países de similar desarrollo al nuestro.

Con esta tesis se pretende contribuir el desarrollo de un vasto proceso de investigación iniciado en la ESPOL, que haga del Ecuador sujeto activo de conocimiento científico - tecnológico.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1. SUCCIONADORES DE GRANO: IMPORTANCIA Y CAMPOS DE APLICACION

Los succionadores de granos son máquinas que basan su funcionamiento en el transporte de granos secos de libre circulación en suspensión dentro de un tubo o conducto por medio de una corriente de aire a velocidad casi constante, producida por un ventilador de flujo centrífugo.

Este tipo de máquinas tienen gran importancia en el desarrollo de nuestra agroindustria, porque por medio de estas se logra mayor rapidez en el transporte del grano de un sitio a otro y elimina en gran proporción la mano obrera en la ejecución de dicho trabajo.

Los campos de operación de los transportadores neumá-

ticos, podrían ser clasificados de la siguiente manera:

- a. En los sitios de producción (haciendas)
- b. En los lugares de acopio (almaceneras)
- c. En industrias de procesamiento de alimentos
- d. Fabricas cuyos procesos implican producción de polvos.
- e. En lugares donde se requiere el transporte de materiales suaves tales como: productos químicos, astillas de madera , aserrín, etc.
- f. En lugares donde se transporta materiales duros tales como: minerales, silíceos y fosfatos.

1.2. CLASES DE TRANSPORTADORES

En la actualidad el desarrollo de la tecnología ha hecho que exista un incremento en la creación de maquinaria - destinada al transporte de diferentes materiales.

Los tipos de transportadores están clasificados como se muestran a continuación:

- Transportadores elevados
- Transportadores no conductores
- Transportadores conductores
- Transportadores neumáticos.

1.2.1. Transportadores elevados

Los sistemas de transportadores elevados se dividen en dos: el transportador básico de trote y el transportador motorizado o libre, cada uno de los cuales tiene un propósito definido.

El transporte básico de trole puede emplear cualquier longitud de cadena dependiendo de la capacidad admisible del impulsor o los impulsores.

La disposición de la vía incluye curvas horizontales, ascensos y descensos verticales. Las secciones de las vías pueden ser de elementos en "T" o secciones tubulares de peso ligero, hasta secciones de vigueta para trabajo mediano y pesado.

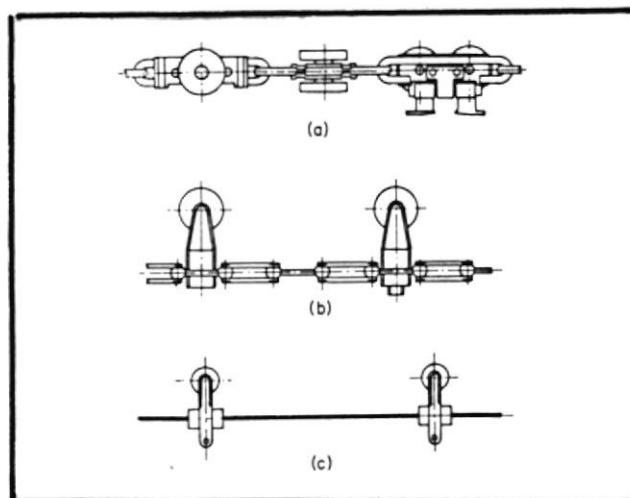


FIGURA N^o 1.1. CADENAS O CABLES TÍPICOS PARA TRANSPORTADORES.

El transportador de paleta del tipo de cadena su
pendida tiene la particularidad que la cadena de
cansa sobre guías y también deja un claro con
el canal, la cadena es del tipo de rodillos.

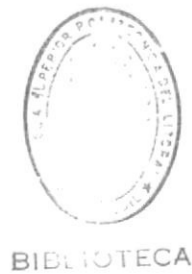
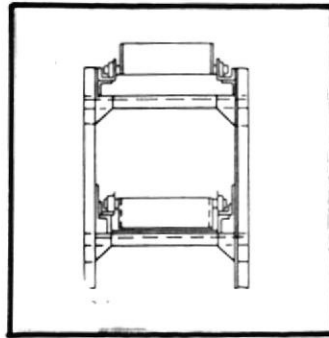


FIGURA N° 1.6. TRANSPORTADOR DE CADENAS DE RODILLOS

Entre los transportadores de paletas se tiene el tipo de Bluck Flow, el mismo que presenta las paletas en forma de pico o punta, para faci
litar la salida de la carga en el punto de de
scarga.

En la figura N° 1.7. podemos observar el transportador de tipo Bluck Flow.

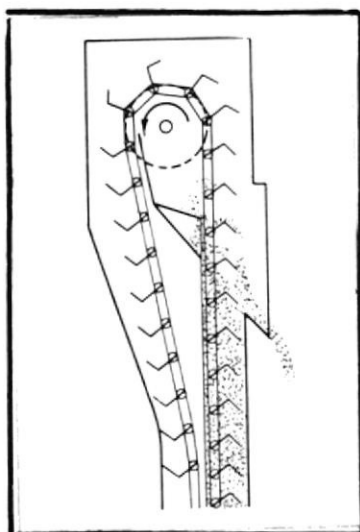


FIGURA N^o 1.7. TRANSPORTADOR BLUCK FLOW

Los transportadores no conductores del tipo tornillo sin fin o de espiral, tienen uso muy amplio para materiales pulverizados o granulares, no corrosivos y no abrasivos.

Este tipo de transportador es usado cuando se requiere una capacidad moderada, y cuando la distancia no es mayor a 61 metros o la trayectoria no tiene demasiada pendiente.

En planos inclinados pueden mover materiales cuando la pendiente no exceda de unos 35°.

A continuación se indica la variación de la capacidad del transportador con los grados de inclinación

del mismo.

INCLINACION (grados)	10	15	20	25	30	35
REDUCCION DE CAPACIDAD (%)	10	26	45	58	70	78

Los transportadores del tipo de tornillo sinfin se los indican a continuación.

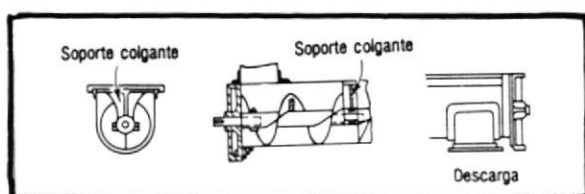


FIGURA N° 1.8. TRANSPORTADOR EN ESPIRAL

Los transportadores de espiral cortada se usan para transportar y mezclar cereales, grano y otros materiales ligeros.

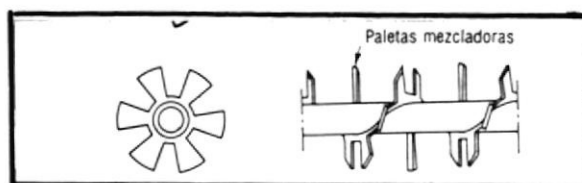


FIGURA N° 1.9. TRANSPORTADOR DE ESPIRAL CORTADA

Los transportadores de cinta se utilizan para materiales húmedos y pegajosos como melazas, alquitrán caliente y asfalto, este sistema es así para cortar la adherencia del producto transportado con el eje.

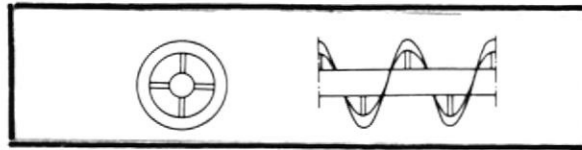


FIGURA N° 1.10. TRANSPORTADOR DE CINTA

Los transportadores no conductores del tipo toboganes (vertederos) sirven para transportar material al granel.

En estos transportadores se tiene diferentes tipos:

Vertedero escalonado

Vertedero de caja con puertas de charnela

Vertedero inclinado

Vertedero alimentador controlado por cadena

Vertedero en espiral de lámina metálica

El transportador no conductor del tipo vertedero escalonado se lo utiliza cuando se quiere que el material se mueva en pequeñas cantidades en forma de

zig-zag sobre las placas o estantes en lugar de caer libremente.

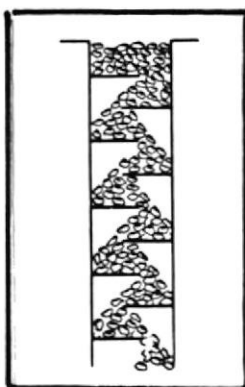


FIGURA N° 1.11. TRANSPORTADOR DE VERTEDERO ESCALONADO

El transportador no conductor del tipo vertedero de caja con puertas de charnela, permite que el material caiga sólo desde la parte superior.

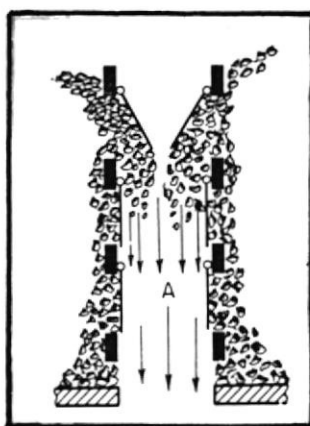


FIGURA N° 1.12 TRANSPORTADOR DE VERTEDERO DE CAJA CON PUERTAS DE CHARNELA.

El transportador de vertedero inclinado es muy utilizado cuando se quiere obtener cantidades casi iguales al fi

nal del transportador, se requiere que la pendiente de este tipo de transportador no sobrepase los 60° para así obtener una mayor eficiencia en el mismo.



FIGURA N° 1.13. TRANSPORTADOR DE VERTEDERO INCLINADO CON
ANGULOS TRANSVERSALES

Vertedero alimentador controlado por cadena tiene la misma aplicación que el vertedero inclinado.

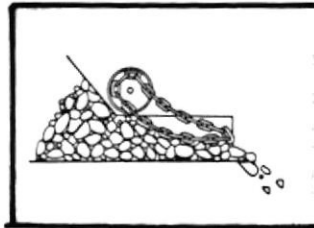


FIGURA N° 1.14. TRANSPORTADOR DE VERTEDERO ALIMENTADOR
CONTROLADO POR CADENA.

El transportador de tobogan en espiral de lámina metálica tiene una hoja fija que es por donde el material se transporta de arriba hacia abajo. Esta superficie debe ser

bien liza para evitar cualquier atascamiento a lo largo del espiral. Este transportador no se utiliza para transportar materiales húmedos.

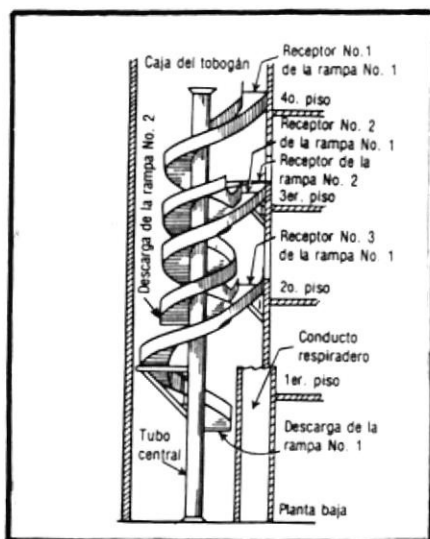


FIGURA N^o 1.15. TRANSPORTADOR DE TOBOGÁN EN ESPIRAL DE LA MINA METALICA.

1.2.3. Transportadores conductores

Entre los transportadores conductores se tiene a los siguientes:

- Transportadores conductores de mandil
- Transportadores y elevadores de cangilones
- Transportadores de banda
- Transportadores de rodillos
- Transportadores de ruedas
- Transportadores de plataforma

Los transformadores de mandil, trabajan con materiales granulares, en terrones o en trozos.

Dado que la carga se transporta y no se arrastra, requieren menos potencia que los de tornillo sin fin.

Los transportadores de mandil pueden tener placas laterales para obtener una mayor altura del material sobre el transportador.

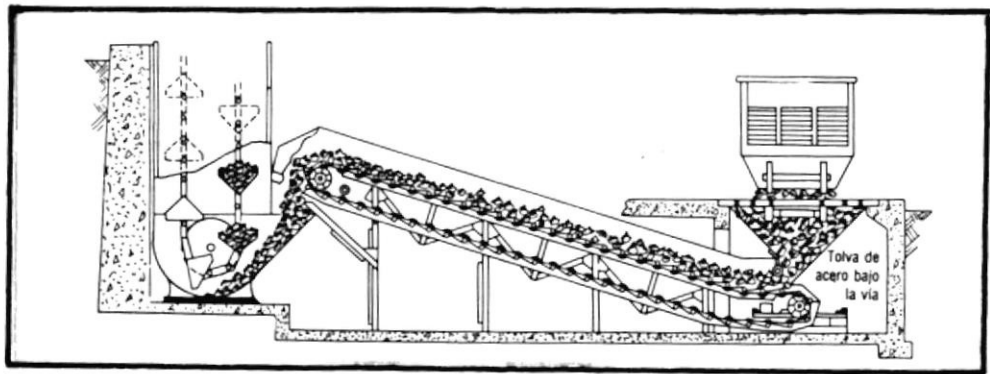


FIGURA N° 1.16. TRANSPORTADOR DE MANDIL

Los transportadores y elevadores de cangilones, se emplean para elevar y transportar materiales no abrasivos. La longitud y la altura de elevación están limitados por las resistencias de las cadenas y rara vez exceden de 23 metros de altura.

Estos transportadores pueden trabajar en cualquier decli-
ve y pueden descargar en cualquier punto en la ca-
rrera horizontal.

El tamaño del material a transportarse está limita-
do por el tamaño y espaciamiento de los cangilo-
nes.

Los transportadores de cangilones se pueden clasificar -
en dos tipos:

Transportador de cangilones en V.

Transportador de cangilones pivoteados.

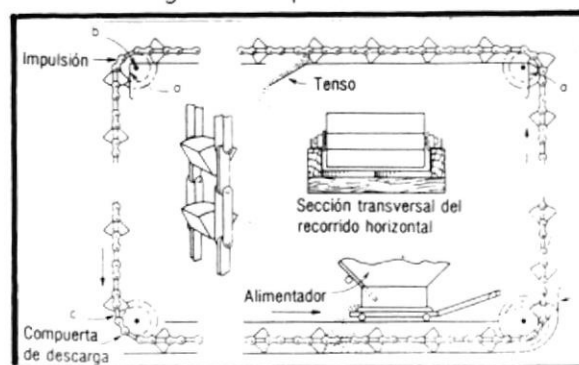


FIGURA N° 1.17. TRANSPORTADOR DE CANGILONES EN V

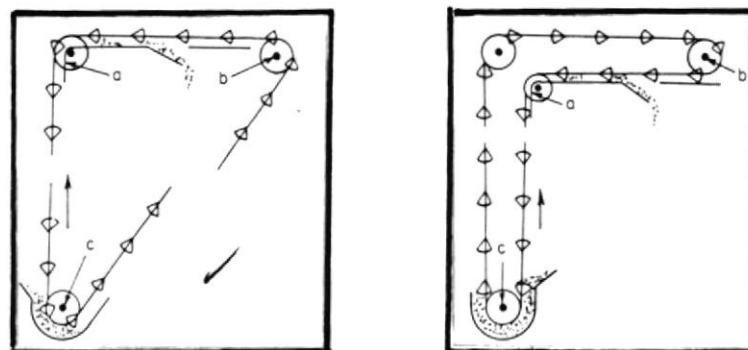


FIGURA N°1.18. TRANSPORTADOR DE CANGILONES EN V, PERO EN PLANOS INCLINADOS.

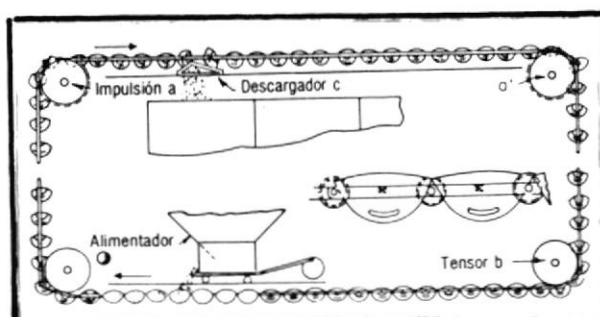


FIGURA N° 1.19. TRANSPORTADOR DE CANGILONES PIVOTEADOS

Los transportadores de cangilones pivoteados tienen aplicación principal en donde la trayectoria es de vuelta completa. Este tipo de cangilones pivoteados requieren menos potencia que los de cangilones en V , ya que estos conducen solamente, en cambio los de cangilones en V conducen y arrastran en el plano horizontal de descarga. Los cangilones pivoteados alcanzan una longitud de 150 metros y una altura de 30 metros.

Los elevadores de cangilones son de dos tipos:

1. Cadena y cangilones, en el cual los cangilones están sujetos a una o dos cadenas.

2. Banda y cangilones, en el cual están unidos a bandas de lona o de caucho.

Cualquiera de los dos tipos pueden ser vertical o inclinado.

La longitud de los elevadores está limitada por la resistencia de las cadenas o de las bandas.

En la siguiente figura se muestra dos tipos de transportadores de cangilones, el uno es el de flujo continuo de pequeña capacidad y el otro es el transportador de supercapacidad.

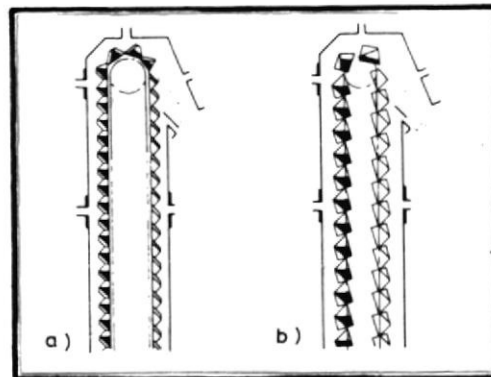


FIGURA N^o 1.20. a. CANGILON DE PEQUEÑA CAPACIDAD
b. CANGILON DE SUPERCAPACIDAD

Los transportadores de banda son utilizados para ser

vicio pesado y es el más adecuado para el transporte de grandes tonelajes sobre trayectorias que quedan fuera del alcance de cualquier otro tipo de transportador mecánico.

La capacidad está dada por el peso de lo que se va a transportar, y la longitud de la banda está en función de la distancia que se va a transportar el producto. En este tipo de transportadores la banda puede estar en posición horizontal o, inclinada o una combinación de ambas, dependiendo de la necesidad existente del momento.

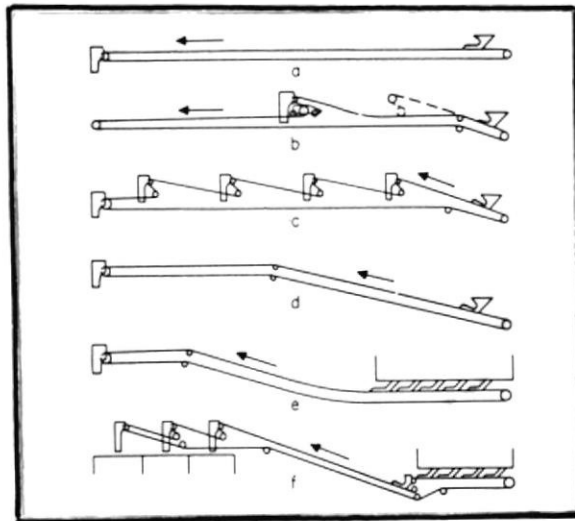


FIGURA N° 1.21. TRANSPORTADOR DE BANDAS

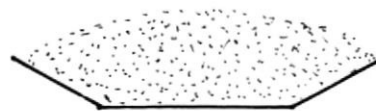
El límite de inclinación de este transportador está

dado cuando el material empieza a resbalar sobre la superficie de la banda. Pero hay bandas de construcción especial moldeada para evitar el deslizamiento del material, este tipo de transportar pueden manejar material granulado o en terrones.

El ancho de la banda se determina por la capacidad y el tamaño del producto a ser transportado.

La construcción normal de las bandas de caucho incluye varias capas o lonas.

Con respecto a la capacidad del transportador de banda se tendría que dividirlo en dos tipos, uno que transportará mayor cantidad de material que es el que utiliza la banda acanalada, y el otro que transportará menor cantidad de material que es que utiliza la banda plana.



b)



a)

FIGURA N°1.22. a. BANDA PLANA; b. BANDA ACANALADA

Los transportadores de rodillos, se utilizan para el movimiento de toda clase de artículos empaquetados de superficies lisas y de suficiente rigidez, para así evitar cualquier atascamiento a lo largo del transportador. Es muy utilizado en almaceneras, ladrilleras, depósito de materiales para la construcción, oficinas de correos, etc.

Hay dos tipos de rodillos que son: los de mayor diámetro que se emplean para mover piezas grandes, y los rodillos de diámetro pequeño que se los emplean para mover objetos pequeños y ligeros.

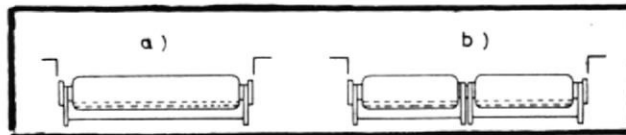


FIGURA N° 1.23. a. TRANSPORTADOR DE RODILLOS POR GRAVEDAD
b. TRANSPORTADOR DE RODILLOS MULTIPLES

Los transportadores de ruedas son utilizados para el manejo de cajas de frutas, atados de cartones de fibra y cajas grandes ligeras, las ruedas tienen rodamientos de bola y están atornillados a las rieles.

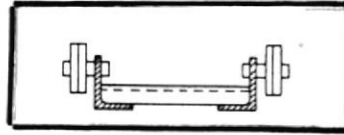


FIGURA N° 1.24. TRANSPORTADOR DEL TIPO DE RUEDA

Los transportadores de plataforma son de ramales sencillos o dobles con placas de acero o de madera dura que forman una plataforma continua en la cual se colocan las cargas.

Este tipo de transportador está destinado para manejar tambores o barriles pesados y cargas diversas.

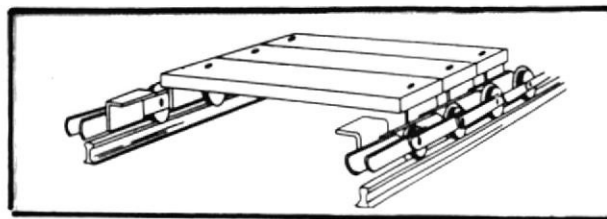


FIGURA N° 1.25. TRANSPORTADOR DE PLATAFORMA

1.2.4. Transportadores neumáticos

Los transportadores neumáticos transportan material seco,

granulado, de libre circulación en suspensión dentro de un tubo o conducto, a través de una corriente de aire generada por un ventilador.

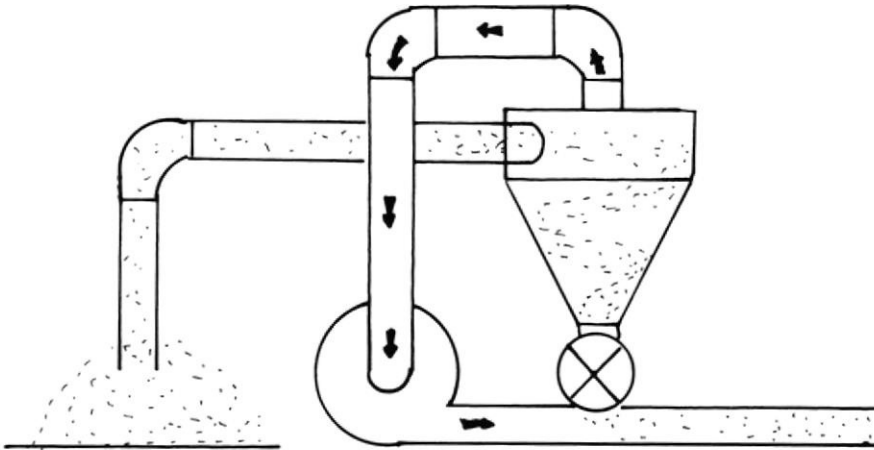


FIGURA N^o 1.26. TRANSPORTADOR NEUMÁTICO

Los usos principales son:

1. Recolección de polvos
2. Transporte de materiales suaves, como granos, elementos secos (harina y alimentos para animales), astillas de madera, etc.
3. Transporte de materiales duros, como ceniza volátil, cemento, minerales, silíceos y fosfatos.

1.3. JUSTIFICACION DEL PROYECTO

Considerando que uno de los principales problemas que se tiene en los sitios de producción o en los lugares de acopio de productos agrícolas, tales como: cereales, harinas, y granos en general es el de transportar los mismos de un lugar a otro; empleando por un lado una exagerada mano de obra; y, por otro lado un elevado tiempo en la ejecución de dicho trabajo, ocasionando que los productos tengan precios elevados.

Los agricultores y empresas agroindustriales se han visto en la necesidad de adquirir succionadores de granos de procedencia extranjera con un fuerte desembolso económico.

Con este proyecto se pretende solucionar el problema del transporte del grano a todo nivel agrícola, ya sea desde el pequeño agricultor hasta empresas agroindustriales, convirtiendo el transporte de grano en una labor más eficiente y económica.

Este tipo está diseñado de tal manera que no presenta complicaciones en su instalación, ya que puede conectarse en cualquier punto entre el lado de aspiración y el de descarga. Además recoge y transporta el grano sin dejar

rastros, ofrece una limpieza de trabajo de un ciento por ciento, y una vez terminado el trabajo, el sistema queda limpio y listo para repetir la misma operación.

Refiriéndose a lo expresado anteriormente este proyecto - pretende cumplir con los siguientes objetivos:

1. Bajo costo, tanto en su construcción, operación y mantenimiento, lo cual permitirá la adquisición de esta máquina en casi todo el sector agrícola.
2. Empezar en la construcción de máquinas de mediana capacidad, generando así fuentes de trabajo.
3. Ahorro de divisas para el país, por cuanto en la actualidad este equipo es importado.



CAPITULO II

INGENIERIA DEL PROYECTO

2.1. CONOCIMIENTO DE LAS NECESIDADES AGRICOLAS

Nuestro país presenta una gran variedad de productos agrícolas de consumo humano, los mismos que se los obtiene de la tierra fecunda para luego ser negociados, trasladándolos de un sitio a otro logrando de esta manera su plir las necesidades de nuestro pueblo.

En realidad todo el producto cosechado no es comercializado, ya sea porque no existe medios de transporte ade cuados para sacar el producto de los sitios de producci ón hacía los lugares de comercialización, o porque un sólo agricultor no puede recolectar toda la cosecha, para luego transportarlo al sitio de comercialización.

Todos los productos agrícolas, una vez cosechados deben ser transportados a los sitios de acopio. Unos productos

por su tamaño y forma presentan cierta facilidad para el transporte, pero el grano, comunmente llamado así, por su tamaño y cantidad que se obtiene en la cosecha - se convierte en un producto de difícil transporte, ya que se requiere de un grupo de personas para ensacarlos y llevarlos al sitio de acopio, causando un incremento en el costo de los mismos.

En lo que se refiere al tiempo a utilizarse en el transporte del grano por medio de la fuerza física **por** muy grande que sea el número de personas que esté con formada la cuadrilla, con respecto al uso de máquinas transportadoras siempre resulta ser más elevado.

Otro punto a ser analizado, es el deterioro del producto por el manipuleo, a lo largo de todo el proceso desde la cosecha hasta los sitios de acopio del producto.

Con estos puntos mencionados se puede ver claramente la gran necesidad del uso de maquinaria agrícola, especialmente de aquellas maquinarias que pueden ser accesibles al pequeño y mediano agricultor. Esto significa máquinas de bajo costo, de fácil operación, fácil mantenimiento y de fácil transporte a los lugares de operación.

Además es menester mencionar que la producción local de cualquier tipo de maquinaria, incrementará el desarrollo tecnológico.

2.2. OBJETIVO PRINCIPAL

El objetivo principal de esta maquinaria es transportar - el grano de un lugar a otro, lo cual se lo consigue por la diferencia de presión producida por un ventilador de flujo centrífugo.

Esto se obtiene mediante tres operaciones básicas:

- Succión del grano por el lado de baja presión desde el sitio de recolección o acopio hasta el colector . (Figura N° 2.1).
- Dosificar la cantidad de grano requerido hacia los ductos de transporte por medio de la esclusa. (Figura N° 2.2).
- Expulsión del grano por el lado de alta presión, hasta el sitio de descarga. (Figura N° 2.3.).

La primera operación se la consigue mediante el uso de un ventilador de flujo centrífugo, el cual crea una de

presión en el sistema, permitiendo de esta manera el ingreso del grano en el interior del colector.

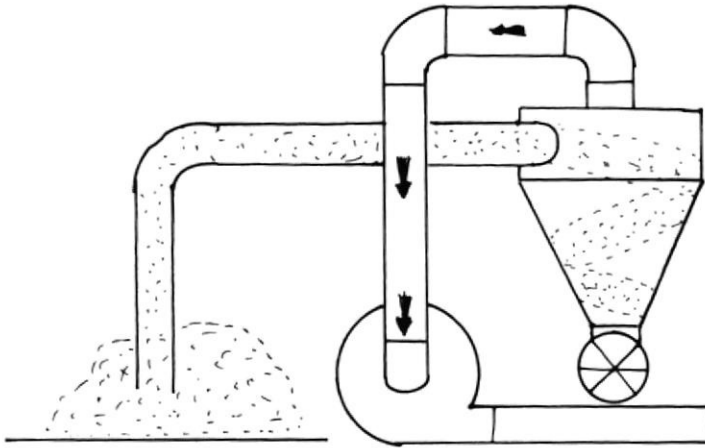


FIGURA N° 2.1. SUCCION DEL GRANO

El colector es un recipiente en cuya parte superior se inyecta tangencialmente y bajo presión, el fluido cargado de partículas sólidas. La fuerza centrífuga proyecta estas partículas contra las paredes del recipiente, por las cuales van descendiendo sin dejar de girar hasta el fondo del mismo.

La segunda operación, es la de dosificar el grano en la cantidad requerida para que este pueda ser transportado -



BIBLIOTECA

hacia el sitio de descarga.

La dosificación del grano se la consigue por medio de la esclusa, la cual tiene dos funciones específicas:

La de dosificar el grano y la de estanco para que se pueda producir la depresión requerida en el ciclón.

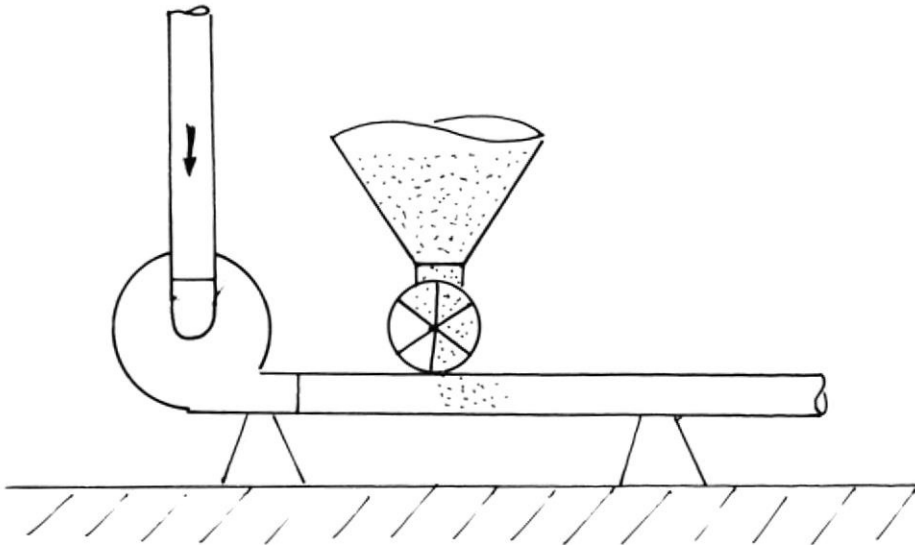


FIGURA N° 2.2.

DOSIFICACION DEL GRANO

La tercera operación, el de transportar los granos a través de las tuberías o ductos del sistema hasta el lugar de descarga, este paso se lo consigue aprovechando la alta presión a la salida del ventilador.

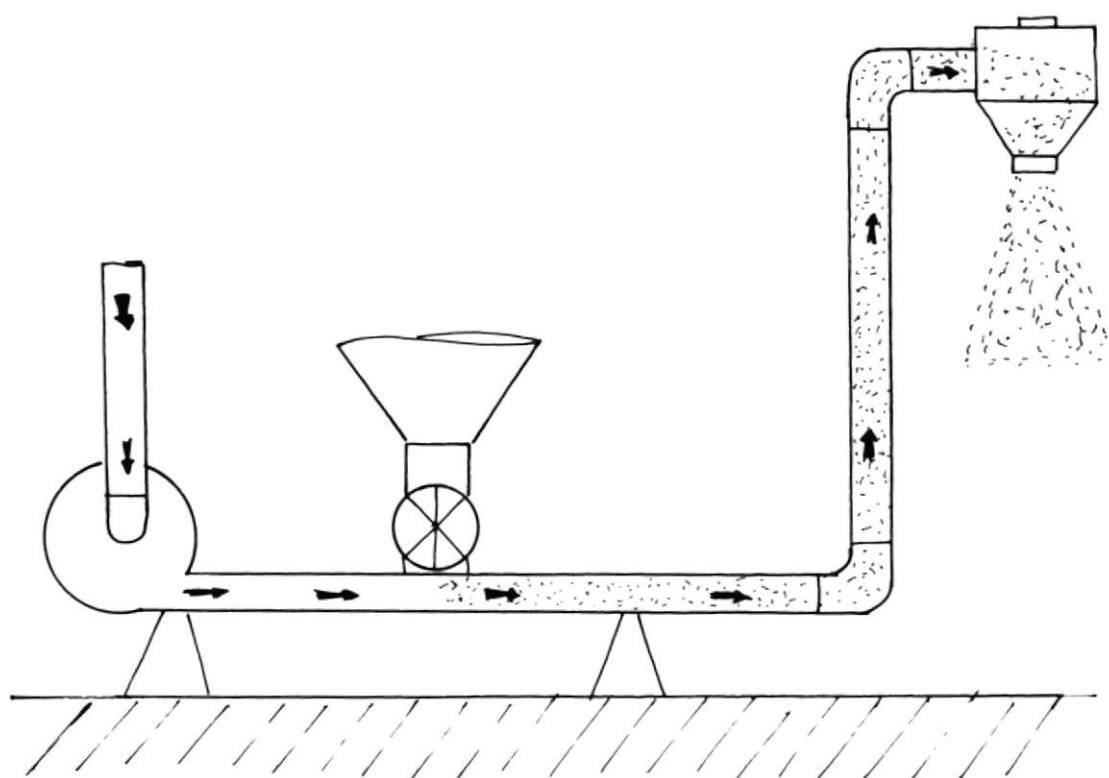
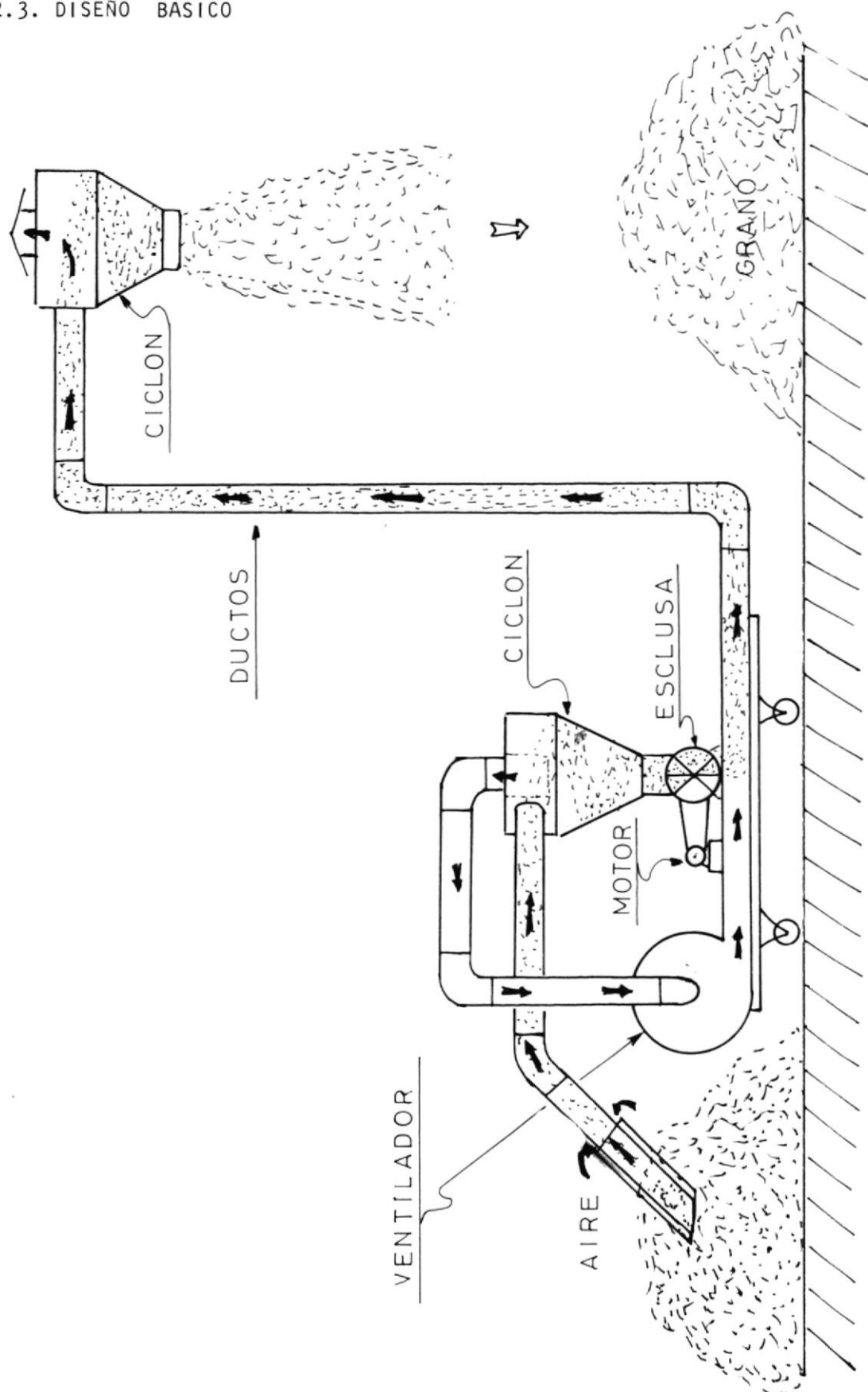


FIGURA Nº 2.3. TRANSPORTE DEL GRANO

2.3. DISEÑO BASICO



2.4. DESCRIPCION DE LAS PARTES CONSTITUTIVAS DEL SISTEMA

Al empezar a describir las partes que está conformado el succionador, sería de mucha utilidad explicar cual es la función básica de dicha máquina, para así lograr una mejor comprensión de cual es la principal función de cada elemento que está conformado el succionador.

La función básica del succionador es de transportar distintos tipos de granos de un lugar a otro, por medio de la diferencia de presiones producida por un ventilador de flujo centrífugo.

El succionador de grano está conformado por distintos - elementos mecánicos, los cuales cumplen una función específica, los mismos que se mencionarán a continuación:

- - Ventilador de flujo centrífugo
- - Ciclón o separador (colector)
 - Esclusa
- - Ductos.

2.4.1. Ventiladores

Los ventiladores tienen amplio uso en la industria

de acondicionamiento de aire, en la construcción de maquinaria agrícola, para uso doméstico, etc. Los ventiladores se pueden clasificar en dos grupos:

- Los ventiladores de flujo axial; y,
- Los ventiladores de flujo centrífugo.

Los ventiladores del tipo axial son generalmente utilizados donde se requiere manejar grandes caudales de aire y baja presión.

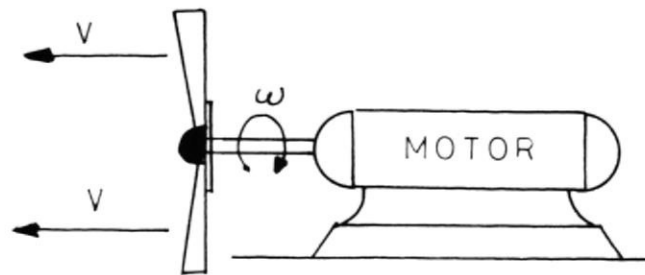


FIGURA N° 2.4. VENTILADOR DE FLUJO AXIAL

Los ventiladores de flujo centrífugo, pueden ser de tres tipos:

El ventilador de flujo centrífugo con alabes curvados hacia atrás produce velocidades de aire bajas, por lo que su cabezal de velocidad es bajo, lo cual significa que la mayor parte de la energía entregada por el rodete a el aire se convierte en carga estática.

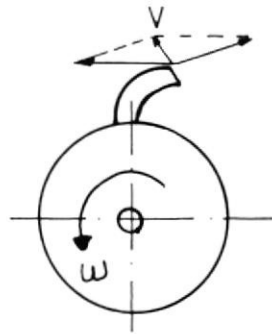


FIGURA N°2.5. VENTILADOR DE FLUJO CENTRIFUGO CON ALETAS CURVADAS HACIA ATRAS.

El ventilador de flujo centrífugo con alabes curvados - hacia adelante produce velocidades de aire elevadas y la presión estática de descarga baja, se lo emplea para mover grandes cantidades de aire.

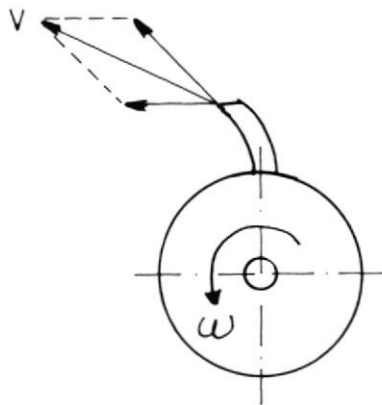


FIGURA N° 2.6. VENTILADOR DE FLUJO CENTRIFUGO CON ALETAS CURVADAS HACIA ADELANTE.

El ventilador de flujo centrífugo con alabes radiales, tiene características intermedias de los dos mencionados anteriormente.

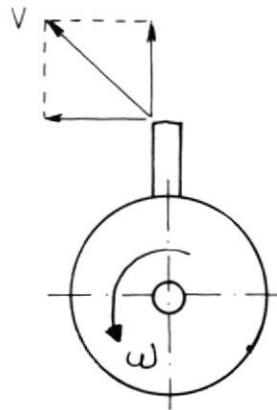


FIGURA N° 2.7. VENTILADOR DE FLUJO CENTRIFUGO CON ALETAS RADIALES.

2.4.2. Ciclón o Separador

El ciclón es un aparato usado para separar las partículas sólidas arrastradas por un fluido.

El ciclón o separador consiste en un recipiente en cuya parte superior se inyecta aire, el mismo que contiene las partículas en suspensión. La fuerza centrífuga proyecta estas partículas contra las paredes del recipiente por las cuales van descendiendo sin dejar de girar hasta el fondo del recipiente.

Existe gran variedad de ciclones, teniendo cada uno de ellos dimensiones distintas, las mismas que dan diversas capacidades y eficiencias. La eficiencia de

un ciclón depende en gran parte de la clase de grano que se esté trabajando. Si el grano utilizado contiene en su mayoría partículas menudas y livianas o fragmentos comparativamente grandes pero escasos, la eficiencia de separación puede alcanzar el 70 %. En el caso de que las partículas sean relativamente toscas la eficiencia puede alcanzar el 90 %.

Los ciclones tienen numerosas aplicaciones: saneamiento de la atmósfera en los talleres; recuperación de las partículas sólidas arrastradas por los humos; separación de materia de diferente tamaño o densidad, etc.

2.4.3. Esclusa

La esclusa llamada también obsturador rotatorio - cumple dos funciones básicas que son: regular adecuadamente el paso del grano hacia la tubería de transporte, y servir de cierre o estanco a la presión generada en el sistema, o evitando el paso del aire desde la tubería de descarga, hacia la tolva o ciclón. El obsturador está conformado de dos discos laterales, seis paletas y su caja exterior.

Las paletas fijadas radialmente entre los discos - giran dentro de la caja con un ajuste deslizante apretado. Los discos con las paletas forman receptáculos en donde se deposita el grano para ser dosificado a la línea de transporte. Cuando un receptáculo queda frente al orificio superior de la caja, recibe la carga de la tolva, girando, hasta alcanzar la boca inferior, la cual está comunicada con la tubería de transporte en donde se deposita el grano.

2.4.4. Ductos

Los ductos son utilizados en el succionador como medios para conducir el grano. Los ductos en el succionador están instalados en la zona de aspiración, en la zona de descarga y entre el ventilador y el ciclón.

Los materiales más utilizados para la construcción de ductos son: acero, hierro, caucho, plásticos, etc. La selección del material para la construcción de los ductos depende de la aplicación.

Los ductos empleados en el succionador deben pre

sentar principalmente las siguientes características:
elevada resistencia a la abrasión, flexibilidad, li
vianos; y, de fácil instalación.

X



CAPITULO III

DISEÑO Y CALCULOS

3.1. CAPACIDAD DE TRANSPORTE DEL SUCCIONADOR

La capacidad de transporte del succionador está dada por la cantidad de grano que se esté manipulando y por el caudal de aire que se genera en el sistema por medio del ventilador.

El succionador de grano, es de poca capacidad de transporte siendo una maquinaria accesible al pequeño y medio agricultores, los mismos que trabajan con cantidades de granos relativamente pequeñas, haciendo de esta maquinaria una herramienta ideal. Para determinar la capacidad de transporte, es necesario establecer el peso específico de la mezcla y el caudal de aire requerido.

γ : peso específico de la mezcla

Q : caudal de aire

CAP : capacidad de transporte

Por consiguiente se tiene que la capacidad de transporte es:

$$CAP = \gamma * Q \quad (3.1)$$

$$\gamma = 5 \text{ kg de grano /m}^3 \text{ de aire.}$$

El caudal se lo obtiene a partir de las velocidades seguras de transporte y del diámetro de las tuberías de transporte (Sección 3.2).

$$Q = 0.182 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Reemplazando los datos en la ecuación 3.1., se tiene que la capacidad de transporte del succionador es:

$$CAP = 5 \text{ kg de grano/m}^3 \text{ de aire} * 0.182 \text{ m}^3 \text{ de aire/seg.}$$

$$CAP = 0.91 \text{ kg/seg.}$$

La capacidad expresada en unidades de toneladas por hora es:

CAPACIDAD DE TRANSPORTE DE GRANO

CAP = 3.3 Ton/hora CAP = 65.5 quintales/hora

3.2. CALCULO DE LAS VELOCIDADES DE SUSPENSION

Para determinar las velocidades de suspensión de los diferentes tipos de grano es necesario basarse en el siguiente esquema (Ver figura N° 3.1.).

Como el objetivo es mantener a los granos en suspensión para así facilitar el transporte de los mismos es necesario plantear lo siguiente:

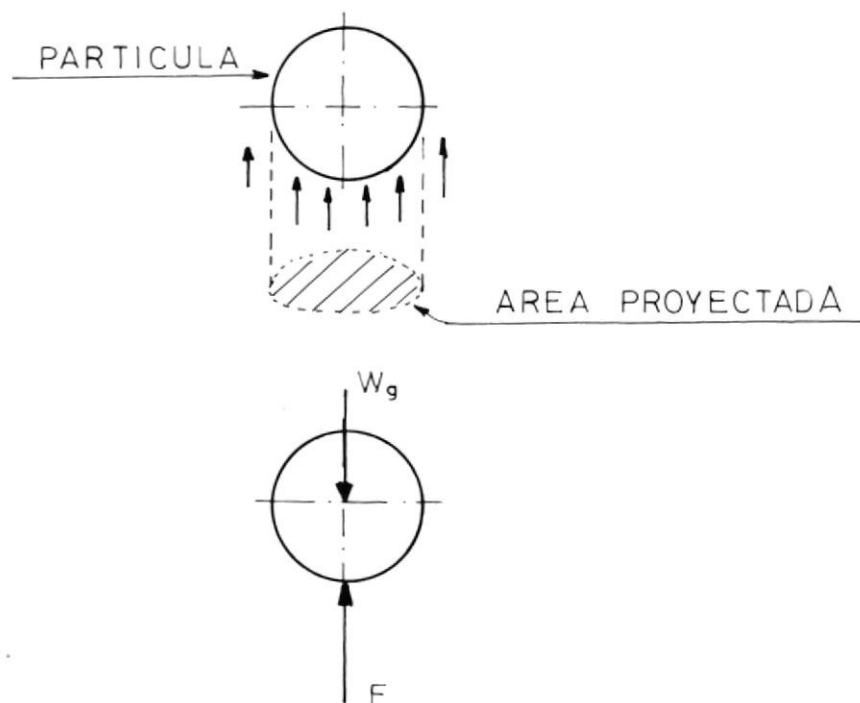


FIGURA N°3.1. DIAGRAMA DEL CUERPO LIBRE DE LA PARTICULA (GRANO)

$$+ \Sigma F_y = 0$$

$$F - W_g = 0$$

$$F = W_g$$

Donde:

F : fuerza de flotación (Kg)

W_g : peso del grano (Kg)

Utilizando la presión de velocidad de la ecuación de Bernoulli se tiene que:

$$p = v^2 \rho / 2 \quad (3.2)$$

La presión que ejerce una fuerza sobre determinada área es:

$$p = F/A_p \quad (3.3)$$

Igualando la ecuación 3.2., y la ecuación 3.3., para obtener la velocidad de suspensión en función de la fuerza que se debe ejercer para mantener la partícula en equilibrio se tiene lo siguiente:

$$F = V^2 \rho A_p / 2$$

Reemplazando W_g por F y V_s por V se tiene que la velocidad de suspensión está dada por la siguiente ecuación.

$$V_s = \sqrt{2 W_g / \rho A_p} \quad (3.4)$$

Donde:

V_s : velocidad de suspensión (m/seg)

ρ : densidad de fluido ($\text{kg seg}^2 / \text{mm}^3$)

A_p : área proyectada (m^2)

En la tabla N° 3.1., se muestran los datos utilizados - para calcular la velocidad de suspensión, los mismos que fueron obtenidos de pruebas experimentales realizadas a cada grano.

TABLA N°3.1.

VALORES PROMEDIOS, DE PESOS ESPECIFICOS ($\bar{\gamma}_p$), DE PESOS (\bar{W}_g), DE DIAMETROS (\bar{d}), DE AREA PROYECTADA (\bar{A}_p).

TIPOS DE GRANO	$\bar{\gamma}_p$ (Kg/m ³)	\bar{W}_g (Kg)	\bar{d} (m)	\bar{A}_p (m ²)
Arroz sin cáscara	794	$2.3 * 10^{-5}$	$3.07 * 10^{-3}$	$7.4 * 10^{-6}$
Trigo	753	$3.9 * 10^{-5}$	$4.03 * 10^{-3}$	$1.28 * 10^{-5}$
Frejol Tumbes	733	$1.965 * 10^{-4}$	$6.72 * 10^{-3}$	$3.5 * 10^{-5}$
Soya	685	$1.884 * 10^{-4}$	$5.34 * 10^{-3}$	$2.24 * 10^{-5}$
Lenteja	752	$6.63 * 10^{-5}$	$4.77 * 10^{-3}$	$1.787 * 10^{-5}$
Panamito	774	$1.78 * 10^{-4}$	$6.39 * 10^{-3}$	$3.21 * 10^{-5}$
Arveja blanca	685	$1.795 * 10^{-4}$	$6.35 * 10^{-3}$	$3.167 * 10^{-5}$
Café	599	$1.425 * 10^{-4}$	$6.313 * 10^{-3}$	$3.13 * 10^{-5}$

Los datos de la tabla N° 3.1., se reemplazan en la ecuación 3.4., para determinar las velocidades de suspensión de cada grano.

Arroz sin cáscara:

$$V_s = \sqrt{2 * 2.3 * 10^{-5} / 0.118 * 7.4 * 10^{-6}}$$

$$V_s = 7.25 \text{ m/seg.}$$

Trigo:

$$V_s = \sqrt{2 * 3.9 * 10^{-5} / 0.118 * 1.28 * 10^{-5}}$$

$$V_s = 7.18 \text{ m/seg.}$$

Frejol tumbes:

$$V_s = \sqrt{2 * 1.96 * 10^{-4} / 0.118 * 3.55 * 10^{-5}}$$

$$V_s = 9.7 \text{ m/seg.}$$

Soya:

$$V_s = \sqrt{2 * 1.88 * 10^{-4} / 0.118 * 2.24 * 10^{-5}}$$

$$V_s = 11.94 \text{ m/seg.}$$

Lenteja:

$$V_s = \sqrt{2 * 6.69 * 10^{-5} / 0.118 * 1.79 * 10^{-5}}$$

$$V_s = 7.93 \text{ m/seg.}$$

Panamito:

$$V_s = \sqrt{2 * 1.78 * 10^{-4} / 0.118 * 3.21 * 10^{-5}}$$

$$V_s = 9.69 \text{ m/seg}$$

Arveja blanca:

$$V_s = \sqrt{2 * 1.43 * 10^{-4} / 0.118 * 3.167 * 10^{-5}}$$

$$V_s = 9.8 \text{ m/seg.}$$


Café:

$$V_s = \sqrt{2 * 7.89 * 10^{-5} / 0.118 * 3.13 * 10^{-5}}$$

$$V_s = 6.54 \text{ m/seg.}$$

En la siguiente página podemos observar la tabla N°3.2., que nos indica las velocidades de suspensión.

TABLA N°3.2.
VELOCIDADES DE SUSPENSION



GRANOS	Vs (m/seg)
Arroz sin cáscara	7.25
Trigo	7.18
Frejol tumbes	9.7
Soya	11.94
Lenteja	7.93
Panamito	9.69
Arveja blanca	9.8
Café	6.54

3.2.1. Cálculo de las velocidades seguras de transporte

De acuerdo a ciertos criterios (Ref.1), para establecer la velocidad segura de transporte es conveniente usar una velocidad por lo menos 50 % mayor que

el valor conocido de la mínima velocidad de suspensión del grano. Aplicando el criterio mencionado anteriormente a las velocidades de suspensión de la tabla N° 3.2., se tiene lo siguiente:

Vst: velocidad segura de transporte (m/seg)

Arroz sin cáscara:

$$Vst = 7.25 + 0.5 * 7.25$$

$$Vst = 10.88 \text{ m/seg}$$

Trigo:

$$Vst = 7.18 + 0.5 * 7.18$$

$$Vst = 10.77 \text{ m/seg}$$

Frejol tues :

$$Vst = 9.7 + 0.5 * 9.7$$

$$Vst = 14.55 \text{ m/seg.}$$

Soya:

$$V_{st} = 11.94 + 0.5 * 11.94$$

$$V_{st} = 18 \text{ m/seg.}$$

Lenteja:

$$V_{st} = 7.93 + 0.5 * 7.93$$

$$V_{st} = 11.9 \text{ m/seg.}$$

Panamito:

$$V_{st} = 9.69 + 0.5 * 9.69$$

$$V_{st} = 14.5 \text{ m/seg.}$$

Arveja blanca:

$$V_{st} = 9.8 + 0.5 * 9.8$$

$$V_{st} = 14.7 \text{ m/seg.}$$

Café:

$$V_{st} = 6.54 + 0.5 * 6.54$$



BIBLIOTECA

$$V_{st} = 9.8 \text{ m/seg.}$$

TABLA N°3.3.

VELOCIDADES SEGURAS DE TRANSPORTE	
GRANO	Vst (m/seg)
Arroz sin cáscara	10.88
Trigo	10.77
Frejol tumbes	14.55
Soya	18
Lenteja	11.9
Panamito	14.5
Arveja blanca	14.7
Café	9.8

3.3. CALCULO DEL CAUDAL DE AIRE REQUERIDO

Para calcular el caudal de aire requerido por el venti-

lador se escoge el valor más alto de las velocidades seguras de transporte indicadas en la Tabla N° 3.3., con la finalidad de que el succionador esté en capacidad de transportar cualquiera de los granos mencionados en dicha tabla. Por lo expuesto anteriormente se tiene que la soya presenta la velocidad más alta y será utilizada en el cálculo del caudal.

$$Q = V_{st} * \pi * \frac{\phi_t^2}{4} \quad (3.5)$$

Donde:

Q : caudal (m³/seg)

ϕ_t : diámetro de la tubería (m)

Reemplazando los datos en la ecuación 3.5., se tiene:

$$Q = 18 * \pi * (0.1)^2 / 4$$

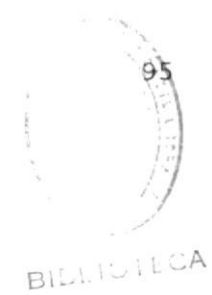
$$Q = 0.14 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Considerando pérdidas, el caudal se lo multiplicará por el factor de seguridad de 1.3.

$$Q = 0.182 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

3.4. CALCULO DE LAS PRESIONES DE TRABAJO

la



La energía necesaria para que el sistema cumpla con su objetivo, es la utilizada en vencer las diversas resistencias que se oponen al flujo del grano a través de la tubería de transporte. Esta energía puede ser expresada en función de la diferencia de presión de un extremo a otro de la tubería, y de la velocidad del aire en el interior de la misma.

La diferencia de presión total, es la suma de las caídas de presión a lo largo de todo el equipo y son las siguientes:

- Aceleración del grano desde su estado de reposo
- Rozamientos en las tuberías
- Cambios de dirección
- Fuerzas gravitacionales

Además las caídas de presión en el ciclón, esclusa y otros componentes.

3.4.1. Aceleración del grano desde su estado de reposo

El grano entra en la tubería a una velocidad muy

lenta casi cero y es acelerado hasta la velocidad segura de transporte, absorbiendo energía en el proceso. Por lo tanto la energía necesaria para acelerar el grano desde la velocidad cero expresada en diferencia de presión es:

$$(P_1 - P_2) a = F_1 * V_{st}^2 * \gamma / 2g \quad (3.6)$$

Donde:

$(P_1 - P_2) a$: diferencia a presión debida a la aceleración (Kg/m^2).

F_1 : constante para considerar las pérdidas en la zona de aceleración debidas a turbulencias.

Reaceleraciones del grano en colisión con la pared, etc.

γ : peso específico de la mezcla (Kg/m^3).

g : aceleración de la gravedad (m/seg^2).

El valor de F_1 (Ref.1), se lo determina experimentalmente

$F_1 = 2.5.$, por lo tanto reemplazando datos en la ecuación 3.6., se tiene:

$$(P_1 - P_2)_a = 2.5 * 18^2 * 5 / 2 * 9.8$$

$$(P_1 - P_2)_a = 206.6 \text{ Kg/m}^2$$

3.4.2. Rozamiento de tuberías

Una vez que el grano ha sido acelerado, es transportado a lo largo de la tubería a velocidad casi constante, lo cual produce un rozamiento con las paredes internas de los diferentes dispositivos que constituyen el sistema, generando una caída de presión que se la puede expresar como sigue:

$$(P_1 - P_2)_r = F_2 * L * \dot{V}^2 * \gamma / 2 * \emptyset * t * g \quad (3.7)$$

Donde:

$(P_1 - P_2)_r$: diferencia de presión debido al rozamiento del grano con las paredes de la tubería (Kg/m^2).

F_2 : coeficiente de rozamientos para tubos rectos.

\emptyset_t : diámetro de la tubería (m)

El valor de F_2 se lo obtiene de la figura N° 3.30. (Ref.1), por lo tanto reemplazando datos en la ecuación 3.7., se tiene que:

$$L_t = 15 \text{ m}$$

$$\emptyset_t = 0.1 \text{ m.}$$

$$(P_1 - P_2)_r = 0.0228 * 15 * 18^2 * 5/2 * 9.8 * 0.1$$

$$(P_1 - P_2)_r = 283 \text{ kg/m}^2$$



3.4.3. Cambios de dirección

Los codos producen resistencia al flujo y la pérdida en los mismos se la puede expresar como una diferencia de presión.

$$(P_1 - P_2)_c = F_3 * V_{st}^2 * N_c * \gamma / 2g \quad (3.8)$$

Donde:

$(P_1 - P_2)_c$: diferencia de presión debido a rozamientos

en los codos (Kg/m^2)

F_3 : coeficiente de rozamiento para codos.

N_c : números de codos

El valor de la constante F_3 varía con la razón entre el radio de curvatura y el diámetro de la tubería. En la tabla N° 3.4., se tiene valores de F_3 para distintas relaciones.

TABLA N°3.4.

VALORES DEL COEFICIENTE DE ROZAMIENTOS PARA CODOS

RADIO DE CURVATURA/ \emptyset TUBERIA (F)	F_3 AK
2	1.5
4	0.75
6 o más	0.5

Siempre que sea posible deberán usarse codos de gran radio de curvatura a fin de reducir pérdidas y evitar embotellamiento.

Para este caso la relación F_3 está dada por

el valor tomado de la tabla N° 3.4., por lo tanto reemplazando datos en la ecuación 3.8., se tiene:

$$N = 5$$

$$(P_1 - P_2)_c = 0.5 * 18^2 * 5 * 5 / 2 * 9.8$$

$$(P_1 - P_2)_c = 165 \text{ kg/m}^2$$

3.4.4. Fuerzas gravitacionales

Como el grano será elevado durante su recorrido hasta el sitio de descarga, es necesario para este objetivo de energía, la misma que se la puede expresar en función de la diferencia de presión.

$$(P_1 - P_2)_g = \gamma H \quad (3.9)$$

Donde:

$(P_1 - P_2)_g$: diferencia de presión debida a la gravedad (Kg/m^2).

H : altura a ser elevado el grano (m)

Reemplazando los datos en la ecuación 3.9., se tiene:

$$H = 4 \text{ m}$$

$$(P_1 - P_2)g = 5 * 4$$

$$(P_1 - P_2)g = 20 \text{ kg/m}^2$$

Al valor obtenido de $(P_1 - P_2)g$ hay que multiplicarlo por un factor correctivo, el cual involucra efectos de resbalamientos de granos. Por lo tanto el valor real de la energía requerida para vencer fuerzas gravitacionales será:

$$(P_1 - P_2)g = F_4 * 20 \text{ kg/m}^2$$

Donde:

F_4 : factor de resbalamiento (1.1 a 1.5)

$$(P_1 - P_2)g = 1.5 * 20 \text{ Kg/m}^2$$

$$(P_1 - P_2)g = 30 \text{ kg/m}^2$$

En el ciclón y la esclusa se produce caída de presión, las mismas que vienen tabuladas en la Ref.1., Tablas N° 6 y 2., respectivamente.

$$(P_1 - P_2) \text{ ciclón} = 50.8 \text{ kg/m}^2$$

$$(P_1 - P_2) \text{ esclusas} = 25.4 \text{ Kg/m}^2$$

3.4.5. Cálculo de la caída de presión total

El cálculo de la caída de la presión total está dada por la suma de las distintas caídas de presión en todo el sistema.

$$(P_1 - P_2)_t = \text{caída de presión total}$$

$$(P_1 - P_2)_t = 206.6 + 283 + 165 + 30 + 50.8 + 25.4$$

$$(P_1 - P_2)_t = 760.8 \text{ kg/m}^2$$

3.4.6. Necesidades de energía

La energía requerida en el sistema es la necesaria para vencer las diversas resistencias que se oponen el flujo del grano a lo largo de todo el equipo.

$$E = (P_1 - P_2)_t * Q / 75 * \eta \quad (3.10)$$

Donde:

E : energía requerida (c.v)

Q : caudal de aire (m³/seg)

η : eficiencia del ventilador (0.6 a 0.7)

Reemplazando los datos en la ecuación 3.10., se tiene:

$$E = 760.8 * 0.182 / 75 * 0.6$$

$$E = 3 \text{ CV}$$

3.5. DISEÑO DEL VENTILADOR

Un ventilador es una bomba rotodinámica utilizada para transportar gases, o más exactamente una turbomáquina que absorbe energía mecánica en el eje y la restituye a un gas.

Los ventiladores presentan la siguiente particularidad que los distinguen del turbocompresores, las variaciones de presión en el interior del ventilador son tan pequeñas, que el gas puede considerarse prácticamente incompresible, en cambio en los turbocompresores la presión varía notablemente.

Existen tres tipos de ventiladores que son:

1. Los de acción axial
2. Los de acción centrífuga
3. Los de acción hélico centrífuga.

El tipo de ventilador requerido por nuestro equipo es el de acción centrífuga, por razones que se mencionan en el desarrollo de este tema.

Los ventiladores de acción centrífuga se clasifican según la presión total desarrollada.

Ventiladores de baja presión, desarrollan presiones totales inferiores a los 100 mm H₂O.

Ventiladores de mediana presión, desarrollan presiones totales que van desde los 100 mm H₂O hasta los 300 mm H₂O.

Ventiladores de alta presión, desarrollan presiones totales que van desde los 300 mm H₂O hasta los 1000 mm H₂O.

Antes de empezar a diseñar el ventilador es necesario conocer cuales son las condiciones de trabajo. Cuando se habla así entonces se presenta la siguiente interrogante, ¿Qué presión y caudal se requiere en el ventilador?

Basándose en lo dicho se puede clasificar a los ventiladores de acción centrífuga en tres tipos que son: Ventiladores de alta presión, de mediana presión y de baja presión. En la figura N° 3.2., se muestra la variación

de la presión y el caudal en cada tipo de ventilador.

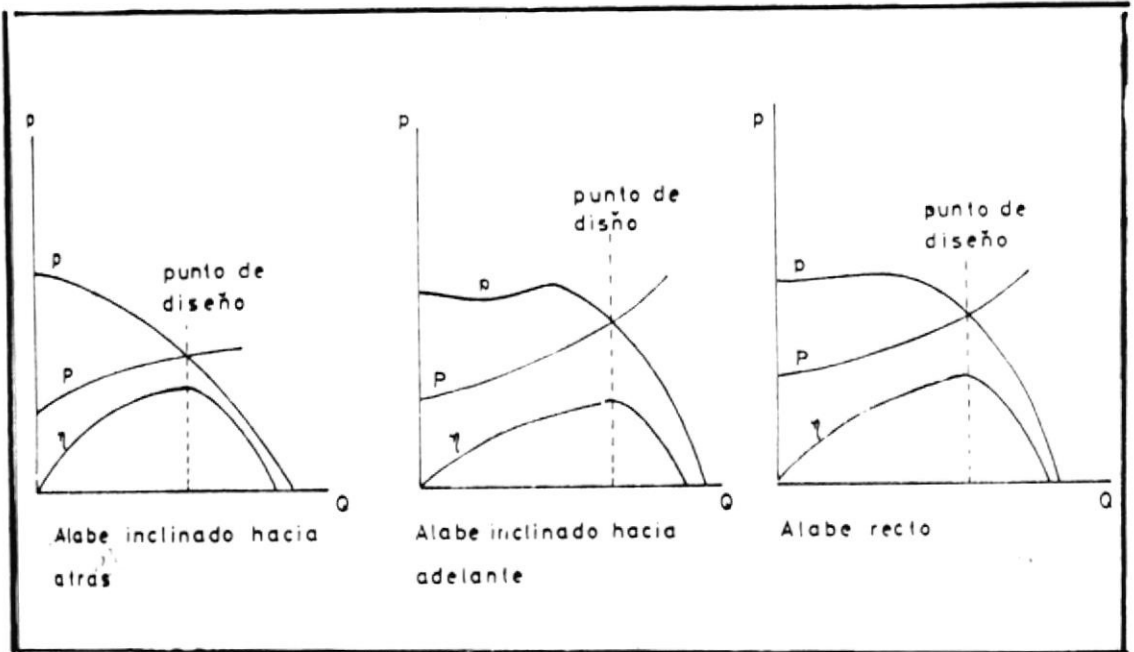


FIGURA N° 3.2. CURVAS CARACTERISTICAS DE LOS TRES TIPOS DE VENTILADORES CENTRIFUGOS

3.5.1. Diseño del rodete

El diseño del rodete consiste en determinar por medio de ecuaciones y gráficos los valores de diámetro y ancho del rodete, diámetro entrada, números de alabes, ángulos de entrada y salida, velocidades periféricas, relativas y absolutas a la entrada y a la salida del alabe.

Existen tres tipos de rodets, en función de la inclinación de los alabes con respecto al centro de rotación del rodete. Con alabes curvados hacia adelante, con alabes curvados hacia atrás, con alabes rectos, como se muestra en la figura N°3.3.

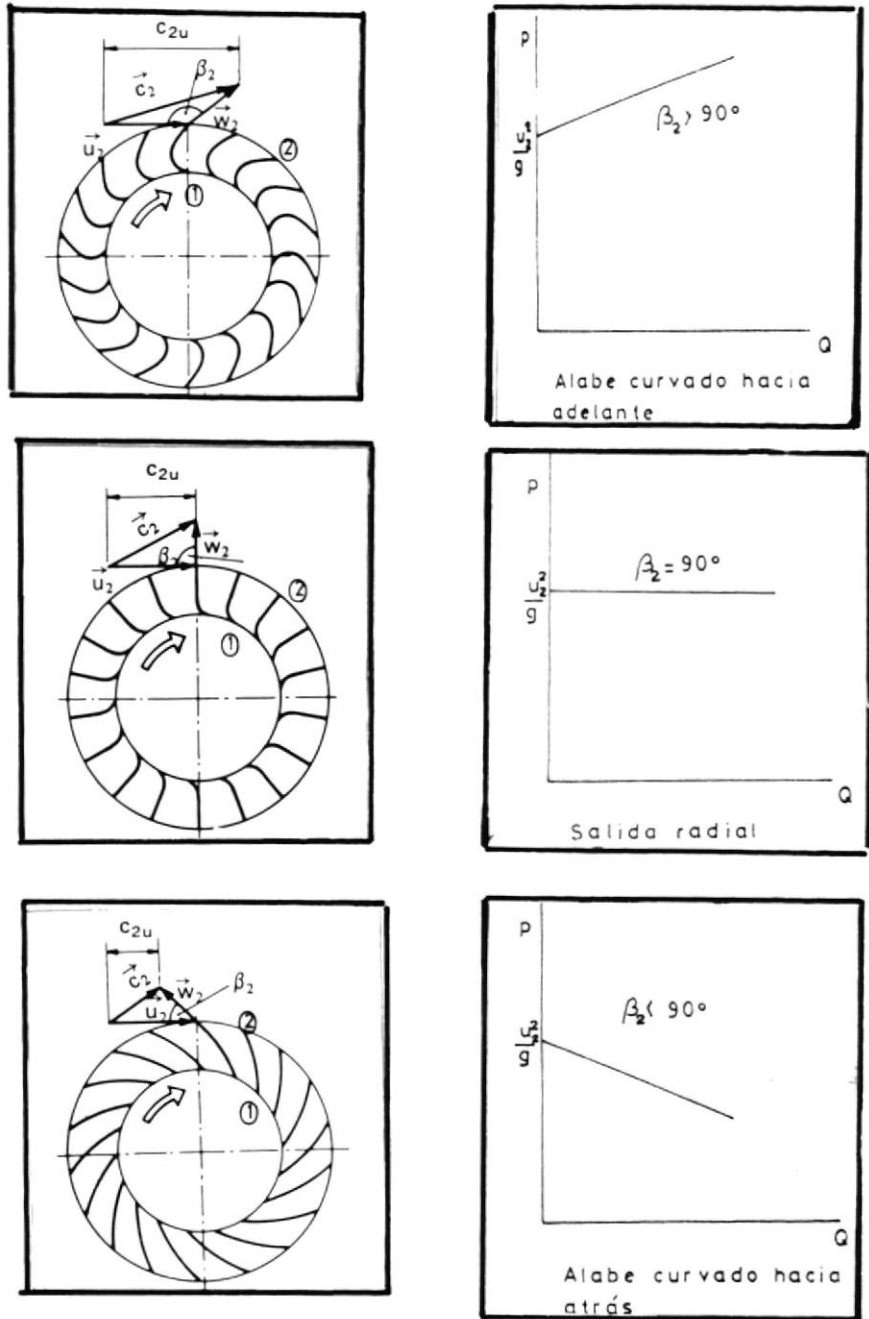


FIGURA N°3.3.RODETES Y TRIANGULOS DE VELOCIDADES PARA LOS TRES TIPOS DE ALABES.

a. DETERMINACION DE LOS COEFICIENTES DE PRESION Y CAUDAL:

Los coeficientes de presión y caudal son de gran utilidad en el diseño de ventiladores, y vienen expresados como se muestran en las ecuaciones siguientes:

$$\psi = 2P_t / \rho_a U^2 \quad (3.11)$$

$$\phi = 4Q / \pi d_2^2 U \quad (3.12)$$

Donde:

- ψ : coeficiente de presión $\frac{N}{m^2}$
- ϕ : coeficiente de caudal
- d_2 : diámetro del rodete (m)
- U : velocidad periférica (m/seg)
- ρ_a : densidad del aire (Kg/m^3)

Existe otra ecuación para determinar el coeficiente de presión, la misma que se basa en numero os ensayos experimentales, obtenida por Pfeiderer, en donde depende del ángulo β_2 .

$$\psi = (0.68 \text{ a } 0.85)(1 + \beta_2/60^\circ) \quad (3.13)$$

Refiriéndose a la ecuación 3.11., para determinar el coeficiente de presión, se tiene que el mismo está en función de la velocidad periférica, que depende del diámetro del rodete, siendo el diámetro a donde se quiere llegar. Por consiguiente se empleará métodos gráficos (Ver figura N°3.4).

b. NUMEROS ESPECIFICOS DE REVOLUCIONES:

Existen dos números específicos de revoluciones en el diseño de los ventiladores, el primero está en función de la potencia requerida por el ventilador y el segundo está en función del caudal de aire.

b.1. Número específico de revolución en función de la potencia.

$$N_s = N P_u^{1/2} (P_t / \rho g)^{-5/4} \quad (3.14)$$

Donde:

N_s : número específico de revoluciones en función de la potencia.

P_u : potencia requerida útil (cv)

N : revoluciones de giro del ventilador (RPM)

b.2. Número específico de revoluciones en función -
del caudal.

$$N_q = N Q^{1/2} (P_t k / \rho g)^{-3/4} \quad (3.15)$$

Donde:

N_q : número específico de revoluciones en función del caudal.

k : coeficiente de presión, obtenido experimentalmente.

Q : caudal (m^3/seg).

P_t : diferencia de presión total (Kg/m^2).

Para efectos de cálculos se utilizará el número específico de revoluciones en función del caudal y no con el número específico de revoluciones en función de la potencia, por que - no se conoce la potencia útil en esta parte del diseño. Por lo tanto se calculará el valor de N_q utilizando la ecuación 3.15.

$$Nq = 3600 * (0.182)^{1/2} * (760.8 * 1.12 / 1.205)^{-3/4}$$

$$Nq = 11$$

con el valor de Nq y utilizando el gráfico de la figura N° 3.4., se obtiene el coeficiente de presión y el rendimiento interno.

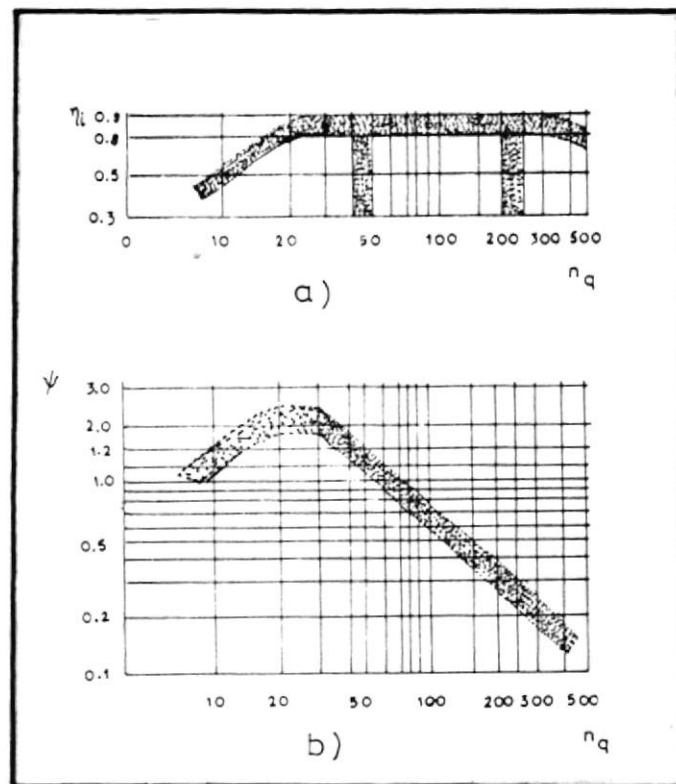


FIGURA N°3.4.a.RENDIMIENTO INTERNO DE UN VENTILADOR Vs.NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES.

b.COEFICIENTE DE PRESION Vs.NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES.

(Orientativamente a base de diseños realizados,pueden tomarse los valores de Nq dentro de la zona sombreada).

Con el valor calculado de N_q se tiene que el rendimiento interno y el coeficiente de presión, para nuestro diseño según la figura N° 3.4. (Ref. N° 6).

$$\psi = 1.2 \qquad \eta_i = 0.75$$

Verificando por medio de la ecuación 3.13, el valor del coeficiente de presión con un ángulo $\beta_2 = 90$, se tiene que:

$$\psi = 0.765 * (1 + 90^\circ / 60^\circ)$$

$$\psi = 1.9$$

Para efectos de cálculos posteriores se considerará el valor medio del coeficiente de presión, entre el valor calculado y el leído en la figura N° 3.4.

$$\psi = 1.55$$


c. Cálculo de diámetro exterior del rodete:

Con la ecuación 3.11., se tiene la velocidad perifé

rica en el punto de salida del fluido en el ala
be. (Ver sección 2, y figura N° 3.3).

$$U_2 = \sqrt{2gH/\psi}$$

Donde:

H : cabezal en (m) $\Rightarrow 707.13$? 

$$U_2 = \sqrt{2 \cdot 9.8 \cdot 707.13 / 1.55}$$

$$U_2 = 94.56 \text{ m/seg.}$$

Con el valor de la velocidad en el punto 2, se
tiene que el diámetro exterior del rodete es -
igual a:

$$d_2 = U_2 / \pi N$$

$$d_2 = 94.56 / 3.1416 \cdot 60$$

$$d_2 = 0.5017 \text{ m} = 501.7 \text{ mm.}$$

En la figura N° 3.5., (Ref. 7), se verifica el -
diámetro d_2 .

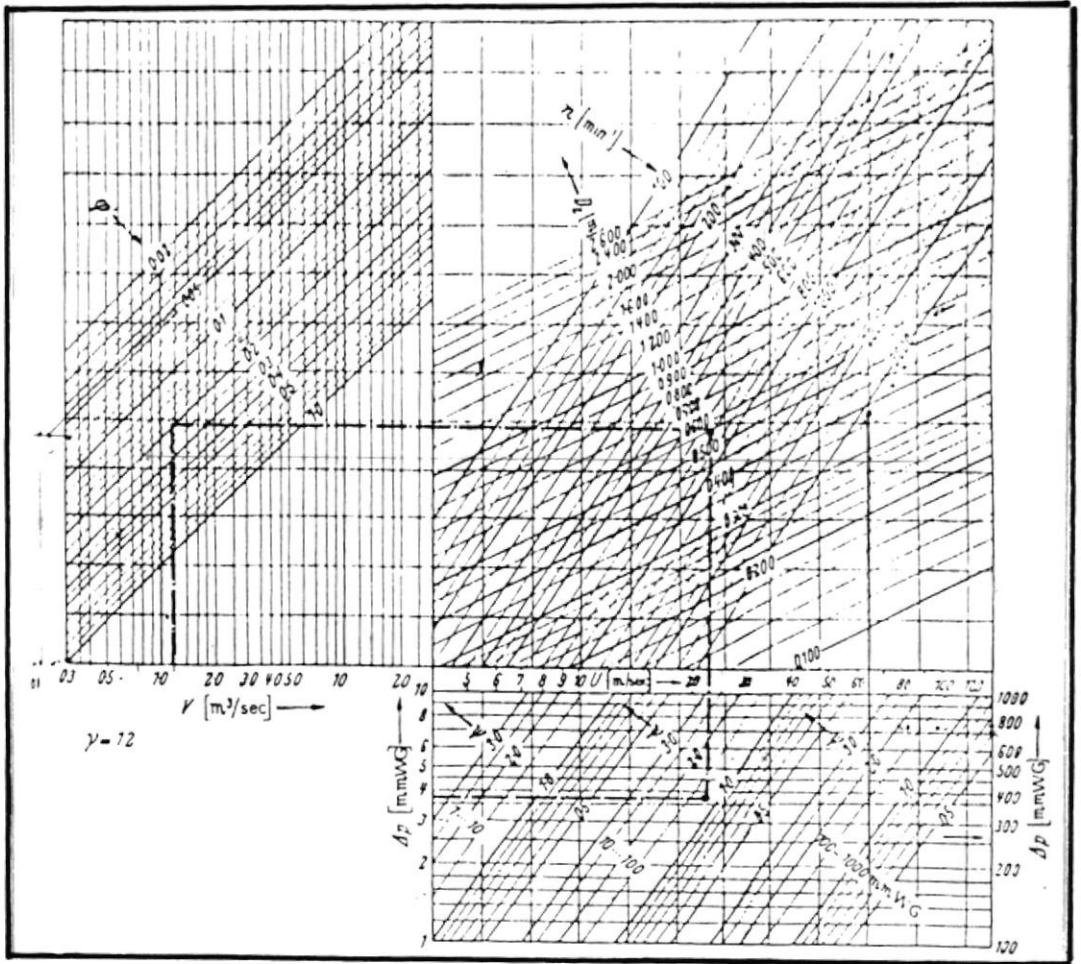


FIGURA N° 3.5. GRAFICO UTILIZADO PARA DETERMINAR NUMERO REVOLUCIONES QUE DEBE GIRAR EL VENTILADOR Y EL DIAMETRO EXTERIOR DEL RODETE.

El valor obtenido del diámetro d_2 de la figura N° 3.5., es:

$P_t = 760.8 \text{ mm Hw}$

$\psi = 1.78$

$N = 3600 \text{ RPM}$

$d_2 = 500 \text{ mm.}$



Para cálculos posteriores se utilizará $d_2 = 500$ mm.

d. Cálculo del diámetro entrada del rodete:

Es frecuente en el diseño de ventiladores centrífugos que el diámetro de la boca de aspiración sea aproximadamente igual al diámetro de entrada del fluido en el rodete, siendo el diámetro de entrada en el rodete un poco mayor.

Para determinar el diámetro de entrada es necesario conocer el diámetro de aspiración, el mismo que se lo obtiene de la siguiente manera:

$$K_{ca} = V_a / \sqrt{2gH} \quad (3.16)$$

Donde:

K_{ca} : coeficiente de velocidad en la boca de aspiración.

V_a : velocidad del aire en la boca de aspiración (m/seg).

gH : cabezal (m^2/seg^2)

El valor de K_{ca} está en función del número es

pecífico de revoluciones.

$$K_{ca} = 0.55 (Nq/100)^{1/3}$$

$$K_{ca} = 0.55 (11/100)^{1/3}$$

$$K_{ca} = 0.264$$

Por consiguiente la velocidad del fluido en la boca de aspiración está dado por la ecuación 3.16.

$$V_a = 0.264 \sqrt{2 * 9.8 * \underline{707.13}}$$

$$V_a = 31.02 \text{ m/seg.}$$

El diámetro de la boca de aspiración se lo obtiene utilizando la ecuación del caudal.

$$d_a = \sqrt{4Q / \pi V_a \eta_v} \quad (3.17)$$

Donde:

η_v : es la eficiencia volumétrica

Reemplazando los datos de la ecuación (3.17) y tomando $\eta_v = 0.84$ se tiene:

$$d_a = 4 \cdot 0.182 / \pi \cdot 31.02 \cdot 0.84$$

$$d_a = 0.0948 \text{ m}$$

Aproximando el valor del diámetro de aspiración se tiene que:

$$d_a = 100 \text{ mm.}$$

Por consiguiente el diámetro interior del rodete es:

$$d_1 = 100 \text{ mm.}$$

e. Cálculo del ancho del rodete: ?

El diseño del ventilador está basado en que el ancho del rodete no varía, o sea que $B_1 = B_2$.

Utilizando la ecuación de caudal a la salida del alabe se tiene que:

$$B_2 = Q / \pi d_2 C_2 \text{ m} \quad (3.18)$$

Donde:

B_2 : ancho del rodete (m)

d_2 : diámetro exterior del rodete (m)

c_{2m} : velocidad meridional (m/seg)

La velocidad meridional es:

$$\varphi = c_{2m}/U_2$$

Reemplazando los datos en la ecuación 3.18., y obteniendo el valor de C_2 en la figura N° 3.5., se tiene:

$$B_2 = 0.182/\pi * 0.500 * 0.07 * 94.56$$

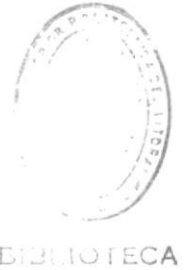
$$B_1 = B_2 = 0.018 \text{ m}$$

f. Cálculo del número de alabes:

Existen dos factores importante a considerar - en la determinación del número de alabes, el - uno son las pérdidas de superficie y el otro - las pérdidas de forma, Las primeras aumentan y las segundas disminuyen con el incremento del número y alabes.

Debido a las pérdidas de superficie y basado en pruebas experimentales se recomiendan número de alabes como se muestra a continuación.

Tipo de ventilador	Número de alabes
Alabes curvados hacia adelante.....	16 a 80
Alabes rectos	8 a 28
Alabes curvados hacia atrás	7 a 24



Existen algunas fórmulas empíricas que constituyen una guía en la selección del número óptimo de alabes. Una de las fórmulas y la más sencilla es la de Stepanoff aplicada a ventiladores, bombas hidráulicas y turbocompresores con ángulo de β_2 entre 25° a 90°.

$$Z = \beta_2 / 3$$

Donde:

Z : número de alabes

β_2 : ángulo formado entre la velocidad relativa y la velocidad periférica en el punto 2. Ver figura N° 3.3.

Otra fórmula muy utilizada por considerarla más exacta es la de Pfleiderer.

$$Z = K(d_2 + d_1 / d_2 - d_1) * \text{Sen}(\beta_2 + \beta_1) / 2$$

Donde:

K : coeficiente que varía entre 3 y 10 e incluso valores más elevados.

d_2, d_1 : diámetros exterior y de entrada del rodete respectivamente (m)

Reemplazando los datos en la fórmula de Pfleiderer se tiene que el número de alabes será :

$$Z = 7.5 * (0.5 + 0.1 / 0.5 - 0.1) * \text{Sen}(90^\circ + 90^\circ) / 2$$

$$Z = 12 \text{ alabes.}$$

3.5.2. Diseño de la carcaza

La carcaza del ventilador cumple con tres funciones principales: conducir el fluido hacia la entrada del rodete, transformar parte de la -

energía cinética que posee el fluido a la salida del rodete, en energía de presión y recoger el fluido que sale por los 360° de la circunferencia del rodete para conducirlo hasta la tubería de salida.

La primera función la realiza el elemento de entrada, el cual presenta varias formas, tal como se muestra en la figura N^o 3.6., siendo una más eficiente que otra.

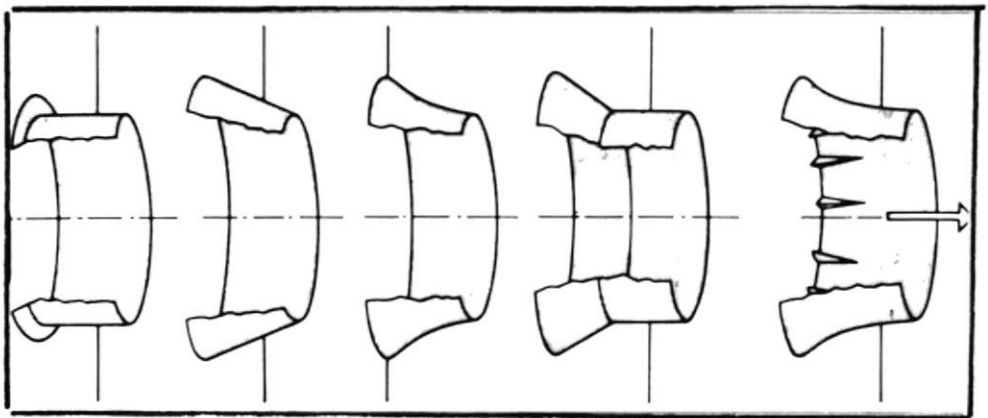


FIGURA N^o 3.6. DIFERENTES TIPOS DE ENTRADA EN LOS VENTILADORES.

La segunda y tercera función la cumple la voluta, transformando la energía cinética del fluido en energía de presión gracias a la geometría que presenta, obteniendo con ella la mayor eficiencia en el ventilador. Existen varios tipos de voluta,

las mismas que son utilizadas para fines específicos: caja espiral de sección cuadrada, de sección circular, de sección trapezoidal de doble espiral.

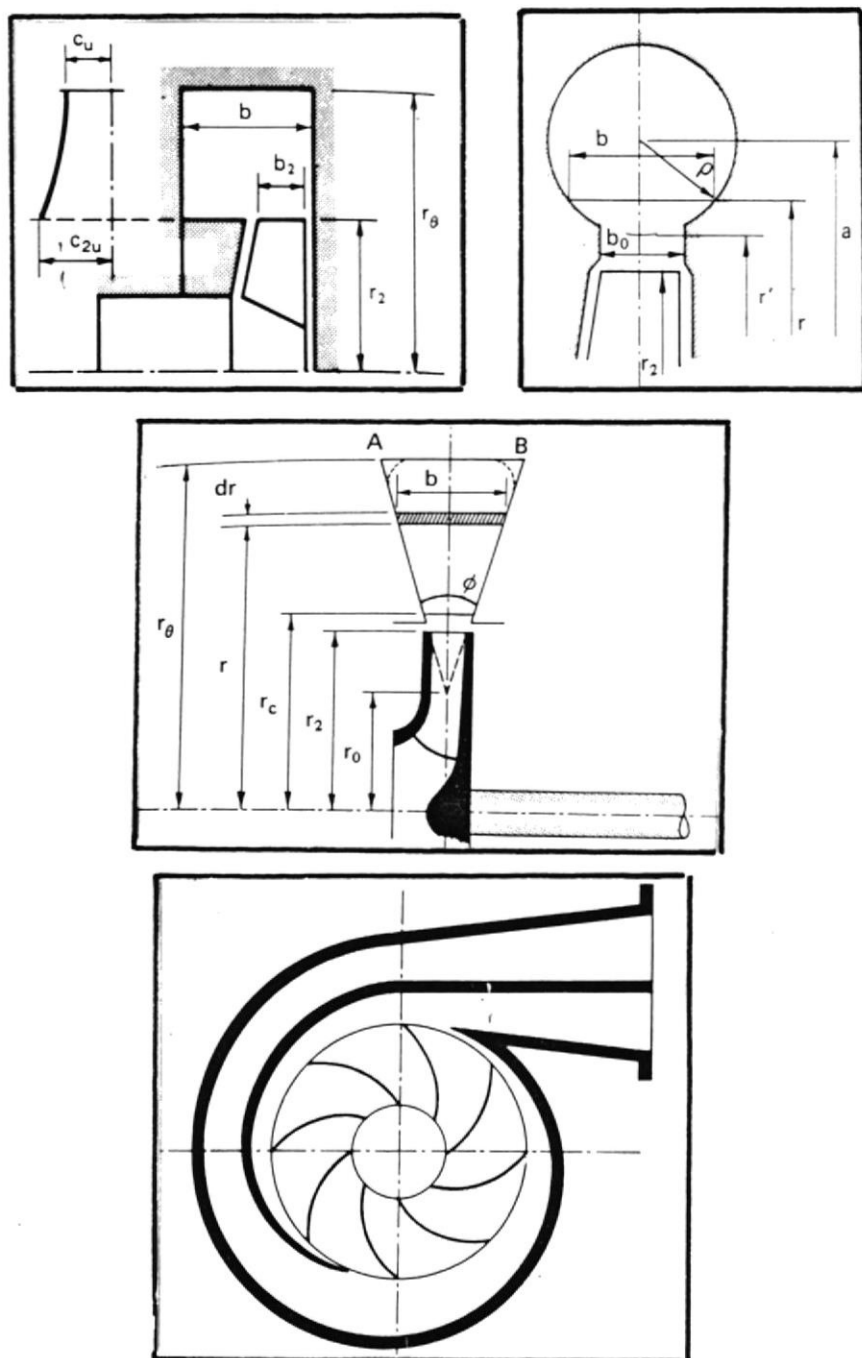


FIGURA N° 3.7. TIPOS DE VOLUTA

La ecuación general que describe la trayectoria de la voluta es:

$$\theta^\circ = (360c/Q) \int_{r_2}^{r_\theta} (bv/r) dr \quad (3.19)$$

Para carcazas de costados rectos, que son las más usadas, la ecuación N° 3.19., se convierte en:

$bv = \text{constante}$

Donde:

$$r_\theta = r_2 e^{(Q/360 c bv) \theta^\circ} \quad (3.20)$$

c : constante

θ : ángulo medido desde la lengua teórica
(Ver figura N° 3.8)

bv : ancho de la carcaza (m)

Q_1 : caudal que circula por la voluta
(m³/seg).

r_2 : radio exterior del rodete (m)
(Ver figura 3.8)

r_θ : radio que describe la trayectoria de la voluta
(Ver figura N° 3.8) (m)

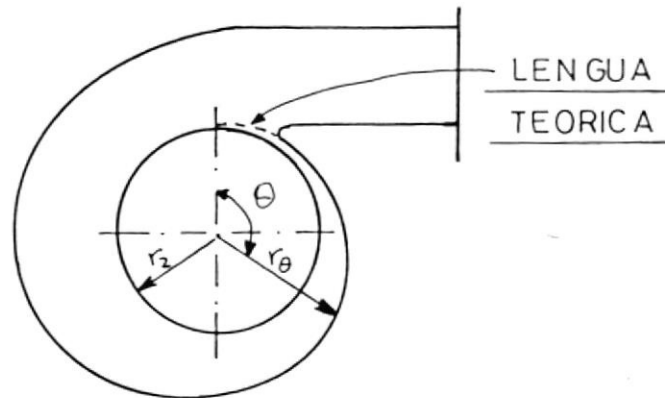


FIGURA N° 3.8. VOLUTA DE UN VENTILADOR

a. Consideraciones en el diseño de la voluta:

1. El fluído que sale del rodete y entra en la voluta, cumplirá con la siguiente expresión:

$$c = r_2 c_{2u}$$

Donde:

- c : constante (m^2/seg)
 r_2 : radio exterior del rodete (m)
 c_{2u} : componente periférica de la velocidad absoluta (m/seg)

2. θ° ángulo en grados desde la lengua teórica de la voluta. (Ver figura N° 3.8)

3. El caudal total de la voluta es:

$$Q + q_e = Q_1$$

Donde:

Q : caudal de entrada (m^3/seg)

q_e : caudal de recirculación por el rodete sin pasar por la voluta (m^3/seg)

Q_1 : caudal total (m^3/seg)

Sin embargo algunos constructores recomiendan en el cálculo de la voluta, que en vez de utilizar el caudal Q_1 , se trabaje con el caudal real que circula por el rodete.

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v}$$

Donde:

Q' : caudal real que circula por el rodete (m^3/seg)

Q : caudal de entrada (m^3/seg)

η_v : eficiencia volumétrica

Otras veces se calcula con el caudal aumentado el 10 % debido a pérdidas.



4. r_θ : radio exterior a θ° de la lengua teórica.

5. El ancho de la voluta es un dato empírico que difiere de autor, según Mataix b_v debe estar entre $(3 \text{ a } 6) B_2$, en la referencia N°31 se recomienda que el ancho de la voluta debe estar entre $(1.2 \text{ a } 3) B_2$, esta decisión queda a criterio del diseñador de cual relación b_v/B_2 usará.

6. Por efectos de turbulencia, ruido, y evitar contraflujo se recomienda que para $\theta^\circ = 0$, el valor de r_θ debe ser de un $(5 \text{ a } 10\%) r_2$, igualmente la voluta no se la termina en 360° sino unos grados antes, dependiendo del tipo de ventilador así: para ventiladores de baja presión va de $75^\circ - 45^\circ$, para ventiladores de mediana presión va de $45^\circ - 30^\circ$ y, para ventiladores de alta presión va de $30^\circ - 15^\circ$. Así mismo este punto de terminación de la carcasa depende también de la relación $1/r_2$ (Ver figura N° 3.9).

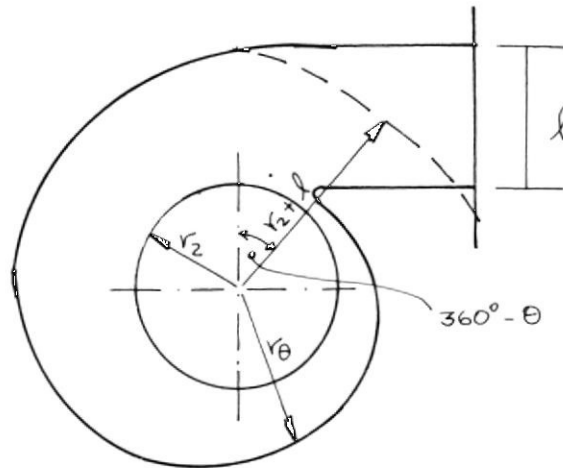


FIGURA N°3.9. CAMARA ESPIRAL DE LA VOLUTA

Para reemplazar los datos en la ecuación 3.20, es necesario hacer uso de las consideraciones antes mencionadas. Así pues se tiene que:

Coeficiente	$c = r_2 c_2 u$
$c_2 u > U_2$	cuando $\beta_2 > 90^\circ$
$c_2 u < U_2$	cuando $\beta_2 < 90^\circ$
$c_2 u = U_2$	cuando $\beta_2 = 90^\circ$

Donde:

$$c = 0.25 * 94.56$$

$$c = 23.64 \text{ m}^2/\text{seg.}$$

Ancho de la carcasa

$$b_v = 2B_2$$

$$b_v = 2 \cdot 0.018$$

$$b_v = 0.036 \text{ m}$$

Caudal real

$$Q' = Q/\eta_v$$

$$Q' = 0.182/0.84$$

$$Q' = 0.217 \text{ m/seg.}$$

Cálculo de l en la boca de salida de la carca
za, en este punto se trata de mantener la
relación de áreas, entre la sección circular
(tubos de transporte) y la sección cuadrada
(ventilador) por consiguiente el valor de l
será:

Condición $A_c = A_r$

Donde:

A_c : sección circular (m^2)

A_r : sección cuadrada (m^2)

$$A_c = (0.1/2)^2 * \pi$$

$$A_c = 7.85 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$7.85 * 10^{-3} = l^2$$

$$l = \sqrt{7.85 * 10^{-3}}$$

$$l = 0.0886 \text{ m.}$$



Con la relación l/r_2 y el gráfico de la figura 3.10 (Ref. 6), se determina el ángulo $360^\circ - \theta$ mostrado en la figura N° 3.9.

$$l/r_2 = 0.0886/0.25$$

$$l/r_2 = 0.35$$

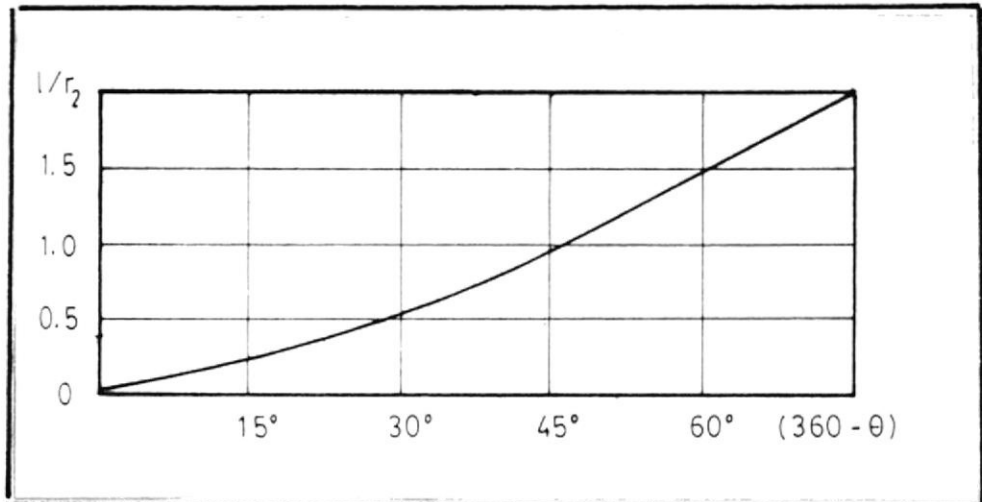


FIGURA N° 3.10. DETERMINACION DEL ANGULO $360^\circ - \theta^\circ$ A PARTIR DE LA RELACION l/r_2

El valor obtenido en el gráfico $1/r_2$ Vs. $(360^\circ - \theta^\circ)$, es de:

$$360^\circ - \theta^\circ = 22^\circ$$

En la tabla N° 3.5., se dan los valores de r_θ obtenidos al reemplazar los datos en la ecuación N° 3.20., para diferentes ángulos θ , que varían cada 30° .

TABLA N° 3.5.

VALORES	DE	r_θ	DE	LA	VOLUTA
θ		r_θ		θ	r_θ
($^\circ$)		(m)		($^\circ$)	(m)
22		0.254		210	0.292
50		0.259		240	0.298
60		0.261		270	0.305
90		0.267		300	0.312
120		0.273		330	0.32
150		0.279		360	0.326

3.6. CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR REQUERIDO POR EL VENTILADOR

La potencia requerida en el motor, para accionar el ven

tilador está dada por la potencia de arranque multiplicada por el factor de seguridad.

$$Prm = Pa * n \quad (3.21)$$

$$Pto = Pc + Pa \quad (3.22)$$

Donde:

Prm : potencia requerida por el motor (cv)

Pt_O : potencia total (cv)

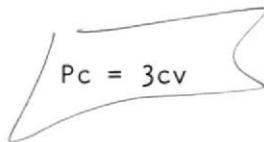
Pc : potencia a plena carga (cv)

Pa : potencia de arranque (cv)

n : factor de seguridad

3.6.1. Potencia a plena carga ←

La potencia a plena carga se la calcula por medio de la ecuación 3.10., siendo su valor de:


$$Pc = 3cv$$

3.6.2. Potencia de arranque del ventilador

Para realizar el cálculo de la potencia de arranque del ventilador, es necesario representar el diagrama de fuerzas externas y fuerzas efectivas actuantes en el sistema:

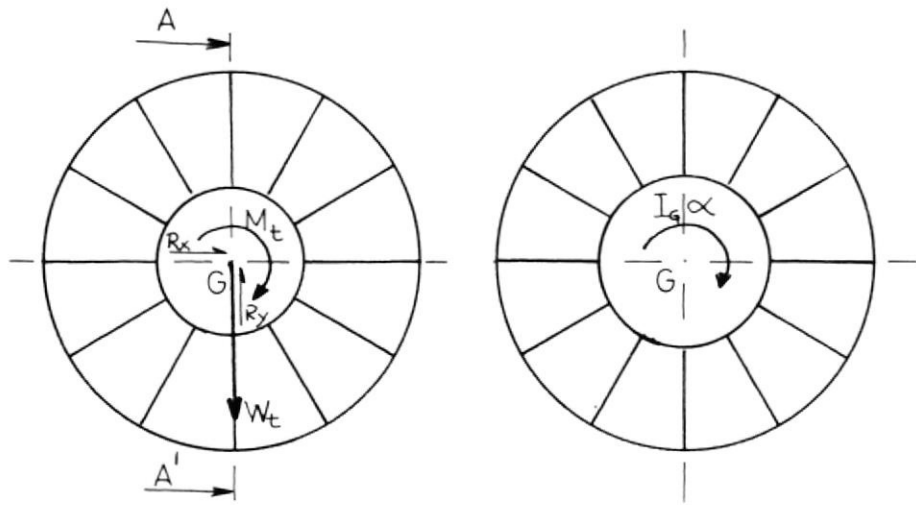


FIGURA N° 3.11. DIAGRAMAS DE FUERZAS

Aplicando el principio de D'Alembert el cual expresa, que las fuerzas externas que actúan sobre un cuerpo rígido son equivalente a las fuerzas efectivas de las distintas partículas que forman el cuerpo, se obtiene que el momento torsor es:

$$+\sum Mg = I_t \cdot \alpha$$

$$M_{ta} = I_t \cdot \alpha \quad (3.23)$$

Donde:

M_{ta} : momento torsor requerido en el arranque (Kgm)

I_t : momento de inercia total (Kgm^2)

α : aceleración angular (rad/seg^2)

a. Determinación del momento de inercia.

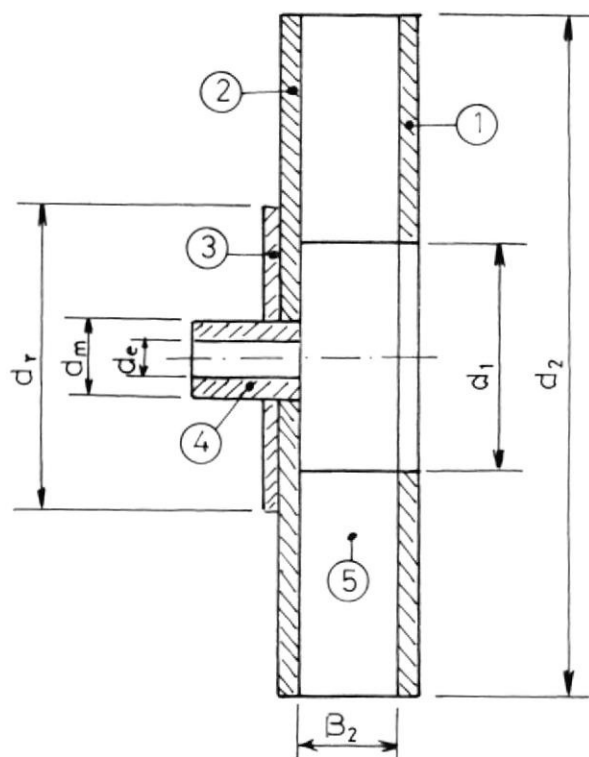


FIGURA N^o 3.12. VISTA EN CORTE DEL RODETE, CORTE AA' DE LA FIGURA N^o 3.11.

El momento de inercia total es la suma de los momentos de inercia de los distintos elementos que constituyen el rodete. En la figura N^o 3.12., se indican todos los elementos que forman el rodete con sus respectivos números (1 al 5).

$$I_t = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 \quad (3.24)$$

Los pesos de cada elemento se lo obtuvo utilizando la relación del peso específico. El peso específico del acero es de $7.85 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$, y del aluminio es de $2.7 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$.

TABLA N° 3.6.

MASAS DE LOS ELEMENTOS QUE FORMAN EL RODETE	
ELEMENTO	MASA (Kg)
1	0.25
2	0.66
3	0.035
4	0.057
5	0.021

Cálculo del momento de inercia de los elementos del rodete. Los valores de las masas (m) están detallados en la tabla N° 3.6.

$$I_1 = (1/2) m_1 (r_2^2 - r_1^2)$$

$$I_1 = (1/2) * 0.25 * (0.25^2 - 0.05^2)$$

$$I_1 = 7.5 \cdot 10^{-3} \text{ Kg m}^2$$

$$I_2 = (1/2) m_2 (r_2^2 - r_m^2)$$

$$I_2 = (1/2) * 0.66 * (0.25^2 - 0.0215^2)$$

$$I_2 = 0.02 \text{ Kg m}^2$$

$$I_3 = (1/2) m_3 (r_r^2 - r_m^2)$$

$$I_3 = (1/2) * 0.35 * (0.04^2 - 0.025^2)$$

$$I_3 = 1.9 \cdot 10^{-5} \text{ Kg m}^2$$

$$I_4 = (1/2) m_4 (r_m^2 - r_e^2)$$

$$I_4 = (1/2) * 0.057 * (0.0215^2 - 0.0142^2)$$

$$I_4 = 7.6 \cdot 10^{-6} \text{ Kg m}^2$$

$$I_5 = 12 \left((1/12) m_5 (r_2 - r_1)^2 + m_5 \left((r_1 + r_2)^2 / 2 \right) \right)$$

$$I_5 = 12 \left((1/12) * 0.021 * (0.25 - 0.05)^2 + 0.021 \left((0.05 + 0.25)^2 / 2 \right) \right)$$

$$I_5 = 6.5 \cdot 10^{-3} \text{ Kg m}^2$$



Reemplazando los datos en la ecuación 3.24., se tiene que el momento de inercia del rodete es:

$$I_t = 7.5 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 10^{-2} + 1.9 \cdot 10^{-5} + 7.6 \cdot 10^{-6} + 6.5 \cdot 10^{-3}$$

$$I_t = 0.034 \text{ Kg m}^2$$

b. Cálculo de la aceleración angular

La aceleración angular se la obtiene utilizando la ecuación de movimiento angular.

$$W_f = W_o + \alpha t \quad (3.25)$$

Donde:

W_f : velocidad angular de regimen (rad/seg)

W_o : velocidad angular inicial
(rad/seg)

α : aceleración angular
(rad/seg²)

t : tiempo en que tarda el motor en llegar a la velocidad de regimen (seg).

Datos:

$$W_f : 3600 \text{ RPM} = 376.9 \text{ rad/seg.}$$

$$W_o : 0 \text{ rad/seg}$$

$$t : 1.5 \text{ seg.}$$



BIBLIOTECA

Reemplazando los datos en la ecuación 3.25., se tiene que:

$$\alpha = \frac{W_f}{t}$$

$$\alpha = 376.9/1.5$$

$$\alpha = 251.26 \text{ rad/seg}^2$$

El momento torsor requerido en el arranque está dado por la ecuación 3.23., reemplazando los datos se tiene que:

$$I \propto \alpha / g$$

$$M_{ta} = 0.034 * 251.26 / 9.8$$

$$M_{ta} = 0.872 \text{ Kg m}$$

El cálculo de la potencia de arranque se lo obtiene de la siguiente ecuación:

$$P_a = M_{ta} * N / 71600 \quad (3.26)$$

Donde:

M_{ta} : momento torsor requerido en el arranque (Kg cm)

N : número de revolución de giro del ventilador (RPM)

Reemplazando los datos en la ecuación 3.26., se tiene que:

$$P_a = 87.2 * 3.600 / 71600$$

$$P_a = 4.4 \text{ cv}$$

La potencia requerida por el motor para accionar el ventilador está dada por la ecuación 3.21.

$$P_{rm} = 4.4 * 1.25$$

$$P_{rm} = 5.5 \text{ cv}$$

3.7. DISEÑO DEL CICLON

El diseño de ciclones se lo realiza a partir del caudal de aire que ingresa tangencialmente al interior del mismo, de manera que todas las dimensiones - estarán en función de la velocidad de entrada del aire, esta única consideración se la asume en separadores que trabajan con partículas muy pequeñas tales como polvos, cemento, etc. En cambio en los ciclones que trabajan con partículas de tamaño y peso conside-

rable, su diseño estará en función de la velocidad de entrada del aire y del peso de la partícula.

En el caso del ciclón a utilizarse en el succionador, hubo necesidad de emplear datos teóricos y prácticos para su diseño.

Estos datos se los graficarán en el diagrama dimensiones Vs. Caudal.

Con ayuda del gráfico N° 1, dado en el Apéndice A., se obtuvo todas las dimensiones del ciclón, las mismas - que son tabuladas a continuación.

TABLA N.º 3.7.

DIMENSIONAMIENTO DEL CICLON	
RESULTADOS:	
Q (m ³ /mi)	8.4
CA (mm)	480
CB (mm)	160
CC (mm)	300
CD (mm)	100
CE (mm)	100
CF (mm)	100

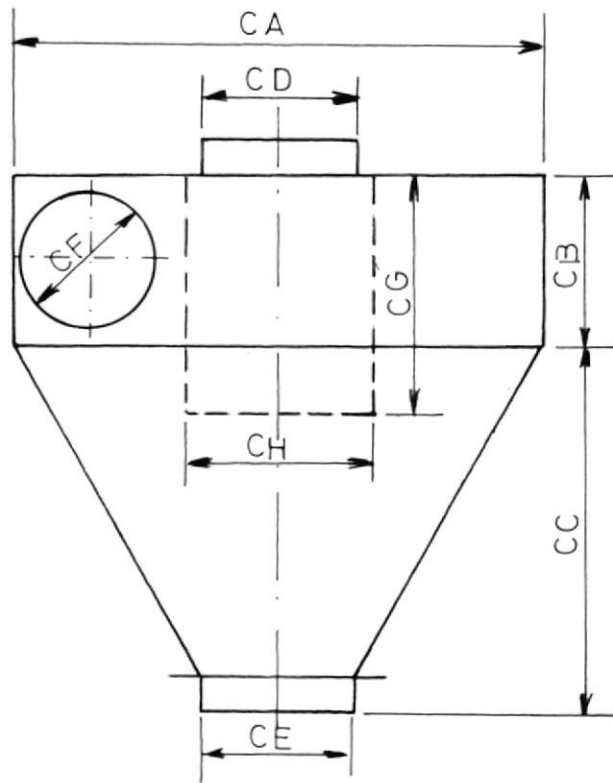


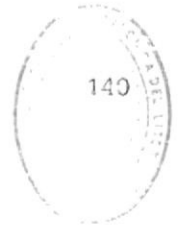
FIGURA N° 3.13. CICLON

Los valores de CG y CH , se los asume en el momento de la construcción.

3.8. DISEÑO DE LA ESCLUSA

En el diseño de la esclusa, es necesario tener presente ciertas consideraciones que son las siguientes:

- La esclusa debe rotar a velocidad constante de 65RPM,



para así lograr la dosificación precisa.

BIBLIOTECA

- Que la esclusa esté dividida en seis compartimientos, para así evitar aglomeraciones en el momento de descargar del grano al ducto de transporte.

- Que en cada compartimiento se alcance un peso de 1.67 Kg. de grano.

- Se asume que tres compartimientos siempre estarán llenos, dos de ellos cargándose y el tercero descargándose.

Los datos tomados en cálculos posteriores son consecuencia de las condiciones anteriores.

3.8.1. Cálculo de la potencia a plena carga

Para realizar el cálculo de la potencia a plena carga es necesario, representar en un diagrama todas las fuerzas y momentos actuantes en el sistema, tal como se muestra en la figura N° 3.14.

Del diagrama de fuerzas mostrado en la figura N° 3.14., se obtiene el momento torsor a plena carga.

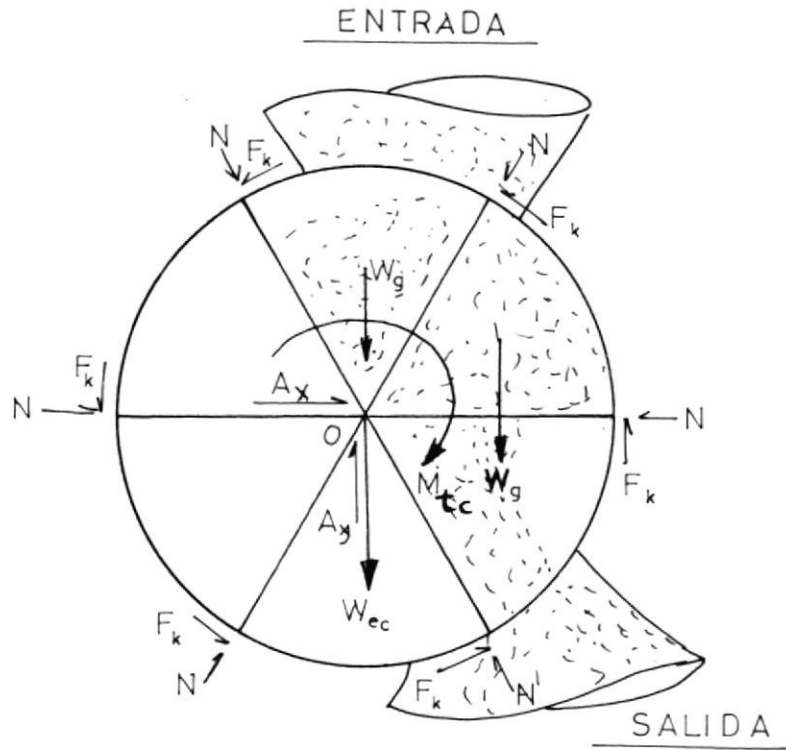


FIGURA N° 3.14. DIAGRAMA DE FUERZA

$$+ \sum M_o = 0$$

$$M_{tc} + W_g \cdot d_3 - 6f_k \cdot R_e = 0 \quad (3.27)$$

Donde:

M_{tc} : momento torsor en plena carga

(Kg m)

W_g : peso del grano (Kg)

d_3 : distancia del centro de giro de la esclusa a
la mitad de la paleta (m)

Re : radio de la esclusa (m)

fk : fuerza de fricción entre caucho y la carcaza
de la esclusa (Kg)

Para determinar la fuerza de fricción entre el caucho y la carcaza, fue necesario obtener el coeficiente de rozamiento del caucho. El cálculo del coeficiente de fricción se lo obtuvo de pruebas experimentales, considerando el coeficiente estático y no el dinámico por tener un valor mayor, asegurando de esta manera un mejor diseño.

TABLA N° 3.8.

VALORES DEL ANGULO θ PARA DETERMINAR EL U_s DEL CAUCHO SOBRE

METAL

RESULTADOS EXPERIMENTALES:

PESO DE LA MUESTRA DEL CAUCHO W_c (Kg)	ANGULO DE LA PENDIENTE. θ (°)	ANGULO PROMEDIO DE LA PENDIENTE $\bar{\theta}$ (°)
0.0787	29	30
	29	
	29	
	27	
	31	
	30	
	32	
	29	
	30	
	28	

El coeficiente de fricción estático se lo obtiene de la tangente del ángulo promedio determinado experimentalmente.

$$\mu_s = \operatorname{tg} \theta$$

$$\mu_s = \operatorname{tg}^{-1}(30^\circ)$$

$$\mu_s = 0.58$$

Reemplazando datos en la ecuación 3.27., se tiene que el momento torsor a plena carga es:

$$M_{tc} = 6 \cdot 0.58 \cdot 3 \cdot 0.120 - 1.67 \cdot 0.06$$

$$M_{tc} = 1.1526 \text{ Kg m.}$$

Reemplazando datos en la ecuación 3.26., se tiene que la potencia a plena carga es:

$$P_c = 115.26 \cdot 324 / 71600$$

$$P_c = 0.52 \text{ cv}$$

3.8.2. Cálculo de la potencia de arranque para la esclusa

Para el cálculo de la potencia de arranque en la esclusa, es necesario representar el diagrama de fuerzas externas y fuerzas efectivas actuantes

en el sistema.



BIBLIOTECA

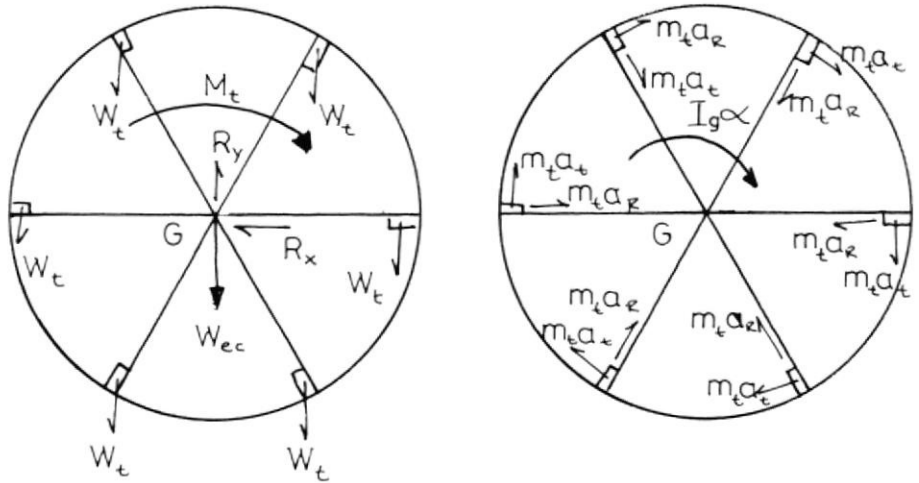


FIGURA N° 3.15. DIAGRAMAS DE FUERZAS

Aplicando el principio de D'Alembert mencionado en la sección 3.6.2., se tiene que:

$$+\Sigma M_g = I\alpha$$

$$M_t a = 2I_d \alpha + 3I_b \alpha + 6m_t A_t R_e \quad (3.28)$$

Donde:

I_d : momento de inercia del disco (Kg m^2)

I_b : momento de inercia de las paletas
(Kg m^2)

A_t : aceleración tangencial (m/seg^2)

R_e : radio de la esclusa (m)

a. Cálculo del momento de inercia de las paletas.

En el cálculo del momento de inercia de las paletas se asume que los seis compartimientos se los obtiene de tres planchas enteras.

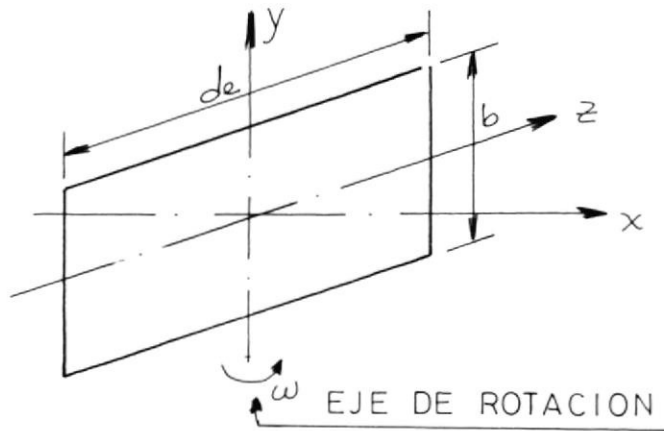


FIGURA N°3.16. ESQUEMA DE LAS PALETAS CON EL EJE DE ROTACION

$$I_b = (1/12) M b d_e^2 \quad (3.29)$$

Donde:

I_b : momento de inercia de la plancha respecto al

eje y (Figura N° 3.16) (Kg m^2)

M_b : masa de 6 paletas (Kg)

d_e : diámetro de la esclusa (m)

Reemplazando datos en la ecuación 3.29., se tiene que:

$$I_b = (1/12 * (2 * 1.011)) * (0.240)^2$$

$$I_b = 9.7 * 10^{-3} \text{ Kg m}^2$$

b. Cálculo del momento de inercia del disco.

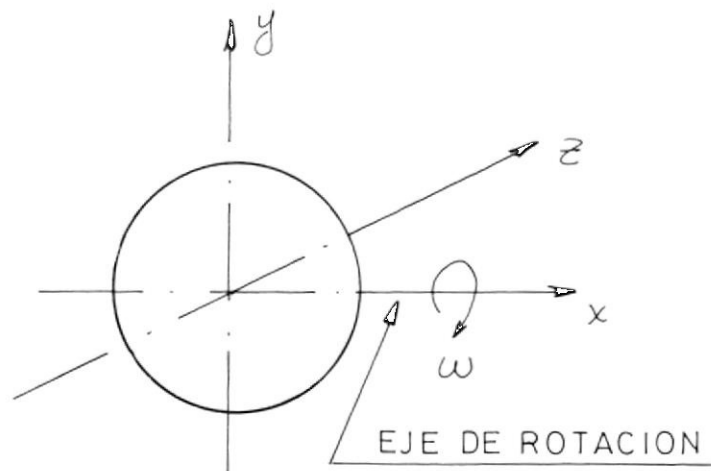


FIGURA N° 3.17. ESQUEMA DEL DISCO CON EL EJE DE ROTACION

$$I_d = (1/2) M_d R_e^2 \quad (3.30)$$

Donde:

I_d : momento de inercia del disco con respecto al eje X (Ver figura N° 3.17) (Kg m^2).

M_d : masa del disco (Kg)

Reemplazando datos en la ecuación 3.30., se tiene que:

$$I_d = 1/2 * (2 * 2.0228) * (0.120)^2$$

$$I_d = 2.9 * 10^{-2} \text{ Kg m}^2$$

c. Cálculo de la aceleración angular.

Para realizar el cálculo de la aceleración angular se aplica lo expuesto en la sección 3.6.2.b.

Reemplazando datos en la ecuación 3.25., se tiene que:

$$t = 0.5 \text{ seg.}$$

$$\omega_0 = 0$$

$$\omega_f = 6.81 \text{ rad/seg.}$$

$$\alpha = 6.81/0.5$$

$$\alpha = 13.62 \text{ rad/seg}^2$$

d. Cálculo de la aceleración tangencial

$$A_t = \alpha R_e$$

(3.31)

Donde:

A_t : aceleración tangencial (m/seg^2)

Reemplazando datos en la ecuación 3.31., se tiene que:

$$A_t = 13.62 * 0.120$$

$$A_t = 1.634 \text{ m/seg}^2$$

e. Cálculo de la masa total.

La masa total representada en la figura N° 3.15., se la obtiene sumando la masa de los pernos de la platina y del caucho.

$$M_t = 4M_p + M_c + M_l$$

Donde:

BIBLIOTECA

M_t : masa total (Kg)
 M_p : masa del perno y tuerca (Kg)
 M_C : masa del caucho (Kg)
 M_I : masa de la platina (Kg)
 M_t : $4 \cdot 0.505 \cdot 0.0787 + 0.1097$
 M_t : 0.3904 Kg.



Reemplazando los datos en la ecuación 3.28., se tiene que el momento torsor es:

$$M_{ta} = 2 \cdot 2.9 \cdot 10^{-2} \cdot 13.62 + 3 \cdot 9.7 \cdot 10^{-3} \cdot 13.62 + 6 \cdot 0.3094 \cdot 1.634 \cdot 0.120$$

$$M_{ta} = 1.646 \text{ Kgm}$$

Utilizando la ecuación 3.26., se tiene que la potencia de arranque es:

$$P_a = 164.6 \cdot 324 / 71600$$

$$P_a = 0.74 \text{ cv}$$

3.9. CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR REQUERIDO POR LA ESCLUSA

La potencia requerida por el motor para accionar la

esclusa se la obtiene reemplazando los datos en las ecuaciones 3.21 y 3.22., dadas en la sección 3.6.

$$P_t = 0.52 + 0.74$$

$$P_t = 1.26 \text{ cv}$$

$$P_{rm} = P_a * n$$

$$P_{rm} = 0.74 * 2$$

$$P_{rm} = 1.48 \text{ cv.}$$

3.10. DISEÑO DE LA CAJA REDUCTORA

El diseño de la caja reductora se lo realiza en función de los siguientes puntos:

- Tipo de la carga transmitida
- Potencia transmitida
- Velocidad en el piñón y la rueda
- El tiempo de funcionamiento

En el diseño de transmisiones es necesario conocer cual es la razón de la transmisión, la misma que se la obtiene del cociente entre la velocidad de entrada y la velocidad de salida del reductor.

$$i = W_e / W_s$$

Donde:

i : razón de transmisión

W_e : velocidad angular de entrada (RPM)

W_s : velocidad angular de salida (RPM)

i : $324/65$

i : 4.98

3.10.1. Análisis de fuerza en los engranajes

El diente de un engranaje está sometido a flexión constante, de tal manera que el análisis de fuerza se lo realizará asumiendo que el diente es un sólido empotrado en la base soportando en su parte más extrema todo el esfuerzo.

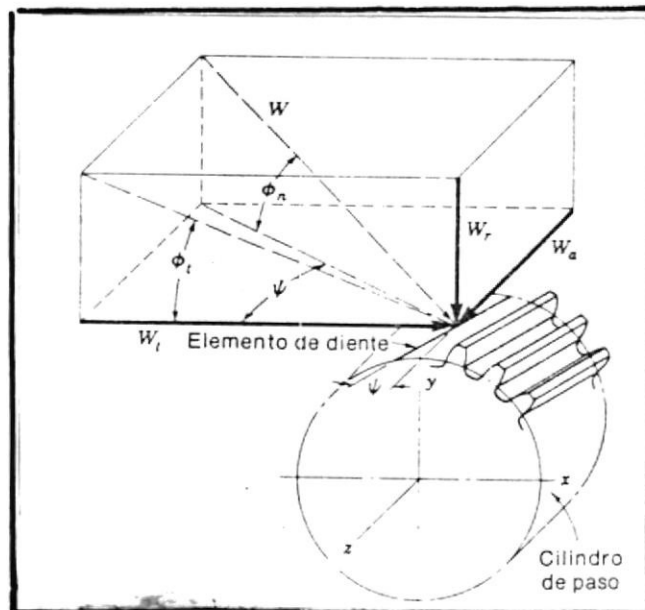


FIGURA N°3.18. ESQUEMA DE FUERZAS ACTUANTES EN LA CARA DEL DIENTE.

a. Fuerza tangencial

$$W_t = (75 \cdot P_a) / V \quad (3.32)$$

Donde:

W_t : fuerza tangencial transmitida
(Kg)

P_a : potencia de arranque de la esclusa (C.V)

V : velocidad periférica en el engranaje (m/seg).



BIBLIOTECA

Para determinar la velocidad periférica se utiliza la ecuación de la velocidad lineal.

$$V = \pi N D_p / 60 \quad (3.33)$$

Donde:

V = velocidad periférica (m/seg)

N = número de revoluciones del piñón
(RPM)

D_p = diámetro de paso del piñón (m)

El valor de D_p se lo obtiene en la sección 3.10.2.a., (Cálculo del diámetro de paso del

piñón).

Utilizando la ecuación 3.33 y 3.32., se tiene que

$$V = \pi * 324 * 0.025 / 60$$

$$V = 0.44 \text{ m/seg}$$

$$W_t = 75 * 0.74 / 0.44$$

$$W_t = 126.13 \text{ Kg.}$$

b. Fuerza radial

$$W_r = W_t * \tan \phi_n / \cos \alpha \quad (3.34)$$

Donde:

W_r = fuerza radial (kg)

α = ángulo de inclinación del diente

ϕ_n = ángulo de presión normal.

El ángulo de presión y el de inclinación del diente es de 20° , se escoge generalmente el ángulo de inclinación del diente 20° , para disminuir al máximo el empuje axial, el valor de 20° del ángulo de presión está dado por la herramienta utilizada en el tallado del diente.

Reemplazando los datos en la ecuación 3.34., se tiene que:

$$W_r = 126.13 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) / \operatorname{Cos}(20^\circ)$$

$$W_r = 48.85 \text{ kg.}$$

c. Fuerza axial

$$W_a = W_t \operatorname{tg}\alpha \quad (3.35)$$

$$W_a = 126.13 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)$$

$$W_a = 45.9 \text{ kg}$$

d. Fuerza resultante en la cara del diente

En la figura N^o 3.18., se indica como actúa la fuerza resultante en la cara del diente.

La fuerza W se la determina por medio de relaciones trigonométricas.

$$W = W_t / \operatorname{Cos}\alpha \operatorname{Cos} \phi_n \quad (3.36)$$

Reemplazando datos en la ecuación 3.36., se tiene:

$$W = 126.13 / \operatorname{Cos}(20^\circ) \operatorname{Cos}(20^\circ)$$

$$W = 142,8 \text{ Kg}$$

3.10.2. Dimensionamiento del piñón y la rueda

El módulo de la fresa a utilizarse en el tallado de los dientes es función de la carga transmitida.

$$M = \sqrt{Wt/C_1 * 1.52} \quad (3.37)$$

Donde:

M = módulo

C_1 = carga de seguridad o coeficiente de trabajo por flexión (Kg mm^2)

El valor de C_1 se lo obtiene de la tabla de coeficientes de trabajo a la flexión en la raíz del diente (Ref. 2, pág. 172), reemplazando el valor de Wt y C_1 en la ecuación 3.37., se tiene que:

$$M = \sqrt{126.13/24 * 1.52}$$

$$M = 1.86 \text{ mm/diente}$$

Como el engranaje utilizado en la caja reductora es de diente helicoidal, se debe dividir el valor del módulo M para el coseno del ángulo de inclinación del diente obteniendo de esta manera el módulo normal o aparente dado en la fresa.

$$M_n = M / \cos \alpha$$

$$M_n = 1.86 / \cos(20^\circ)$$

$$M_n = 2 \text{ mm/diente}$$

a. Cálculo del diámetro de paso del piñón.

El número de dientes del piñón se lo obtiene del gráfico, número de dientes Vs. ángulo axial de los dientes, (Ref.2., pág.191). Para un módulo de 2 y un ángulo de la hélice de 20° el número de dientes es de ($N_p=13$).

$$M_n = D_p / N_p \quad (3.38)$$

Donde:

$$M_n = \text{módulo normal (mm/diente)}$$

D_p = diámetro de paso del piñón (mm)

N_p = número de dientes del piñón.

Reemplazando datos en la ecuación 3.38., se tiene que:

$$D_p = 2 * 13$$

$$D_p = 26 \text{ mm.}$$

b. Cálculo del diámetro de paso de la rueda

El diámetro de paso de la rueda se lo determina multiplicando la relación de transmisión por el diámetro de paso del piñón.

$$D_r = D_p * i$$

$$D_r = 26 * 4.98$$

$$D_r = 129.6 \text{ mm}$$

c. Cálculo del número de dientes de la rueda

El número de dientes de la rueda está dado por el cociente entre el diámetro de

paso para el módulo normal o aparente.

$$N_r = D_r / M_n$$

$$N_r = 129,6 / 2$$

$$N_r = 65 \text{ dientes}$$

d. Cálculo del diámetro exterior del piñón
(adendo)

$$D'_p = D_p + 2 M_n$$

$$D'_p = 26 + 2(2)$$

$$D'_p = 30 \text{ mm.}$$

e. Cálculo del diámetro exterior de la rueda
(adendo).

$$D'_r = D_r + 2 M_n$$

$$D'_r = 129,6 + 2 * 2$$

$$D'_r = 133,6 \text{ mm}$$

f. Cálculo del paso de la hélice del piñón.

$$l = \pi D_p \cot \alpha$$

$$l = \pi * 26 * \cot(20^\circ)$$

$$l = 224,4 \text{ mm.}$$

g. Cálculo del paso de la hélice de la rueda

$$L = \pi D r \cotg \alpha$$

$$L = \pi * 129,6 * \cotg(20^\circ)$$

$$L = 1118.6 \text{ mm.}$$



h. Cálculo de la profundidad del diente BIBLIOTECA

$$h = 2.167 M_n$$

$$h = 2.167 * 2$$

$$h = 4.35 \text{ mm.}$$

i. Cálculo del grueso del diente en la línea primitiva.

$$T_n = 0.5 * P_n$$

Donde:

T_n = ancho grueso del diente (mm)

P_n = paso diametral normal (diente/mm)

$$P_n = \pi M_n$$

Por lo tanto el grueso del diente está -
dado por la siguiente expresión.

$$T_n = 0.5 \cdot \pi \cdot M_n$$

$$T_n = 0.5 \cdot \pi \cdot 2$$

$$T_n = 3.142 \text{ mm}$$

- j. Cálculo de la distancia entre centros del piñón y la rueda.

$$D_c = 0.5 (D_p + D_r)$$

$$D_c = 0.5 (26 + 129,6)$$

$$D_c = 77.8 \text{ mm.}$$

- k. Cálculo del ancho del engranaje

Muchos autores recomiendan que el ancho de la cara del diente para engranajes helicoidales esté entre seis a doce veces del módulo normal, logrando de esta relación - el efecto propio de los engranajes helicoidales.

$$G_r = (6 \text{ a } 12) M_n$$

$$G_r = 12 \cdot 2$$

$$G_r = 24 \text{ mm}$$

- l. Disminución del peso en la rueda de la

caja reductora.

La disminución de peso en elementos que giran o se trasladan es de mucha importancia, por razones de ahorro de energía y costo mínimo.

Todas las relaciones que se muestran, fueron obtenidas de la Ref. 3. Tabla 28, pag.302.

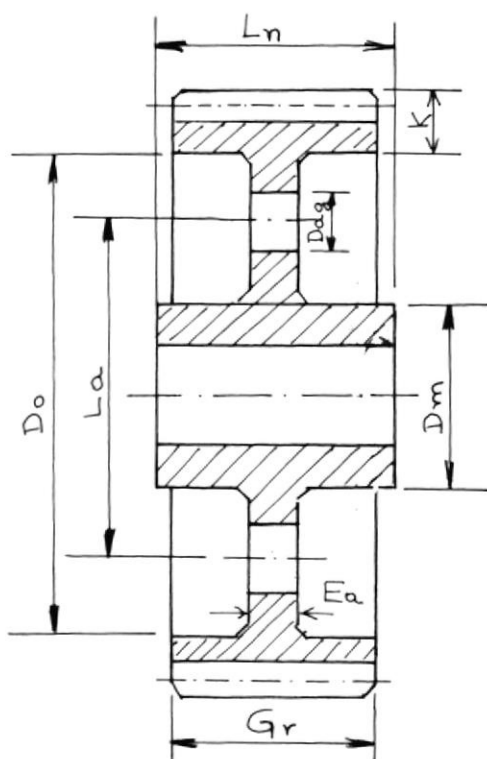
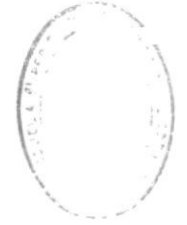


FIGURA Nº 3.19. ESQUEMA DE LA RUEDA DENTADA

Donde:

L_n : ancho de la manzana

K : espesor de la corona de la rueda
 Dm : diámetro de la manzana
 Ea : espesor del alma
 Rc : radio de la curvatura
 Gr : ancho de engranaje
 Dag: diámetro de los agujeros
 La : distancia entre agujeros.



BIBLIOTECA

Donde:

TABLA N° 3.9.

DATOS PARA EL MAQUINADO DE LA RUEDA

$L_n = 1.5 \text{ Dec}$	30 mm
$K \geq 4 \cdot M_n$	12 mm
$D_m = 1.60 \text{ Db}$	48 mm
$E_a = (1/3) \text{ Gr}$	12 mm
Rc	1:2.0 mm
$\text{Gr} = (6 \text{ a } 12) \text{ Mn}$	24 mm
$D_o = D_r - 2K$	105.6 mm
$D_{ag} = (D_o - D_m) / 5$	12 mm
La	66.8 mm

3.10.3. Análisis de esfuerzos en los dientes

Las consideraciones que siguen son de mucha importancia en el diseño al considerar la capacidad de una transmisión de engranajes.

- La falla del diente por rotura
- La falla por fatiga en la superficie de los dientes.
- El desgaste abrasivo en la superficie de estos.
- El calor generado durante la operación.
- El ruido resultante de velocidades altas o de cargas fuertes.

El análisis de los esfuerzos en la cara del diente se lo realizará en base a tres clases de fallas posibles: la falla estática debida a esfuerzos de flexión, la falla por fatiga debida a esfuerzos por flexión y la falla por fatiga en la superficie, debida a esfuerzos de contactos o hertzianos.

a. Falla estática debido a esfuerzos de flexión

Para este criterio de falla no se toma en

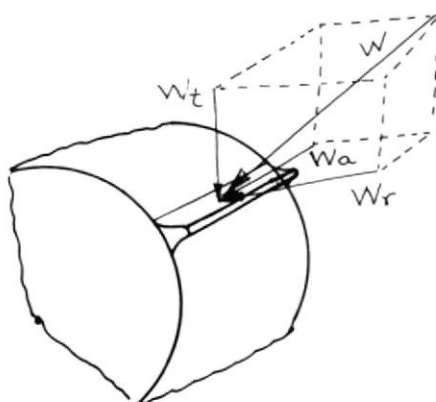


FIGURA N° 3.20. ESQUEMA DE FUERZAS QUE ACTUAN EN LA CARA DEL DIENTE

cuenta la carga radial porque no produce flexión. Por lo tanto las cargas a considerarse son la tangencial y la axial.

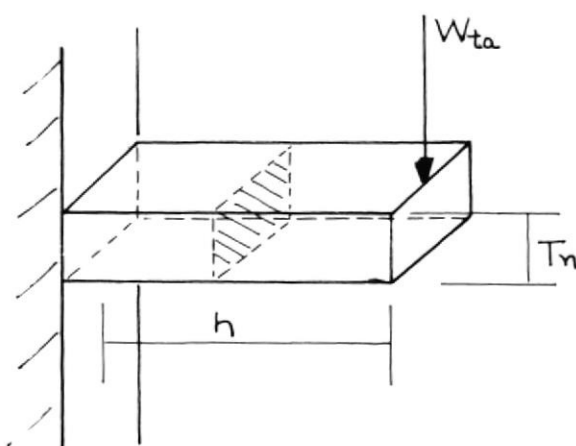


FIGURA N° 3.21. ESQUEMA DE UN SOLO DIENTE Y DE LAS FUERZAS QUE PRODUCEN FLEXION

En la figura N° 3.21., se representa condicio-

nes de trabajo crítico en el diente y todo el análisis será realizado bajo esas mismas consideraciones.

Wta : fuerza resultante de la tangencial y la axial.

$$Wta : \sqrt{Wt^2 + Wa^2}$$

$$Wta : \sqrt{126.9^2 + 45.9^2}$$

$$Wta : 134.9 \text{ Kg}$$

El esfuerzo de flexión que está sometido el diente mostrado en la figura N^o 3.21., se lo determina por la ecuación 3.39.

$$\sigma_{fe} = M_f y / I \quad (3.39)$$

Donde:

σ_{fe} : esfuerzo de flexión estático
(Kg/mm²)

Mf : momento flexionante producido por la fuerza
Wta (Kg mm)

y : distancia de la fibra neutra a cualquier punto (mm)

I : momento de inercia (mm^4)

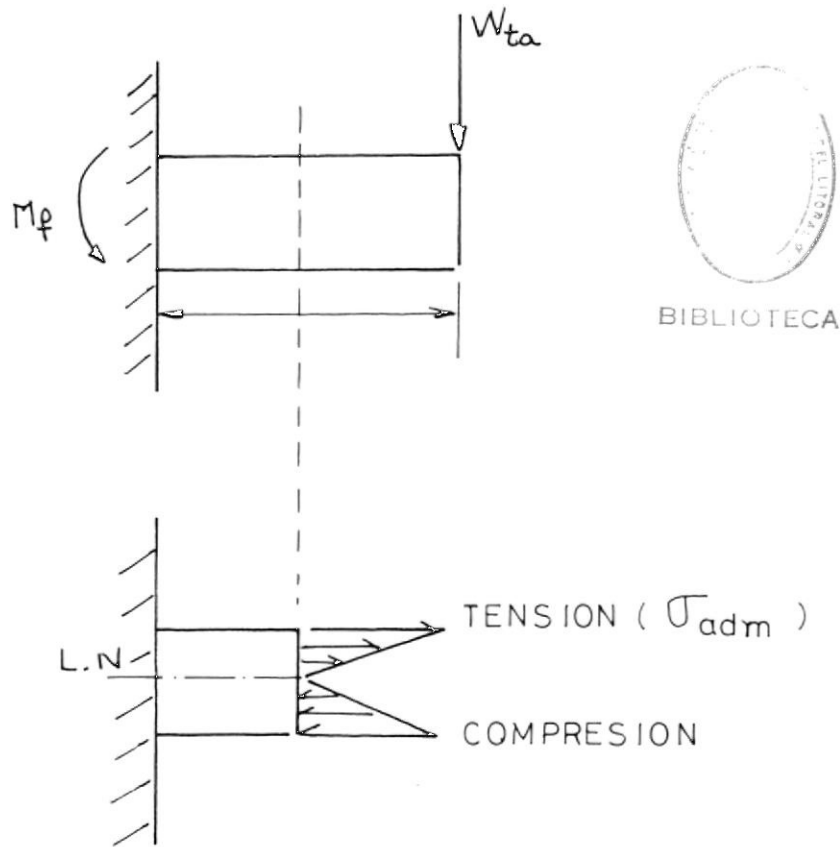


FIGURA N° 3.22. DISTRIBUCION DE ESFUERZO EN UNA VIGA
SOMETIDA A FLEXION

$$\sigma_{adm} = S_y/n \quad (3.40)$$

Igualando la ecuación 3.39., y la ecuación 3.40.,
se tiene:

$$Mfy/I = S_y/n \quad (3.41)$$

rificar que el grueso del diente es el correcto.

- b. Falla por fatiga debido a esfuerzos de flexión.

Para fallas por fatiga se utiliza el criterio de Sines (Ref. 5, pag. 582).

$$S_e/n = \sigma_a \quad (3.43)$$

Donde:

S_e : resistencia a la fatiga (Kg/mm^2)

n : factor de seguridad

σ_a : esfuerzo flexionante (Kg/mm^2)

Igualando la ecuación 3.39., y la ecuación 3.43., se tiene que:

$$M_f y/I = S_e/n$$

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (3.44)$$

Donde:

$$M_f = W_t a^* h \quad y \quad = T_n / 2 \quad I = Gr T_n / 22$$

Donde:

T_n : grueso del diente (mm)

h : altura del diente (mm)

Gr : ancho de la cara del diente (mm)

Sustituyendo M_f y I en la ecuación 3.41., y despejando T_n se tiene la ecuación 3.42.

$$T_n = \sqrt{6 \cdot n \cdot W_t a^* h / Gr \cdot S_y} \quad (3.42)$$

Reemplazando datos en la ecuación 3.42., se tiene que para falla estática debido a esfuerzos de flexión, el espesor del diente es

$$T_n = \sqrt{6 \cdot 2 \cdot 134.9 \cdot 4.35 / 24 \cdot 70}$$

$$T_n = 2 \text{ mm.}$$

Al comparar el valor T_n dado en la ecuación 3.42., con el valor de T_n obteniendo en el diseño de engranajes helicoidales, se puede veer

S_e' : resistencia a la fatiga de la viga rotaria
(Kg/mm²).

$$K_a = 0.72$$

$$K_b = 1.0 \text{ porque } P_n > 5$$

$$K_c = 0.90 \text{ confiabilidad } R = 0.90$$

$$K_d = 1.0 \text{ temperatura } T \leq 70^\circ\text{C}$$

$$K_e = 1.0 \text{ para engranajes}$$

$$K_f = 1.4 \text{ flexión repetida en un solo sentido.}$$

La resistencia a la fatiga de la viga rotaria es:

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 * 110 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_e' = 55 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando datos en la ecuación 3.44., se tiene que

$$S_e = 0.72 * 1.0 * 0.9 * 1.0 * 1.0 * 1.4 * 55$$

$$S_e = 49.89 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando datos en la ecuación 3.42., y susti

tuyendo S_e por S_y , se tiene que para falla por fatiga debido a esfuerzos de flexión el espesor del diente es:

$$T_n = \sqrt{6 \cdot n \cdot W \cdot h / G \cdot r} \cdot S_e$$

$$T_n = \sqrt{6 \cdot 2 \cdot 142.8 \cdot 4.35 / 24 \cdot 49.89}$$

$$T_n = 2.48 \text{ mm.}$$



BIBLIOTECA

Con el valor encontrado en el criterio de falla por fatiga, y comparándolo con el determinado en el diseño de engranajes, se puede verificar que el grueso del diente es el correcto.

- c. Falla por fatiga en la superficie debida a esfuerzos de contacto o hertzianos.

En el estudio de la resistencia de las superficies en contacto es de mucha importancia la relación que existe entre la resistencia y la dureza de los materiales en su superficie esta relación viene expresada de la siguiente manera

$$S_{fe} = 2.76 H_b - 70 \text{ Mpa} \quad (3.45)$$

Siendo H_b el número de dureza brinell de la superficie menos dura en contacto. La AGMA recomienda que se modifique el límite de fatiga en la superficie.

$$S_h = (C_1 C_h / C_t C_r) S_{fe} \quad (3.46)$$

Donde:

S_{fe} : límite de fatiga en la superficie
(New/mm^2).

S_h : límite de fatiga superficial corregido o resistencia Hertziana (kg/mm^2)

C_1 : factor de duración o vida

C_h : factor de relación de dureza (se emplea 1.0 para engranajes cilíndricos).

C_t : factor de temperatura se usa 1.0 para temperaturas menores que 120°C .

C_r : factor de confiabilidad.

Reemplazando datos en la ecuación 3.45., se tiene que:

$$S_{fe} = 2.76 \cdot 290 - 70$$

$$S_{fe} = 730.4 \text{ New/mm}^2$$

$$S_{fe} = 74.45 \text{ Kg/mm}^2$$

Los valores de C_1 , C_h , C_t , C_r , se los obtiene en la tabla 11.8., Ref. 5, pág. 511.

$$C_1 = 1.1$$

$$C_h = 1.0$$

$$C_t = 1.0 \quad \text{Temperatura } T < 120^\circ\text{C}$$

$$C_r = 0.80$$

Reemplazando los datos en la ecuación 3.46., se tiene:

$$S_h = (1.1 \cdot 1.0 / 1.0 \cdot 0.8) 74.45$$

$$S_h = 102.37 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando los datos en la ecuación 3.42., y sustituyendo S_h por S_y , se tiene:

$$T_n = \sqrt{6 \cdot 2 \cdot 142,8 \cdot 4.35 / 24 \cdot 102.37}$$

$$T_n = 2.9 \text{ mm.}$$

Con el valor encontrado en el criterio de falla por fatiga en la superficie del diente, se puede verificar que el grueso del diente es el correcto.

3.10.4. Cálculo de poleas y bandas

El cálculo de poleas y bandas no entran en el diseño de la caja reductora, pero estos elementos tienen que ver con la reducción de velocidad y la transmisión de potencia, por lo que serán considerados como parte del diseño de la caja reductora.

Para poder calcular el diámetro de las poleas es necesario conocer las relaciones de velocidades .

$$i = 1200/324$$

$$i = W_{mo}/W_{ca}$$

Donde:

W_{mo} : velocidad angular del motor (RPM)

W_{ca} : velocidad angular de entrada a la caja reductora (RPM)

i : 3.7

- a. Cálculos de los diámetros de las poleas del motor y la caja reductora.

El cálculo de los diámetros de las poleas se lo obtiene manteniendo la relación de velocidades. Como se desea la menor velocidad posible a la entrada de la caja reductora, el diámetro de la polea que se considerará a la salida del motor será la más pequeña que exista en el mercado.

$$d_c = W_{modm}/W_{ca} \quad (3.47)$$

Donde:

d_c : diámetro de la polea a la entrada de la caja reductora (mm)

d_m : diámetro de la polea a la salida del motor (mm)

Reemplazando datos en la ecuación 3.47., se tiene

$$d_c = 1200 \cdot 60 / 324$$

dc 220 mm.

b. Cálculo de la velocidad de la banda

La velocidad de la banda está dada por el producto de la velocidad angular a la que gira la polea por el radio.

$$V_c = \omega_m \cdot d_m / 2$$

$$V_c = 2 \cdot \pi \cdot 1200 \cdot 0.06 / 60 \cdot 2$$

$$V_c = 3.77 \text{ m/seg}$$

c. Cálculo de la distancia entre centro de las poleas.

La distancia entre centros de dos poleas se la puede determinar por medio de ecuaciones o sino por criterios. En la ref. 15., pág.291, se mencionan dos criterios utilizados para determinar distancia entre centros, los mismos que están en función de la relación de velocidad y que se detallan a continuación.

- si $i < 3$ entonces

$$D_{cp} = 0.5(d_m + d_e) + d_m$$

Si $i > 3$ entonces $Dep = dc$

Utilizando los criterios anteriores se tiene -
que la distancia entre centros de las dos po-
leas es

$Dep = 220$ mm.

d. Cálculo de los ángulos de abrasamiento

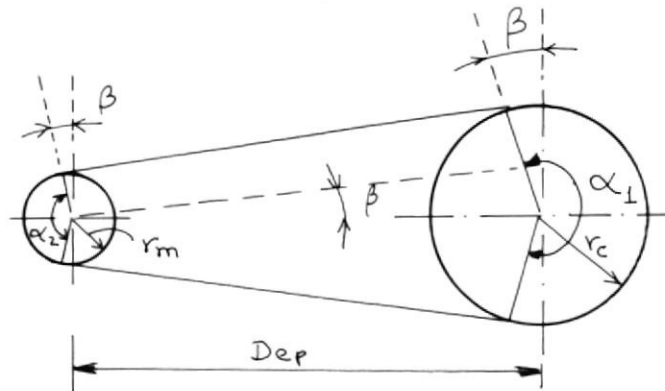


FIGURA N°3.23. ESQUEMA DE LA TRANSMISION POR BANDAS DE DOS POLEAS CON SUS RESPECTIVOS ANGULOS DE ABRASAMIENTO.

$$\alpha_1 = 180^\circ + 2 \operatorname{Sen}((dc+dm)/2 Dep).$$

$$\alpha_1 = 180^\circ + 2 \operatorname{sen}((220-60/220*2)$$

$$\alpha_1 = 223^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}((dc - dm/2Dep))$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - 2 \operatorname{Sen}((220-60)/220 \cdot 2)$$

$$\alpha_2 = 137^\circ$$

e. Cálculo de la longitud de la banda



BIBLIOTECA

La longitud de la banda se la determina con la siguiente ecuación.

$$L_b = \sqrt{4D_{ep}^2 - (d_e - d_m)^2} + 0.5(\alpha_1 d_e + \alpha_2 d_m) \quad (3.48)$$

Reemplazando los datos en la ecuación 3.48., se tiene que:

$$L_b = \sqrt{4 \cdot 220^2 - (220 - 60)^2} + 0.5(3.89 \cdot 220 + 2.39 \cdot 60)$$

$$L_b = 910 \text{ mm.}$$

f. Cálculo de la tensión en la banda y reacciones en los ejes

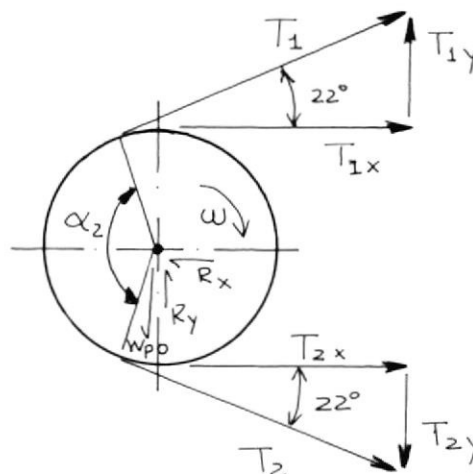


FIGURA N°3.24. DIAGRAMA DE FUERZAS ACTUANTES EN LA POLEA DEL MOTOR.

Para terminar las tensiones y las reacciones en el eje del motor es necesario plantear sistemas de ecuaciones.

$$\Sigma F_x = 0 \quad \xrightarrow{+}$$

$$T_1x + T_2x - R_x = 0$$

$$T_1x + T_2x = R_x \quad (3.49)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad \uparrow +$$

$$T_1y + R_y - T_2y - W_{p0m} = 0$$

$$T_1 + R_y = T_2 + W_{pom} \quad (3.50)$$

Donde:

W_{pom} : peso de la polea del motor (Kg)

Las tensiones T_1 y T_2 , están relacionadas por la siguiente ecuación.

$$(T_2/T_1) = e^{f\alpha_1} \quad (3.51)$$

Donde:

T_2 : tensión mayor (kg)

T_1 : tensión menor (kg)

f : coeficiente de fricción entre el acero y el caucho.

α_1 : ángulo de abrasamiento

Reemplazando datos en la ecuación 3.51., se tiene que:

$$(T_2/T_1) = e^{(0.33)(137*\pi/180)}$$

$$T_2 = 2.3 T_1$$

La potencia transmitida por bandas está en función de las tensiones y la velocidad de la banda

$$P_a = (T_2 - T_1)V_c / 4500 \quad (3.52)$$

Donde:

V_c : velocidad de la banda (m/seg)

Reemplazando los datos en la ecuación 3.52., se tiene

$$0.74 * 4500 = (2.3T_1 - T_2) * 3.77$$

$$T_1 = 8 \text{ kg}$$

$$T_2 = 18.4 \text{ kg}$$

Reemplazando datos en la ecuación 3.49., y en la ecuación 3.50., se tiene que las reacciones en el eje del motor son:

$$R_x = 8 \cdot \cos 22^\circ + 18.4 \cdot \cos 22^\circ$$

$$R_x = 24.48 \text{ kg}$$

$$R_y = 18.4 \cdot \sin 22^\circ + 0.68 - 8 \cdot \sin 22^\circ$$

$$R_y = 4.57 \text{ Kg.}$$

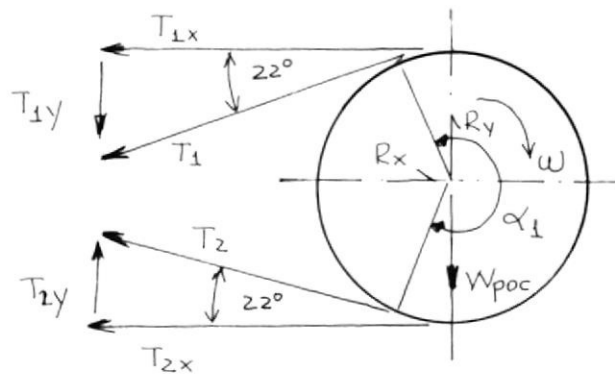


FIGURA N^o 3.25. DIAGRAMA DE FUERZA ACTUANTES EN LA POLEA DE ENTRADA DE LA CAJA REDUCTORA.

El sistema de ecuaciones para determinar las reacciones en el eje de la caja reductora son:

$$\Sigma F_x = 0 \quad \xrightarrow{+}$$

$$R_x - T_1x - T_2x = 0$$

$$R_x = T_1x + T_2x \quad (3.53)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad \uparrow +$$

$$T_2y + R_y - T_1y - W_{poc} = 0$$

$$R_y = T_1y + W_{poc} - T_2y \quad (3.54)$$

Reemplazando datos en las ecuaciones 3.53., y 3.54., se tiene que:

$$R_x = 8 \cdot \cos 22^\circ + 18.4 \cos 22^\circ$$

$$R_x = 24.48 \text{ Kg}$$

$$R_y = 8 \sin 22^\circ + 2.95 - 18.4 \sin 22^\circ$$

$$R_y = -0.95 \text{ Kg}$$

3.10.5. Cálculo del diámetro del eje del piñon

a. Cálculo de fuerzas:

Para determinar el diámetro del eje es necesario representar todas las fuerzas actuantes sobre el mismo.

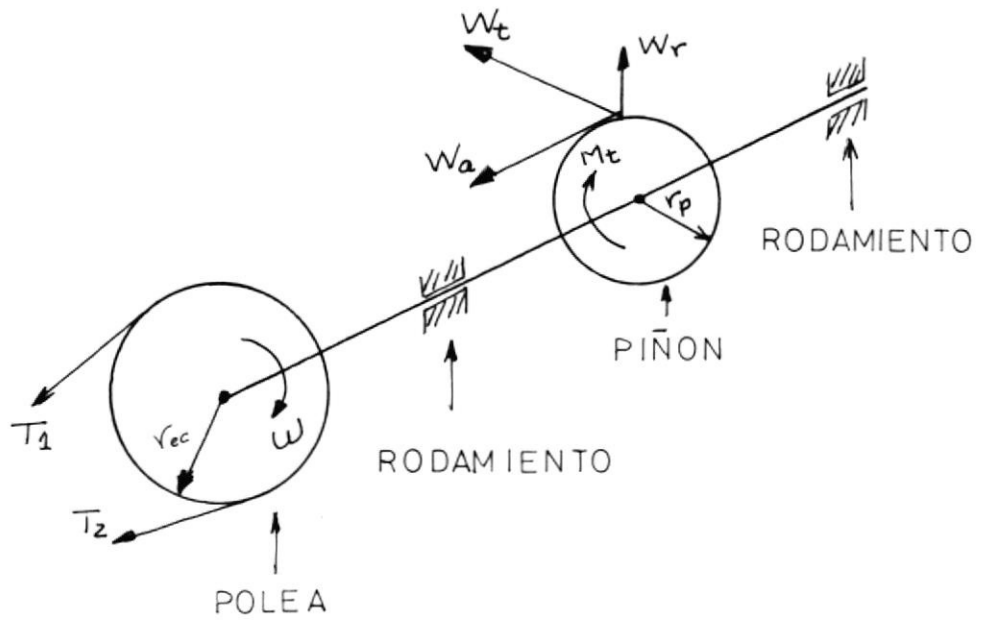


FIGURA N° 3.26. EJE DEL PIÑÓN

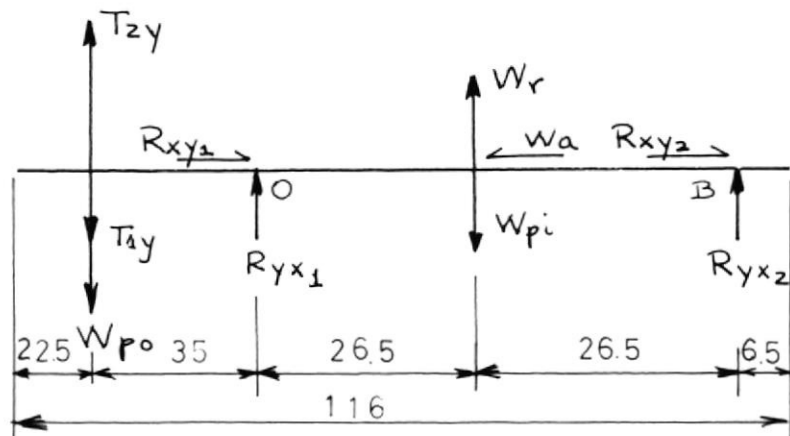


FIGURA N°3.27. DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO X,Y

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{xy1} + R_{xy2} - W_a = 0$$

$$W_a = R_{xy1} + R_{xy2} \quad (3.55)$$

Donde:

R_{xy1} : reacción en el sentido x en el punto O (kg)

R_{xy2} : reacción en el sentido x en el punto B (kg)

$$\Sigma F_y = 0$$

$$T_2 \gamma + R_{yx1} + R_{yx2} + W_r - T_1 \gamma - W_{poc} - W_{pi} = 0$$

$$T_2 \gamma + R_{yx1} + R_{yx2} + W_r = T_1 \gamma + W_{poc} + W_{pi} \quad (3.56)$$

Donde:

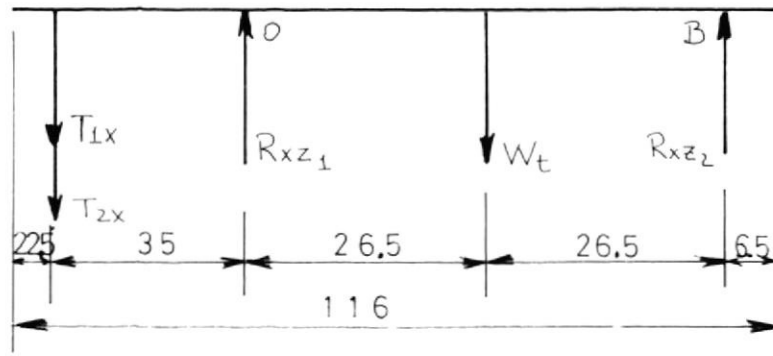
R_{yx1} : reacción en el sentido y en el punto O (kg)

R_{yx2} : reacción en el sentido y en el punto B (kg)

$$\Sigma M_o = 0$$

$$35T_2 \gamma - 35T_1 \gamma - 35W_{poc} - 25.5W_r + 25.5W_{pi} - 51R_{yx2} = 0$$

$$35T_2 \gamma - 25.5W_r + 25.5W_{pi} = 51R_{yx2} + 35T_1 \gamma + 35W_{poc} \quad (3.57)$$

FIGURA N^o 3.28. DIAGRAMAS DE FUERZAS EN EL PLANO xz

$$\Sigma F_z = 0 \quad \uparrow +$$

$$-W_t + R_{xz_1} + R_{xz_2} - T_{1x} - T_{2x} = 0$$

$$R_{xz_1} + R_{xz_2} = W_t + T_{1x} + T_{2x} \quad (3.58)$$

Donde:

R_{xz_1} : reacción en el sentido z en el punto 0 (Kg)

R_{xz_2} : reacción en el sentido z en el punto B (kg)

$$\Sigma M_b = 0 \quad \curvearrowright +$$

$$-86T_{1x} - 86T_{2x} + 51R_{xz_1} - 25.5W_t = 0$$

$$51R_{xz_1} = 25.5W_t + 86T_{1x} + 86T_{2x} \quad (3.59)$$

Reemplazamos datos en las ecuaciones 3.55., 3.56.,

3.57., 3.58., y 3.59., respectivamente se tiene -
que:

$$R_{xy1} = R_{xy2}$$

$$R_{xy1} = 45.9/2$$

$$R_{xy1} = 22.95 \text{ Kg}$$

$$R_{yx2} = \frac{(35*6.89-25.5*48.85+25.5*0.13-35*2.99-35*2.95)}{51}$$

$$R_{yx2} = -23.71 \text{ kg}$$

$$R_{yx1} = -48.85+2.99+2.95+0.13-(-23.71)-6.89$$

$$R_{yx1} = -25.96 \text{ kg}$$

$$R_{xz1} = (86*7.42+86*17.1+25.5*126.13)/51$$

$$R_{xz1} = 104.4 \text{ kg}$$

$$R_{xz2} = 7.42+17.1+126.13-104.4$$

$$R_{xz2} = 46.25 \text{ kg}$$

En la siguiente página podemos apreciar la figura N° 3.29., que nos muestra el diagrama de fuerzas en el plano xy corregido; y la figura - N° 3.30., que es el Diagrama de Fuerzas cortantes y momento flector, en el plano xy.

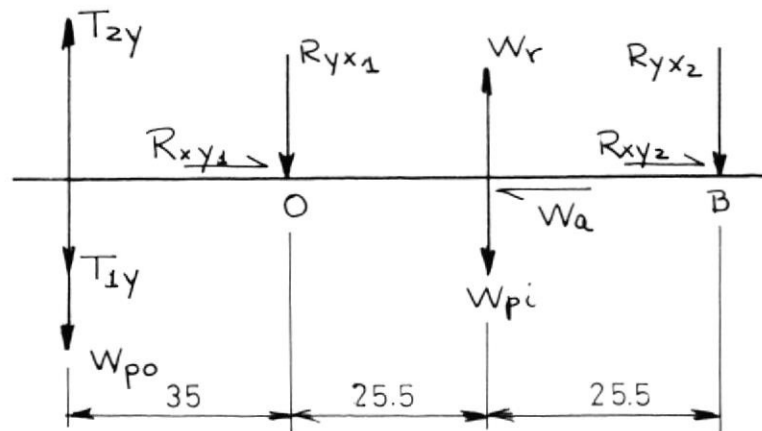


FIGURA N° 3.29. DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XY CORREGIDO

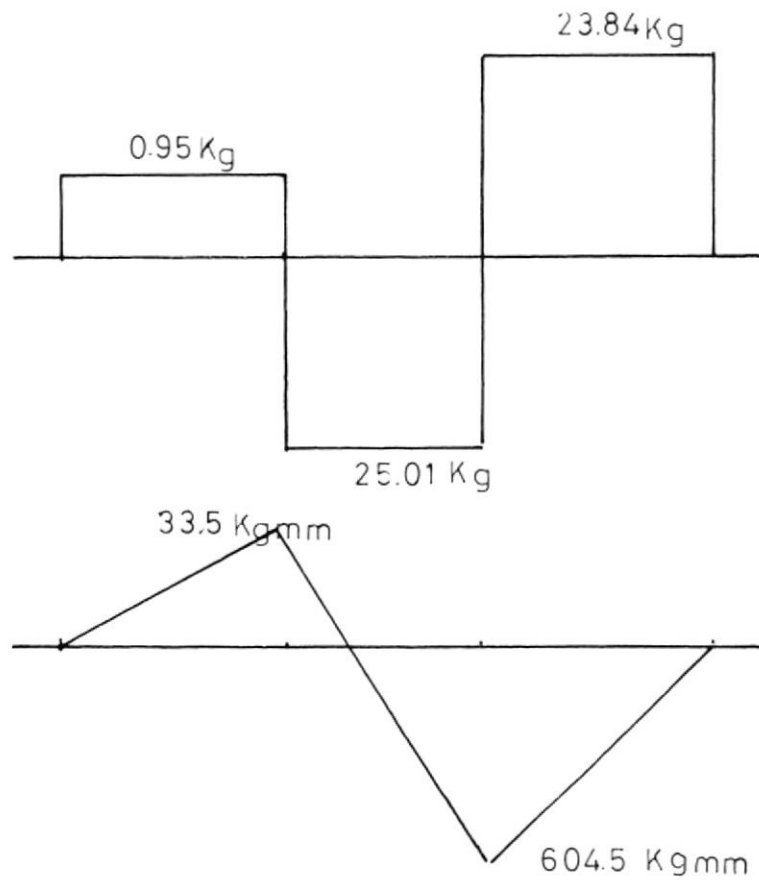


FIGURA N°3.30. DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR,
EN EL PLANO XY.

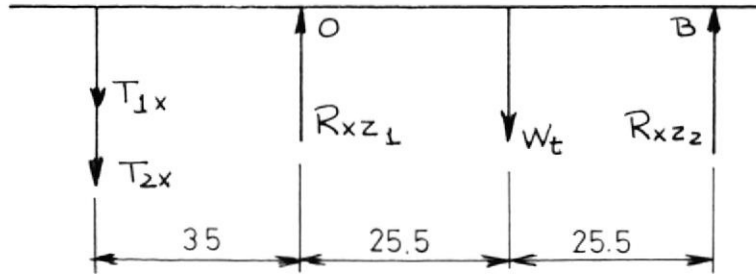


FIGURA N° 3.31. DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XZ CORREGIDO

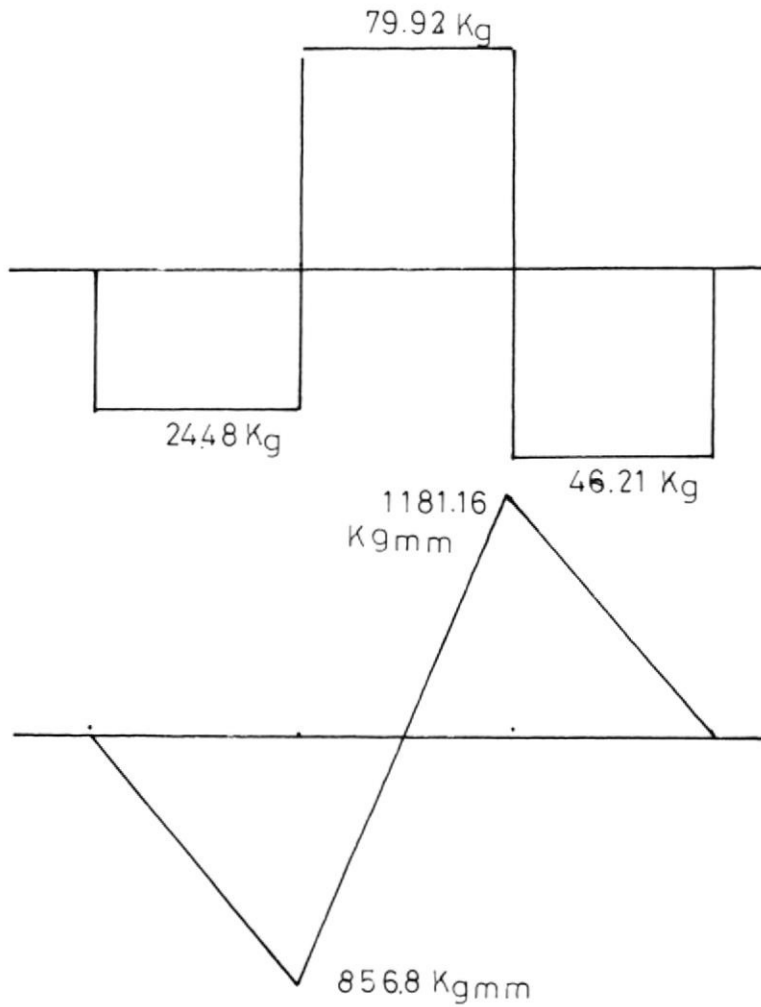


FIGURA N°3.32. DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR, EN EL PLANO XZ.

b. Cálculo del momento flector resultante

De las figuras N° 3.30 y 3.32, se tiene que el momento flector resultante máximo se presenta en el punto 0.

$$M_m = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad (3.60)$$



Donde:

M_m : momento flector máximo (kgmm)

M_{xy} : momento flector en el punto 0, del plano xy
(kgmm)

M_{xz} : momento flector en el punto 0 del plano xz
(kgmm)

Reemplazando la ecuación 3.60., se tiene:

$$M_m = \sqrt{(604.5)^2 + (1181.6)^2}$$

$$M_m = 1326.9 \text{ kgmm}$$

c. Cálculo del momento torsor

$$T = (T_2 - T_1) * d_c / 2$$

$$T = (18.4-8) \cdot 220/2$$

$$T = 1144 \text{ kgmm}$$

d. Cálculo del diámetro del eje para cargas estáticas

Aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo se tiene que el diámetro del eje está en función de la resistencia a la fluencia, el momento torsor y el momento flector.

$$D_{pi} = \left\{ \frac{32n}{\pi S_y} \sqrt{M_m^2 + T^2} \right\}^{1/3} \quad (3.61)$$

Donde:

D_{pi} : diámetro del eje (mm)

n : factor de seguridad

S_y : resistencia a la fluencia (kg/mm^2)

Reemplazando datos en la ecuación 3.61., se tiene que:

$$D_{pi} = \left\{ \frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 70} \sqrt{(1326.9)^2 + (1144)^2} \right\}^{1/3}$$

$$D_{pi} = 7.98 \text{ mm.}$$

e. Cálculo del diámetro del eje para cargas dinámicas

Aplicando el criterio de Sines, se tiene que el diámetro es función del momento flector y la resistencia a la fatiga.

$$D_{pi} = (32M_m n / \pi S_e)^{1/3} \quad (3.62)$$

Donde:

S_e : límite de resistencia a la fatiga (kg/mm^2)

Existen factores que modifican la resistencia a la fatiga

$$S_e' = K_a K_b K_c K_d K_e S_e \quad (3.63)$$

Donde:

S_e' : límite de resistencia a la fatiga de la vi
ga rotatoria (kg/mm^2)

K_a : factor de superficie


K_b : factor de tamaño

K_c : factor de confiabilidad

- Kd : factor de temperatura
 Ke : factor de modificación por concentración de esfuerzo.
 Kf : factor de efectos diversos

TABLA N° 3.10.

FACTORES K (REFERENCIA N° 5)

FACTORES	CONDICION	VALOR
Ka	Maquinado	0.65
Kb	$7.6 < d < 50$ mm	0.85
Kc	confiabilidad 0.9	0.814
Kd	Temp. < 160°F	1
Ke		0.71
Kf	$Kf = 1 + q(kt - 1)$	1.4

El límite de resistencia a la fatiga de la viga rotaria es:

$$Se' = 0.5 Sut$$

$$Se' = 0.5 * 100 \text{ Kg/mm}^2$$

$$Se' = 50 \text{ kg/mm}^2$$

Reemplazando datos en las ecuaciones 3.63., y

3.62., respectivamente se tiene que:

$$S_e = 0.65 * 0.85 * 0.814 * 1 * 0.71 * 50$$

$$S_e = 15.8 \text{ kg/mm}^2$$

$$D_{pi} = (32 * 1326.9 * 2 / \pi * 15.8)^{1/3}$$

$$D_{pi} = 11 \text{ mm.}$$

Con el diámetro encontrado se determinará el factor de seguridad, para evitar la falla por fluencia, utilizando la ecuación 3.61.

$$n = (11)^3 * \pi * 70 / 32 * \sqrt{(1326.9)^2 + (1144)^2}$$

$$n = 5$$

Con el factor de seguridad determinado se lo reemplaza en la ecuación 3.62., para determinar el diámetro requerido en el eje evitando fallas por fatiga.

$$D_{pi} = (32 * 1326.9 * 5 / \pi * 15.8)^{1/3}$$

$$D_{pi} = 16 \text{ mm.}$$

El diámetro del eje para efectos de construcción se considerará igual a 15 mm.

3.10.6. Cálculo de las cargas resultantes en los rodamientos de la caja reductora

a. Rodamientos del lado 0 y B del eje del piñon.

- LADO 0

La carga resultante en el lado 0 es

$$R_o = \sqrt{R_{yx}^2 + R_{xz}^2}$$

$$R_o = \sqrt{(25.96)^2 + (104.4)^2}$$

$$R_o = 107.6 \text{ kg.}$$

La carga equivalente en el lado 0 es:

$$F_e = X V F_r + Y F_a \quad (3.64)$$

Donde:

F_e : carga radial equivalente (kg)

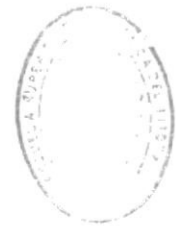
F_r : carga radial aplicada (kg)

Fa : carga axial aplicada (kg)

X : factor radial

V : factor de rotación

Y : factor de empuje



BIBLIOTECA

De la referencia N° 14., se obtiene los valores de:

$$X = 0.56 \quad Y=1.4 \quad V = 1$$

Factor de seguridad para efectos dinámicos -
de mecanismos accionados.

$$Fr = 1.5 R_o = 1.5 \cdot 107.6$$

$$Fr = 161.4 \text{ kg}$$

$$Fa = 1.5 R_{xy1} = 1.5 \cdot 22.95$$

$$Fa = 34.425 \text{ Kg}$$

Reemplazando datos en la ecuación 3.64., se tiene:

$$Fe = 0.56 \cdot 1 \cdot 161.4 + 1.14 \cdot 34.425$$

$$Fe = 138.6 \text{ kg} = 1358.1 \text{ Newt}$$

La ecuación que se muestra a continuación

se la utiliza para determinar la capacidad básica de carga que soporta el rodamiento.

$$L_{10h} = (1000000/60N) (cbc/Fe) \quad (3.65)$$

Donde:

L_{10h} : duración nominal en horas de servicio.

N : número de revoluciones (RPM)

cbc : capacidad básica de carga (Newt)

a : constante ($a=2$ para rodamentos de bolas)

Reemplazando datos en la ecuación 3.65., se tiene que

$$cbc/Fe \geq \sqrt{25000 * 60 * 324 / 10^6}$$

$$cbc \geq 22,10 * 1358,47$$

$$cbc \geq 30017,9 \text{ Newt}$$

- LADO B

La carga resultante en el lado B es

$$R_b = \sqrt{\frac{R_{yx}^2}{2} + \frac{R_{xy}^2}{2}}$$

$$R_b = \sqrt{(23.71)^2 + (46.25)^2}$$

$$R_b = 51.9 \text{ kg}$$

La carga equivalente en el lado B se la determina por medio de la ecuación 3.64.

$$F_r = 1.5 R_b = 1.5 * 51.9$$

$$F_r = 77.96 \text{ kg}$$

$$F_a = 1.5 R_{xy2} = 1.5 * 22.95$$

$$F_a = 34.425 \text{ kg}$$

$$F_e = 0.56 * 1 * 77.96 + 1.4 * 34.425$$

$$F_e = 91.85 \text{ kg} = 900.2 \text{ Newt.}$$

Aplicando la ecuación 3.65., para determinar la capacidad básica de carga se tiene que:

$$c_{bc} \geq 22.1 * 900.2$$

$$c_{bc} \geq 19893.4 \text{ Newt}$$

b. Rodamiento del lado E y F del eje de la rueda

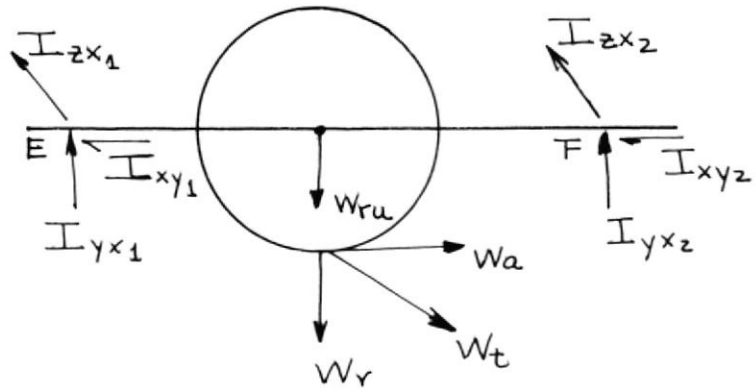


FIGURA N° 3.33 EJE DE LA RUEDA

$$\Sigma F_x = 0 \quad \rightarrow +$$

$$W_a = I_{xy1} + I_{xy2} \quad (3.66)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad \uparrow +$$

$$I_{yx1} + I_{yx2} - W_n - W_{ru} = 0 \quad (3.67)$$

Donde:

W_{ru} : peso de la rueda (kg)

I_{yx1} : reacción en el sentido y en el punto E (kg)

l_{yx_2} : reacción en el sentido y en el punto F (kg)

$$\Sigma M_e = 0 \quad \curvearrowright +$$

$$20.5W_{ru} + 20.5W_r - 41l_{yx_2} = 0 \quad (3.68)$$

$$\Sigma F_z = 0 \quad \downarrow +$$

$$W_t - l_{zx_1} - l_{zx_2} = 0 \quad (3.69)$$



BIBLIOTECA

Donde:

l_{zx_1} : reacción en el sentido z en el punto E (kg)

l_{zx_2} : reacción en el sentido z en el punto F (kg)

Reemplazando los datos en las ecuaciones 3.66, 3.67, 3.68, y 3.69., respectivamente se tiene que:

$$l_{xy_1} = l_{xy_2} = 45.9/2$$

$$l_{xy_1} = l_{xy_2} = 22.95 \text{ kg}$$

$$l_{yx_2} = 20.5(6.2 + 48.85)/41$$

$$l_{yx_2} = 27.93 \text{ kg}$$

$$l_{yx_1} = 48.85 + 6.2 - 27.53$$

$$l_{yx_1} = 27.53 \text{ kg}$$

$$l_{zx_1} = l_{zx_2} = 126.13/2$$

$$l_{zx_1} = l_{zx_2} = 63.07 \text{ kg}$$

- LADO E y F

La carga resultante en el lado E y F es

$$R_e = R_f = \sqrt{I_{yx}^2 + I_{zx}^2}$$

$$R_e = R_f = \sqrt{(27.53)^2 + (63.07)^2}$$

$$R_e = R_f = 68.8 \text{ kg}$$

La carga equivalente en el lado E se la determina por medio de la ecuación 3.64.

$$F_r = 1.5 R_e = 3.5 * 68.8$$

$$F_r = 103.2 \text{ kg}$$

$$F_a = 1.5 I_{xy1} = 1.5 * 22.95$$

$$F_a = 34.43 \text{ kg}$$

$$F_e = 0.56 * 1 * 103.2 + 1.4 * 34.43$$

$$F_e = 105.99 \text{ kg} = 1038.67 \text{ Newt}$$

Aplicando la ecuación 3.65., para determinar la capacidad básica de carga se tiene que:

$$c_{bc}/F_e \geq \sqrt{25000 * 60 * 65 / 10^6}$$

$$c_{bc} \geq 9.87 * 1038.67$$

$$c_{bc} \geq 10256.1 \text{ Newt}$$

3.10.7. Dimensionamiento de la chaveta y chavetero del eje del piñon con la polea

La norma ANSI relativa a chavetas y chaveteros basada en la práctica industrial, establece una relación uniforme entre los tamaños de los árboles y los de las chavetas. Según la norma recomienda que para árboles con diámetros hasta 170 mm., se debe utilizar chavetas cuadradas. (Ref. 4).

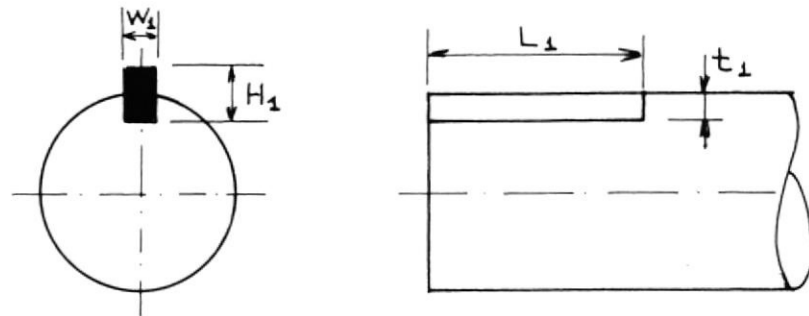


FIGURA N° 3.34. CHAVETA

Con un diámetro nominal de $D_{pi} = 15$ mm., se obtiene de la referencia 4, pág. 964, tabla D2, los siguientes valores indicados en la figura N° 3.34.

$$W_1 = 5 \text{ mm}$$

$$H_1 = 5 \text{ mm}$$

$$L_1 = \text{ancho de la polea}$$

$$t_1 = 3 \text{ mm.}$$

a. Cálculo de la fuerza en la cara de la chaveta

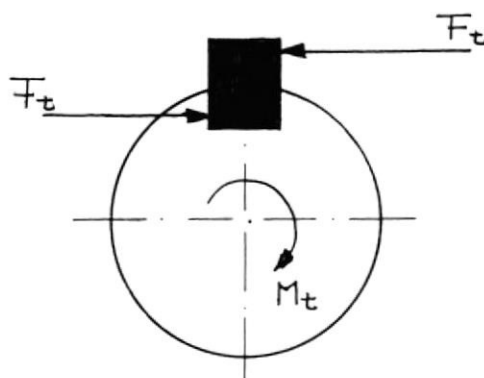


FIGURA N° 3.35. FUERZA EN LA CARA DE LA CHAVETA

La fuerza transmitida por la chaveta se la obtiene utilizando la ecuación de momento de una fuerza.

$$F_t = 2T/D_{pi} \quad (3.70)$$

Donde:

F_t : fuerza transmitida (kg)

T : torque transmitido (kgmm)

D_{pi} : diámetro del eje (mm)

Reemplazando datos en la ecuación 3.70., se tiene que:

$$F_t = 2 \cdot 1144 / 15$$

$$F_t = 152.5 \text{ kg}$$

Según la teoría de la energía de corte, para casos de torsión pura se tiene que:

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad (3.71)$$

$$\tau = S_{sy} / n \quad (3.72)$$

Donde:

S_{sy} : resistencia a la fluencia en corte (kg/mm^2)

S_y : resistencia a la fluencia (kg/mm^2)

τ : esfuerzo de corte (kg/mm^2)

n : factor de seguridad

Reemplazando datos en la ecuación 3.71., y 3.72., se tiene que la resistencia a la fluencia del material requerido es

$$S_y = 2 \cdot 152.5 / 0.5787 \cdot 5 \cdot 20$$

$$S_y = 5.28 \text{ kg}/\text{mm}^2$$

3.11. DISEÑO DEL EJE DE LA ESCLUSA



BIBLIOTECA

3.11.1. Cálculo del diámetro del eje de la esclusa

a. Cálculo de fuerzas

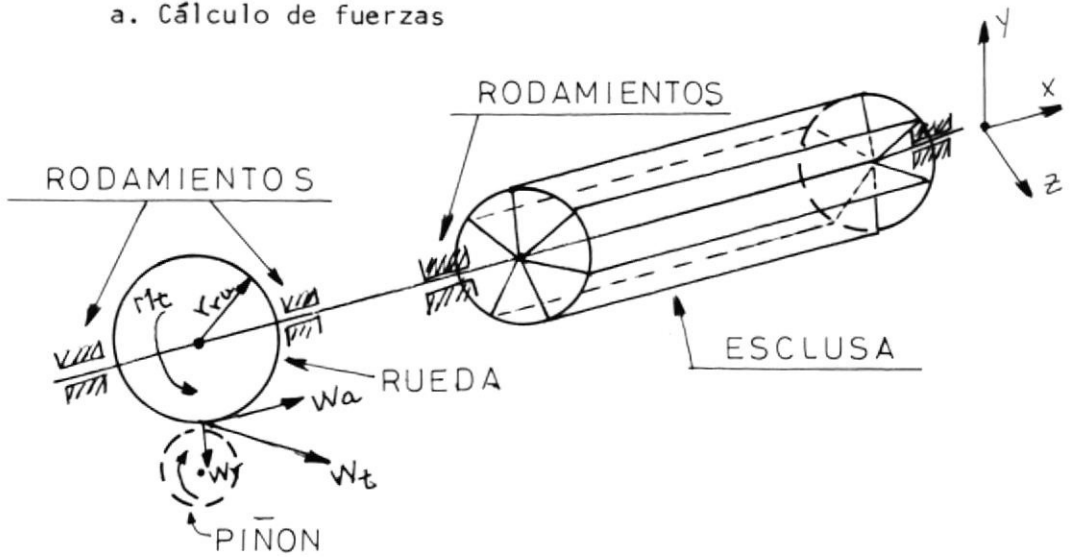


FIGURA N° 3.36. EJE DE LA ESCLUSA

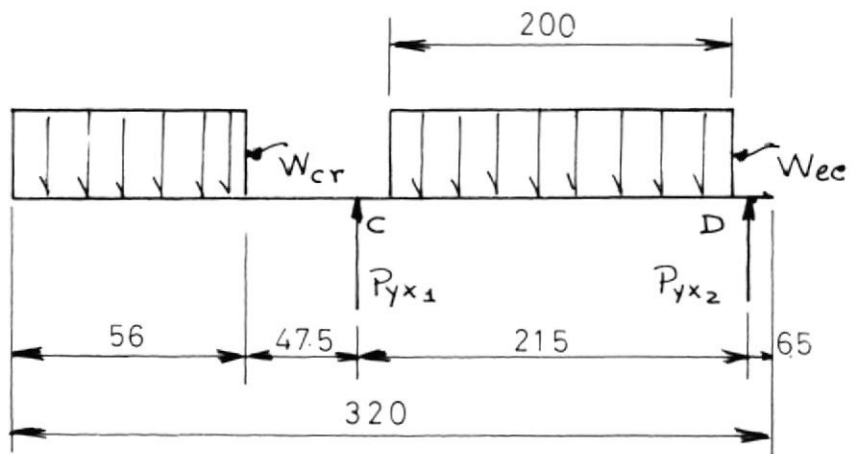


FIGURA N° 3.37. DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO X,Y

$$W_{ec}=2W_d+6W_b+3W_g+6W_l+6W_c+24W_p \quad (3.73)$$

Donde:

W_{ec} : peso de la esclusa

W_d : peso del disco

W_b : peso de las paletas

W_g : peso del grano

W_l : peso de la platina

W_c : peso del caucho

W_p : peso de los pernos

$$W_{cr}=W_{ca}+W_{ru}+W_{pi}+4W_{rl}+W_{poc}+W_{ej} \quad (3.74)$$

Donde:

W_{cr} : peso de la caja reductora

W_{ca} : peso de la caja (carcaza)

W_{ru} : peso de la rueda

W_{pi} : peso del piñón

W_{rl} : peso de los rulimanes

W_{poc} : peso de la polea

W_{ej} : peso del eje del piñón

Reemplazando datos en las ecuaciones 3.74., y 3.75,

respectivamente se tiene:

$$W_{cr} = 4 + 6 \cdot 2.16 + 0.13 + (2 \cdot 0.025 + 2 \cdot 0.25) + 2.95 + 0.18$$

$$W_{cr} = 14.026 \text{ Kg}$$

$$W_{ee} = 2 \cdot 2.0228 + 6 \cdot 1.0114 + 3 \cdot 1.67 + 6 \cdot 0.1097 + 6 \cdot 0.0787 + 24 \cdot 0.0505$$

$$W_{ee} = 14.47 \text{ Kg}$$

De la figura N° 3.37., se obtienen las ecuaciones de las fuerzas en el plano xy.

$$\Sigma F_y = 0 \quad \uparrow +$$

$$P_{yx1} + P_{yx2} - W_{ec} - W_{cr} = 0$$

$$P_{yx1} + P_{yx2} = W_{cr} + W_{ee} \quad (3.75)$$

Donde:

P_{yx1} : reacción en el sentido y, en el punto c(kg)

P_{yx2} : reacción en el sentido y, en el punto D(kg)

$$\Sigma M_c = 0 \quad \downarrow$$

$$107.5 W_{ec} - 215 P_{yx2} + 75.5 W_{cr} = 0$$

$$215 P_{yx2} = 107.5 W_{ec} - 75.5 W_{cr} \quad (3.76)$$

Reemplazando datos en las ecuaciones 3.76. y 3.75, respectivamente se tiene que:

$$P_{yx_2} = (107.5 \cdot 17.47 - 75.5 \cdot 14.026) / 215$$

$$P_{yx_2} = 3.8 \text{ kg}$$

$$P_{yx_1} = 14.026 + 17.47 - 3.8$$

$$P_{yx_1} = 27.7 \text{ kg}$$

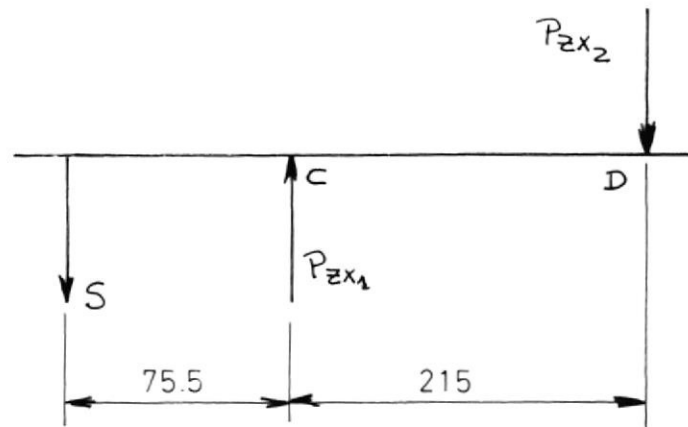


FIGURA N° 3.38. DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO xz

$$\Sigma F_z = 0 \quad \downarrow +$$

$$S - P_{zx_1} + P_{zx_2} = 0 \quad (3.77)$$

Donde:

S : tensión requerida para templar la banda (kg)

P_{zx_1} : reacción en el sentido z , en el punto C (kg)

P_{zx_2} : reacción en el sentido z, en el punto D (kg)

$$\sum M_c = 0 \quad \uparrow$$

$$215P_{zx_2} - 75.5 S = 0 \quad (3.78)$$

El valor de S está dado por la siguiente expresión:

$$S = 2(T_2x + T_1x)/3$$

$$S = 2(17.1 + 7.14)/3$$

$$S = 16.4 \text{ kg}$$

Reemplazando datos en las ecuaciones 3.78. y 3.77., respectivamente se tiene que:

$$P_{zx_2} = 75.5 * 16.4 / 215$$

$$P_{zx_2} = 5.74 \text{ kg}$$

$$P_{zx_1} = 23 + 8$$

$$P_{zx_1} = 22.14 \text{ kg}$$

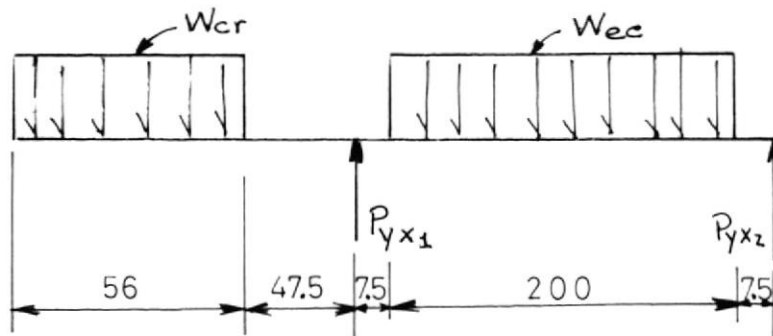


FIGURA N° 3.39. DIAGRAMAS DE FUERZAS EN EL PLANOXY CORREGIDO

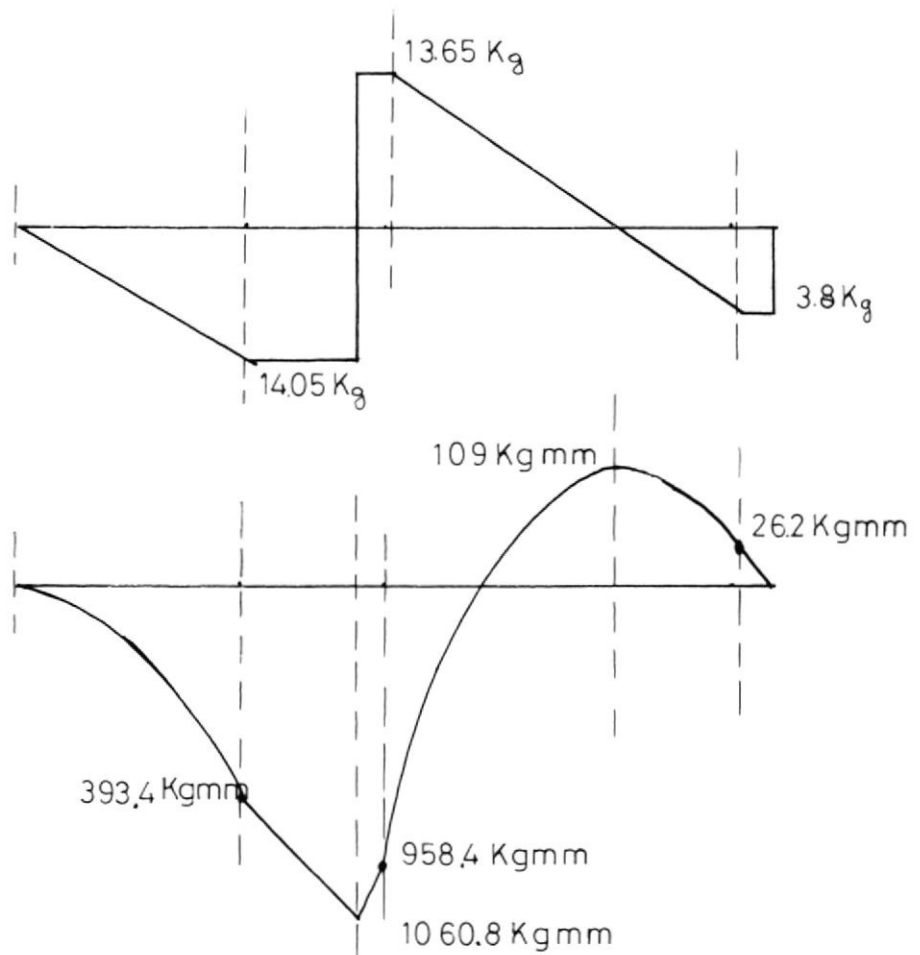


FIGURA N°3.40. DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR, EN EL PLANO XY.

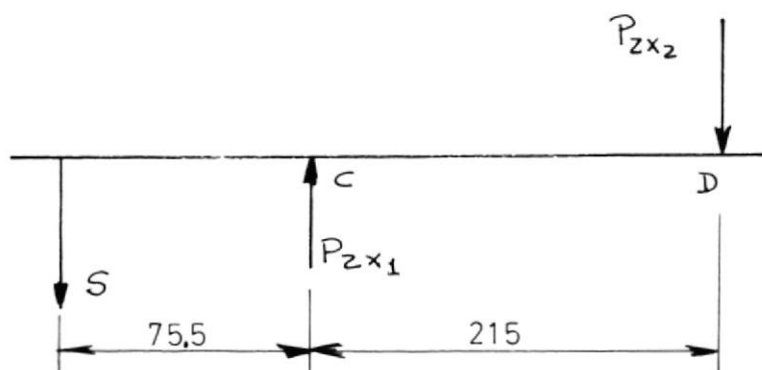


FIGURA N° 3.41. DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL PLANO XZ CORREGIDO

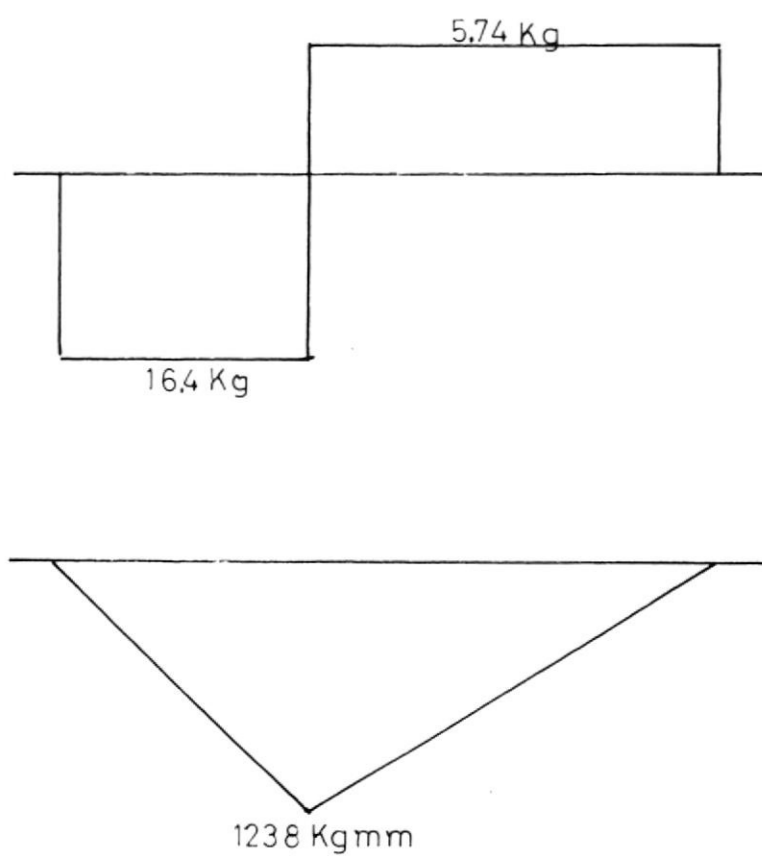


FIGURA N° 3.42. DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR EN EL PLANO xz.

b. Cálculo del momento flector resultante

En las figuras N^o 3.40 y 3.42., se tiene que el momento flector resultante máximo se presenta en el punto C, utilizando la ecuación 3.60., se tiene que:

$$M_m = \sqrt{(1060.8)^2 + (1238)^2}$$

$$M_m = 1630.3 \text{ kg mm.}$$

c. Cálculo del momento torsor

$$T = Wt D^1 r/2$$

$$T = 126.13 * 129.6 / 2$$

$$T = 8173.22 \text{ kg mm.}$$

d. Cálculo del diámetro del eje para cargas estáticas.

Utilizando la ecuación 3.61., para calcular el diámetro del eje se tiene que:


$$Dec = \left(32 * 2 / \pi * 70 \sqrt{(1630.0)^2 + (8173.2)^2} \right)^{1/3}$$

$$Dec = 13.42 \text{ mm.}$$

e. Cálculo del diámetro del eje para cargas dinámicas.

Aplicando las ecuaciones 3.62., 3.63., se tiene -
que

TABLA N°3.11.
FACTORES K (Referencia 5)

FACTORES	CONDICION	VALOR
Ka	Maquinado	0.65
Kb	$7.6 < d < 50\text{mm}$	0.85
Kc	Confiabilidad 0.9	0.814
Kd	Temp $< 160^{\circ}\text{F}$	1
Ke		0.64
Kf	$Kf = 3 + q(k_t - 1)$	1.558

$$Se^1 = 45 \text{ kg/mm}^2$$

$$Se = 0.65 * 0.85 * 0.814 * 1 * 0.64 * 1.558 * 45$$

$$Se = 12.95 \text{ kg/mm}^2$$

$$Dec = (32 * 1630.3 * 3 / \pi * 12.95)^{1/3}$$

$$Dec = 16 \text{ mm.}$$

Con el diámetro determinado se calcula el factor de seguridad para evitar falla por fluencia, utilizando la ecuación 3.61., se tiene:

$$\bar{n} = (16)^3 * \pi * 70 / 32 * \sqrt{(1630.3)^2 + (8173.2)^2}$$

$$n = 4$$

Con el factor de seguridad determinado se lo reemplaza en la ecuación 3.62., para así determinar el diámetro requerido en el eje, evitando fallas por fatiga.

$$Dec = (32 * 1630.3 * 3.37 / \pi * 12.95)^{1/3}$$

$$Dec = 18 \text{ mm.}$$

Por selección de rodamientos se escoge el diámetro

$$Dec = 20 \text{ mm.}$$

f. Cálculos de las cargas resultantes en los rodamientos del eje de la esclusa

- LADO C

La carga resultante en el lado C

$$R_c = \sqrt{P_{yx_1}^2 + P_{zx_1}^2}$$

$$R_c = \sqrt{(27.7)^2 + (22.14)^2}$$

$$R_c = 35.46 \text{ kg}$$

$$F_e = 7.5 R_c = 1.5 * 35.46$$

$$F_e = 53.19 \text{ kg} = 521.3 \text{ Newt}$$

Utilizando la ecuación 3.65, se tiene que la capacidad básica de carga es:

$$c_{bc} \geq 521.3 * \sqrt{25000 * 60 * 65 / 10^6}$$

$$c_{bc} \geq 5147.43 \text{ Newt}$$

- LADO D

La carga resultante en el lado D

$$R_d = \sqrt{P_{yx}^2 + P_{zx}^2}$$

$$R_d = \sqrt{(3.8)^2 + (5.74)^2}$$

$$R_d = 6.88 \text{ kg}$$

$$F_e = 1.5 R_d = 1.5 * 6.88$$

$$F_e = 10.33 \text{ kg} = 101.2 \text{ Newt}$$

Utilizando la ecuación 3.65, se tiene que:

$$c_{bc} \geq 101.2 \sqrt{25000 * 60 * 65 / 10^6}$$

$$c_{bc} \geq 999.3 \text{ Newt}$$

3.11.2. Dimensionamiento de la chaveta y chavetero del eje - de la esclusa

a. Chaveta entre el eje y el bocín

Con el diámetro nominal determinado en la sección 3.11.1., $D_{ec} = 20 \text{ mm.}$, se tiene que las dimensiones de la chaveta y chavetero son: (Ref.4).

$$W_1 = 6 \text{ mm}$$

$$H_1 = 6 \text{ mm}$$

$$L_1 = \text{largo del bocin} = 69 \text{ mm.}$$

$$t_1 = 3.5 \text{ mm.}$$

El cálculo de la fuerza en la cara de la chaveta, se la obtiene utilizando la ecuación 3.70.

$$F_t = 126.13 * 64.8 / 10$$

$$F_t = 817 \text{ kg}$$

Reemplazando los datos en las ecuaciones 3.71 y 3.72, se tiene que la resistencia a la fluencia del material es:

$$S_y = 2 * 817 / 0.577 * 6 * 69$$

$$S_y = 6.8 \text{ kg/mm}^2$$

b. Chaveta entre el bocin y la rueda

Con el diámetro exterior del bocin $D_b = 30 \text{ mm}$. se tiene que las dimensiones de la chaveta y chavetero son (Ref. 4).

$$W_1 = 6 \text{ mm}$$

$$H_1 = 6 \text{ mm}$$

$$L_1 = \text{ancho de la rueda} = 30 \text{ mm.}$$

$$t_1 = 3 \text{ mm.}$$

El cálculo de la fuerza en la cara de la chaveta, se la obtiene utilizando la ecuación 3.70.

$$F_t = 126.13 * 64.8 / 12.5$$

$$F_t = 653.85 \text{ kg}$$

Reemplazando los datos en las ecuaciones 3.71 y 3.72., se tiene que la resistencia a la fluencia del material es:

$$S_y = 2 * 653.85 / 0.577 * 6 * 30$$

$$S_y = 12.3 \text{ kg/mm}^2$$

3.12. DISEÑO DEL EJE DEL VENTILADOR

El cálculo del diámetro del eje del ventilador se lo realizará como si fuera un sólido de sección circular empujado. El rodete del ventilador va conectado directamente al eje del motor, por consiguiente el diámetro - que se obtenga en los cálculos posteriores deberá ser menor que el diámetro del eje de salida del motor, ya

que de no ser así se procederá a escoger otro motor de características diferentes en donde el diámetro de sólida sea mayor.

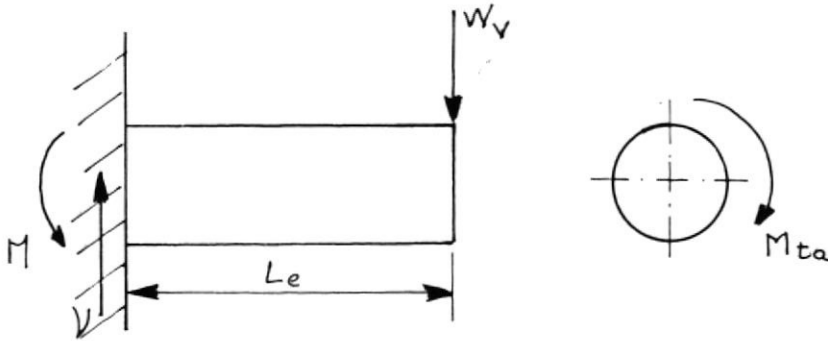


FIGURA N°3.43. EJE DEL VENTILADOR

El momento flector y torsor para el cálculo del diámetro de eje son:

$$M_m = W_v * L_e$$

$$M_m = 1.254 * 20$$

$$M_m = 25.08 \text{ Kg mm}$$

$$T = 862 \text{ kg mm}$$

Con los datos del momento flector y torsor se reemplazan en las ecuaciones 3.61., obteniéndose que el diámetro del eje para cargas estáticas es:

$$D_v = \left\{ \left(\frac{32 * 3}{\pi * 70} \right) \sqrt{(25.08)^2 + (872)^2} \right\}^{1/3}$$

$$D_v = 7.2 \text{ mm}$$

El diámetro del eje para cargas dinámicas está dado por la ecuación 3.62., donde se asume que el límite de resistencia a la fatiga es el mismo que el obtenido en la ecuación 3.63., sección 3.10.5.d.

$$D_v = (32 * 25.08 * 3 / \pi * 14.37)^{1/3}$$

$$D_v = 8.2 \text{ mm.}$$

Comparando los valores obtenidos por medio de la ecuación 3.61., y ecuación 3.62., se puede observar que el diámetro del eje calculado es menor al diámetro del eje de salida del motor seleccionado en el Capítulo IV. Sección 1. Por consiguiente la selección del motor es segura en lo que respecta al dimensionamiento.

3.12.1. Dimensionamiento de la chaveta y chavetero para el eje del ventilador

Con el diámetro de $D_v = 28.25 \text{ mm.}$, se tiene que las dimensiones de la chaveta y chavetero son: (Ref.4).

$$W_1 = 8 \text{ mm}$$

$$H_1 = 8 \text{ mm}$$

$$L_1 = \text{longitud de la manzana} = 35 \text{ mm.}$$

$$t_1 = 4 \text{ mm}$$

a. Cálculo de la fuerza en la cara de la chaveta

Utilizando la ecuación 3.70., se tiene que la fuerza en la cara de la chaveta es:

$$F_t = 862/14.13$$

$$F_t = 61 \text{ kg}$$



BIBLIOTECA

Reemplazando los datos en la ecuación 3.71. y en la ecuación 3.72., se tiene que la resistencia a la fluencia del material es:

$$S_y = 2 * 61 / 0.577 * 8 * 35$$

$$S_y = 0.76 \text{ kg/mm}^2$$

3.13. DISEÑO DEL BASTIDOR

3.13.1. Cálculo de fuerzas y momentos flectores

En la figura N° 3.44., se muestra el bastidor con todos los elementos constitutivos del sistema.

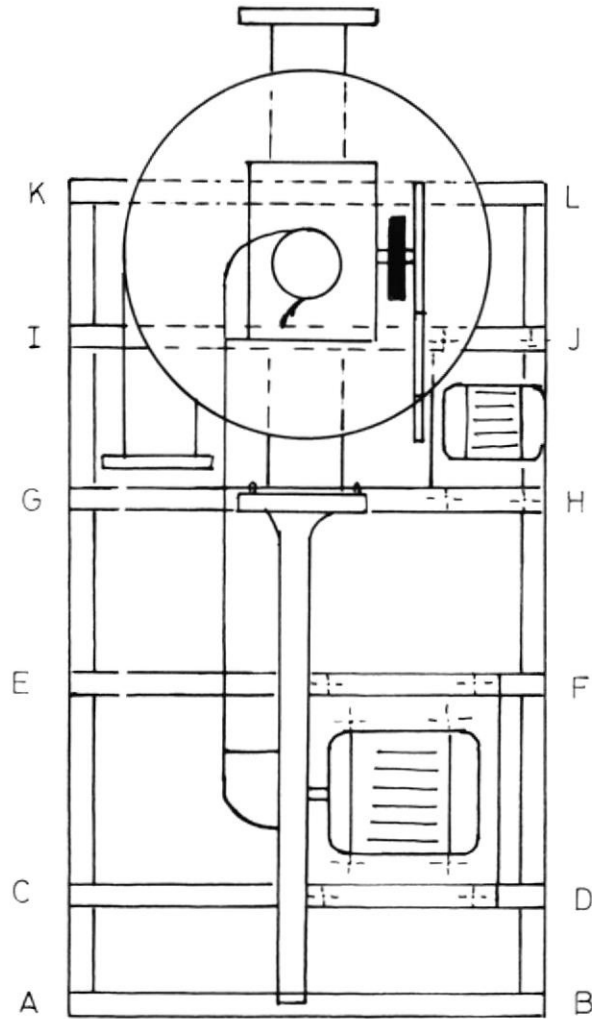


FIGURA N° 3.44. ESQUEMA DEL BASTIDOR ESCALA 1:10

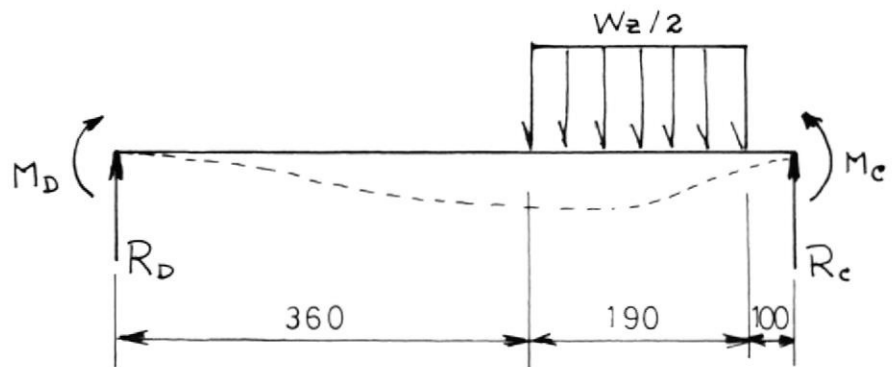


FIGURA N°3.45. BARRA CD SOMETIDA A FUERZAS

Como se puede observar en la figura N°- 3.45., la viga es estaticamente indeterminada, por lo que se utilizará el método de la doble integración para determinar los momentos y las reacciones en los puntos C y D.

$$EId^2y/dx^2 = Md + Rd X - (171.1/2)(X-0.360)^2 + (171.1/2) * (X-0.540)^2$$

$$EIdy/dx = MdX + RdX^2/2 - (171.1/6)(X-0.360)^3 + (171.1/6)(X-0.540)^3 + C_1$$

$$Ely = Md X^2/2 + Rd X^3/6 - (171.1/24)(X-0.360)^4 + (171.1/24)(X-0.540)^4 + C_2$$

Datos: $Wz = 65 \text{ kg.}$

La forma de la elástica, tal como se muestra en la figura N° 3.45., indica que la pendiente y la flecha en D son nulas, por lo tanto los constantes de integración C_1 y C_2 son nulas, quedando las ecuaciones de la forma como se muestra en la siguiente página.

$$EI \frac{dy}{dx} = M_d x + R_d \frac{x^2}{2} - (171.1/6)(x-0.360)^3 + (171.1/6) * (x-0.540)^3$$

$$EI y = M_d \frac{x^2}{2} + R_d \frac{x^3}{6} - (171.1/24)(x-0.360)^4 + (171.1/24) * (x-0.540)^4$$

Aplicando las condiciones de deformación se tiene que:

$$x = 0.650 \quad Y = 0$$

$$x = 0.650 \quad dy/dx = 0$$

$$0.650 M_d + ((0.650)^2/2) R_d - (171.1/6)(0.650-0.360)^3 + (171.1/6)(0.650 - 0.540)^3 = 0$$

$$(0.650)^2 M_d/2 + (0.650)^3 R_d/6 - (171.1/24)(0.650-0.360)^4 + (171.1/24)(0.650-0.540)^4 = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se tiene que

$$M_d = 296.5 \text{ kg cm } \curvearrowright$$

$$M_c = 134.7 \text{ kg cm } \curvearrowleft$$

$$R_d = 25.24 \text{ kg } \uparrow$$

$$R_c = 7.25 \text{ kg } \uparrow$$

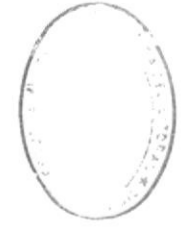
La barra EF presenta los mismos valores de los momentos y las reacciones que los de la barra CD.

$$M_f = 296.5 \text{ kg cm} \quad \curvearrowright$$

$$M_e = 134.7 \text{ kg cm} \quad \curvearrowright$$

$$R_e = 7.25 \text{ kg} \quad \uparrow$$

$$R_f = 25.24 \text{ kg} \quad \uparrow$$



BIBLIOTECA

Los momentos y las reacciones en la barra GH será calculada de la misma manera que en la barra CD.

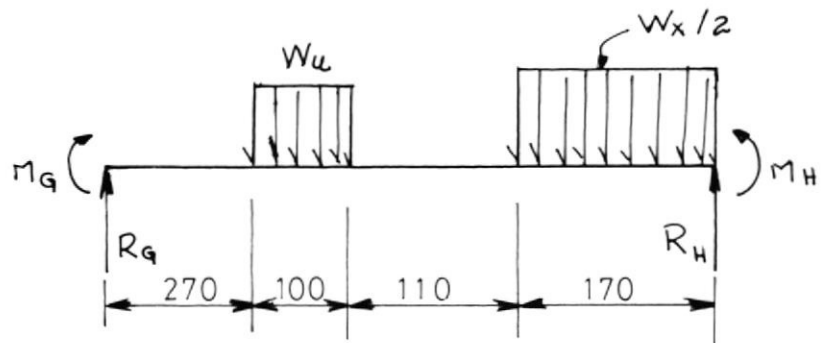


FIGURA N° 3.46. BARRA GH SOMETIDA A FUERZAS

Datos:

$$W_u = 5 \text{ kg} \quad W_x = 25 \text{ kg}$$

$$M_g = 57.7 \text{ kg cm } \curvearrowright$$

$$M_h = 110.3 \text{ kg cm } \curvearrowright$$

$$R_g = 3.365 \text{ kg } \uparrow$$

$$R_h = 14.13 \text{ kg } \uparrow$$

Los momentos y las reacciones en la barra IJ serán calculadas igual.

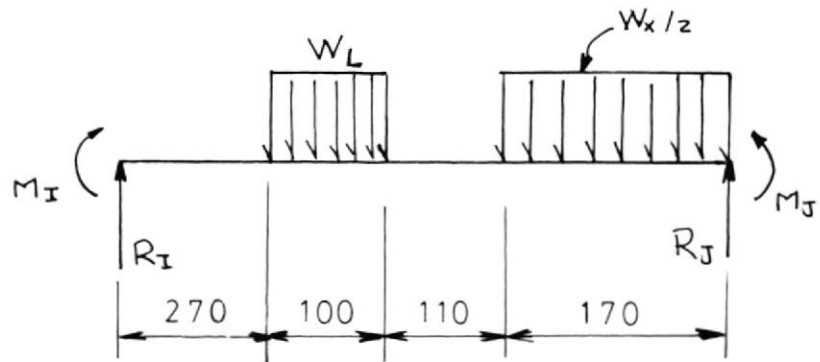


FIGURA N° 3.47. BARRA IJ SOMETIDA A FUERZAS

Datos:

$$W_l = 20 \text{ kg} \qquad W_x = 25 \text{ kg}$$

$$M_i = 115. \text{ kg cm } \curvearrowright$$

$$M_j = 115.3 \text{ kg cm } \curvearrowright$$

$$R_i = 6.71 \text{ kg } \uparrow$$

$$R_j = 15.79 \text{ kg } \uparrow$$

Los momentos y las reacciones en la barra KL se rían calculadas igual.

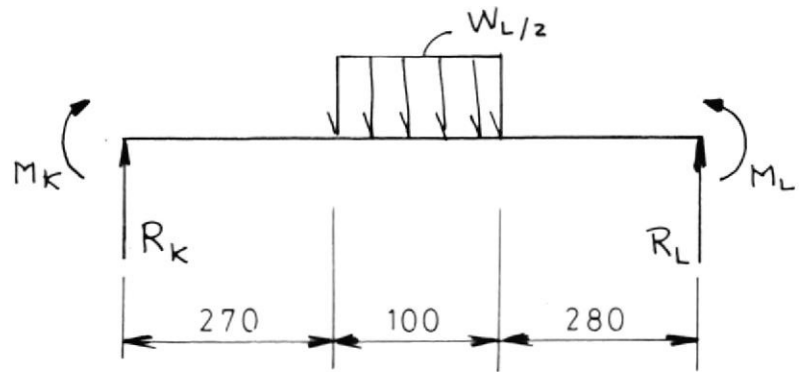


FIGURA N  3.48. BARRA KL SOMETIDA A FUERZAS

$$M_K = 92 \text{ kg cm} \quad \curvearrowleft$$

$$M_L = 28 \text{ kg cm} \quad \curvearrowright$$

$$R_K = 5.6 \text{ kg} \quad \uparrow$$

$$R_L = 4.4 \text{ kg} \quad \uparrow$$

Analizando las fuerzas actuantes en la estructura, se observa claramente que el lado BL est  más cargado que los otros lados.

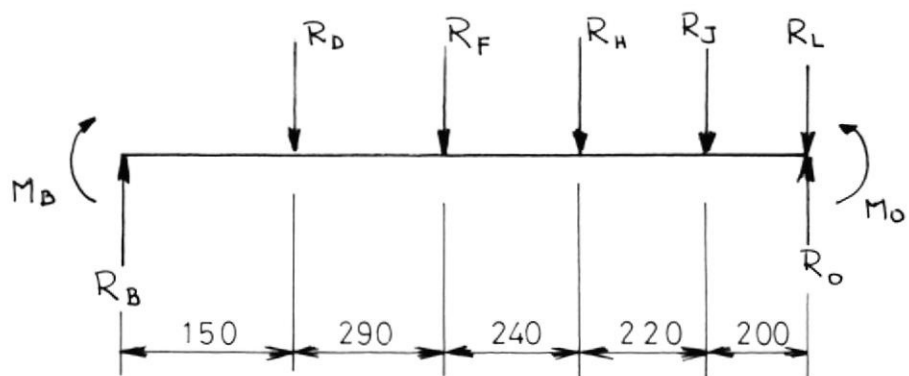


FIGURA N 3.49. BARRA BO SOMETIDA A FUERZAS

$$M_b = 231 \text{ kg cm} \quad \curvearrowright$$

$$M_o = 1328.1 \text{ kg cm} \quad \curvearrowright$$

$$R_b = 35.23 \text{ kg} \quad \uparrow$$

$$R_o = 49.55 \text{ kg} \quad \uparrow$$

Como se puede observar , el máximo momento flec
tor que se tiene, es en el punto 0 de la barra
B0.

$$M_o = 1328.1 \text{ kg cm.}$$

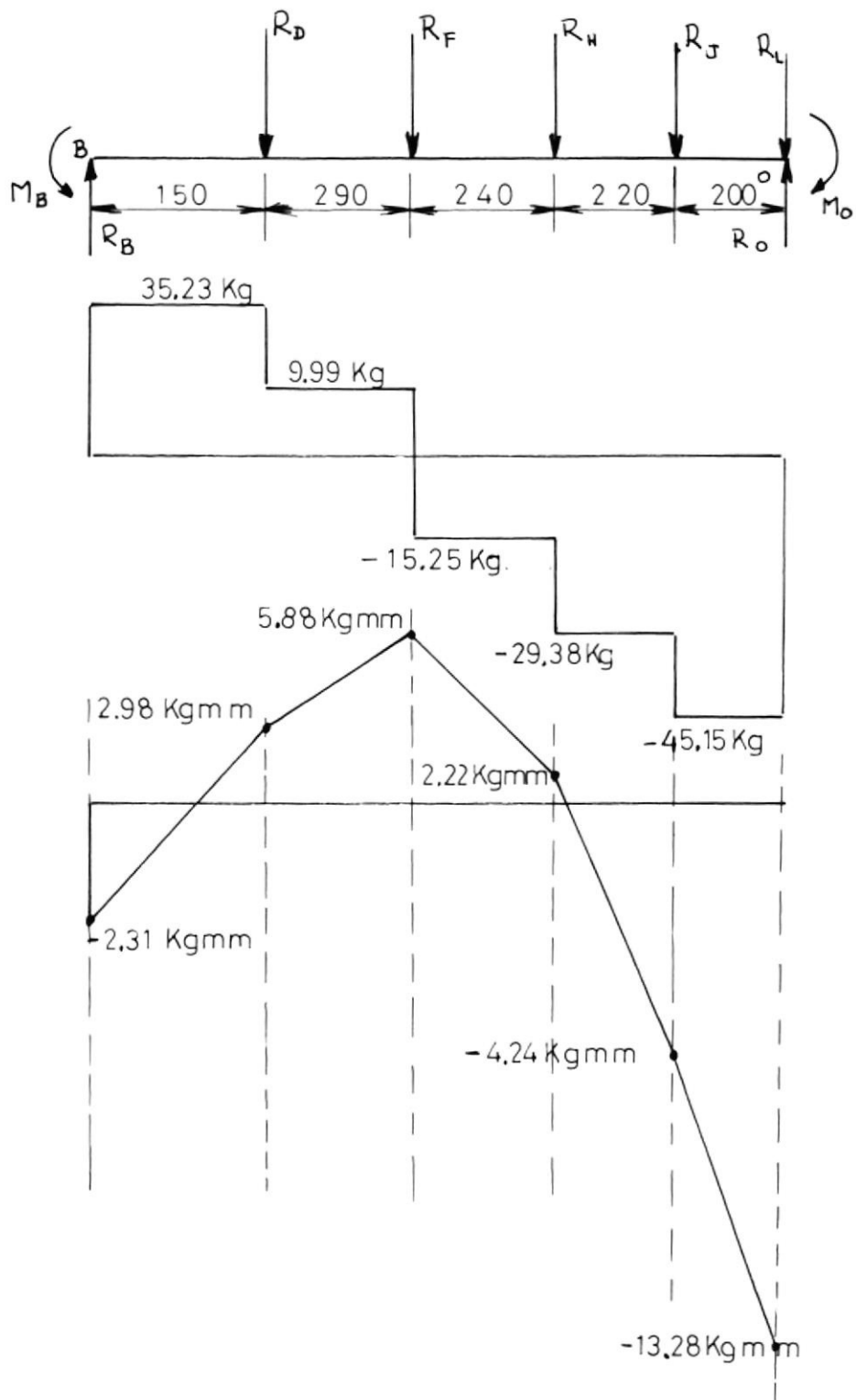


FIGURA N° 3.50. BARRA BO SOMETIDA A FUERZAS, CON SUS RESPECTIVOS DIAGRAMAS DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTOR.

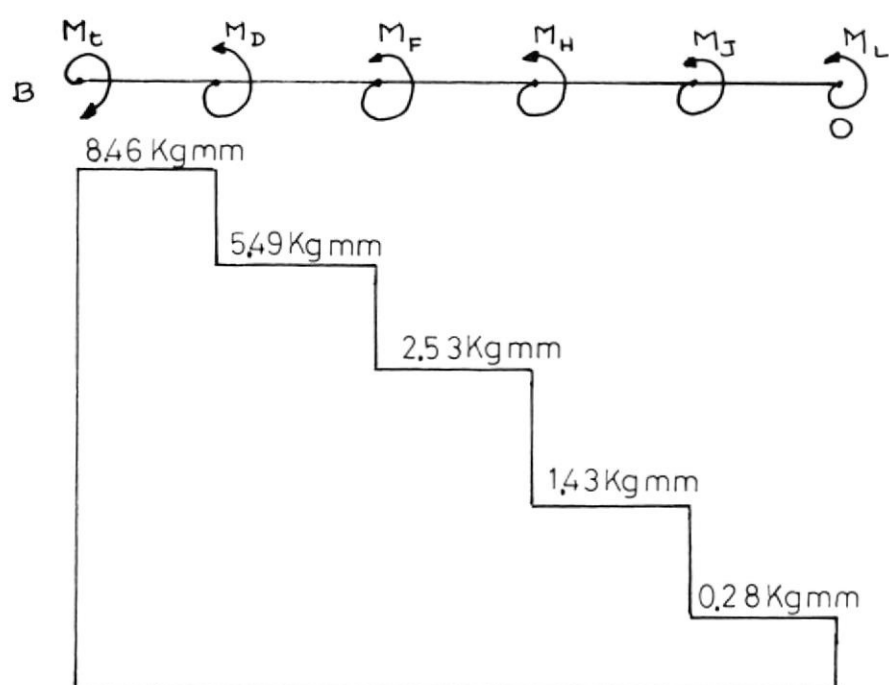


FIGURA N°3.51. BARRA B0 SOMETIDA A MOMENTOS TORSORES

$$M_t = M_d + M_f + M_h + M_j + M_l$$

$$M_t = 8.46 \text{ kgm}$$

Se puede observar que la barra B0 está sometida a una combinación de esfuerzos de flexión y de tor_

si3n. En el c3lculo del perfil para el bastidor se considerar3 ciertos criterios para evitar cualquier tipo falla del elemento, ya sea por flexi3n o por alabeo debido al momento torsor aplicado.

Se seleccionar3 un perfil como primera alternativa - para evitar la falla debido a flexi3n, adem3s se es coger3 la barra que est3 sometida a mayores cargas para realizar los c3lculos previos al seleccionamiento, obteni3ndose de esta manera el perfil capaz de soportar dichas cargas.

Por efecto de construcci3n, est3tica y seguridad en el dise1o se utilizar3 el mismo perfil en todo el bastidor.

$$\sigma_a = M_o/z$$



(3.79)

BIBLIOTECA

De acuerdo al material seleccionado para el bastidor (secci3n 4.3.5), y considerando un factor de seguridad $n=2$, se tiene que el esfuerzo admisible a la flexi3n es:

$$\sigma_a = S_y/n$$

$$\sigma_a = 3796.2/2$$

$$\sigma_a = 1898.1 \text{ kg/cm}^2$$

Reemplazando datos en la ecuación 3.79., se tiene -
que el módulo resistente de la sección es:

$$Z = 1328.1/1898.1$$

$$Z = 0.69 \text{ cm}^3 = 0.04 \text{ pulg}^3$$

De la tabla B-5, Ref. 10 se tiene que para un valor -
de $I/C = Z = 0.04 \text{ pulg}^3$, corresponde un ángulo de 25.4
mm*25.4mm*4.8 mm (1"*1"*3/16") con una sección de 2.19
cm² (0.34 pulg²) y el momento de inercia 1.25 cm⁴ (0.03
pulg.⁴).

La tensión tangencial de torsión (Ref. 11), que produci
rá el alabeo en el perfil está dada por la si
guiente ecuación.

$$\tau = Mt / J \quad (3.80)$$

$$J = (1/3) * (\sum bp * hp) \quad (3.81)$$

Donde:

τ : tensión tangencial de torsión
(kg/cm²)

J : momento polar de inercia (cm⁴)

T : momento torsor máximo (kg cm)

bp : longitud del ala (cm)

hp : espesor del ala (cm)

Reemplazando datos en la ecuación 3.81 y en la ecuación 3.80., respectivamente se tiene que:

$$J = 1/3 * (2.54 * (0.48)^3 + 2.54 * (0.48))$$

$$J = 0.187 \text{ cm}^4$$

$$\tau = 846 * 0.48 / 0.187$$

$$\tau = 2168 \text{ kg/cm}^2$$

Con los datos de esfuerzo axial y esfuerzo de torsión se determinan los máximos esfuerzos por medio del círculo de Mohr.

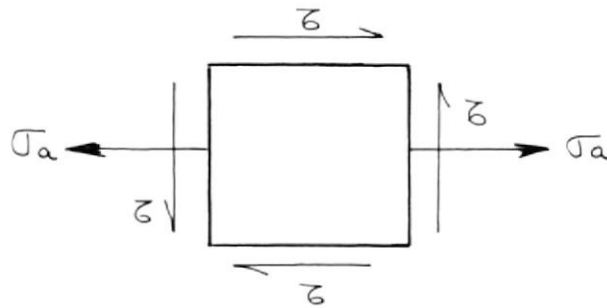


FIGURA N° 3.52. ESTADO DE ESFUERZO A LA QUE ESTA SOMETIDO EL PERFIL.

$$\sigma' = (\sigma_a/2) + \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau^2} / 2$$

$$\sigma' = (1898.1/2) + (\sqrt{(1.898.1)^2 + 4 * (2168)^2}) / 2$$

$$\sigma' = 3315.6 \text{ kg/cm}^2 \leq S_y.$$

Con el ángulo seleccionado se tiene que el esfuerzo principal es casi igual a la resistencia a la fluencia del material, pudiendo ocurrir cualquier tipo de falla, por consiguiente se procederá a seleccionar otro perfil con un factor de seguridad de $n = 3$. Reemplazando datos en la ecuación 3.79., se tiene que:

$$Z = 1328.1/1265.4$$

$$Z = 1.05 \text{ cm}^3 = 0.06 \text{ pulg}^3$$

De la tabla B-5 Ref. 10., se tiene que para un valor de $I/C = Z = 0.06 \text{ pulg}^3$, corresponde un ángulo de 25.4 mm.*25.4 mm*6.4 mm(1"8'1/4) con una sección de 2.84 cm^2 (0.44 pulg^2) y el momento de inercia 1.66 cm^4 - (0.04 pulg^4).

La tensión tangencial de torsión para el nuevo perfil será:

$$\tau = 1219.74 \text{ kg/cm}^2$$

Aplicando el círculo de Mohr se tiene que el má

ximo esfuerzo principal es:

$$\sigma' = 2494.5 \text{ Kg/cm}^2 < S_y$$

Con lo cual se asegura el diseño

3.13.1. Cálculo del peso del bastidor

El peso por unidad de longitud del perfil -
seleccionado en la sección 4.3.5., es:

$$\text{PESO} = 2.22 \text{ kg/mm}(1.49 \text{ lb/pie})$$

Con los datos de longitudes de los tramos que
conforman el bastidor se tiene que la longitud -
total es:

$$L_b = 6.1 \text{ m.}$$

Por consiguiente el peso del bastidor será:

$$\text{PESO} = 2.2 * 6.1$$

$$\text{PESO} = 13.42 \text{ kg.}$$

3.13.2. Cálculo de la soldadura del bastidor

En esta parte del capítulo está dirigida a verificar el cordón de soldadura, si es capaz de resistir a las cargas que está sometido sin que falle, para lo cual se escogerá la unión que esté soportando las mayores cargas y que presente la más alta posibilidad de falla

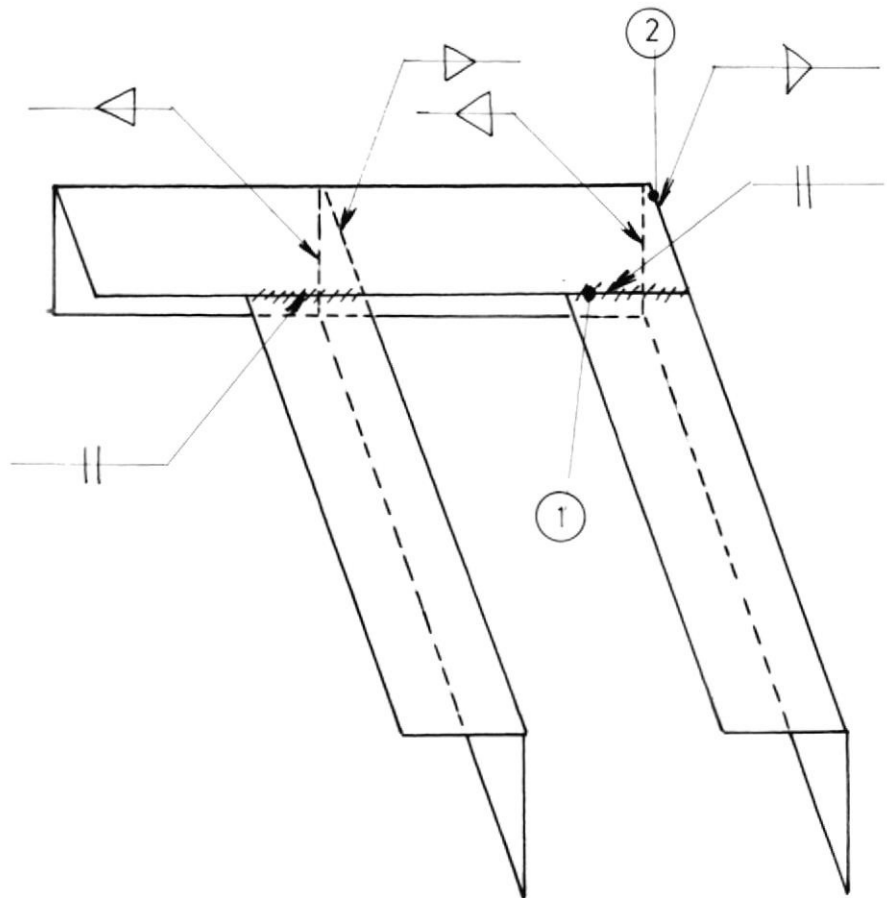


FIGURA N° 3.53. ESQUEMA DE LAS PARTES SOLDADAS DEL BASTIDOR.

En la figura N° 3.53., se indica con 1 y 2 las partes soldadas que serán consideradas en el cálculo.

La parte 1 de la figura N° 3.53., es una soldadura a tope, la misma que se la analizará de la siguiente manera:

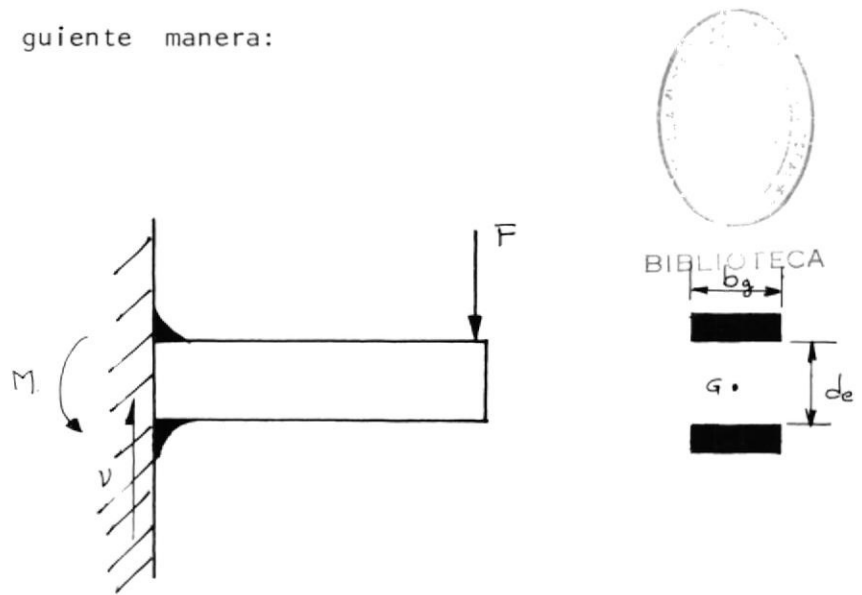


FIGURA N° 3.54. SECCION EN VOLADIZO

De la tabla N° 7.2, Ref. 5, se tiene que las propiedades a la flexión de soldaduras de filete mostradas en la figura N° 3.54., son:

$$A_g = 1.41 \, h_g * b_g$$

$$I = b_g * d_e / 2$$

hg: tamaño de la soldadura (cm)

bg: longitud del cordón (cm)

dc: distancia entre los dos cordones (cm)

El esfuerzo de corte generado en la junta debido a la fuerza cortante (punto D figu 3.54), con un factor de seguridad de $n = 2$ y asumiendo $hg = 0.3$ cm. es:

$$\tau_a/2 = Vco/Ag$$

$$\tau_a = 25.24 \cdot 2 / 1.414 \cdot 0.3 \cdot 2.54$$

$$\tau_a = 46.9 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo normal por flexión, utilizando un factor de seguridad de $n = 2$, es

$$\sigma_a/2 = Mc/I$$

$$\sigma_a = 2.828 \text{ M/bg de hg}$$

$$\sigma_a = 2.828 \cdot 296.51 / 2.54 \cdot 0.64 \cdot 0.3$$

$$\sigma_a = 1719.4 \text{ kg/cm}^2$$

Utilizando el circulo de morh se tiene que:

$$\sigma' = 1721 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau' = 861 \text{ kg/cm}^2$$

Considerando la parte 2 de la figura 3.54., se tiene que el esfuerzo cortante, al que está sometido el cordón de soldadura con un factor de seguridad de $n = 2$, es:

$$\tau_{a/2} = 25.24 / 1.414 * 0.3 * 2.54$$

$$\tau_a = 46.9 \text{ kg/cm}^2$$

El esfuerzo normal por flexión, utilizando un factor de seguridad de $n = 2$ y del momento de inercia dado en la tabla 7.2, referencia N°5, es:

$$I = 0.707 \text{ hg dc/hg}^3$$

$$\sigma_{a/2} = 4.24 \text{ Mb/hg dc}$$

$$\sigma_a = 8.49 * 296.51 * 0.64 / 0.3 * 2.54$$

$$\sigma_a = 327.7 \text{ kg/cm}^2$$

Utilizando el círculo de Mohr se tiene que:

$$\sigma' = 334.3 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau' = 170.4 \text{ kg/cm}^2$$

Comparando el esfuerzo máximo principal obteni

do en los puntos 1 y 2 al que está sometido el cordón de soldadura y la resistencia a la fluencia del electrodo de soldadura seleccionando en la sección 4.8.a. , se tiene que el esfuerzo máximo principal es menor en ambos casos que la resistencia a la fluencia del cordón con lo cual se asegura que no se producirá falla en la soldadura.

3.4. CODIFICACION Y ESTANDARIZACION DE PARTES

Este punto del capítulo estará destinado a la codificación y estandarización de todos los elementos que esta constituido el succionador.

E L E M E N T O	C O D I F I C A C I O N
C I C L O N	CL - 01
VENTILADOR	
Impeler o rodete	Vc - 01
Manzana del rodete	Vc - 01A
Cara posterior del rodete	Vc - 01B
Cara anterior del rodete	Vc - 01C
Alabes	Vc - 01D
Carcaza o voluta	Vc - 02
Base del motor	Vc - 02A
Cara anterior de la carcaza	Vc - 02B1
Cara anterior de la carcaza	Vc - 02B2
Cara que describe la voluta	Vc - 02C
Cara posterior de la carcaza	Vc - 02D
Brida de salida	Vc - 02E
CAJA REDUCTORA	
Bocín	CR - 01
Piñón	CR - 02
Rueda	CR - 03



BIBLIOTECA

continua.....

viene.....

Tapa que forma la carcaza	CR - 04
Alojamiento del rodamiento y <u>re</u> tenedor	CR - 04B
Alojamiento del rodamiento	CR - 04A
Tapa que forma la carcaza	CR - 05
Alojamiento del rodamiento y <u>rete</u> nedor	CR - 05A
Alojamiento del rodamiento	CR - 05B

RETENEDORES

Retenedor para el eje del piñón	6386
Retenedor para el bocin	12396

CHAVETAS

Chaveta ventilador	CH - 01
Chaveta eje bocin	CH - 02
Chaveta bocin rueda	CH - 03
Chaveta eje del piñón polea	CH - 04

BASTIDOR

BA - 01

ESCLUSA

Obturador rotatorio	EC - 01
Eje del obturador	EC - 01A
Carcaza del obturador	EC - 02

viene.....

Tapa lateral del obturador	EC - 03A
Tapa lateral del obturador	EC - 03B
Espárragos	EC - 04

DUCTOS

Ducto de transporte	DT - 01
Ducto principal	DT - 02
Codos con bridas	DT - 03
Ducto de aspiración	DT - 04
Codos con unión Z	DT - 05

MOTORES

Motor del ventilador	110 - 01
Motor de la esclusa	110 - 02

PERNOS

Pernos para base de motores	PE - 01
Pernos para bridas	PE - 02
Pernos para caja reductora	PE - 03
Pernos para las paletas del obstura dor	PE - 04

Continúa.....

Viene.....

RODAMIENTOS

Rodamientos para el eje del piñón

(Lados O,B) 6302

Rodamientos para el bocín (lados

E,F) 6006

Rodamientos para el eje de la es-

clusa (lados C,D) 6004

POLEAS

Polea a la entrada de la caja reduce

tora P0 - 01

Polea de salida del motor de la es-

clusa P0 - 02

BANDAS

Banda que acciona la caja reductora BA - 01

C A P I T U L O I V

SELECCIONAMIENTO DE PARTES Y MATERIALES

4.1. SELECCIONAMIENTO DEL MOTOR PARA EL VENTILADOR

La selección del motor para el ventilador se lo realiza en base de la potencia requerida en el arranque del rodete, calculada en la sección 3.6.

El motor es eléctrico con las siguientes características:

$$P_{rm} = 5.5 \text{ cv} = 5.4 \text{ HP}$$

$$N = 3600 \text{ rpm.}$$

4.2. SELECCIONAMIENTO DEL MOTOR PARA LA ESCLUSA

Empleando la potencia requerida en el arranque calculada en la sección 3.9., se tiene que:

El motor a utilizarse es eléctrico con las siguientes características:

$$P_{rm} = 1.48 \text{ cv} = 1,5 \text{ HP}$$

$$N = 1200 \text{ RPM.}$$

4.3. SELECCIONAMIENTO DE MATERIALES PARA LA CONSTRUCCION DE:

4.3.1. Ventilador

Para seleccionar el material a utilizarse en la construcción del ventilador es necesario diferenciar las partes que está constituido el mismo.

El ventilador está conformado de dos partes principales que son: la carcaza o voluta y el rodetete o ímpeler, estos dos elementos están construídos de diferentes materiales.

a. Carcaza o voluta

En la selección del material de la carcaza hay que tener presente los siguientes criterios:

Que el material presente su superficie lo más liza - posible, para así disminuir las pérdidas por rozamiento.

Que presente buena resistencia a los esfuerzos me

cánicos y térmicos ocasionados por el fluido.

Que presente buena resistencia al impacto de cuerpos extraños, para lo cual el material ha de ser no sólo resistente sino suficientemente plástico.

Que presente buena soldabilidad.

Que presente buena resistencia a la corrosión.

Por los criterios mencionados se tiene que el material es:

Plancha de acero SAE 1018 de 3 mm. de espesor para el perfil de la voluta.

Plancha de acero SAE 1018 de 1.5 mm. de espesor para la tapa anterior y posterior.

b. Rodete o impeler

En la selección del material para la construcción del rodete hay que tener presente los siguientes criterios:

Que el material a utilizarse sea lo menos pesado posible, para así disminuir la energía requerida en el arranque.

Que el material presente su superficie lo más liza - posible, para así disminuir las pérdidas por rozamiento.

Que presente buena resistencia a los esfuerzos - mecánicos y térmicos ocasionados por el fluido.

Que presente buena resistencia al impacto de cuerpos extraños, para lo cual el material ha de ser no sólo resistente sino suficientemente plástico.

Que tenga buena resistencia a la corrosión.

Por los criterios mencionados se tiene que el material es:

Plancha de aluminio de 5 mm. de espesor para la - rueda posterior del rodete y plancha de 2 mm. para la rueda anterior y los álabes.

El material a utilizarse en la manzana del rodete es el acero SAE 1018 de diámetro igual a 43 mm. y de longitud 35 mm., además plancha de acero del mismo material para la construcción de la base donde se fija el rodete.

4.3.2. Ciclón

Para la selección del material a utilizarse en la construcción del ciclón deben considerarse los siguientes criterios para así lograr elevada eficiencia y poca caída de presión.

Que las paredes internas del separador estén lo más lisas posibles, para lograr libre desplazamiento de las partículas evitando turbulencias en el flujo.

Por ser un separador que va a trabajar con caudales de aire bajos y partículas de pesos considerables, deberá presentar su parte cónica pequeña (letra CC. Figura N°- 3.13), en comparación con los separadores de gran caudal y que trabajen con partículas de poco peso.

Que el material presente buena resistencia a la abrasión, por estar en contacto continuo con el grano.

Que el material presente buena resistencia a la -
corrosión para así evitar cualquier tipo de
contaminación del grano.

Que el material sea de peso ligero, obteniendo -
de esta manera un equipo liviano y de fácil trans_
portación.

Por los criterios mencionados se tiene que el
material es:

Plancha de acero SAE 1018 galvanizado de 1.5 mm. de
espesor.

4.3.3. Esclusa

En la selección del material a utilizarse en la
construcción de la esclusa, hay que tener presen-
te los siguientes criterios:

Que las superficies de las paletas sean lisas pa_
ra así evitar cualquier interrupción del grano
al momento de la descarga.

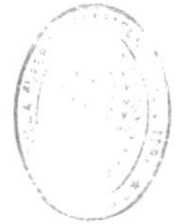
Que el material presente buena resistencia a la

corrosión, para así evitar cualquier tipo de con
taminación del grano.

Que el material sea de peso ligero, obteniendo de
esta manera un equipo liviano y de fácil trans-
portación. Además se disminuye la energía en el
momento del arranque.

Que el material presente buena resistencia a la
abrasión, por estar en continuo contacto con el
grano.

Que presente buena soldabilidad.



BIBLIOTECA

Por los criterios mencionados se tiene que el ma
terial es:

Plancha de acero SAE 1018 de 2 mm. de espesor lamini
nada en caliente, para la construcción de los dos dis
cos y las paletas.

Plancha de acero SAE 1018 de 1.5 mm. de espesor, lamini
nada en caliente, para las dos tapas laterales del
cuerpo de la esclusa y el cuerpo o voluta de la esclusa.

4.3.4. Ductos

La selección del material a utilizarse en la construcción de los ductos del sistema se la va a realizar en dos partes.

La primera parte es la selección del material a utilizarse en la construcción del ducto de unión del aire y el grano luego de ser dosificado (Capítulo 8, parte N^o DT-02), y la segunda parte comprende la selección del material a utilizarse en los ductos de transporte.

Para seleccionar el material en ambas partes se tiene que considerar los siguientes puntos:

Que la superficie interior de la tubería sea lo más lisa posible, logrando así disminuir las pérdidas por fricción, y permitiendo mayor fluidez del grano.

Que presente buena resistencia a la corrosión - por estar siempre en contacto con granos de consumo humano.

Que sea de peso muy ligero para así facilitar su manipulación, instalación y almacenamiento.

Que no presente en su interior algún tipo de incrustación, con lo que se obtendría disminución en la sección de flujo, se reduciría su vida útil, y se incrementarían los costos de mantenimiento.

Que presente buena resistencia al impacto, ya que va a estar sometida a diferentes cargas, y posiblemente a maltratos físicos considerables. Por lo expuesto anteriormente se utilizará como material para la tubería de transporte el cloruro de polivinilo (PVC), con la presión de trabajo y el diámetro interior de la tubería se proceda a chequear la tabla N°- 4.1., para así determinar las características de la tubería de transporte.

$$P_t = 0.0760 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\varnothing_t = 100 \text{ mm.}$$

DESIGNACION		SERIE	ESPESOR NOMINAL	DIAMETRO INTERIOR NOMINAL	PRESION DE TRABAJO	
mm	pulg	S	mm	mm	kgf/cm ²	MPa
20	1/2"	6,3	1,5	17	20,4	2
25	3/4"	8	1,5	22	16,32	1,6
32	1"	10	1,6	28,8	12,75	1,25
40	1-1/4"	10	1,9	36,2	12,75	1,25
		12,5	1,6	36,8	10,2	1
50	1-1/2"	10,5	2,4	45,2	12,75	1,25
		12,5	2	46	10,2	1
63	2"	10	3	57	12,75	1,25
		12,5	2,4	58,2	10,2	1
		16	2	59	8,16	0,8
90	3"	10	4,3	81,4	12,75	1,25
		12,5	3,5	83	10,2	1
		16	2,8	84,4	8,16	0,8
		20	2,2	85,6	6,43	0,63
110	4"	10	5,3	99,4	12,75	1,25
		12,5	4,2	101,6	10,2	1
		16	3,4	103,2	8,16	0,8
160	6"	20	2,7	104,6	6,43	0,63
		10	7,7	144,6	12,75	1,25
		12,5	6,2	147,6	10,2	1
		16	4,9	150,2	8,16	0,8
200	8"	20	4	152	6,43	0,63
		10	9,6	180,8	12,75	1,25
		12,5	7,7	184,6	10,2	1
		16	6,2	187,6	8,16	0,8
250	10"	20	4,9	190,2	6,43	0,63
		10	11,9	228,2	12,75	1,25
		12,5	9,6	230,8	10,2	1
		16	7,7	234,6	8,16	0,8
315	12"	20	6,2	237,6	6,43	0,63
		10	15	285	12,75	1,25
		12,5	12,1	290,8	10,2	1
		16	9,7	295,6	8,16	0,8
355	14"	20	7,7	299,6	6,43	0,63
		8	21,1	312,8	16,32	1,6
		10	16,9	321,2	12,75	1,25
		12,5	13,6	327,8	10,2	1
400	16"	16	10,9	333,2	8,16	0,8
		20	8,7	337,6	6,43	0,63
		8	23,7	352,6	16,32	1,6
		10	19,1	361,8	12,75	1,25
400	16"	12,5	15,3	369,4	10,2	1
		16	12,3	373,4	8,16	0,8
		20	9,8	380,4	6,43	0,63

TABLA N°- 4.1.

ESPECIFICACIONES PARA TUBERIAS DE PVC A PRESION CON UNION TIPO Z
(ANILLOS DE ELASTOMEROS)

La tubería es:

Serie 12.5

Espesor nominal : 4.2 mm.

Diámetro interior nominal: 101 mm.

Presión de trabajo: 10.2 Kg/cm²

La unión de los tubos es del tipo Z con anillo - de elastomero. Este sistema de unión es hermético y permitir un ligero juego en las uniones de conducción, absorbiendo variaciones de temperatura o esfuerzos a que eventualmente puede estar sometida la tubería.

El material a utilizarse en la construcción del ducto de unión del aire y el grano luego de ser - dosificado (Capítulo 8. Parte N° DT-02), es el acero SAE 1018 laminado en caliente en plancha de 1.5 mm. de espesor.

4.3.5. Bastidor

En la sección 3.13., se detallan todos los cálculos realizados para determinar el material idóneo para el bastidor.

La selección del material se la realiza en base de ciertos criterios tales como: buena resistencia a flexión, buena soldabilidad, que su costo sea bajo y que exista en el mercado.

De la tabla B-5, (Ref.10), se tiene que con el valor del módulo resistencia (Z) y la sección (A) el elemento angular de lados iguales presenta las siguientes medidas:

$$Z = 1.05 \text{ cm}^3 (0.06 \text{ pulg}^3)$$

$$A = 2.84 \text{ cm}^2 (0.44 \text{ pulg}^2)$$

$$\text{Perfil} = 25.4 \text{ mm} * 25.4 \text{ mm} * 6.4 \text{ mm}$$

El material a utilizarse en la construcción del bastidor es el acero SAE. 1018 laminado en frío.

4.4. SELECCIONAMIENTO DE MATERIALES PARA LA CONSTRUCCION DE

4.4.1. Ejes

La selección del material para la construcción de los ejes debe ser realizada en base a los siguientes criterios:

a. Eje de la esclusa

Que el material presente alta resistencia al corte, debido a que el diseño se lo realiza en base de la teoría del esfuerzo cortante máximo.

Que presente alta resistencia tensil para así evitar fallas por fatiga.

Que sea tenaz para así poder transmitir torques a condiciones diferentes.

Que en la composición química del mismo presente elementos aleantes como el cromo y níquel, para así evitar la corrosión.

Que presente poca sensibilidad a la concentración de tensiones.

Que posea buena capacidad de poder ser tratado térmicamente para variar sus propiedades mecánicas si es necesario.

Que presente buena maquinabilidad.

De bajo costo y de fácil obtención.

Por los criterios mencionados se tiene que el material es: SAE 4337.

b. Eje del piñón

En la selección del material para la construcción del eje del piñón se debe seguir las mismas consideraciones dadas en el literal (a) - junto con otra consideración.

Que el material presente cierta dureza superficial y que su núcleo sea tenaz, debido a que en el eje se construirá el piñón por razones de dimensiones.

En lo que se refiere a la dureza se debe alcanzar - el valor más alto para evitar desgaste superficial excesivo cuando están en contacto el piñón y la rueda.

Con las consideraciones mencionadas se tiene que el material es: SAE 4337.

c. Bocín

En la selección del material para la construcción del bocín se tomarán como base las mismas consideraciones hechas al seleccionar el material para la construcción de los ejes. Por consiguiente el material es el SAE 4337.

4.4.2. Caja Reductora

La caja reductora está conformada por varios elementos mecánicos, los cuales en conjunto cumplen con el objetivo de la misma.

Cada elemento de la caja reductora debe ser construído con material seleccionado de acuerdo a los requerimientos de trabajo.

a. Carcaza

La carcaza generalmente se fabrican con coladas de fundición de hierro; existiendo también carcazas elaboradas de planchas de acero soldadas en sus uniones.

Conociendo las dos posibilidades se puede con

cluír que en el diseño de la carcaza es de más utilidad emplear coladas de fundición de hierro, en procesos de construcción donde involucre cantidades grandes de piezas, en cambio para elaborar prototipos se puede emplear planchas de acero con uniones soldadas, obteniéndose óptimos resultados.

En el seleccionamiento del material a utilizarse en la construcción de la carcaza, se mencionará las dos posibilidades.

Utilizando procesos de colada de fundición de hierro se tiene que el material es: fundición gris ASTM grado A45.

Utilizando planchas de acero soldadas en las uniones se tiene que el material es:

Plancha de acero SAE 1018 laminado en frío de 3 mm. de espesor.

b. Piñón y rueda

La selección del material para la construcción

del par de engranajes se basa en las siguientes consideraciones: resistencia al desgaste, capacidad de absorber cargas de impacto, sensibilidad a la concentración de tensiones, ausencia de ala beo, capacidad de poder ser tratado termicamente, buena maquinabilidad.

Por las consideraciones mencionadas se tiene que el material es: SAE 4337. *ps. 4337, 4337, 4337*

c. Ejes

La selección del material a utilizarse en la construcción de los ejes se detalla en la sec ción 4.4.1.

d. Rodamientos

La selección de los rodamientos a utilizarse en los ejes de la caja reductora, se detalla en la sección 4.5.

e. Retenedores

En la selección de los retenedores se debe tener

presente lo siguiente:

Tipo de retenedor, material de sellado, presión de trabajo, tipo de lubricante, temperatura a la que está expuesto, operación continua o intermiente.

Por lo expuesto anteriormente se puede concluir que el retenedor a utilizarse en el eje del piñón presenta las siguientes características.

Retén de pequeño diámetro ($5 \text{ mm} < d < 200 \text{ mm}$).

Lubricante de tipo ligero

El material de sellado es de nitrilo.

Trabaja a temperaturas de $30^\circ \text{ C} - 40^\circ \text{ C}$.

Trabaja a presiones bajas.

Funcionamiento continuo

Codificación: 6386.

El retenedor a utilizarse en el eje de la esclusa debe presentar las siguientes características:

Retén de pequeño diámetro ($5 \text{ mm} < d < 200 \text{ mm}$)

El material de sellado nitrilo.



Trabaja a presiones bajas

Lubricante de tipo ligero

BIBLIOTECA

Trabaja a temperatura alrededor de 30° C - 40° C.

Funcionamiento continuo.

Codificación: 12396

En el mercado existe gran variedad en lo que respecta a retenedores, encontrándose el tipo de retenedor requerido en el diseño.

f. Empaques

La selección del tipo de empaquetadura se la hace en función de la tabla N° 4.2., mostrada a continuación.

No.	Tipo
1	Caucho en lámina
2	De goma con inserción de tela
3	Composición de corcho
4	Papel para juntas
5	Tela de asbesto encauchada
6	Tela de asbesto comprimida
7	Lámina metálica corrugada con relleno (Fig. 5)
8	Camisa metálica con asbesto dentro (Fig. 6)
9	Tira de acero en espiral con capas de asbesto intercaladas (Fig. 7)

	Sirve principalmente para	Espesor ensayado, pulg. φ
1	Agua	$\frac{1}{16}$
2	Agua	$\frac{1}{16}$
3	Aceite, a baja presión	$\frac{1}{16}$
4	Aceite, a baja presión	$\frac{1}{16}$
5	Agua caliente (agujeros de hombre para calderas, etc.)	$\frac{1}{4}$
6	Todos los servicios hasta 315 °C	$\frac{1}{16}$
7	Vapor de agua, aceite a altas temperaturas	$\frac{1}{4}$
8	Vapor de agua, aceite a altas temperaturas	$\frac{1}{8}$
9	Vapor de agua, aceite a altas temperaturas	$\frac{3}{16}$

TABLA N° 4.2. MATERIALES PARA EMPAQUETADURAS

En conclusión se tiene que el material a utilizarse en la elaboración de la empaquetadura es: papel para juntas de espesor igual a 1.59 mm. (1/16 pulg.).

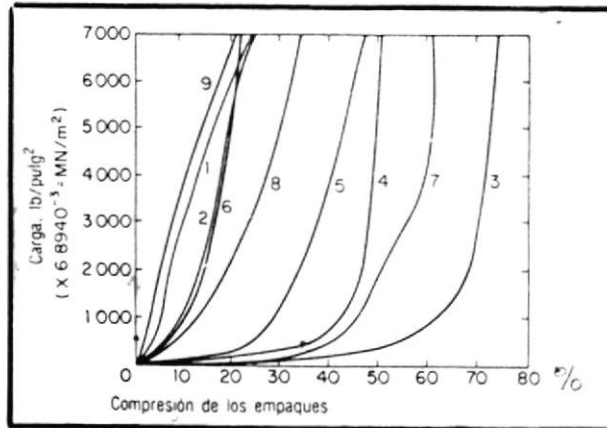


FIGURA N^o 4.1. COMPRESIBILIDAD DE LOS EMPAQUES INDICADOS EN LA TABLA N^o 4.2.

g. Pernos

La selección de los pernos se la realiza en base de la carga admisible que debe soportar el empaque para que no se comprima demasiado perdiendo su característica de sellado.

En el gráfico de la figura N^o 4.1., se tiene que la carga requerida por los pernos, asumiendo -

una compresión del empaque de 25% es:

$$P = 350 \text{ lb/pulg.}^2 = 25.45 \text{ kg/cm}^2$$

Con el valor de carga se tiene que los pernos -
presentan las siguientes características obtenidas
de las tablas N° 4.3. y N° 4.4.






Grados 0, 1, 2: sin marcas	
Grado 3: dos marcas radiales a 180°	
Grado 5: tres marcas radiales a 120°	
Grado 6: cuatro marcas radiales a 90°	
Grado 7: cinco marcas radiales a 72°	
Grado 8: seis marcas radiales a 60°	

TABLA N° 4.3. MARCAS EN LA CABEZA PARA IDENTIFICAR
LOS GRADOS SAE DE PERNOS.

Grado SAE*	Grado† ASTM	Grado‡ métrico	Diámetro, nominal plg	Resistencia de pruebas a la tensión§ kip/plg ²	Resistencia a la tensión¶ kip/plg ²	Dureza máxima Bhn	Material
1	A307	4.6	¼ a 1½	33	55	207	Acero de bajo carbono
2		5.6	¼ a ½ Más de ½ a ¾ Más de ¾ a 1½	55 52 28	69 64 55	241 241 207	Acero de bajo carbono
3		6.8	¾ a ½ Más de ½ a ¾	85 80	110 100	269 269	Acero de mediano carbono
5	A449	8.8	¾ a ¾ Más de ¾ a 1 Más de 1 a 1½	85 78 74	120 115 105	302 302 285	Acero de mediano carbono, con tratamiento térmico
7			¾ a 1½	105	133	321	Acero aleado, de mediano carbono, con tratamiento térmico.
8	A354	10.9	¾ a 1½	120	150	352	Acero aleado, de mediano carbono, con tratamiento térmico.

TABLA N° - 4.4. DIAMETROS, RESISTENCIAS Y DUREZAS DE LOS PERNOS SEGUN LOS GRADOS SAE (MULTIPLIQUE LOS VALORES DADOS DE RESISTENCIA POR 70.31 PARA OBTENER Kg/cm²).

Pernos

Grado : 1

Diámetro: 8 mm.

Material: acero de bajo carbono.

Cantidad: 10

h. Lubricante

La selección del tipo de lubricación y de lubricante se lo trata en la sección 5.3.

4.4.3. Chavetas

- a. Chaveta entre el eje del piñón y la polea de entrada a la caja reductora.

La selección del material a utilizarse en la construcción de la chaveta se lo realiza en base de la resistencia a la fluencia calculada en la sección 3.10.7.a.

$$S_y = 5.28 \text{ Kg/mm}^2$$



BIBLIOTECA

Con el valor obtenido se compara con los datos - tabulados de resistencia a la fluencia de diferentes materiales indicados en la Ref. N° 8, llegándose a la conclusión que el material que presenta el valor más cercano al determinado es el; SAE 1010 laminado en caliente.

- b. Chaveta entre el eje de la esclusa y el bocín.

Siguiendo el mismo procedimiento de la sección 4.4.3.a., y con $S_y = 8.42 \text{ Kg/mm}^2$ calculado en la sección 3.11.1.a., se tiene que el material es el SAE. 1010 laminado en caliente.

c. Chaveta entre el bocín y la rueda

Con el valor de $S_y = 12.3 \text{ kg/mm}^2$ calculado en la sección 3.11.1.b., se tiene que el material es el SAE 1010 laminado en caliente.

d. Chaveta para el ventilador

Con el valor de $S_y = 1.06 \text{ kg/mm}^2$ calculado en la sección 3.12.1.a., se tiene que el material es el SAE 1010 laminado en caliente.

4.5. SELECCIONAMIENTO DE RODAMIENTOS

La selección de rodamientos se lo realiza en función de la capacidad básica de carga, tipo de carga y el diámetro interior del rodamiento.

4.5.1. Rodamientos de la caja reductora

En la sección 3.10.6., se obtuvo la capacidad básica de carga en los puntos O,B,E,F.

En lo que se refiere al tipo de carga para rea

lizar la selección del tipo de rodamiento se tiene que; se utilizan rodamientos de bolas cuando la carga axial es menor al $1/3$ de la carga tangencial, de no ser así se utilizarán rodamientos de palillos cónicos.

Verificando lo dicho para la selección del tipo de rodamiento se tiene que la carga tangencial es tres veces mayor que la carga axial por consiguiente se utilizarán rodamientos de bolas.

a. Rodamientos para el eje del piñón

Los datos que se requieren son los siguientes:

Lado 0

$c_{bc} \geq 27048,8 \text{ Newt.}$

$D_{pi} = 15 \text{ mm.}$

Codificación: 6302 rodamiento de bolas. diámetro exterior = 42 mm. ancho del rodamiento = 13 mm.

Lado B

$$c_{bc} \geq 19893.4 \text{ Newt}$$

$$D_{pi} = 15 \text{ mm}$$

Por simetría se tiene que el rodamiento del lado B deberá ser igual en dimensiones al rodamiento del Lado 0.

Aunque las dimensiones del rodamiento del lado B son menores debido a la capacidad básica de carga que es menor. Por consiguiente se tiene que el rodamiento del lado B, presenta la misma codificación del rodamiento del Lado 0.

Codificación: 6302 rodamiento de bolas. diámetro exterior = 42 mm.
ancho del rodamiento = 13 mm.

b. Rodamiento para el bocín de la rueda

Lado E y F.

$$c_{bc} \geq 10256.1 \text{ Newt}$$

$$D_b = 30 \text{ mm.}$$

Codificación: 6006 rodamiento de bolas.

Diámetro exterior = 55 mm.

Ancho del rodamiento = 13 mm.

4.5.2. Rodamiento del eje de la esclusa

En la sección 3.11.1.f., se obtuvo la capacidad básica de carga en los puntos C y D.

LADO C

$c_{bc} \geq 5147,43$ Newt

Dec = 20 mm.

Codificación: 6004 rodamiento de bolas diámetro exterior=
42 mm.

Ancho de rodamiento = 8 mm.

LADO D

$c_{bc} \geq 999,3$ Newt

Dec = 20 mm.

Por simetría se tiene que el rodamiento en el lado D es el mismo que el rodamiento del lado C.

Codificación: 6004 Rodamiento de bola

Diámetro exterior = 42 mm.

Ancho del rodamiento = 8 mm.

4.6. SELECCIONAMIENTO DE POLEAS Y BANDAS

La selección de poleas y bandas se la realiza en función de los siguientes datos.

Potencia de transmitir

Número de revoluciones de la polea menor

Número de revoluciones de la polea mayor

Condiciones de funcionamiento

Para los cálculos siguientes se utilizará el manual de Catálogos para diseño de maquinaria Tomo II. ESPOL.

a. Bandas y polea del motor - caja reductora.

Datos:

$P_{rm} = 1.5 \text{ cv}$, $N_m = 1200 \text{ RPM}$, $N_c = 324 \text{ RPM}$.

La potencia requerida por el motor está calculada para - la hipótesis de carga constante, por lo que hay que

corregirla mediante el coeficiente de corrección de potencia (K_p), el mismo que viene dado en la tabla 4.5.

Tipo de servicio	Condiciones de trabajo	motor eléctrico	motor de explosión	
			n. cil. > 4	n. cil. < 4
Ligero	Servicio intermitente — funcionamiento \leq 6 horas diarias ninguna punta de carga.	1	1,1	1,2
Normal	Funcionamiento de 6 + 18 horas día — puntas de carga o puesta en marcha \leq 150 % del trabajo a plena carga.	1,2	1,3	1,4
Pesado	Puntas de carga o puesta en marcha \leq 250 % del trabajo a plena carga — servicio continuo 18 + 24 horas día.	1,4	1,5	1,6
Muy pesado	Puntas de carga > 250 % del trabajo a plena carga — funcionamiento continuo.	1,6	1,8	2

TABLA N^o 4,5. VALORES DE K_p , DE CORRECCION DE POTENCIA, SEGUN LAS CONDICIONES DE TRABAJO Y LA NATURALEZA DE LAS CARGAS.

$$P_{co} = P_{rm} K_p$$

$$P_{co} = 1,5 + 1,2$$

$$P_{co} = 1,8 \text{ cv}$$

La sección de la correa se la determina mediante el gráfico de la figura n^o 4.2.

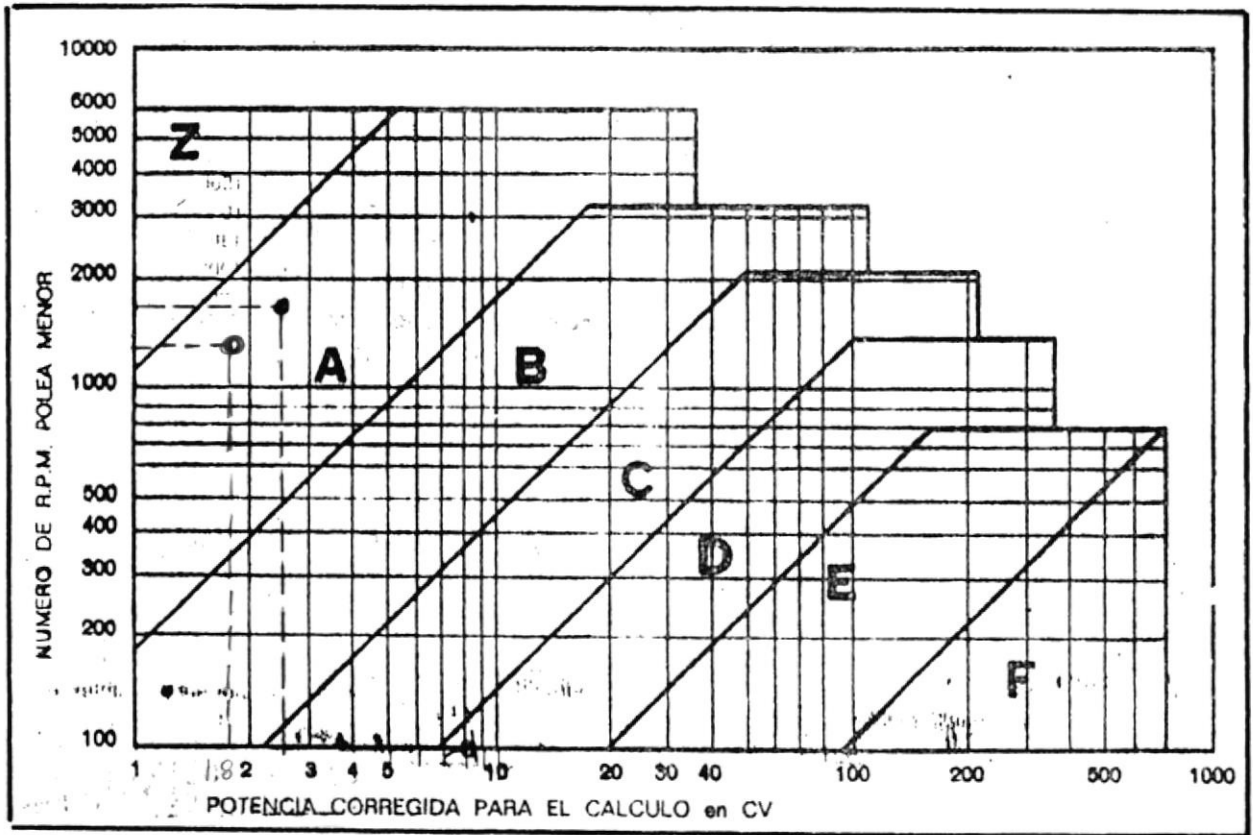


FIGURA N^o 4.2. GRAFICO PARA DETERMINAR SECCION DE LA BANDA
De la figura N^o. 4.2. con $P_{co} = 1.8 \text{ cv}$ y $N_m = 1200 \text{ RPM}$ se tiene una sección "A".

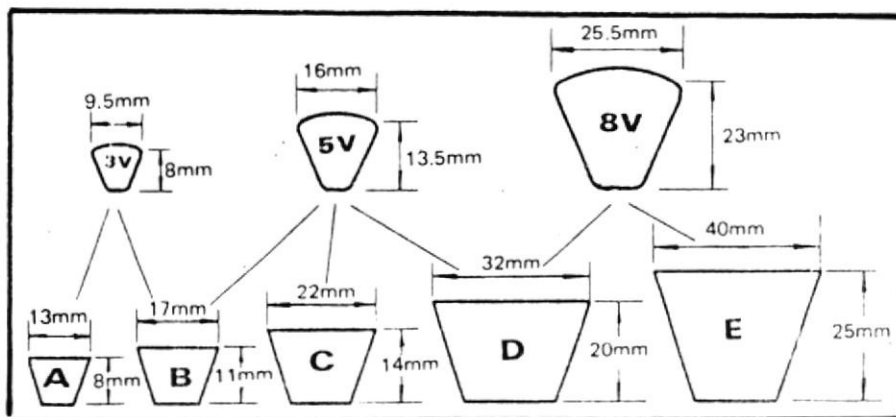


FIGURA N^o 4.3. DIFERENTES SECCIONES DE BANDAS CON SUS RESPECTIVAS DIMENSIONES.

La potencia transmitida por cada correa está dada -
por la siguiente ecuación

$$P_{tr} = (P_b + P_d) C_{\alpha_2} C_1 \quad (4.1)$$

Donde:

$$P_b = 0.51 \text{ cv (Tabla 5, Ref.9)}$$

$$P_d = 0.23 \text{ cv (Tabla 5, Ref.9)}$$

$$C_{\alpha_2} = 0.87 \text{ para } \alpha = 137^\circ \text{ (Tabla 6, Ref.9)}$$

$$C_1 = 0.87 \text{ para A35 (Tabla 7, Ref.9)}$$



BIBLIOTECA

Reemplazando datos en las ecuaciones 4.1., se tiene que:

$$P_{tr} = (0.51 + 0.23) * 0.87 * 0.87$$

$$P_{tr} = 0.56 \text{ cv}$$

$$N^\circ \text{ de correas} = P_{rm}/P_{tr}$$

$$N^\circ \text{ de correas} = 1.5/0.56$$

$$N^\circ \text{ de correas} = 3$$

Utilizando la ecuación 4.1., para la correa del tipo "B"
se tiene:

$$P_b = 1.82 \text{ cv (Tabla 5, Ref.9)}$$

$$P_d = 0.59 \text{ cv (Tabla 5, Ref.9)}$$

$$C_{\alpha_2} = 0.87 \text{ para } \alpha = 137^\circ \text{ (tabla 6, Ref.9)}$$

$$C_1 = 0.8 \text{ para B35 (Tabla 7, Ref.9)}$$

$$Ptr = (1.82 + 0.59) * 0.87 * 0.81$$

$$Ptr = 1.6 \text{ cv}$$

$$N^{\circ} - \text{ de correas} = 1.5/1.6$$

$$N^{\circ} - \text{ de correas} = 1$$

Por aspectos económicos y de construcción se utilizará correa del tipo "B"

Resumiendo datos se tiene que:

	SIMBOLOS	DATOS
Diámetro de la polea menor	dm	60 mm.
Diámetro de la polea mayor	dc	220 mm.
Longitud de la correa	Lb	932 mm (B35)
Número de correa	--	1
Tipo de correa	--	Trapezoidal "B"

4.7. SELECCIONAMIENTO DE CHAVETAS

En la selección del tipo de chaveta se debe tener presente lo siguiente: si la unión en donde va a trabajar la chaveta está sometida a cargas de tensión o no, si trabaja en uniones en donde no existe tensión

el elemento recibe el nombre de chaveta simplemente y si trabaja en uniones en donde si existe tensión toma el nombre de chavetas de cuñas.

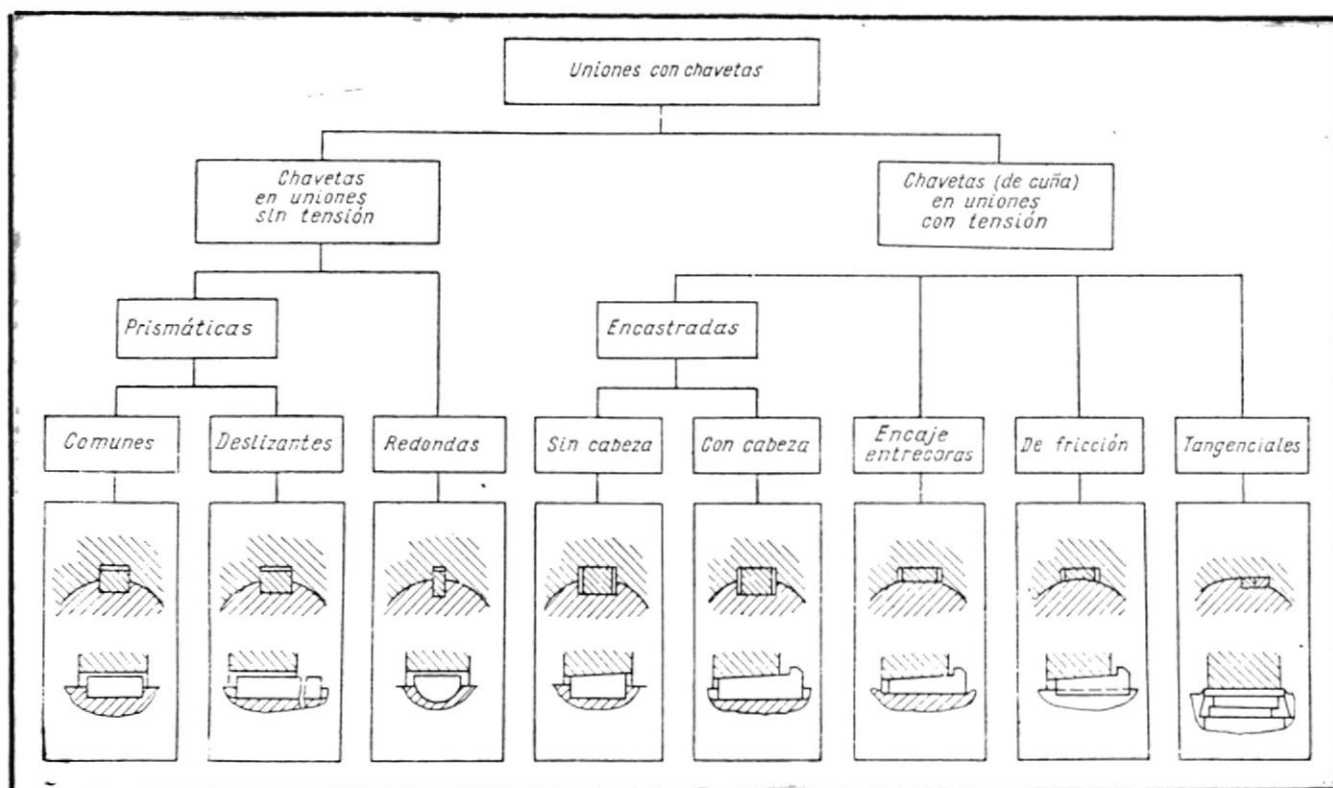
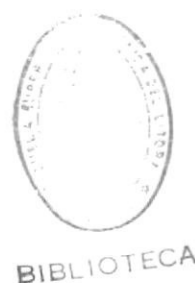


FIGURA N^o 4.4. TIPOS DE UNIONES CON CHAVETAS

La selección del tipo de chavetas a utilizarse en las uniones se la realiza mediante la figura N^o 4.4.

CHAVETA
CHAVETAS EN UNIONES SIN TENSION
PRISMATICAS
DESLIZANTES



4.8. SELECCIONAMIENTO DE SOLDADURA

La selección de la soldadura se basa en determinar el número de electrodo, el diámetro del mismo, la corriente apropiada y la velocidad correcta del arco.

a. Con los esfuerzos obtenidos en la sección 3.13.2., se concluye que el electrodo a utilizarse en la elaboración de los cordones de soldaduras del bastidor es el E 6011, el mismo que es apropiado para soldar acero estructural, presenta una rápida solidificación, y es excelente para soldar en cualquier posición. El diámetro del electrodo, el amperaje requerido, la velocidad del arco y el número de pasadas, están dadas en la tabla N° 4.6. (Ref.13).

ELECTRODO Y POLARIDAD E-6011—Electrodo positivo													
Espesor de la Plancha		Diámetro del Electrodo		Amperajes	Razón de Fusión del Electrodo (por minuto)		Velocidad del Arco por Min. para la primera pasada		Pasadas o Cordones	Junta Soldada por Hora (Factor de operación 100%)		Peso del Electrodo	
pulg.	mm	pulg.	mm		pulg.	cm	pulg.	cm		pies	m	por pie de solda.	por metro de solda.
												libras	kg
$\frac{3}{16}$	4.8	$\frac{3}{16}$	3.9	130	9	22.8	10	25.4	2	25	7.62	0.15	0.223
$\frac{1}{4}$	6.4	$\frac{3}{16}$	3.9	130	9	22.8	7	17.7	2	17.5	5.33	0.24	0.358
$\frac{5}{16}$	7.9	$\frac{3}{16}$	3.9	140	$9\frac{1}{2}$	24.1	9	22.8	3	14	4.27	0.38	0.566
$\frac{3}{8}$	9.5	$\frac{3}{16}$	4.8	170	$8\frac{1}{2}$	21.6	7	17.7	4	10	3.05	0.50	0.745
$\frac{7}{16}$	11.1	$\frac{3}{16}$	4.8	170	$8\frac{1}{2}$	21.6	7	17.7	**	8	2.44	0.68	1.020
$\frac{1}{2}$	12.7	$\frac{3}{16}$	4.8	170	$8\frac{1}{2}$	21.6	7	17.7	**	6.2	1.89	0.85	1.265
$\frac{5}{8}$	15.9	$\frac{3}{16}$	4.8	170	$8\frac{1}{2}$	21.6	7	17.7	**	4.0	1.22	1.30	1.934
$\frac{3}{4}$	19.1	$\frac{1}{2}$ ***	6.4	250	8	20.3	7	17.7	**	3.9	1.19	1.8	2.670
		$\frac{3}{4}$	4.8	170	$8\frac{1}{2}$	21.6							
1	25.4	$\frac{1}{2}$ ***	6.4	250	8	20.3	7	17.7	**	2.4	0.73	3.1	4.620
		$\frac{3}{4}$	4.8	170	$8\frac{1}{2}$	21.6							

TABLA N°4.6. PARAMETROS A UTILIZARSE EN SOLDADURA A TOPE, POSICION HORIZONTAL, Y PARA ELECTRODO E 6011.

Electrodo	E 6011
Polaridad	Positiva
Diámetro del electrodo	3.9 mm(5/32 pulg.)
Amperaje	130 amp.

- b. El tipo de electrodo a utilizarse en la elaboración de los cordones de soldadura para la construcción de la voluta del ventilador es el E 6012, por las propiedades mencionadas en el literal a.

El diámetro del electrodo, el amperaje requerido , la velocidad del arco y el número de pasadas es tán dados en la Tabla N° 4.7.(Ref.13).

Espesor de la Lámina		Tipo y Diámetro del Electrodo			Polaridad del Electrodo	Amperajes	Velocidad del Arco ** (por minuto)		Velocidad del Arco (por hora) con factor de operación de 100%		Peso del Electrodo		
pulg.	mm	pulg.	mm	AWS		pulg.	cm	pies	m	por pie de solda.	por metro de solda.	libras	kg
POSICIÓN PLANA O POSICIÓN HORIZONTAL													
Cal. 18 0,0478	1,214	1/8	2,3	E-6013	Neg.	65	14	35,5	70	21,35	0,027	0,040	
Cal. 16 0,0598	1,518	1/8	2,3	E-6013	Neg.	75	14	35,5	70	21,35	0,038	0,053	
Cal. 14 0,0747	1,897	3/16	3,2	E-6012	Neg.	115	14	35,5	70	21,35	0,048	0,071	
Cal. 12 0,1046	2,656	1/4	3,2	E-6012	Neg.	120	14	35,5	70	21,35	0,054	0,080	
Cal. 10 0,1345	3,416	1/4	3,9	E-6012	Neg.	175	14	35,5	70	21,35	0,068	0,101	

TABLA N°4.7. PARAMETROS A UTILIZARSE EN SOLDADURA EN ANGULOS POSICION PLANA Y PARA ELECTRODO E 6012

Electrodo	E 6012
Polaridad	negativa
Diámetro del electrodo	3.2 mm(1/8 pulg)
Amperaje	115 amp.

- c. El tipo de electrodo a utilizarse en la elaboración de los cordones de soldadura para la construcción de la esclusa es el E 6012 por las propiedades mencionadas en el literal a

El diámetro del electrodo, el amperaje requerido, la velocidad del arco y el número de pasadas están dados en la tabla 4.7.

C A P I T U L O V

RECOMENDACIONES TECNICAS

5.1. TEORIA GENERAL DE MANTENIMIENTO

Existen varias maneras de realizar un servicio de mantenimiento, dependiendo de las disponibilidades existentes en el momento: dinero, tiempo y el tipo de maquinaria. El mantenimiento en si se lo puede clasificar de la siguiente manera:

Mantenimiento progresivo

Mantenimiento periódico

Mantenimiento técnico

Mantenimiento preventivo

Mantenimiento correctivo

MANTENIMIENTO PROGRESIVO:

Este tipo de mantenimiento es usado especialmente cuando se desea eliminar el tiempo muerto entre reparaciones. Entén-

diéndose por tiempo muerto, al tiempo en que el equipo está fuera de servicio debido a fallas, reparaciones o servicios de mantenimiento. En el mantenimiento progresivo no se da todo el servicio al equipo, sino que se subdivide racionalmente en partes para irle dando al equipo el servicio en forma progresiva. En este tipo de mantenimiento hay que tratar de aprovechar el tiempo en que el equipo está productivamente ocioso.

MANTENIMIENTO PERIODICO:

Este tipo de mantenimiento, a diferencia del anterior que se lo realizaba por partes, se le da servicio al equipo en conjunto.

Una vez que ha cumplido su período de trabajo, entonces el equipo se desarma, se limpia, se inspecciona, se repara y se vuelve a armar, esto sucede en forma periódica, y es por esto que toma el nombre de mantenimiento periódico.

En este tipo de mantenimiento debe regirse a lo dicho por el fabricante, para así obtener del equipo la mayor eficiencia y evitar tiempos muertos debidos a fallas.

El mantenimiento periódico se lo puede realizar a ciertas partes del equipo y no necesariamente a todo, ya que hay piezas que requieren mantenimiento en un tiempo más corto que otras.

MANTENIMIENTO TECNICO:

En el mantenimiento técnico se usan datos para determinar cuando se debe dar servicio al equipo para evitar ciertas fallas costosas. Estos datos pueden ser obtenidos por medio de instrumentos, observación visual, y a veces por el producto elaborado.

Al momento de efectuar el control de calidad, si se usan estos datos obtenidos por el sistema para determinar cuando se deberá reparar el equipo o parte de él, para evitar fallas serias, no se producirán fallas imprevistas que serán imposible evitar con los dos tipos anteriores de mantenimiento y que constituye su desventaja principal.

MANTENIMIENTO PREVENTIVO:

En realidad, tanto el mantenimiento progresivo, como el periódico y el técnico, son por su misma naturaleza,

mantenimiento productivos, sin embargo se denomina - progresivo a una manera de obrar, o a una manera - de enfocar las cosas, y no a una técnica en parti- cular. Esta forma de abordar el problema del mante- nimiento comienza desde el momento que se va a hacer la instalación pues se debe recomendar muchas veces como debe ir colocado un equipo, tomando en cuenta: la facilidad que presenta el sitio para - cuando le toque ser desarmado la limpieza del medio am biente, la iluminación y la aereación.

MANTENIMIENTO CORRECTIVO:

El mantenimiento correctivo sin ser lo aconsejable pa ra mantener la filosofía de trabajo de una empresa sin embargo por cuestiones económicas o por falta de adoctrinamiento técnico es generalmente usado en casi todas las industrias.

El mantenimiento correctivo no es otra cosa que la corrección o reparación de las averías o daños que sufre una maquinaria cuando no se ha llevado un plan de mantenimiento preventivo o cuando por azares de la naturaleza misma de trabajo de la maquinaria es ta sufre desperfectos en un momento imprevisto.

5.2. EQUIPOS Y HERRAMIENTAS A UTILIZARSE EN LA CONSTRUCCION DEL SUCCIONADOR

Los equipos y herramientas a utilizarse en la construcción del succionador son los que se mencionan a continuación con sus respectivas capacidades, además cabe mencionar que el succionador será construido con los equipos y herramientas que existen en el taller mecánico de la ESPOL.

EQUIPO	CARACTERISTICAS
Torno	Distancia entre puntos 1000 mm, volteo 200 mm.
Fresadora	Universal F-2
Soldadora eléctrica	(50-300) Amp. Tipo generador.
Equipo oxi-acetileno	1 botella de oxígeno(O_2) 1 botella de acetileno (C_2H_2) Reguladores y boquillas
Roladoras	Para planchas de 2 mm. por 1200 mm. de longitud
Taladro de columna	Con choque para agujeros hasta 19 mm. de diámetro.
Esmeril de banco	de 1 HP de potencia

HERRAMIENTAS

Las herramientas a utilizarse en la construcción del succionador de grano son las siguientes:

Calibrador o vernier

Micrómetro

Flexómetro

Llaves de boca y corona

Juegos de broca

Broca de centros

Cuchillas

Juego de machuelos

Limas planas y circulares

Tenazas

Fresas

Tijeras

Martillos

Juego de tarrajas

Juego de saca bocados

Destornilladores

5.3. LUBRICACION

Se denomina lubricación al hecho de soportar una carga móvil - sobre una película que reduce el rozamiento. La materia que produce la película se define como lubricante.

Los lubricantes pueden ser en forma de fluídos tal como los aceites convencionales, semisólidos, tal como el gráfito y el teflón.

En lo que se refiere a la lubricación de las cajas reductoras hay tres formas para lubricar los engranajes de la misma que son:

La lubricación por chorro

La lubricación por inmersión

La lubricación por niebla de aceite.

El sistema que emplea la lubricación por chorro es aplicable cuando se alcanzan velocidades periféricas en los engranajes mayores a ($V > 12 \text{ m/seg} \pm 15 \text{ m/seg}$) y se lleva a cabo con auxilio de toberas especiales, en los cuales el aceite se lo suministra por tubería desde una bomba. Este tipo de lubricación forzada requiere una construcción de tuberías especiales, dispositivos para la filtración, refrigeración y regulación del suministro del aceite.

En este sistema de lubricación cuando la velocidad periférica es mayor a ($V > 20 \text{ m/seg}$) el aceite se entrega a los dientes de cada rueda por separado, ya que en caso contrario empeoran las condiciones de trabajo de los engranajes.

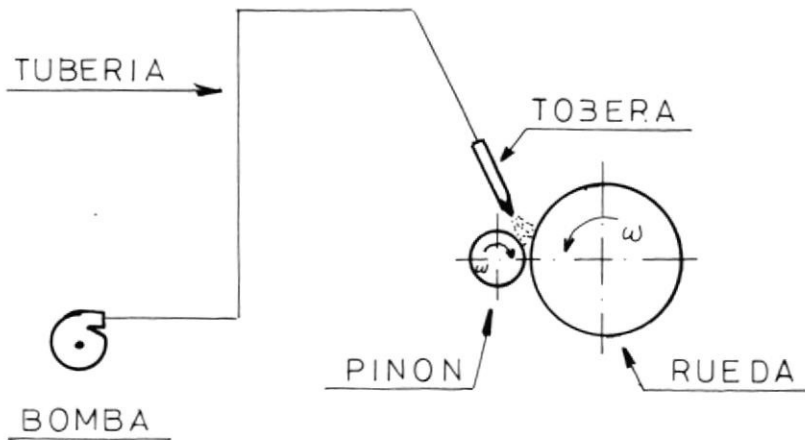


FIGURA N^o 5.1. ESQUEMA DE UN PAR LUBRICADO POR CHORRO

Los sistemas que emplea la lubricación por inmersión sólo son aplicables para sistemas de engranajes donde la velocidad periférica es menor a ($V < 12$ m/seg) ya que si se excediera esta velocidad el aceite sería lanzado por la fuerza centrífuga hacia los costados de la caja, obteniendo de esta manera una falta de lubricación en el sitio de contacto, al mismo tiempo crece la resistencia al giro de la rueda y la temperatura del aceite aumenta.

Las ruedas cuya velocidad está cerca de los 12 m/seg, la altura a la cual debe de sumergérsela es hasta 10 mm., en cambio cuando la velocidad son bajas la altura de inmersión es de 100 mm. como máximo.

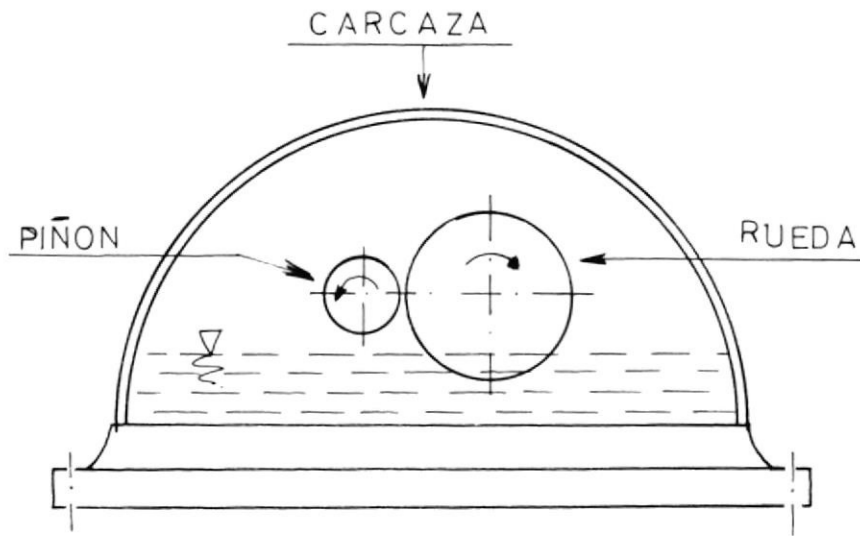


FIGURA N^o 5.2. ESQUEMA DE UN PAR LUBRICADO POR INMERSION

Los sistemas que emplean la lubricación por niebla de aceite son de alta eficiencia ya que este sistema es el más efectivo y el más empleado para los engranajes ; y, en los cojinetes de los reductores de potencia.

Para crear condiciones satisfactorias de lubricación mediante la niebla de aceite, la armazón del reductor debe ser de pequeño volumen para que el espacio libre en el interior del reductor no sea excesivo. El aceite salpica por ruedas que giran o por ruedas de paletas especiales.

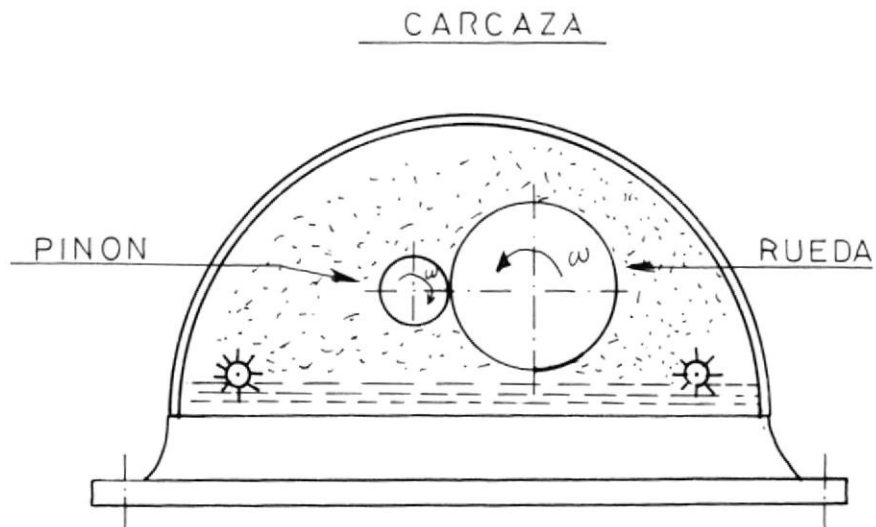


FIGURA N° 5.3. ESQUEMA DE UN PAR LUBRICADO POR NIEBLA DE ACEITE

La selección del tipo y de la cantidad del lubricante son de gran importancia, además existen otros factores que hay que tener presente en la selección del lubricante, tales como la carga que va a transmitir, la velocidad, la temperatura - (tanto la ambiental, como la generada).

En la tabla 5.1., se dan valores de viscosidad del lubricante y del tipo de lubricación, según la velocidad periférica de las ruedas.

v	m/s	0,25	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3	10	16	25	40	63
ν en cSt	desde	175	145	120	100	83	69	57	47	39	32	27	22	18
	hasta	350	290	240	200	166	138	114	94	78	64	54	44	36
Tipo de lubricación		Lubricación manual				Lubricación por inmersión o bien lubricación manual por grasa			Lubricación por inmers.		Lubricación por inyección			

TABLA N^o 5.1. TIPOS DE LUBRICACION Y VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE

En lo que se refiere a la selección del tipo de aceite a ser utilizado en la caja reductora hay que tener presente lo expuesto anteriormente es de:

$$V \approx 1.6 \text{ m/seg.}$$

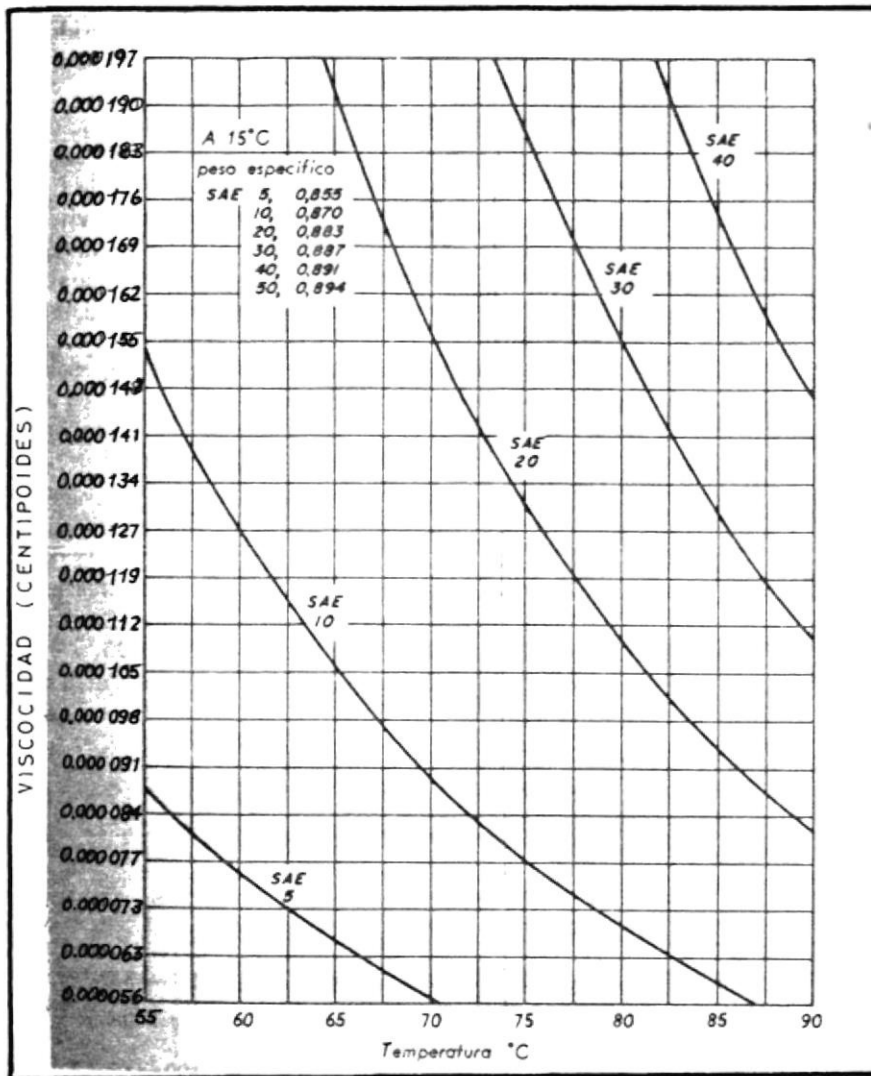
Por lo tanto refiriéndose a la tabla 5.1., se tiene que el lubricante debe tener una viscosidad cinemática que esté entre:

$$\nu \approx 83 \text{ cst} \div 166 \text{ cst.}$$

Con esta viscosidad se puede observar que el tipo de lubricación es por inmersión.

La temperatura no excederá de 30°C a 40°C, ya que si -
ocurriera lo contrario se perdería las propiedades de
lubricación y además la duración del lubricante.

En la figura N^o 5.4., determina el grado SAE del lubricante,
aceite, el mismo que está en función de la viscosidad del
lubricante y la temperatura a la que estará expuesto.



BIBLIOTECA

FIGURA N^o 5.4. GRADOS SAE PARA LOS ACEITES EN FUNCION DE LA
VISCOSIDAD Y LA TEMPERATURA

5.4. MONTAJE Y DESMONTAJE

En esta parte del capítulo se dará un instructivo de como -
realizar el montaje y desmontaje de los elementos que -
constituyen el succionador de granos.

Para realizar el montaje de todos los elementos se debe -
tener presente lo siguiente:

Que todos los elementos se encuentren listos para ser colocados.

Tener a la disposición todos los planos, general y de des
pieces, para así saber con exactitud el sitio donde debe
de ir cada elemento.

Con todos los elementos listos y con la ayuda de todos los
planos, se deberá ir verificando si todas las medidas que
presentan los elementos están de acuerdo con las medidas in
dicadas en los planos de diseño.

Tener el equipo adecuado de herramientas para así facilitar
el trabajo de montaje.

Como un punto de mucha importancia es el programa detallado

de como se va a llevar a cabo la obra.

Como consecuencia de lo expuesto anteriormente se elabora el programa de montaje.

Colocar los motores del ventilador y la esclusa en la posición que se muestra en el plano general de la maquinaria.

El montaje del impeler y la voluta se lo debe realizar en el siguiente orden:

La voluta debe colocarse en un sitio correspondiente sin la tapa lateral, asegurándola en el bastidor por medio de pernos.

El impeler se lo monta en el eje de salida del motor y se lo asegura al mismo, por medio de pernos y chaveta, evitando así el movimiento entre el eje y la manzana del impeler.

Luego de haber colocado el impeler se deberá colocar la tapa lateral de la voluta, la misma que será asegurada por medio de pernos a la voluta.

El montaje de la esclusa se lo debe hacer en el sitio indicado en el plano general, asegurando al bastidor por medio del perno.

La caja reductora se la monta en el eje de la esclusa como se indica en el plano general, asegurándola con un perno para evitar el movimiento axial sobre el eje.

El ciclón debe de ir colocado en la parte superior de la esclusa por medio de pernos.

Realizar el montaje de poleas y bandas.

Colocar los ductos de aspiración y transporte en los sitios requeridos en ese momento.

Los pasos indicados en líneas anteriores constituyen el programa de montaje para el succionador. En lo que se refiere al desmontaje se lo debe hacer siguiendo los pasos del montaje pero en forma inversa.

5.5. FACILIDAD DE CAMBIO DE PARTES DESGASTABLES

En esta parte del capítulo se va a tratar de la facilidad que debe presentar la máquina para realizarle - cualquier tipo de mantenimiento. Es necesario mencionar - que todos los elementos que constituyen el succionador - están hechos de la forma más sencilla tratando de facilitar el mantenimiento en cualquier momento.

Los elementos que constituyen el succionador de grano, están hechos con materiales de peso ligero, resistentes a golpes y además de tamaños no tan grandes, logrando de esta manera facilidad en el desmontaje pudiéndolo hacer una sola persona sin ningún tipo de ayuda.

Además es necesario mencionar que la facilidad en el desmontaje o cambio de algún elemento de una máquina está dada por el stock de herramientas que se dispone en ese momento.

En el diseño de todas las partes se ha tratado de que las uniones de los elementos sean por medio de pernos y tuercas, evitándose las uniones soldadas, lográndose de esta manera facilidad en el desmontaje o cambio de los elementos.

Como algo de mucha importancia es que la máquina está constituida de mecanismos sencillos que pueden ser fácilmente interpretados por cualquier persona que tenga nociones básicas de mantenimiento, en el momento del desmontaje o cambio de partes desgastadas.

C A P I T U L O V I

COSTOS

Este capítulo se presentará los costos de construcción y adquisición de materiales para la elaboración del succionador de grano.

EQUIPOS Y MATERIALES	CODIFICACION	CANTIDAD	COSTOS
Motor	Mo - 01	1	60.360,00
Motor	Mo - 02	1	34.680,00
Acero SAE 4337	EC - 01A	1	432,00
Acero SAE 4337	CR - 02	1	302,00
Acero SAE 4337	CR - 03	1	1.740,00
Acero SAE 4337	CR - 01	1	150,00
Plancha de acero 1018 (2440*1220*3)	-	1	5.650,00
Plancha de acero 1018 (2440*1220*2)	-	1	3.750,00
Plancha de acero 1018 (2440*1220*1.5)	-	1	3.295,00
Plancha de acero 1018 (1220*1220*5)	-	1	2.360,00

continua.....



BIBLIOTECA

Viene.....

Plancha de aluminio			
(1000*1000*5)	-	1	2.540,00
Plancha de aluminio			
(1000*1000*2)	-	1	1.340,00
Plancha galvanizada			
(2440*1200*1.5)	-	1	4.450,00
Perfil de acero 1018		7 m.	1.320,00
Ductos		18 m.	12.000,00
Codos		5	9.500,00
Polea		1	1.440,00
Polea		1	5.798,00
Banda		1	1.430,00
Rodamientos	6.302	2	1.156,00
Rodamientos	6.006	2	1.530,00
Rodamientos	6.0004	2	1.080,00
Retenedor	6.386	1	220,00
Retenedor	12.396	1	315,00
Ruedas del bastidor	-	3	1.260,00
Pernos (Ø= 6mm)		24	360,00
Pernos (Ø = 8mm)		60	1.360,00
Pernos (Ø = 10 mm)		12	288,00
Soldadura (Ø = 3.9 mm)	E6011	4 lbs.	764,00
Soldadura (Ø = 3 mm)	E6012	10 lbs.	1.550,00
Empaquetadura (300*300*1)	EM-01	1	<u>240,00</u>

+10% ITM : S/. 162.660,00
 " 16.266,00
S/. 178.926,00
 =====

Los costos de construcción generalmente se estiman en un 30 % a 40 % del costo de adquisición de materiales, en consecuencia de costo total del equipo está alrededor de:

COSTO DE ADQUISICION DE MATERIALES	
Y EQUIPOS	S/. 162.660,00
COSTO DE CONSTRUCCION DE PARTES	" 56.931,00
IMPREVISTOS	" <u>16.266,00</u>
	S/. 235.857,00
	=====

El costo total del equipo es S/. 235.857,00

sica del grano, ya que permite transportarlo sin que este entre en contacto directo con elementos mecánicos que choquen y que produzcan su deterioro. Otra ventaja es la gran velocidad que alcanza el grano adquirida por la depresión generada en el sistema por el ventilador, lográndose de esta manera la transporación grandes cantidades de productos en tiempos relativamente bajos.

En lo que respecta a la capacidad del equipo se puede decir que es de 55 quintales por hora, pudiéndose utilizar el diseño básico para obtener equipos de mayor o menor capacidad, los mismos que estarían en función de la producción establecida por el usuario.

Los costos de fabricación del equipo resultan ser tan bajos, en comparación con los costos que presentan la maquinaria importada, demostrándose que la relación en porcentajes es aproximadamente del 65 %, lo cual hace que este equipo pueda ser fácilmente adquirido por casi todo el sector agrícola, cumpliéndose de esta manera con el objetivo de este trabajo, el cual es el de implementar de maquinaria adecuada para un mejor proceso productivo a nivel nacional. Cabe resaltar en este punto el ahorro de divisas que esto significa para el país y paralelo a esto el incremento de la producción de equipos, dando así nuevas fuen

A P E N D I C E "A"

Para el diseño del ciclón hubo necesidad de utilizar datos prácticos obtenidos de mediciones realizadas y datos teóricos dados en la referencia N° 19. Las curvas dadas en el Apéndice "A" fueron elaboradas gracias a los datos tabulados en la referencia N° 19, para distintos caudales de aire a la entrada del ciclón.

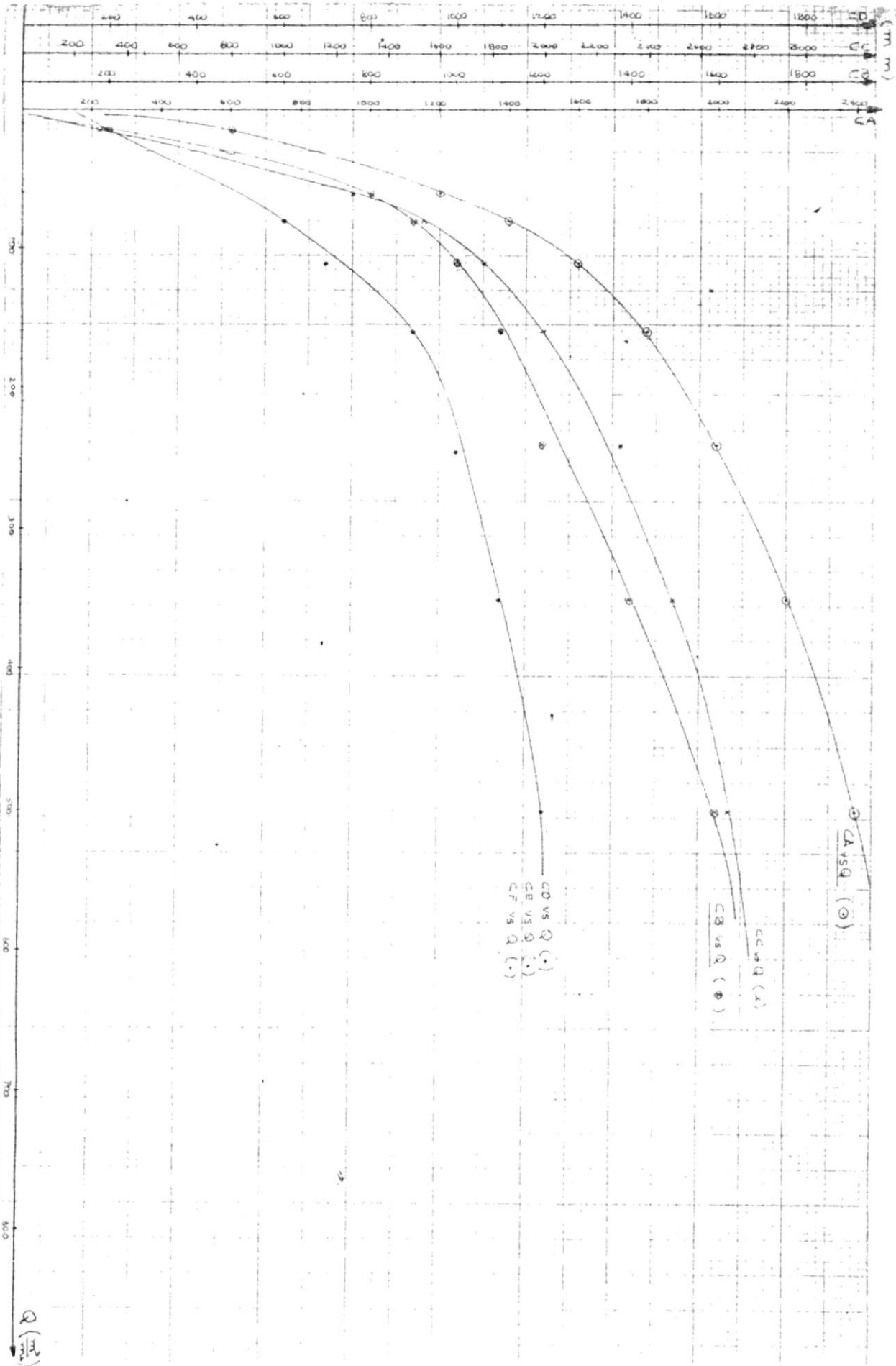
En el gráfico dimensiones del ciclón Vs. caudal de aire, dado en el Apéndice "A", todas las dimensiones están dadas en mm. y las abreviaciones CA, CB, CC, CD, CE y CF, están indicadas en la figura N° 3.13.



BIBLIOTECA

DIMENSIONES DEL CICLON (mm)

CAUDAL DE AIRE (m³/s)



(mm)

CA vs Q (O)

CB vs Q (X)

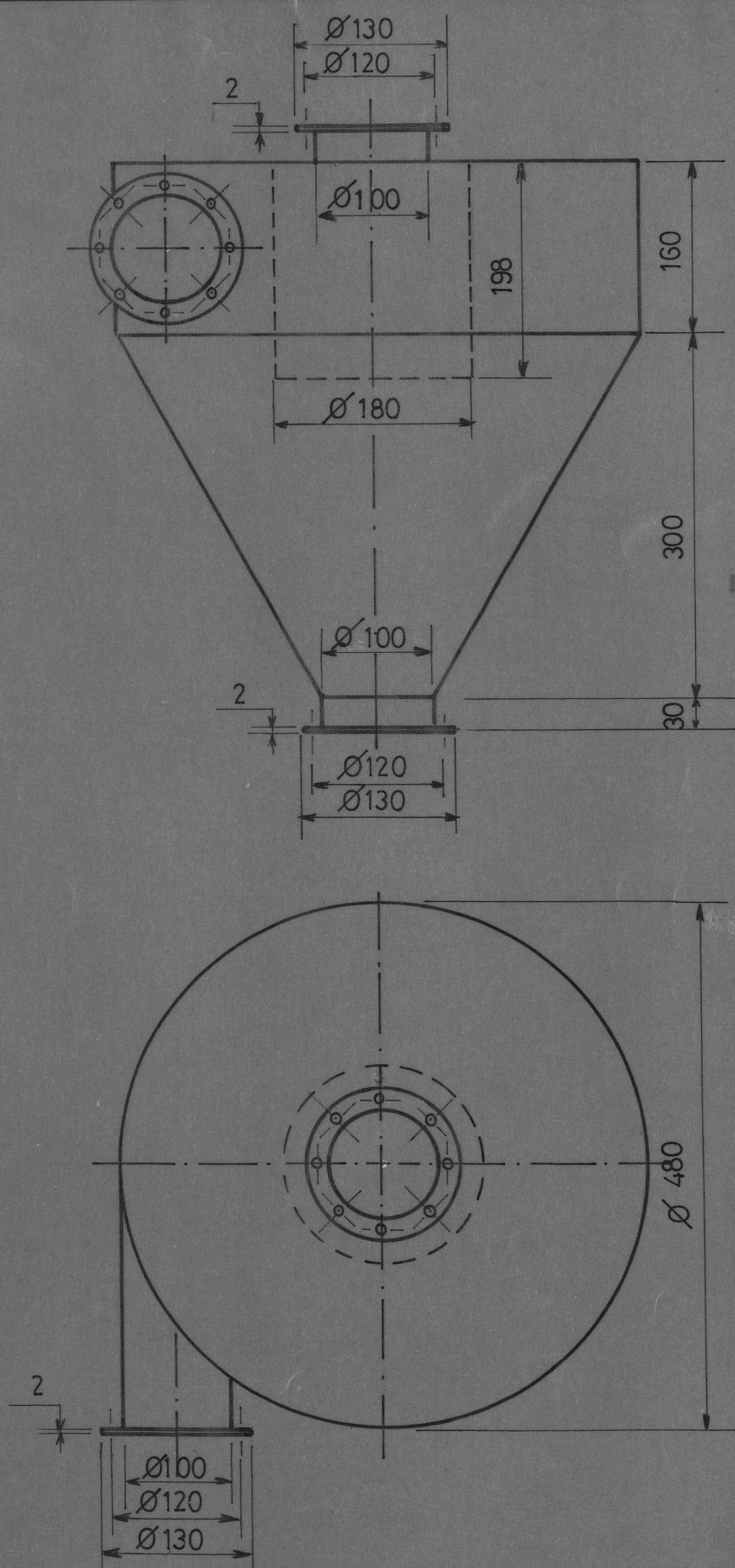
CD vs Q (.)

CE vs Q (*)

Q (m³/s)

A P E N D I C E " B "

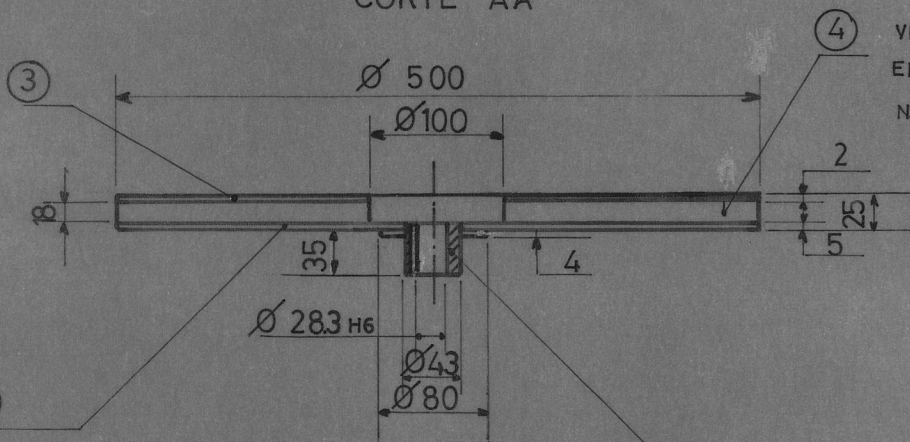
PLANOS



Nº CL-01	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD: 1
ESPOL	TITULO: CICLON	REALIZADO J. ANDRADE A
		FECHA OCT. 86
		REVISADO ING. TAPIA
		FECHA OCT. 86
	ESCALA: 1:6	APROBADO ING. TAPIA
	MATERIAL: P. HIERRO GALVANIZADO	FECHA OCT. 86

CORTE AA'

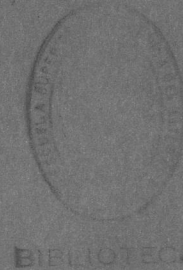
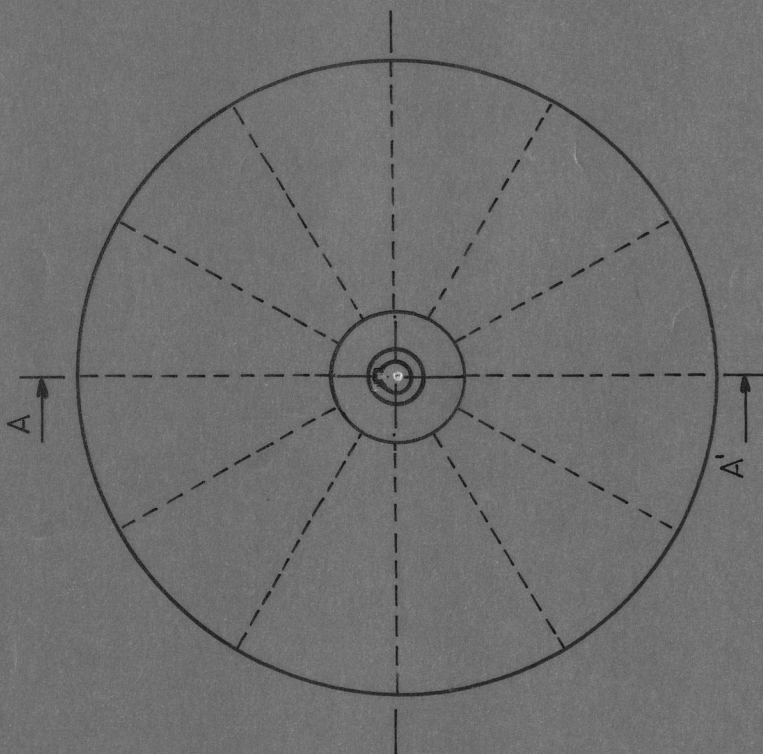
VER DETALLE
EN DIBUJO
Nº CV-01C



VER DETALLE
EN DIBUJO
Nº CV-01D

VER DETALLE
EN DIBUJO
Nº VC-01B

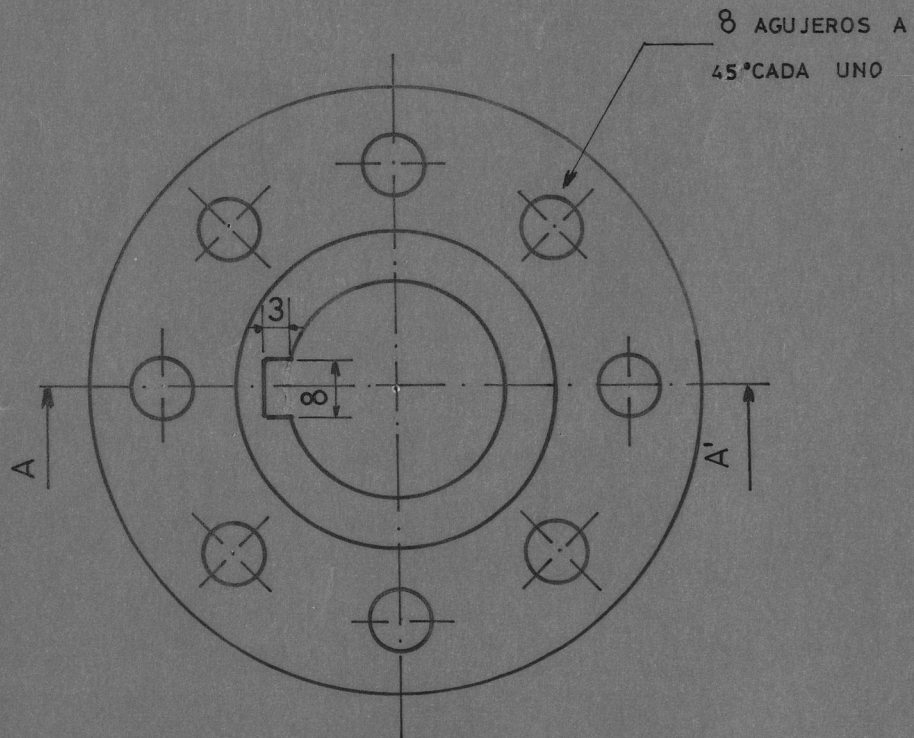
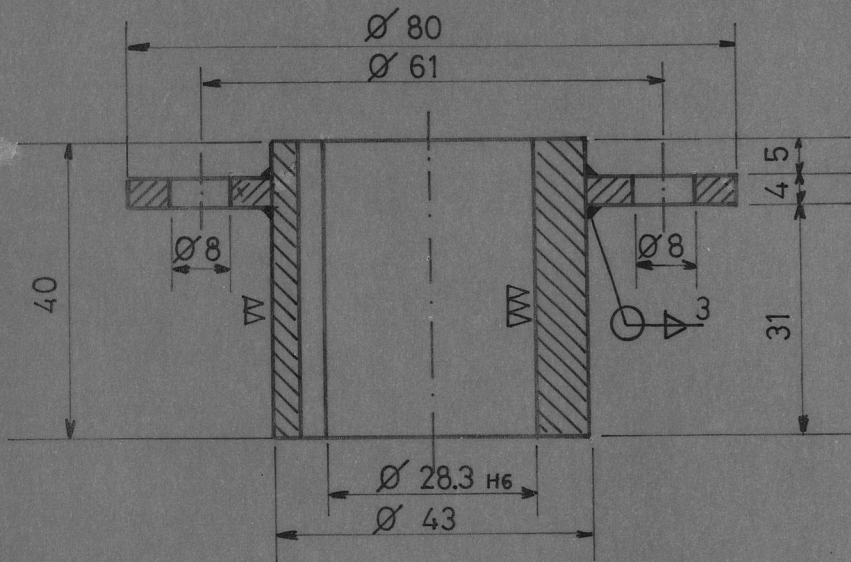
VER DETALLE
EN DIBUJO
Nº VC-01A



BIBLIOTECA

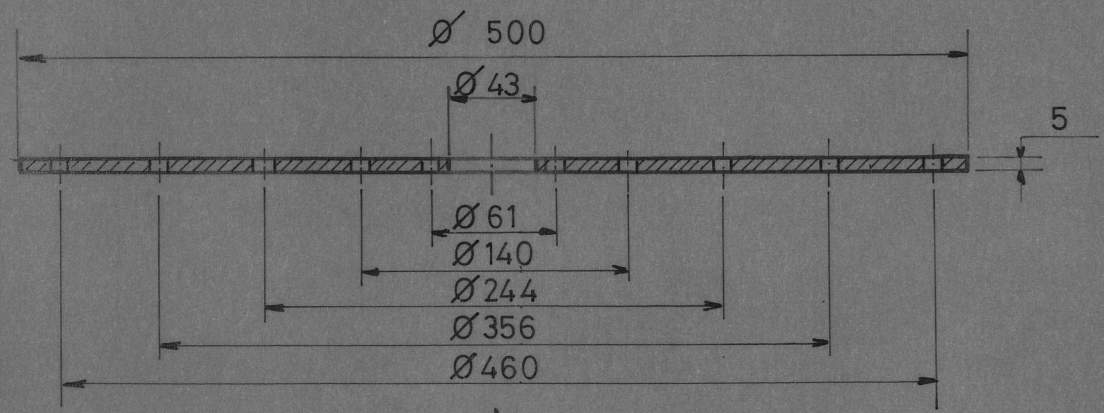
Nº VC-01	EQUIPO : SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD : 1	
ESPOL	TITULO : RODETE O IMPELER	REALIZADO	J. ANDRADE A.
		FECHA	OCT. 86
		REVISADO	ING. TAPIA
		FECHA	OCT. 86
	ESCALA : 1:6	MATERIAL : ALUMINIO Y ACERO	APROBADO
			ING. TAPIA
			FECHA
			OCT. 86

CORTE A A'



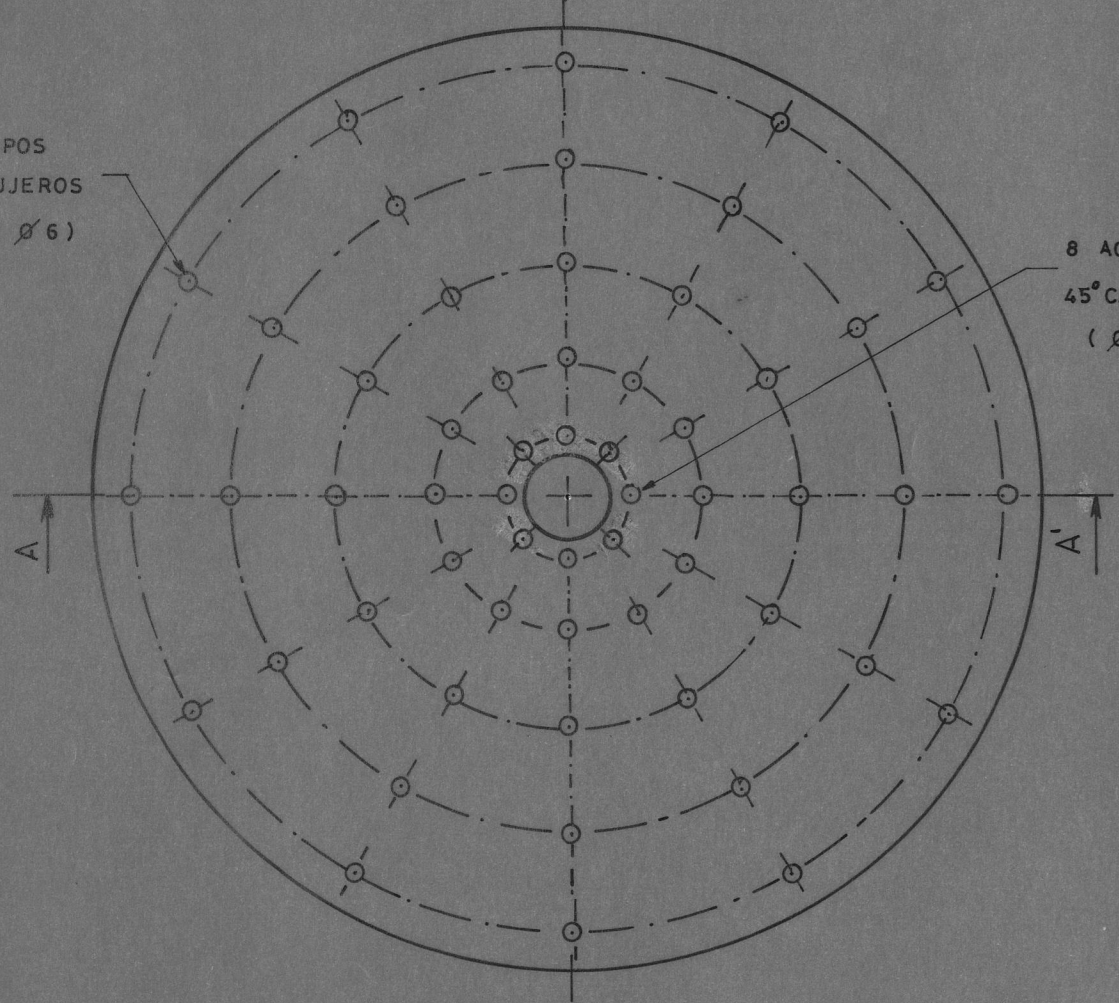
Nº VG-01A	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD : 1	
ESPOL	TITULO : MANZANA DEL RODE TE	REALIZADO	J. ANDRADE A
		FECHA	OCT. 86
		REVISADO	ING. TAPIA
	ESCALA: 1:1	MATERIAL : ACERO	FECHA
			OCT' 86

CORTE AA'



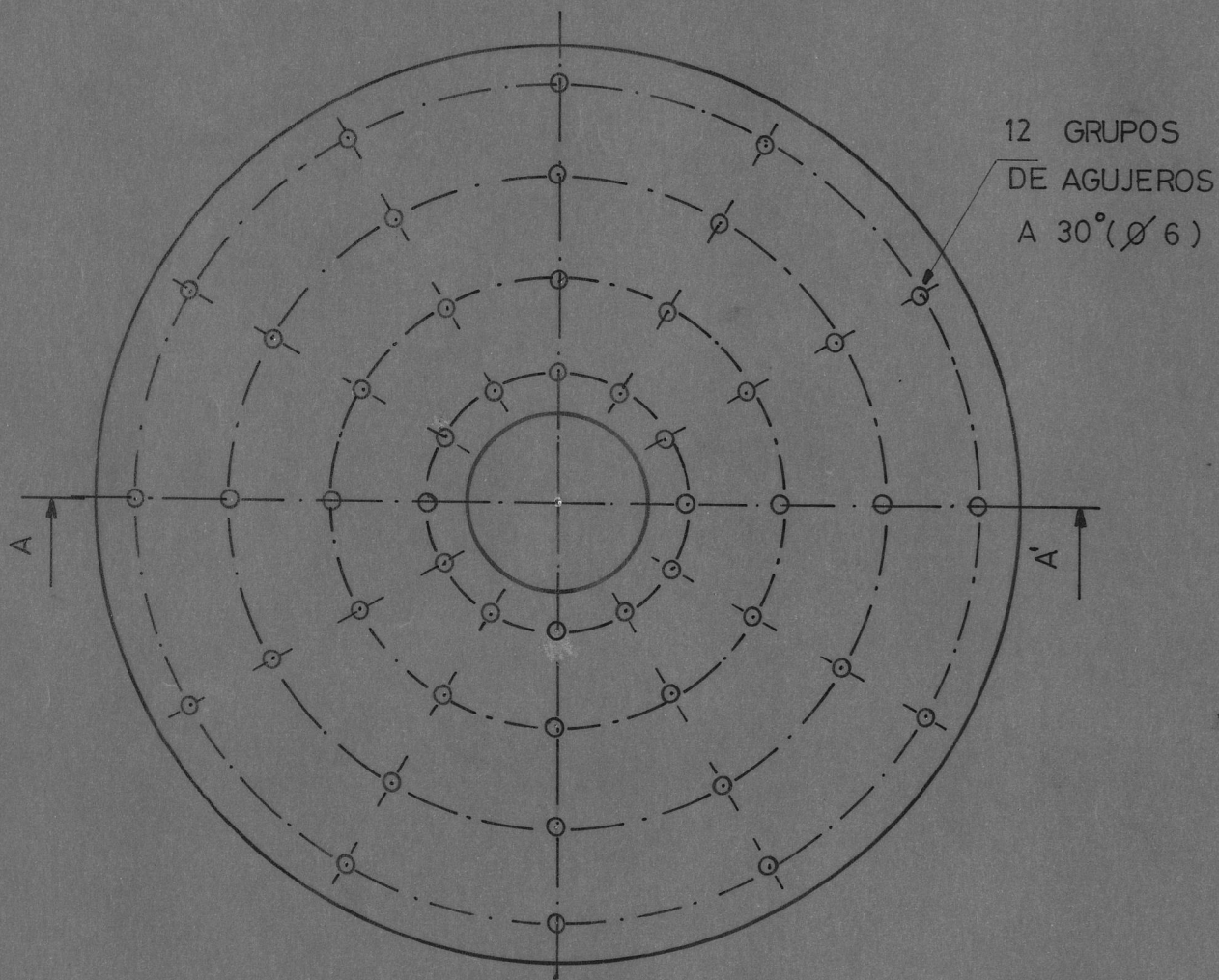
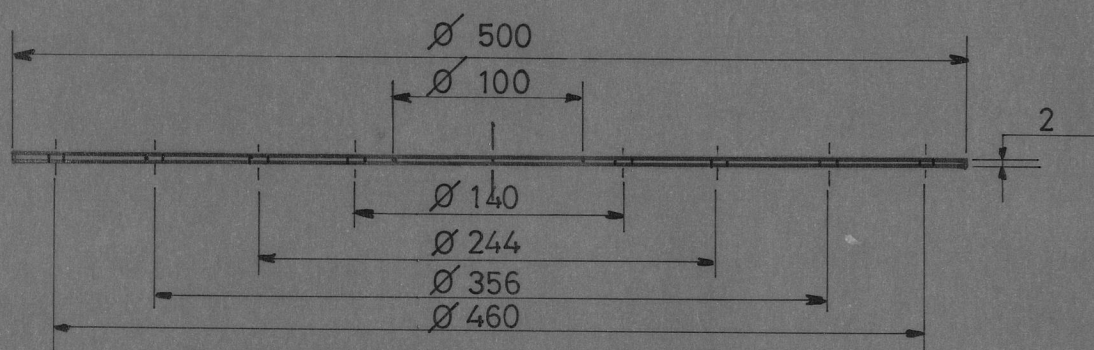
12 GRUPOS
DE AGUJEROS
A 30° ($\varnothing 6$)

8 AGUJEROS A
 45° CADA UNO
($\varnothing 8$)

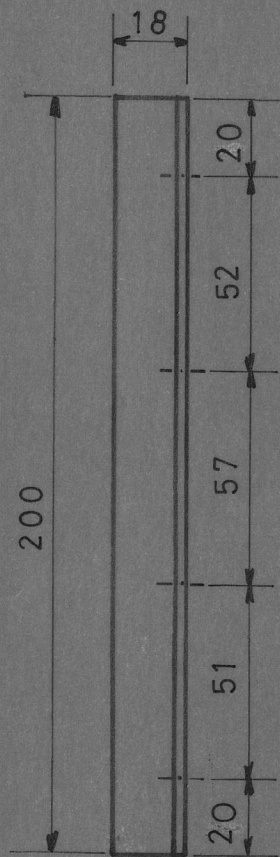
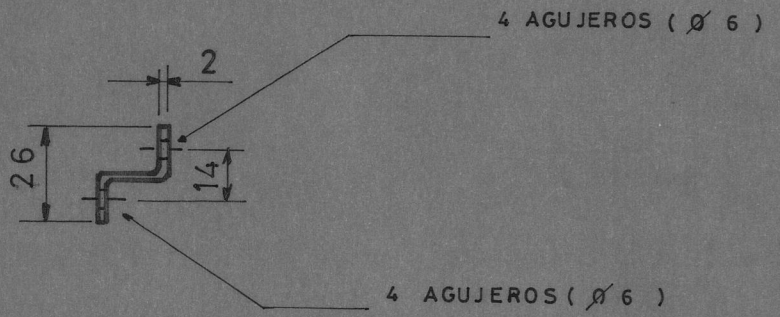


Nº VG-01B	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD : 1	
ESPOL	TITULO: CARA POSTERIOR DEL RODETE	REALIZADO	J. ANDRADE A.
		FECHA	OCT. 86
	ESCALA: 1:4	MATERIAL : ALUMINIO	REVISADO
			ING. TAPIA
			FECHA
			OCT. 86
			APROBADO
			ING. TAPIA
			FECHA
			OCT. 86

CORTE AA'



Nº VC-01C	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD: 1	
ESPOL	TITULO: CARA ANTERIOR DEL RODETE	REALIZADO	J ANDRADE A
		FECHA	OCT. 86
	REVISADO	ING. TAPIA	
	FECHA	OCT. 86	
ESCALA: 1:4	MATERIAL: ALUMINIO	APROBADO	ING. TAPIA
		FECHA	OCT, 86



Nº VG-01 D	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD : 12		
ESPOL	TITULO: ALABES	REALIZADO	J. ANDRADE A.	
		FECHA	OCT . 86	
	ESCALA : 1 : 2	MATERIAL : ALUMINIO	REVISADO	ING. TAPIA
			FECHA	OCT. 86
		APROBADO	ING. TAPIA	
		FECHA	OCT . 86	

VER DETALLE
EN DIBUJO
Nº VC-02 C

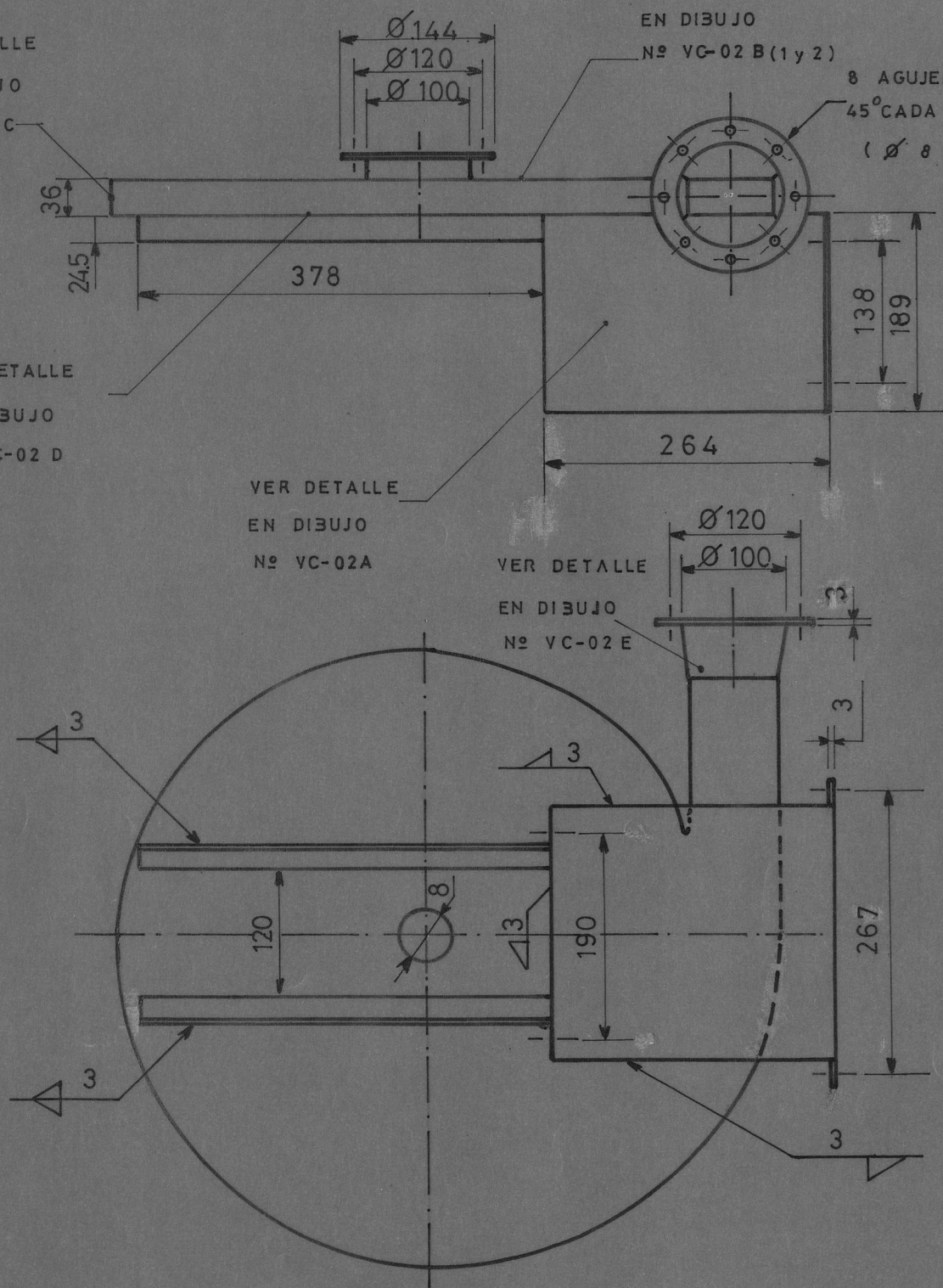
VER DETALLE
EN DIBUJO
Nº VC-02 D

VER DETALLE
EN DIBUJO
Nº VC-02A

VER DETALLE
EN DIBUJO
Nº VC-02 E

VER DETALLE
EN DIBUJO
Nº VC-02 B(1 y 2)

8 AGUJEROS A
45° CADA UNO
(Ø 8)



Nº VC-02

EQUIPO : SUCCIONADOR DE GRANO

CANTIDAD : 1

ESPOL

TITULO : CARCASA O VOLUTA DEL VENTL.

REALIZADO J. ANDRADE A.

FECHA OCT. 86

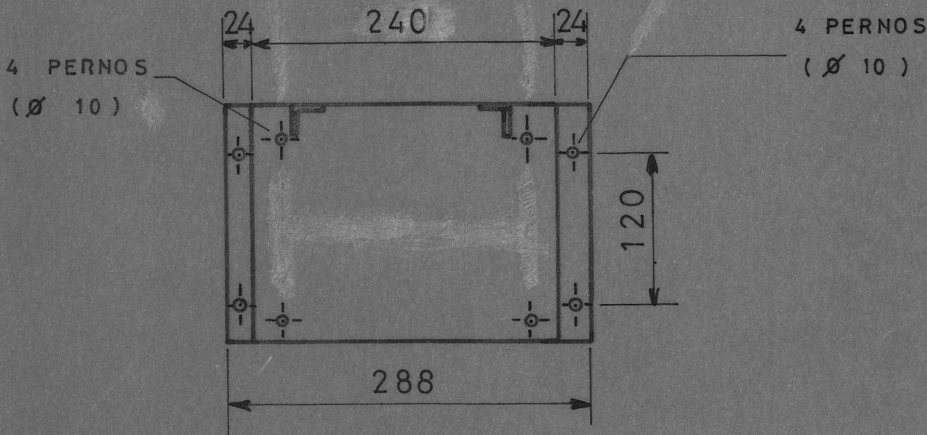
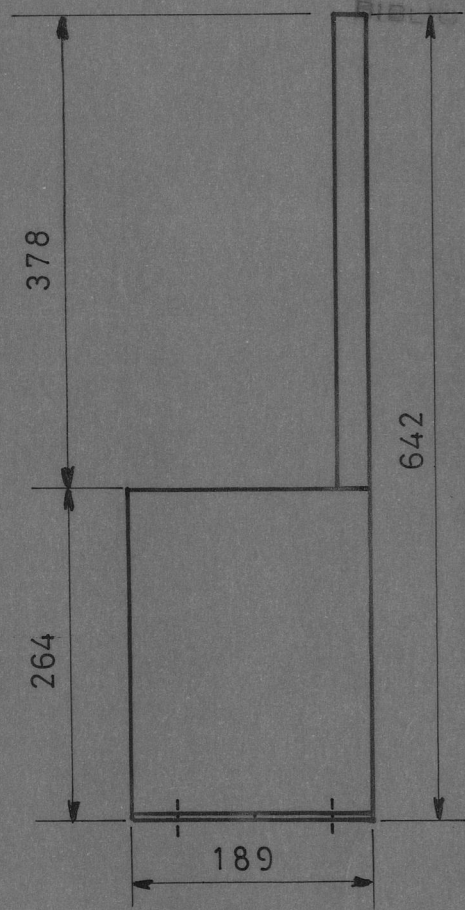
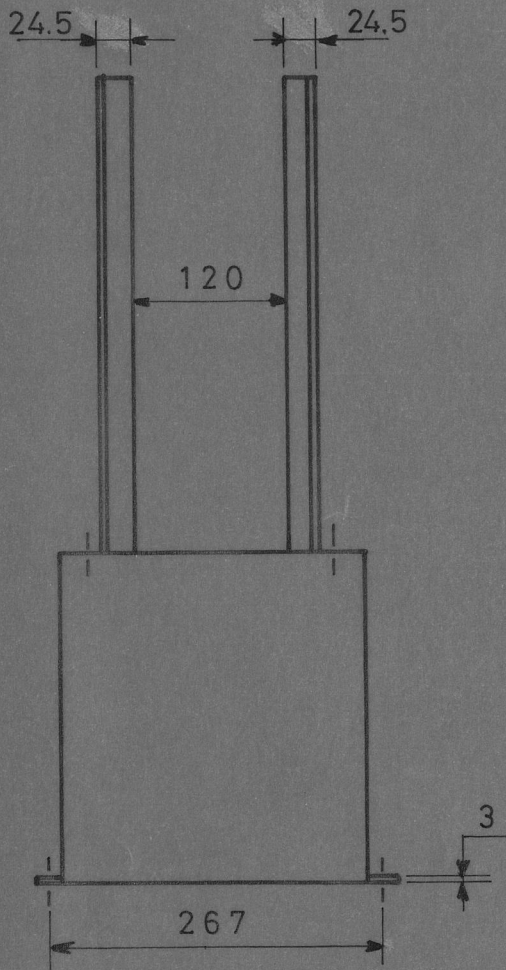
REVISADO ING. TAPIA

FECHA OCT. 86

ESCALA : 1 : 6 MATERIAL : PLANCHA DE ACERO

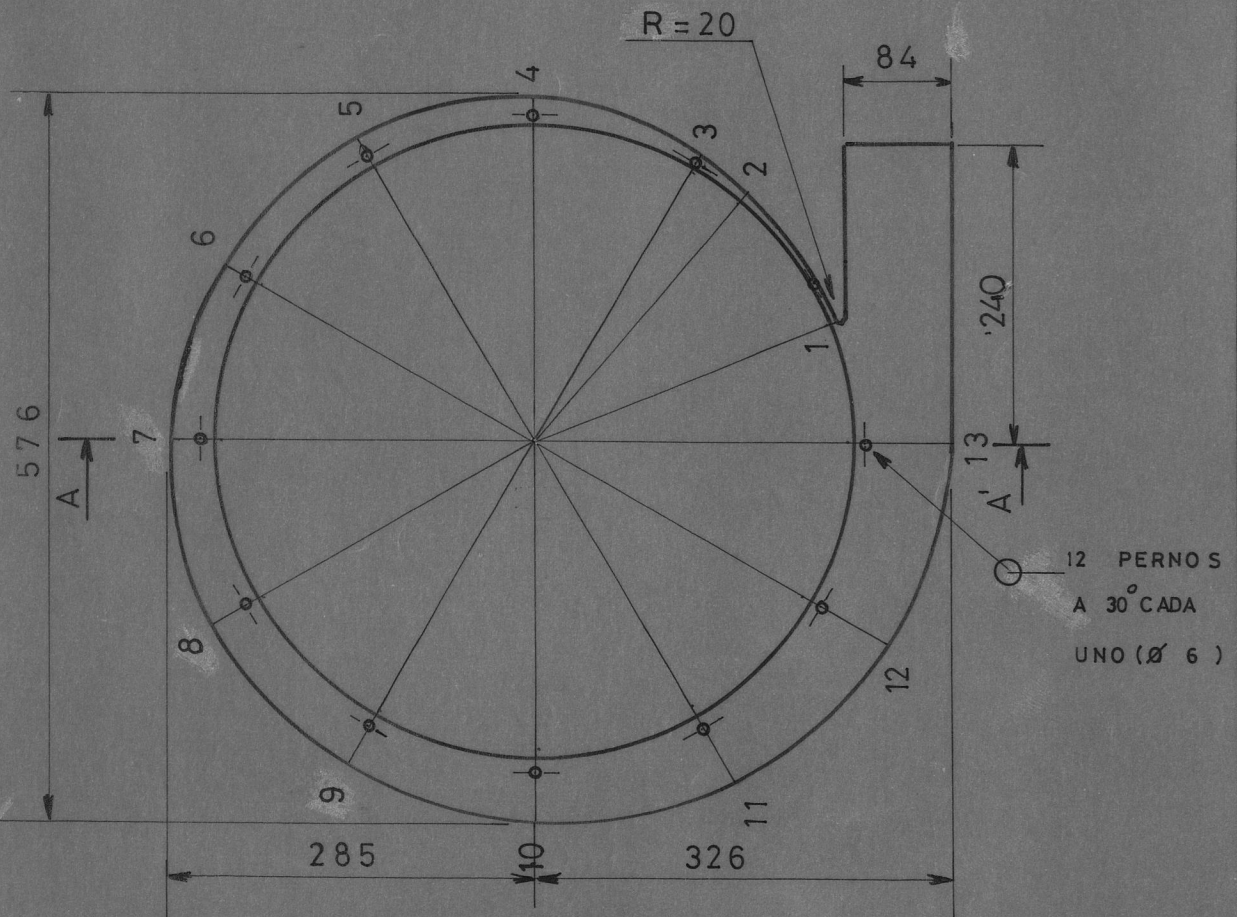
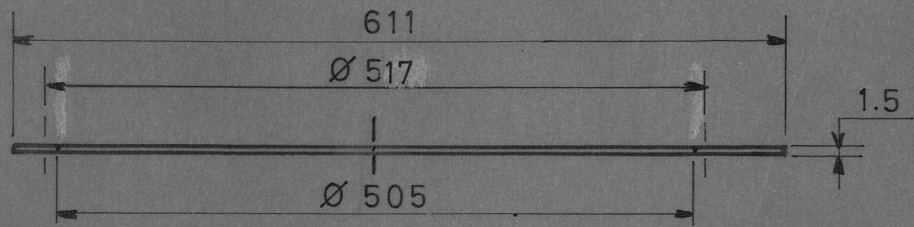
APROBADO ING. TAPIA

FECHA OCT. 86



Nº VG-02A	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD : 1	
ESPOL	TITULO: BASE DEL MOTOR	REALIZADO	J. ANDRADE A.
		FECHA	OCT. 86
		REVISADO	ING. TAPIA
ESCALA : 1:6	MATERIAL: PLANCHA DE ACERO	FECHA	OCT 86
		APROBADO	ING. TAPIA
		FECHA	OCT. 86

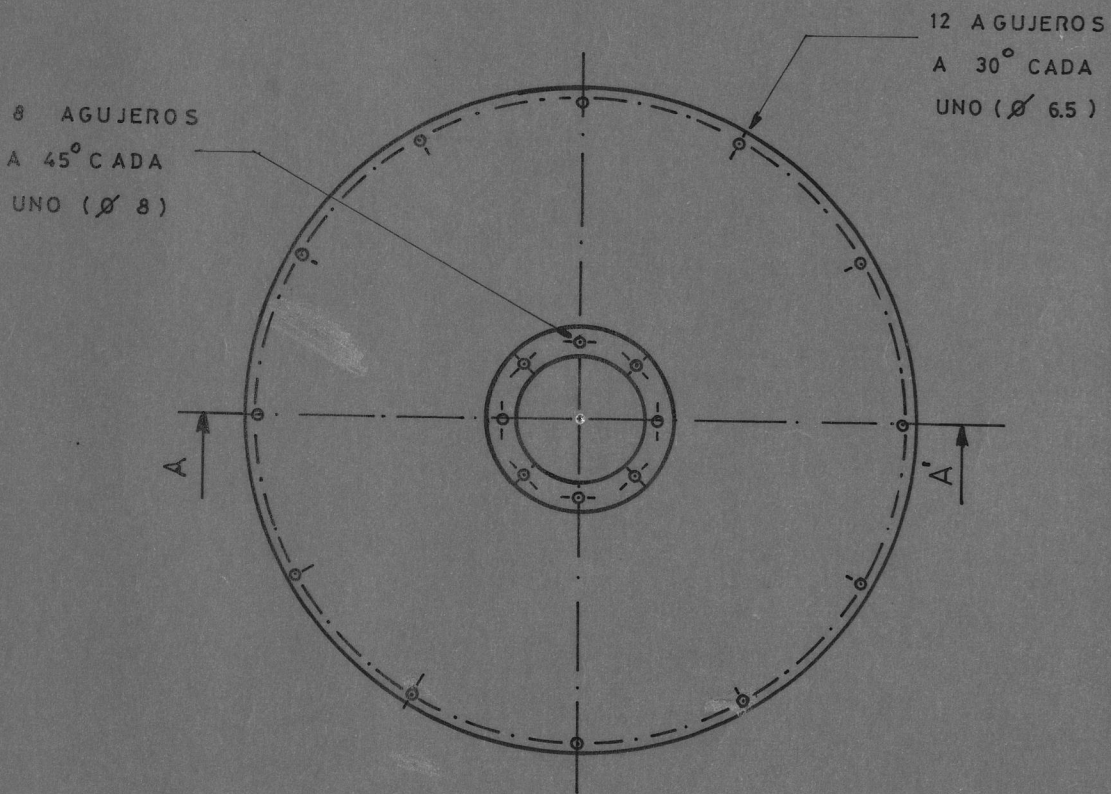
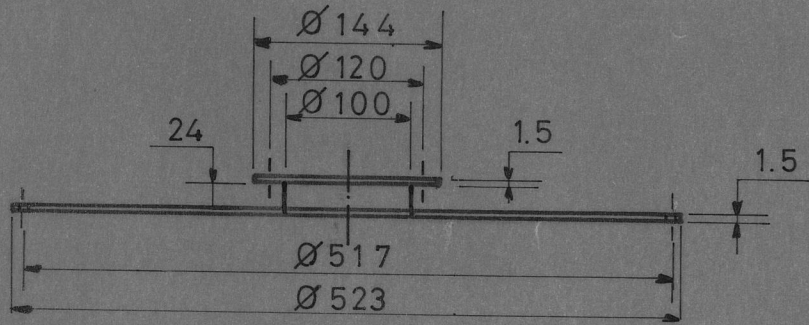
CORTE AA'



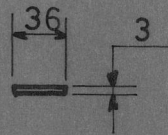
12 PERNOS
A 30° CADA
UNO (Ø 6)

ESPOL	Nº VC-02B1 EQUIPO : SUCCIONADOR DE GRANO		CANTIDAD : 1	
	TITULO : CARA ANTERIOR DE LA CARCASA		REALIZADO	J. ANDRADE A.
	LOS RADIOS DE LOS PUNTOS (1.....13) ESTAN TABULADOS EN LA TABLA Nº 3.5		FECHA	OCT. 86
			REVISADO	ING TAPIA
	ESCALA: 1:6 MATERIAL: PLANCHA DE ACERO		FECHA	OCT. 86
		APROBADO	ING. TAPIA	
		FECHA	OCT. 86	

CORTE AA'

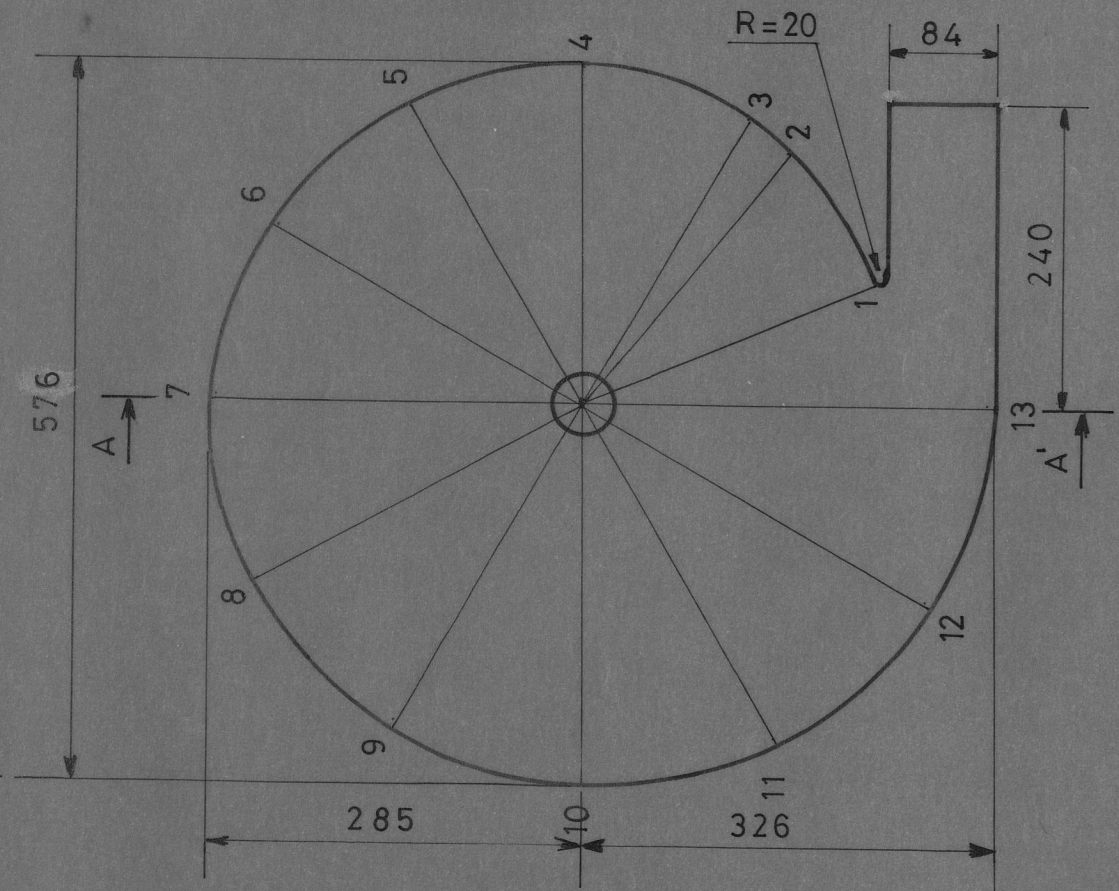
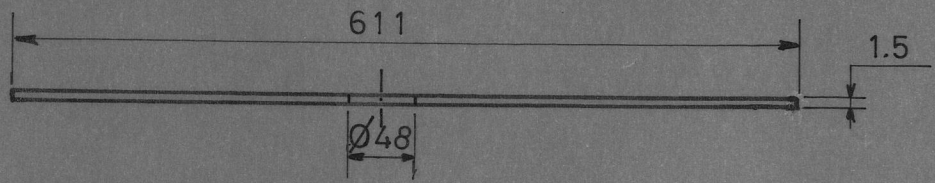


Nº VG-02B2	EQUIPO : SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD : 1	
		REALIZADO	J. ANDRADE A.
ESPOL	TITULO : CARA ANTERIOR DE LA CARCASA	FECHA	OCT. 86
	PARTE DESMONTABLE PARA MONTAR y DESMONTAR EL RODETE	REVISADO	ING. TAPIA
		FECHA	OCT. 86
	ESCALA : 1:6	MATERIAL : PLANCHA DE ACERO	APROBADO
FECHA			OCT. 86



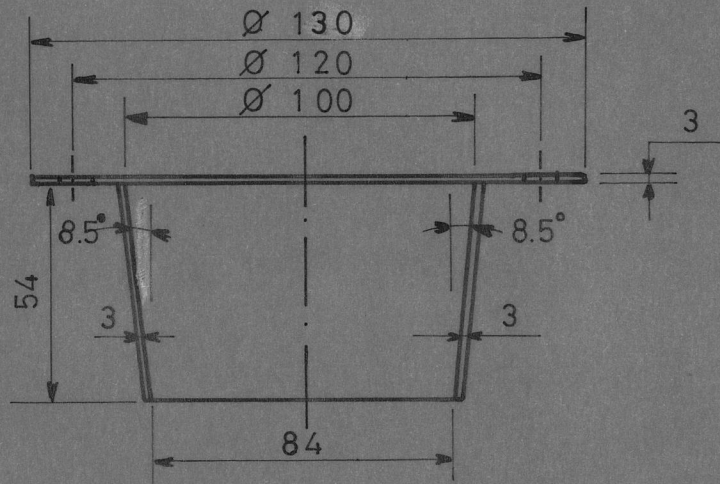
Nº VG-02C	EQUIPO : SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD : 1	
ESPOL	TITULO : CARA QUE DESCRIBE LA VOLUTA	REALIZADO	J. ANDRADE A
		FECHA	OCT. 86
		REVISADO	ING. TAPIA
	ESCALA : 1 : 6	MATERIAL : PLANCHA DE ACERO	FECHA
			OCT. 86

CORTE AA'

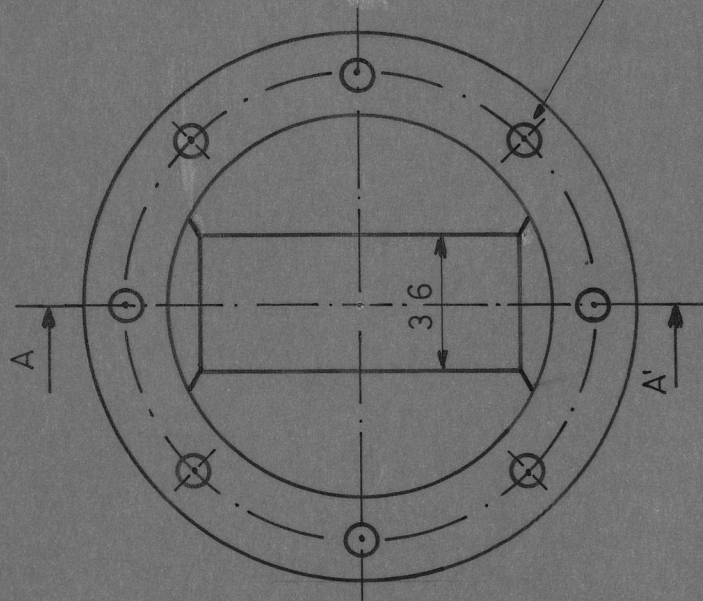


Nº VG-02 D	EQUIPO : SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD: 1	
		REALIZADO	J. ANDRADE A.
ESPOL	TITULO : CARA POSTERIOR DE LA CARCASA	FECHA	OCT. 86
		REVISADO	ING. TAPIA
LOS RADIOS DE LOS PUNTOS (1.....13) ESTAN TABULADOS EN LA TABLA Nº 3.5		FECHA	OCT. 86
		APROBADO	ING. TAPIA
ESCALA : 1:6	MATERIAL : PLANCHA DE ACERO	FECHA	OCT-86

CORTE AA'



8 AGUJEROS
A 45° CADA
UNO (Ø 8)



Nº VG-02E

EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO

CANTIDAD : 1

ESPOL

TITULO : BRIDA DE SALIDA

REALIZADO J. ANDRADE A

FECHA OCT. 86

REVISADO ING TAPIA

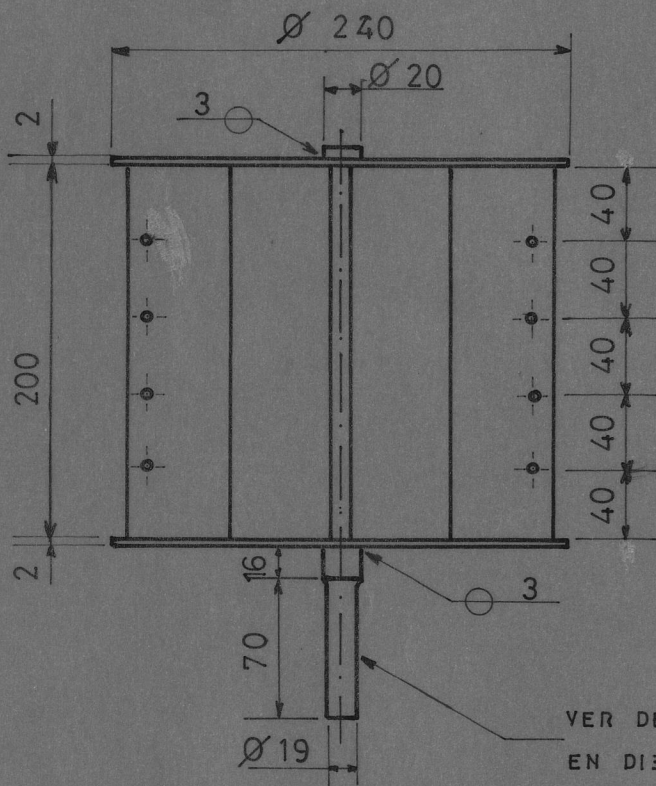
FECHA OCT. 86

ESCALA: 1:2

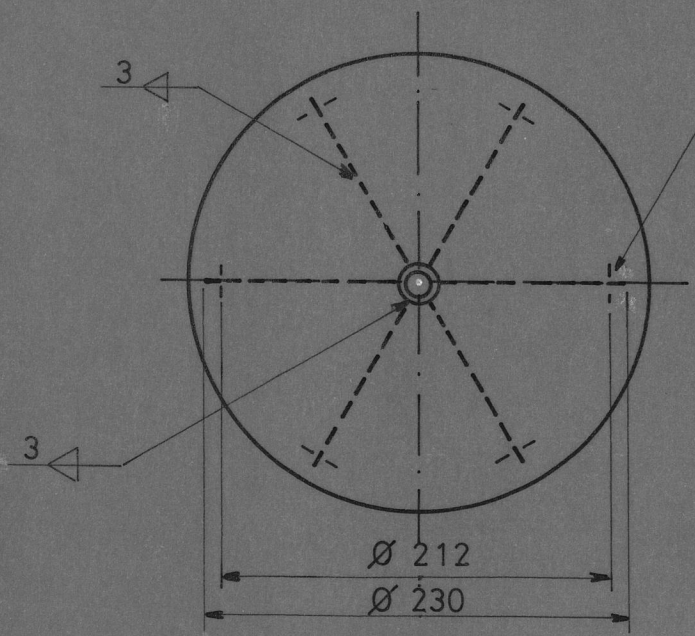
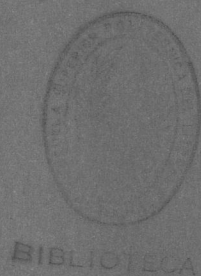
MATERIAL: PLANCHA DE ACERO

APROBADO ING TAPIA

FECHA OCT. 86

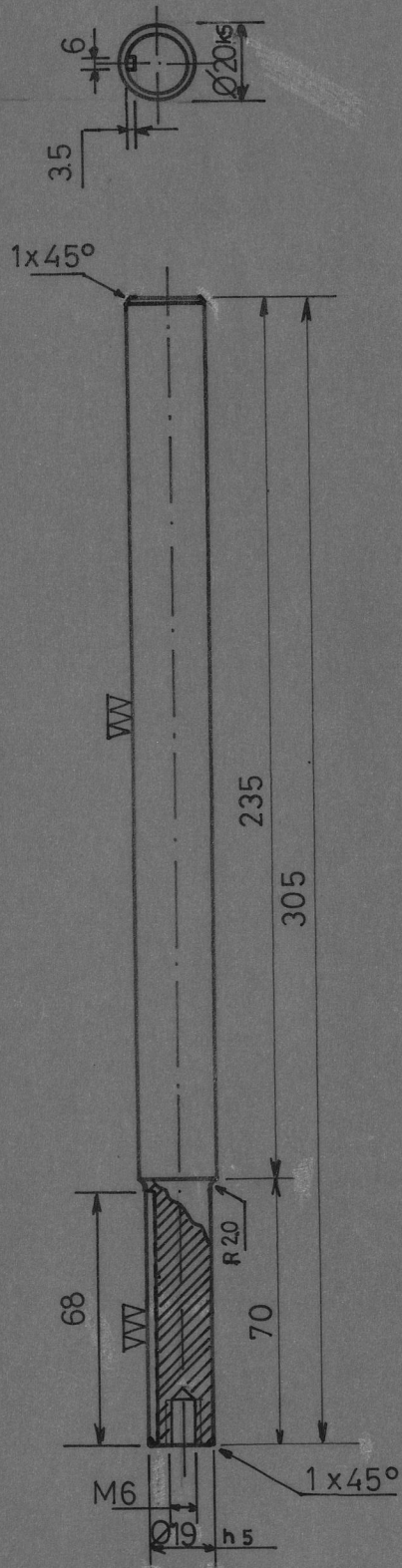


VER DETALLE
EN DIBUJO
Nº EC-01A



4 AGUJEROS
POR CADA
PALETA (Ø 6)

Nº EC-01	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD: 1
ESPOL	TITULO: OBTURADOR ROTATORIO	REALIZADO J. ANDRADE A
		FECHA OCT. 86
		REVISADO ING. TAPIA
		FECHA OCT. 86
	ESCALA: 1:4	MATERIAL: PLANCHA DE ACERO
		APROBADO ING. TAPIA
		FECHA OCT. 86



N° EG-01 A

EQUIPO : SUCCIONADOR DE GRANO

CANTIDAD : 1

ESPOL

TITULO : EJE DEL OBTURADOR ROTATORIO

REALIZADO J. ANDRADE A.

FECHA OCT. 86

REVISADO ING. TAPIA

FECHA OCT. 86

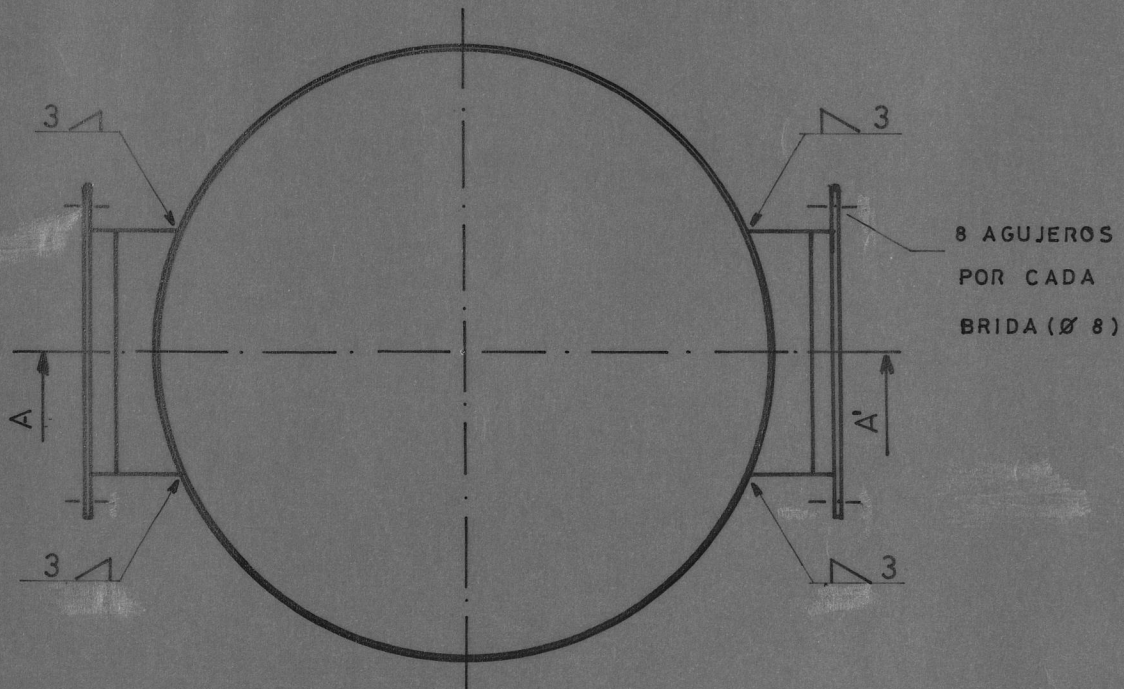
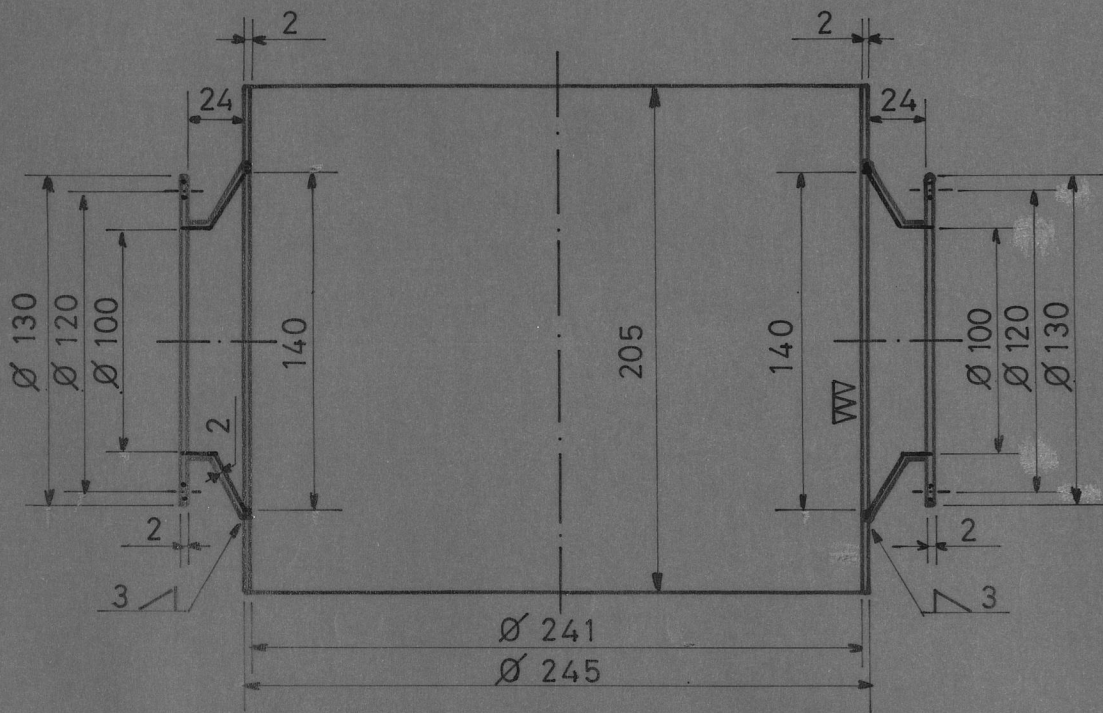
ESCALA : 1:2

MATERIAL : ACERO SAE 4337

APROBADO ING. TAPIA

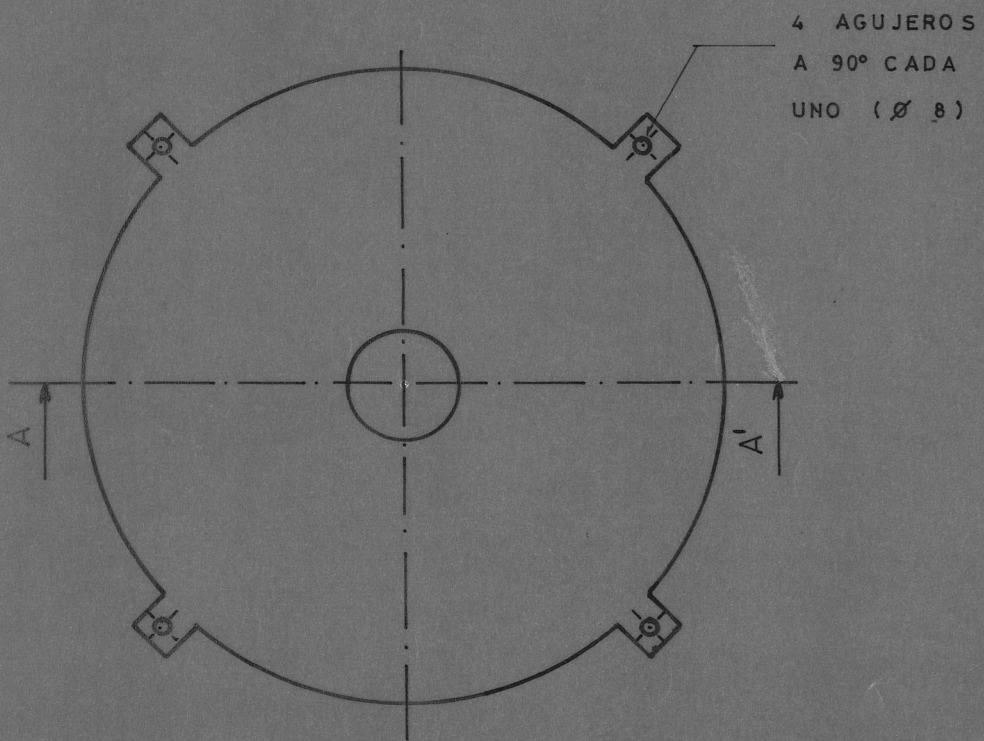
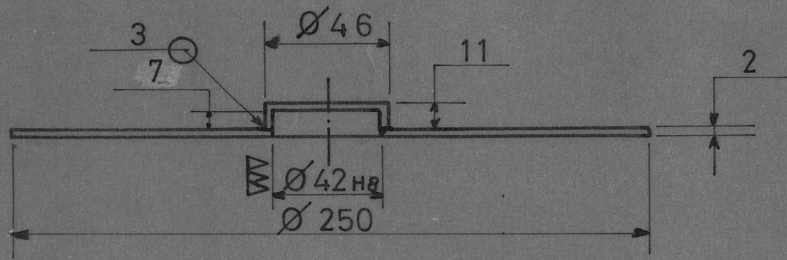
FECHA OCT. 86

CORTE AA'



Nº EC-02	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD : 1
ESPOL	TITULO : CARCASA DEL OBTURADOR	REALIZADO J ANDRADE A
		FECHA OCT 86
	ESCALA: 1:3	REVISADO ING TAPIA
	MATERIAL : PLANCHA DE ACERO	FECHA OCT. 86
		APROBADO ING. TAPIA
		FECHA OCT. 86

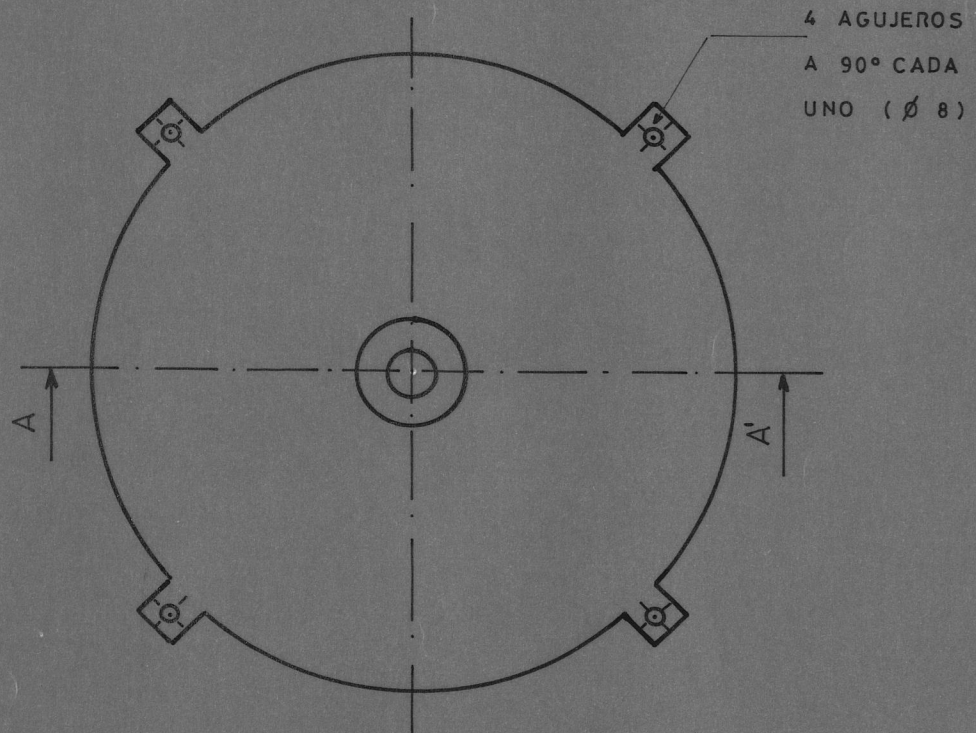
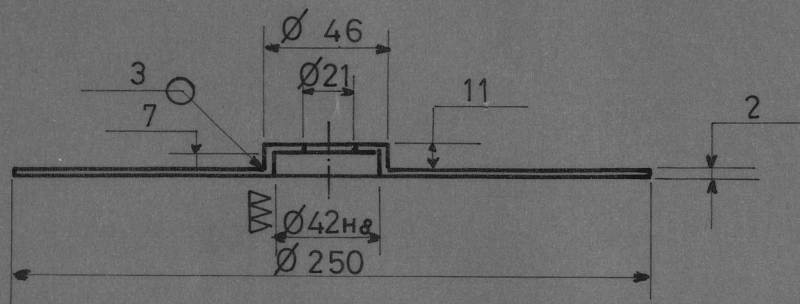
CORTE AA



4 AGUJEROS
A 90° CADA
UNO (Ø 8)

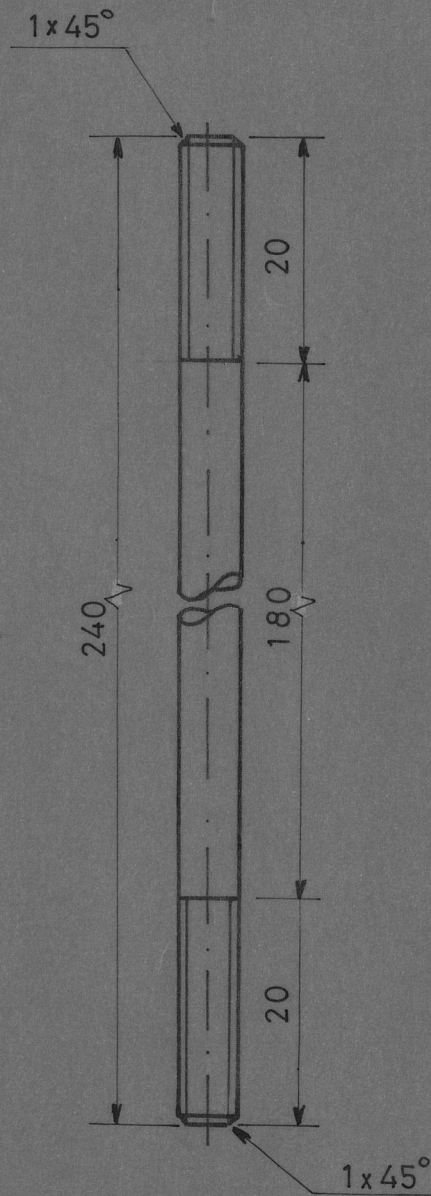
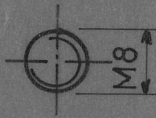
Nº EC-03A	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD: 1
ESPOL	TITULO: TAPA LATERAL DE LA CARCASA	REALIZADO J. ANDRADE A.
		FECHA OCT. 86
		REVISADO ING. TAPIA
		FECHA OCT. 86
	ESCALA: 1:3	MATERIAL: PLANCHA DE ACERO
		APROBADO ING. TAPIA
		FECHA OCT. 86

CORTE AA'



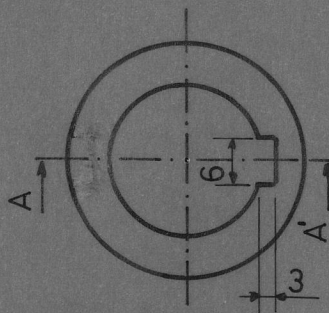
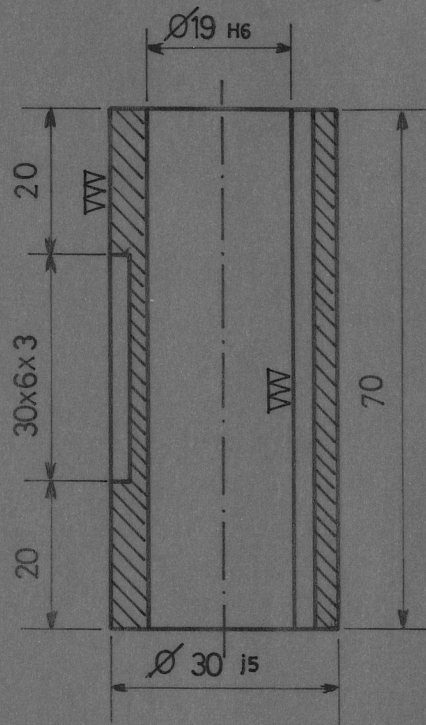
4 AGUJEROS
A 90° CADA
UNO (Ø 8)

N°EC-03 B	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD : 1	
ESPOL	TITULO : TAPA LATERAL DE LA CARCASA		REALIZADO J. ANDRADE A.
			FECHA OCT. 86
			REVISADO ING. TAPIA
	ESCALA: 1:3	MATERIAL : PLANCHA DE ACERO	APROBADO ING. TAPIA
			FECHA OCT. 86

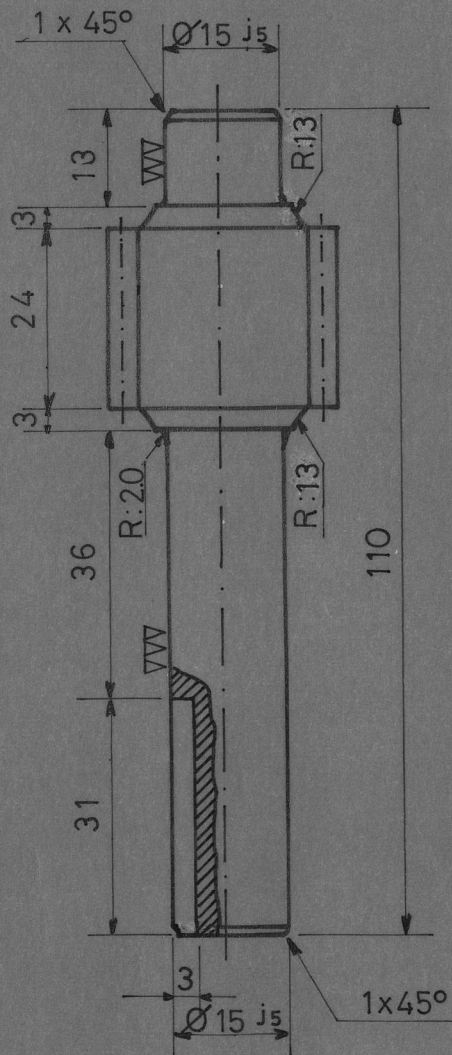
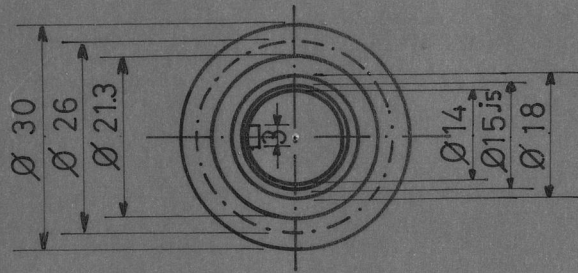


NºEC-04	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD : 4	
ESPOL	TITULO : ESPARRAGOS		REALIZADO J. ANDRADE A
			FECHA OCT. 86
			REVISADO ING. TAPIA
ESCALA : 1:1		MATERIAL : ACERO 1010	FECHA OCT. 86
			APROBADO ING. TAPIA
			FECHA OCT. 86

CORTE AA'



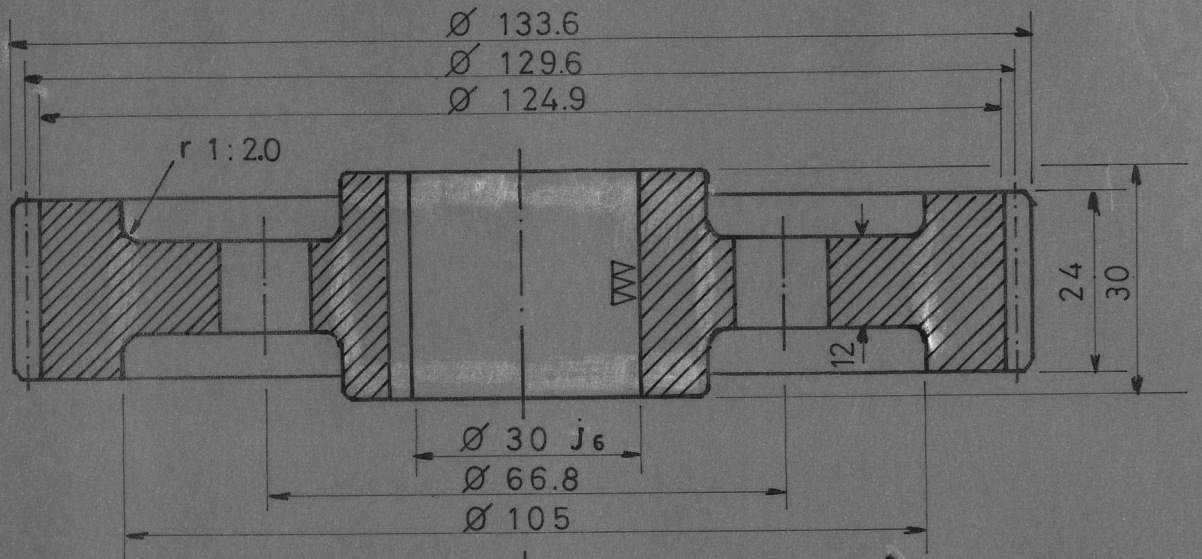
Nº CR - 01	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD: 1		
ESPOL	TITULO: BOCIN	REALIZADO	J. ANDRADE A.	
		FECHA	OCT, 86	
	ESCALA: 1:1	MATERIAL: ACERO DE TRANSMISION	APROBADO	ING. TAPIA
			FECHA	OCT 86
		REVISADO	ING TAPIA	
		FECHA	OCT 86	



ANGULO DE LA HELICE	20°
MODULO NORMAL	2
DIAMETRO DE PASO	26

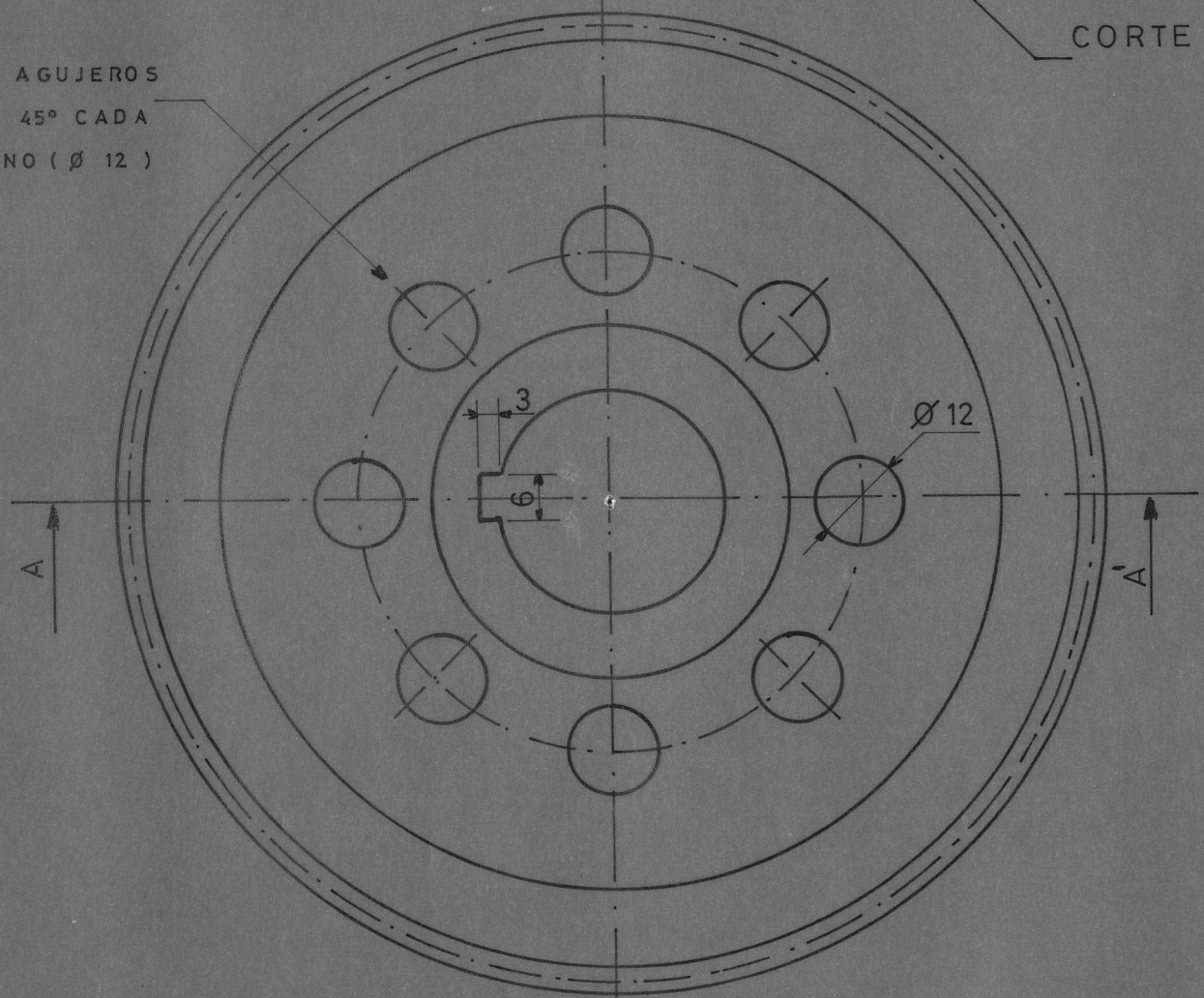
ANGULO DE PRESION	20°
NUMEROS DE DIENTES	13
ALTURA DEL DIENTE	4.35

Nº CR-02	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANOS	CANTIDAD : 1
ESPOL	TITULO : EJE DEL PIÑON	REALIZADO J. ANDRADE A
		FECHA OCT. 86
ESCALA: 1:1	MATERIAL: ACERO SAE 4337	RIVISADO ING. TAPIA
		FECHA OCT. 86
		APROBADO ING. TAPIA
		FECHA OCT. 86



CORTE AA'

8 AGUJEROS
A 45° CADA
UNO ($\varnothing 12$)



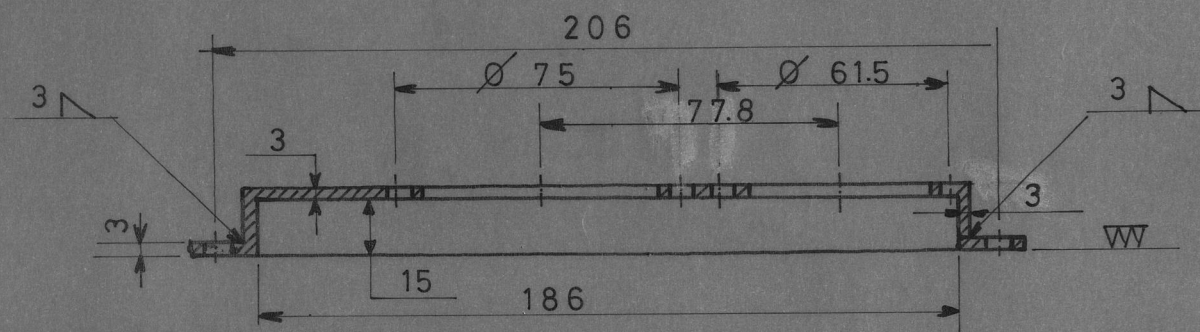
ANGULO DE LA HELICE	20°
MODULO NORMAL	2
DIAMETRO DE PASO	129.6

ANGULO DE PRESION	20°
NUMEROS DE DIENTES	65
ALTURA DEL DIENTE	4.35

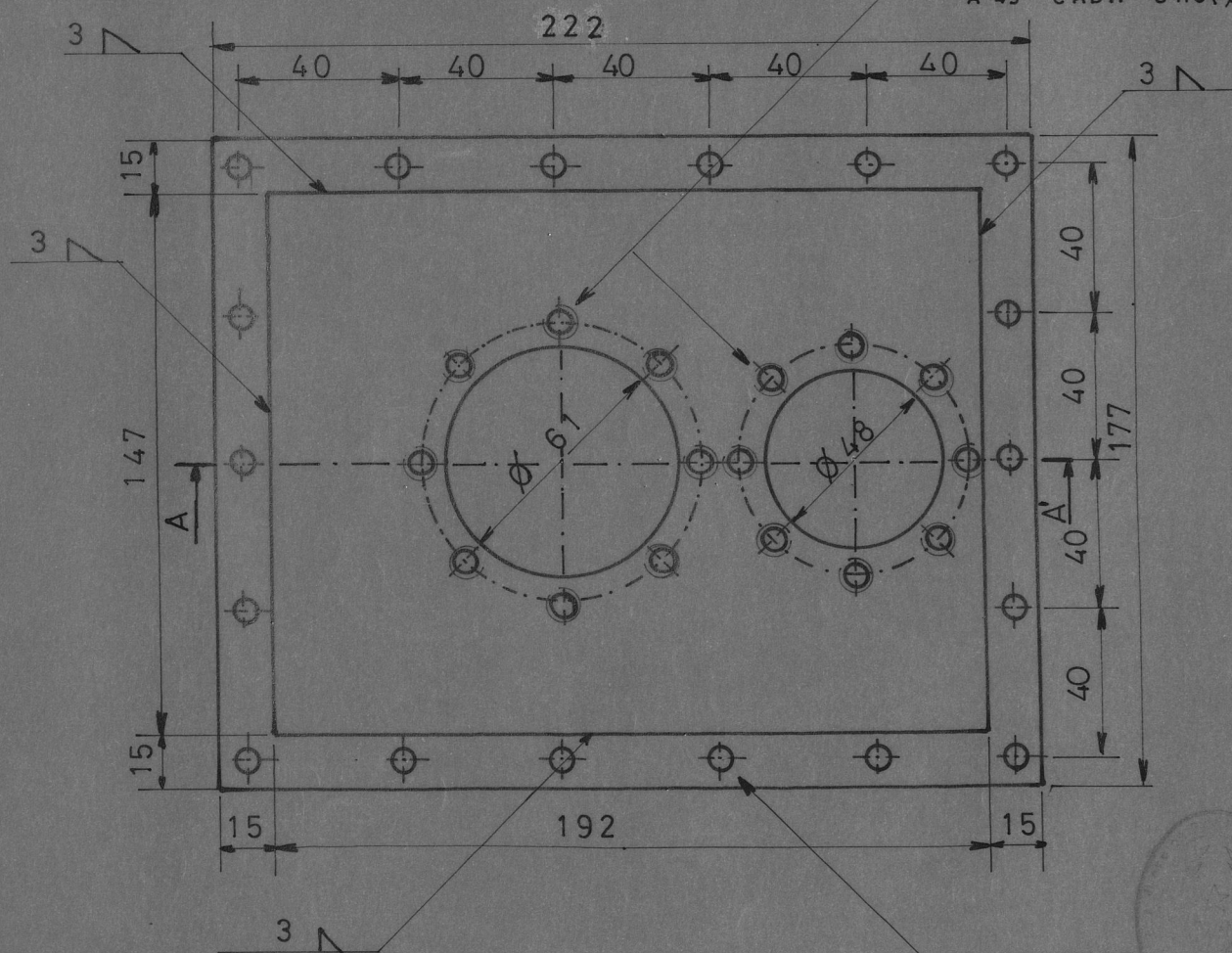
Nº CR-03 EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO CANTIDAD : 1

TITULO: RUEDA HELICOIDAL REALIZADO J. ANDRADE A
FECHA OCT. 86

CORTE AA'



8 AGUJEROS POR
CADA ALOJAMIENTO
A 45° CADA UNO (Ø 5)



18 AGUJEROS
DE (Ø 6)



BIBLIOTECA

NºCR-04-05

EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANOS

CANTIDAD: 2

ESPOL

TÍTULO: CARCAZA DE LA CAJA REDUCTOR

REALIZADO J. ANDRADE A

FECHA OCT. 86

REVISADO ING. TAPIA

FECHA OCT. 86

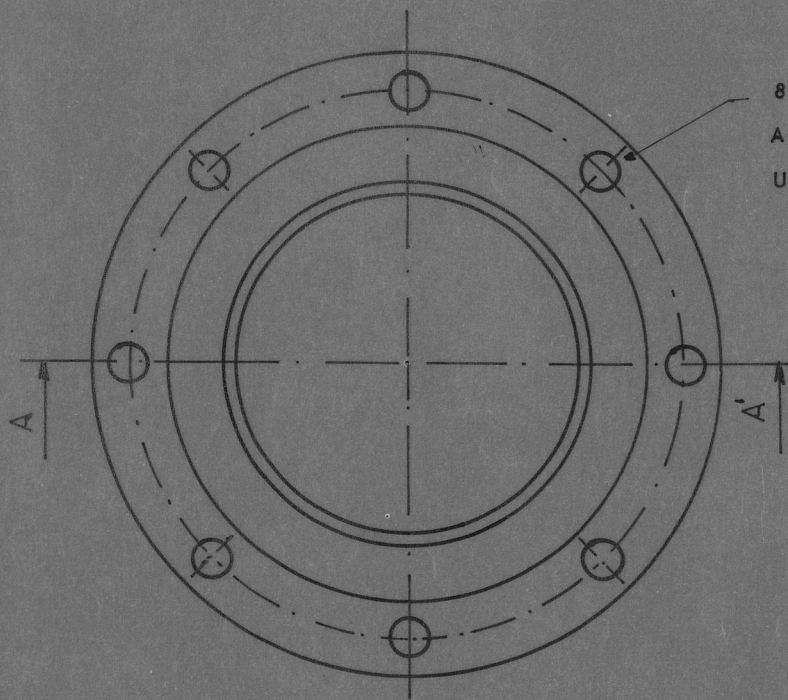
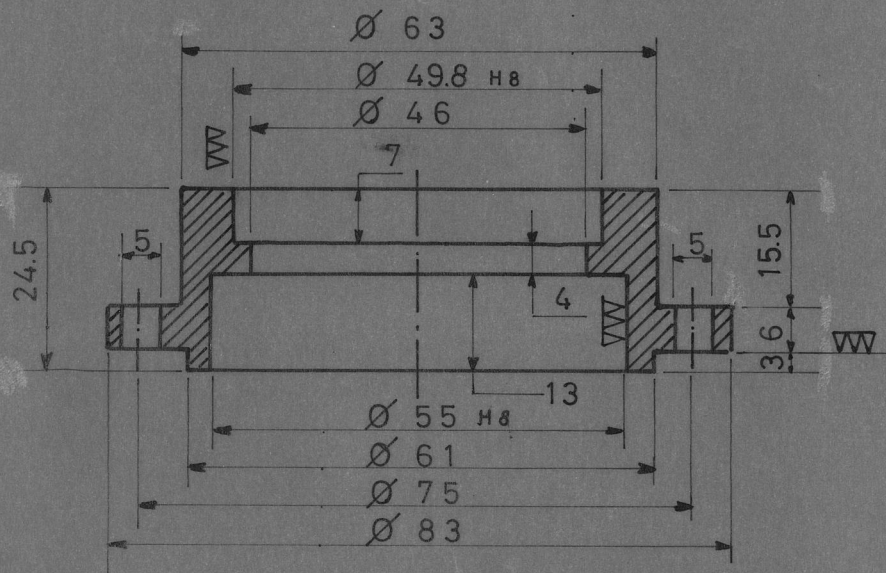
ESCALA: 1:2

MATERIAL: ACERO SAE 1010

APROBADO ING. TAPIA

FECHA OCT. 86

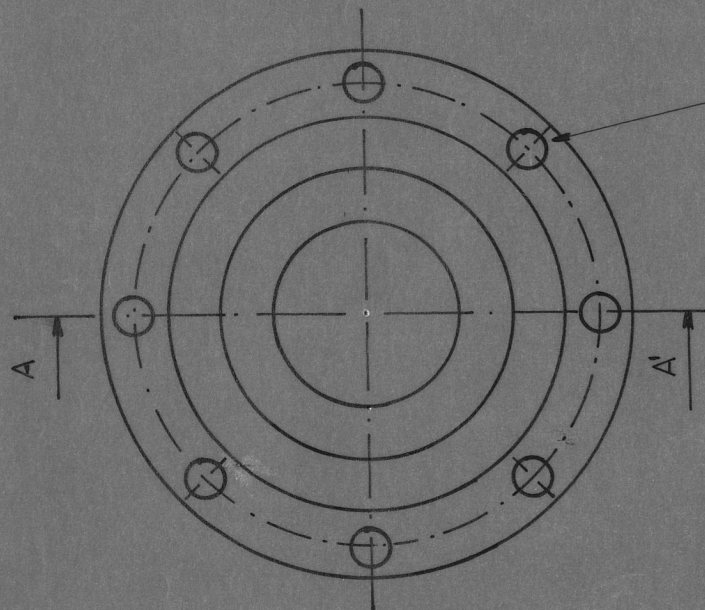
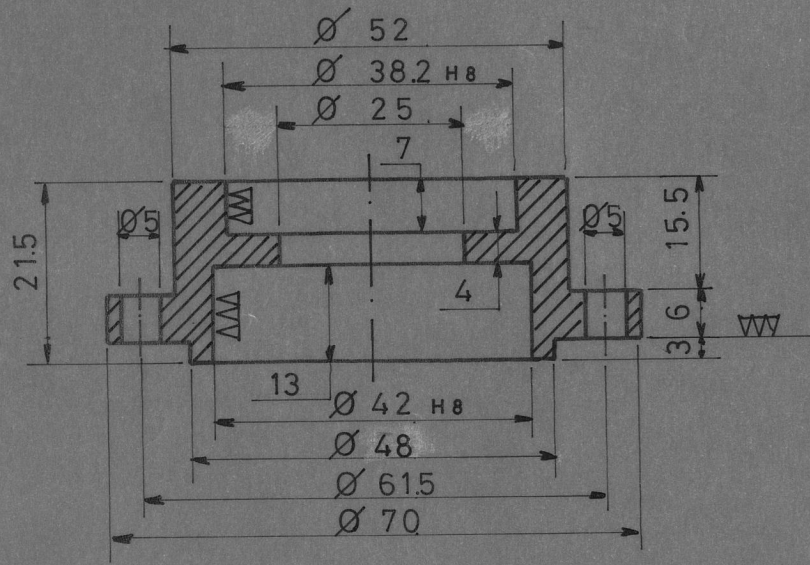
CORTE AA'



8 AGUJEROS
A 45° CADA
UNO (Ø 5)

Nº CR-04A	EQUIPO: SUC CIONADOR DE GRANOS	CANTIDAD : 1	
ESPOL	TITULO : ALOJAMIENTO PARA RODMT. Y RETN.	REALIZADO	J. ANDRADE A
		FECHA	OCT. 86
	ESCALA : 1:1	REVISADO	ING. TAPIA
		FECHA	OCT. 86
MATERIAL : ACERO SAE 1020		APROBADO	ING. TAPIA
		FECHA	OCT. 86

CORTE AA'



8 AGUJEROS
A 45° CADA
UNO (Ø 5)

NºCR-04B

EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANOS

CANTIDAD: 1

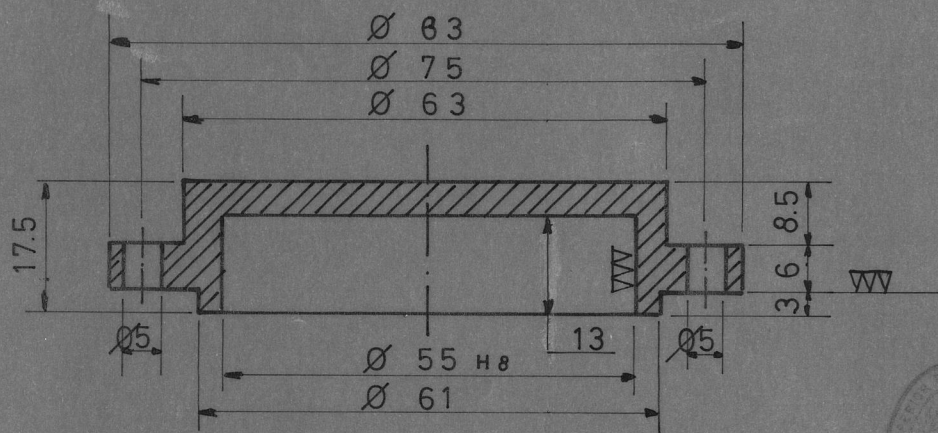
ESDOL

TITULO: ALOJAMIENTO PARA RODAMT. Y RETEN.

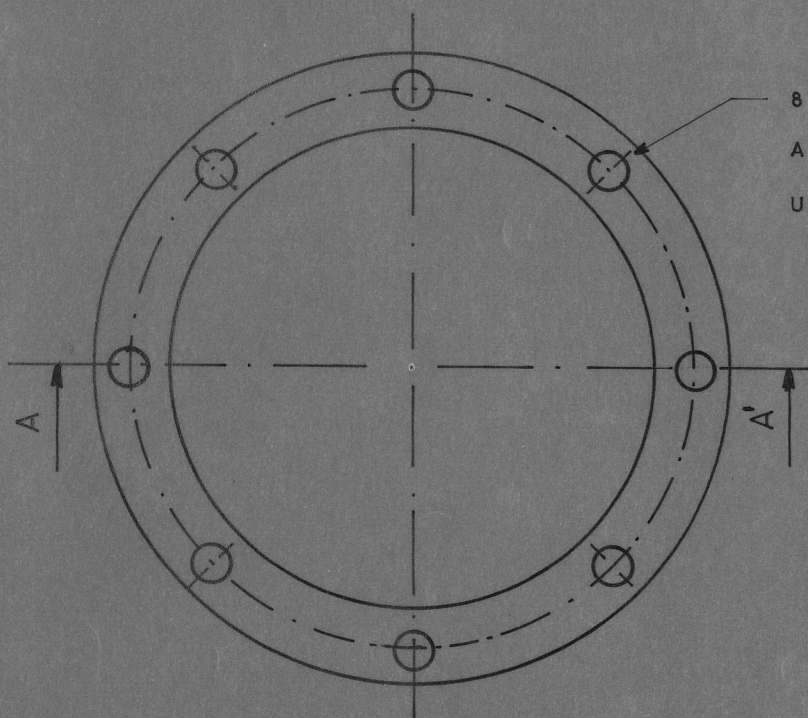
REALIZADO J. ANDRADE A

FECHA OCT. 86

CORTE AA'



BIBLIOTECA



Nº CR-05 A

EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANOS

ESPOL

TITULO: ALOJAMIENTO PARA RODAMT.

REALIZADO J. ANDRADE A.

FECHA OCT. 86

REVISADO ING. TAPIA

FECHA OCT. 86

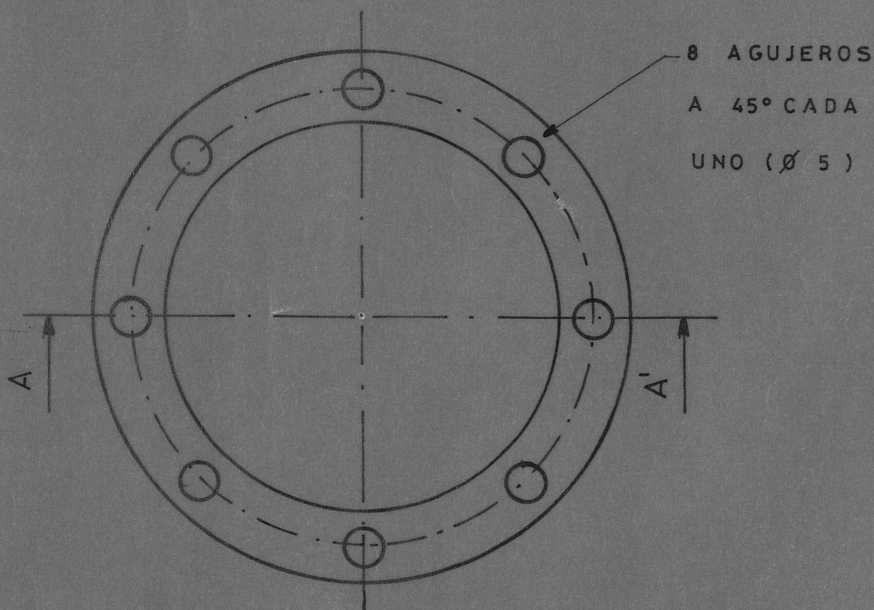
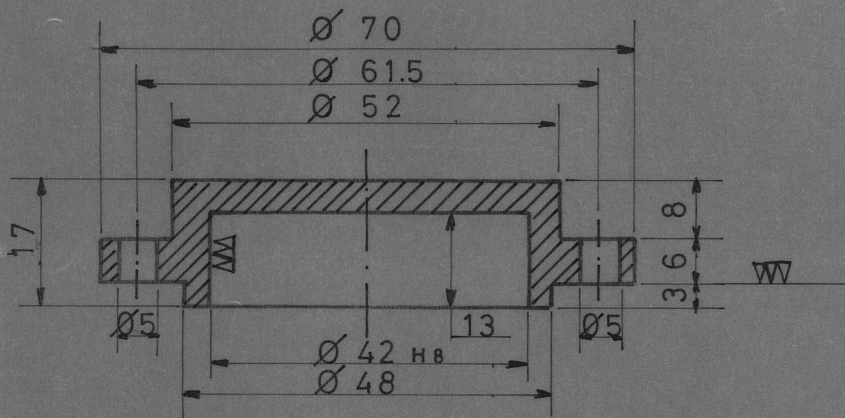
ESCALA: 1:1

MATERIAL: ACERO SAE 1020

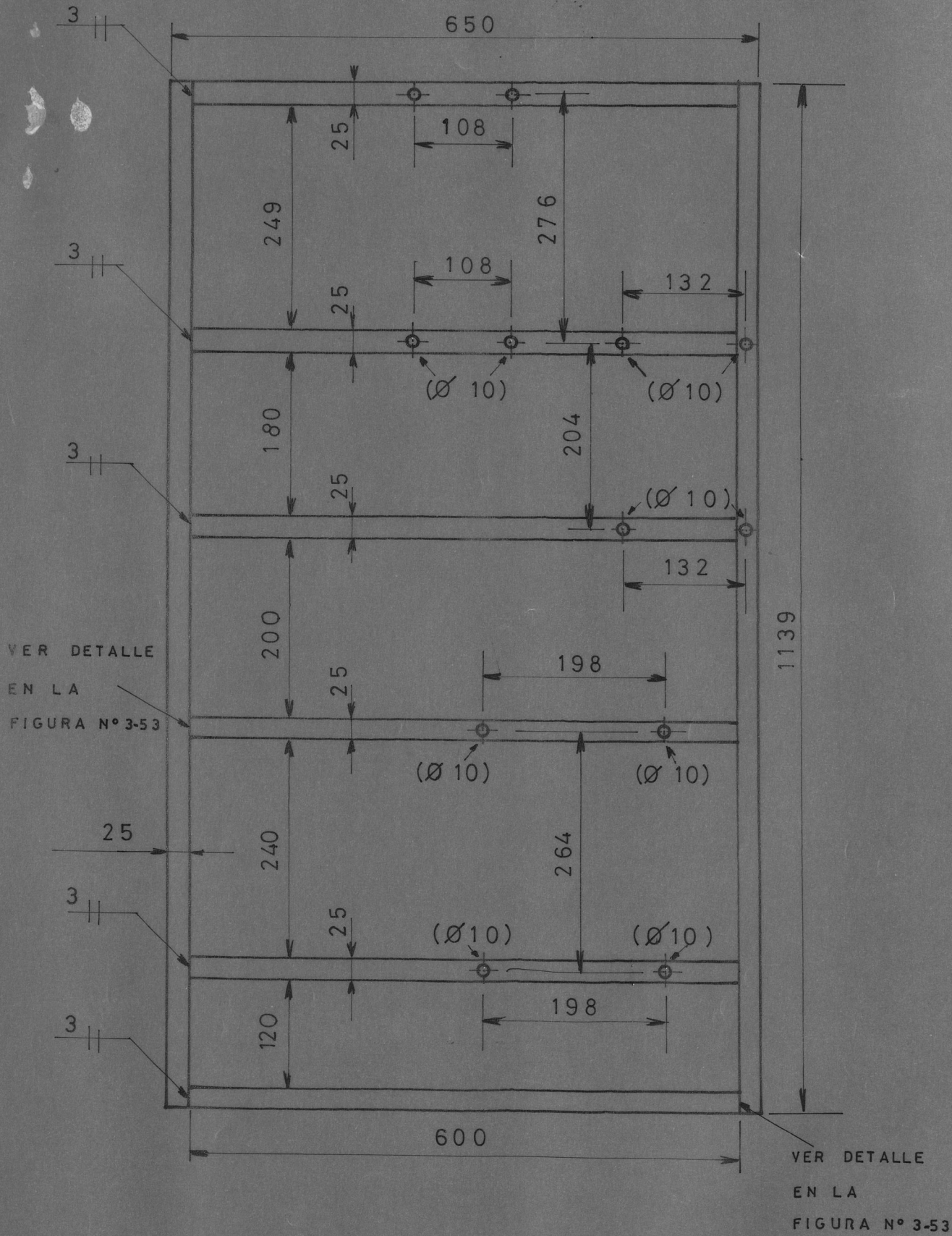
APROBADO ING. TAPIA

FECHA OCT. 86

CORTE AA'



Nº CR05 B	EQUIPO : SUCCIONADOR DE GRANOS	CANTIDAD : 1	
ESPOL	TITULO : ALOJAMIENTO PARA RODAMT.	REALIZADO	J. ANDRADE A.
		FECHA	OCT. 86
	ESCALA : 1:1	REVISADO	ING. TAPIA
		FECHA	OCT. 86
	MATERIAL : ACERO SAE 1020	APROBADO	ING. TAPIA
		FECHA	OCT. 86



Nº BA-01

EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO

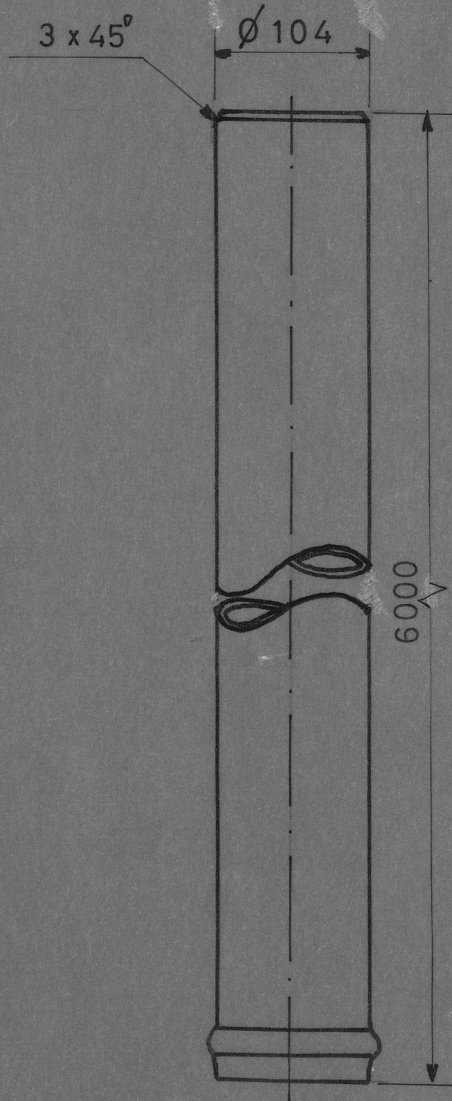
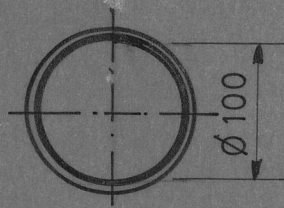
ESPOL

TITULO: BASTIDOR

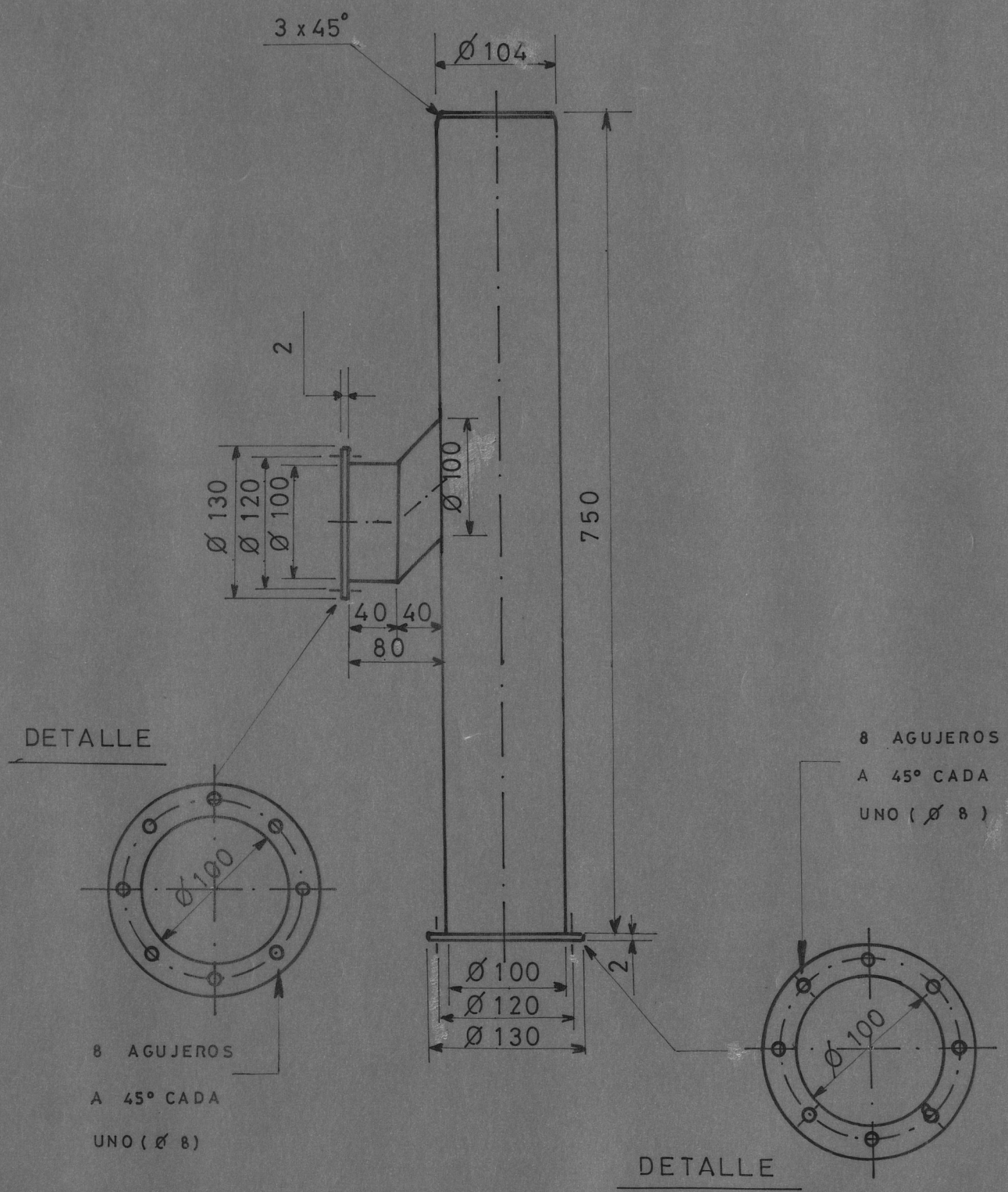
ESCALA : 1:6

MATERIAL: PERFIL 25x25x6

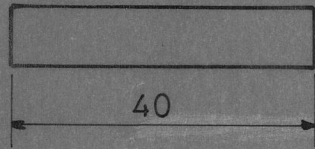
REALIZADO	J. ANDRADE
FECHA	OCT. 86
REVISADO	ING. TAPIA
FECHA	OCT. 86
APROBADO	TNG. TAPIA
FECHA	OCT. 86



N° DT- 01	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD : 4	
ESPOL	TITULO : DUCTOS	REALIZADO	J. ANDRADE A.
		FECHA	OCT. 86
		REVISADO	ING. TAPIA
		FECHA	OCT. 86

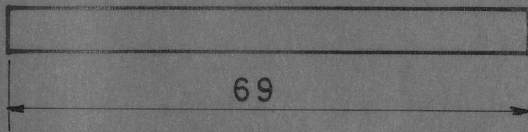
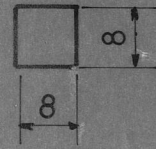


NºDT-02	EQUIPO : SUCCIONADOR DE GRANO	CANTIDAD : 1	
ESPOL	TITULO : DUCTO PRINCIPAL	REALIZADO	J. ANDRADE A
		FECHA	OCT. 86
		REVISADO	ING. TAPIA
		FECHA	OCT. 86
	ESCALA : 1:5	MATERIAL : PLANCHA DE ACERO	APROBADO
			ING. TAPIA
			FECHA
			OCT. 86



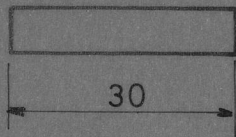
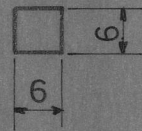
CHAVETA DEL EJE DEL VENTILADOR

CANTD. : 1



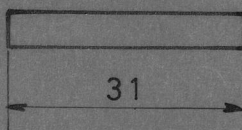
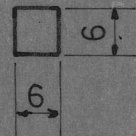
CHAVETA ENTRE EL EJE Y EL BOCIN

CANTD. : 1



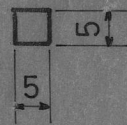
CHAVETA ENTRE EL BOCIN Y LA RUEDA

CANTD. : 1



CHAVETA ENTRE EL EJE Y LA POLEA

CANTD. : 1



Nº CH-01a04	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANOS	CANTIDAD : 4	
ESPOL	TITULO : CHAVETAS		REALIZADO J. ANDRADE A
			FECHA OCT. 86
			REVISADO ING. TAPIA
	ESCALA : 1:1	MATERIAL : ACERO SAE 1010	FECHA OCT. 86
			APROBADO ING. TAPIA
			FECHA OCT. 86

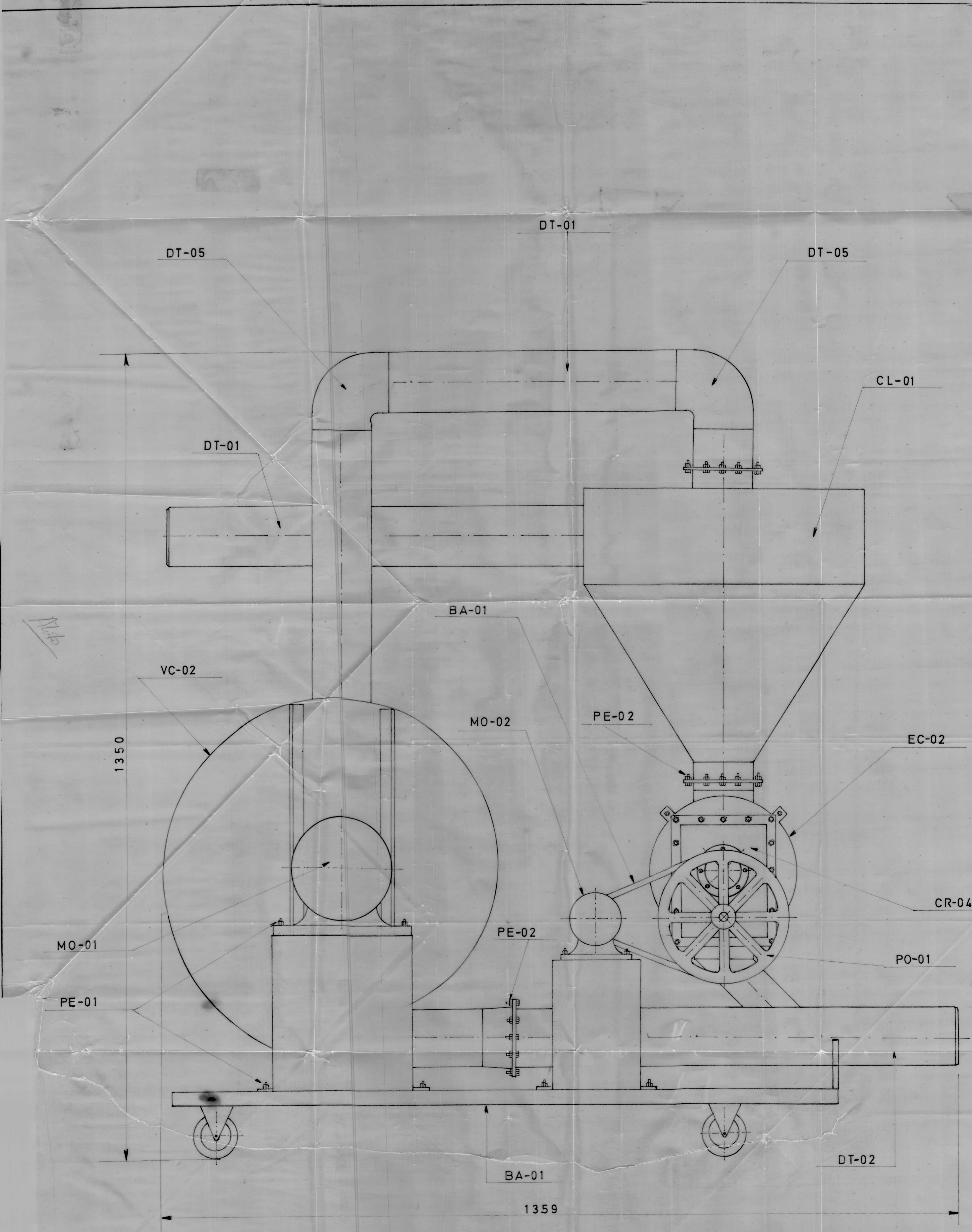


BIBLIOGRAFIA

1. PALOP F., Transporte Neumático de materiales pulverulentos, Primera edición, Editorial LABOR? 1974.
2. CASILLAS A.L., Máquinas, 31 edición, Madrid, 1981.
3. DOBROVOLSKI V., Elementos de máquinas, Editorial MIR, Moscú, 1970.
4. OBERG E., Manual Universal de la técnica mecánica, 2ª edición Editorial Labor, 1984.
5. SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2ª Edición, Editorial Mc Graw - Hill, 1980.
6. MATAIX CLAUDIO, Turbomáquinas hidráulicas, ICAI, Madrid, 1975.
7. ECK, B. FANS, Biddle Ltda., Great Britain, 1972.
8. MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, 8ª edición, Editorial Mc Graw Hill, 1982.
9. ESPOL, Manual de Catálogos para diseño de maquinaria, Tomo I y II, Guayaquil (Ecuador), 1983.
10. SINGER, Resistencia de materiales, Editorial Harla, México, 1971.

11. SMITH JAMES, Curso Superior de Resistencia de Materiales.
12. SPOTTS, M.F., Proyecto de Elementos de máquinas, Editorial Reverte, Barcelona, 1976.
13. ESPOL, Nuevas lecciones de soldadura por arco, Guayaquil (Ecuador), 1980.
14. SKF, Catálogo General de Rodamientos, Alemania, 1975.
15. HALL ALLEN S., Diseño de Máquinas, Colección Schaum, Editorial - Mc Graw Hill, 1970.
16. BEER y JOHNSTON, Mecánica vectorial para ingenieros "Dinámica", 3ª Edición. Editorial Mc Graw Hill, 1979.
17. MATAIX CLAUDIO, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 2ª - Edición, Editorial HARLA, 1982.
18. CHARCHUT THOMAS, Teoría, cálculo y diseño de los engranajes, 2ª - edición. Editorial Técnica Nueva, 1977.
19. FISCHER KURT, Manual de Enseñanza práctica del arroz, Editorial Mc Graw Hill, 2ª edición, 1975.
20. DECKER Y KABUS, 1ª Edición, 1979, Elementos de máquinas. Editorial URMO.
21. DECKER Y KABUS, Problemas de elementos de máquinas, Editorial URMO, 1ª edición, 1979.

22. OSBORNE, FANS, Pergamon Piess Ltd., Londres, 1977.
23. GENERAL ELECTRIC, Heat transfer and fluid flow, General Electric, New York, 1960.
24. POLLONE GIUSEPPE, Engranajes, 1^º edición, Editorial Blume, 1972.
25. LOYARTE C.F., Cinemotica de los engranajes. 1^º Edición, Editorial GILI, 1952.
26. ESPOL, Dibujo Industrial, Guayaquil (Ecuador), 1980.
27. VARGAS ANGEL, Ing. Montaje de maquinaria industrial, Guayaquil - (Ecuador), 1.982.
28. VARGAS ANGEL, Ing. Mantenimiento y seguridad industrial .Guayaquil (Ecuador), 1982.
29. LARA TONY, Diseño y construcción de un prototipo de trilladora para cereales con flujo axial, ESPOL, Tesis de Ingeniero Mecánico, 1.983.
30. ARAUJO FERNANDO, Diseño, Construcción y pruebas de un ventilador centrífugo de alto caudal - baja presión y estudio de efecto de entrada, ESPOL, Tesis de Ingeniero Mecánico, 1985.
31. GUISEPPE VENTRONE, Le turbomacchine, 2^º Edición, Editorial Libreria Cortina, 1981.



NºSC-01	EQUIPO: SUCCIONADOR DE GRANOS	CANTIDAD: 1
ESPOL	TITULO: PLANO GENERAL	REALIZADO J. ANDRADE A. FECHA OCT. 86
	ESCALA: 1:3 MATERIAL: ACERO	REVISADO ING. TAPIA FECHA OCT. 86
		APROBADO ING. TAPIA FECHA OCT. 86