



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN
DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA: DISEÑO DE RESISTENCIA, RIGIDEZ Y PROCESO
CONSTRUCTIVO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO DE 300
MM DE DIÁMETRO DE ROTOR, A PARTIR DE UN DISEÑO
AERODINÁMICO PREVIO

AUTORES:

SARZOSA ZULETA BRIAN ALEJANDRO

HERRERA MOREJÓN CHRISTIAN XAVIER

DIRECTORA: ING. ARLA ODIO SANDRA MAGDALENA

SANGOLQUÍ

2016



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICADO

Certifico que el trabajo de titulación “**DISEÑO DE RESISTENCIA, RIGIDEZ Y PROCESO CONSTRUCTIVO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO DE 300 MM DE DIÁMETRO DE ROTOR, A PARTIR DE UN DISEÑO AERODINÁMICO PREVIO**”, realizado por los señores **BRIAN ALEJANDRO SARZOSA ZULETA** y **CHRISTIAN XAVIER HERRERA MOREJÓN**, ha sido revisado en su totalidad por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo que me permito acreditar y autorizar a los señores **BRIAN ALEJANDRO SARZOSA ZULETA** y **CHRISTIAN XAVIER HERRERA MOREJÓN** para que lo sustenten públicamente.

Sangolquí, 15 de Agosto del 2016

Ing. Sandra Magdalena Arla Odio Msc.

DIRECTORA



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, **BRIAN ALEJANDRO SARZOSA ZULETA** con cédula de identidad No 172578080-1 y **CHRISTIAN XAVIER HERRERA MOREJÓN** con cédula de identidad No 171709759-4, declaramos que el trabajo de titulación “**DISEÑO DE RESISTENCIA, RIGIDEZ Y PROCESO CONSTRUCTIVO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO DE 300 MM DE DIÁMETRO DE ROTOR, A PARTIR DE UN DISEÑO AERODINÁMICO PREVIO**”, ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado el derecho intelectual de terceros considerándolos en citas a pie de página y como fuentes en el registro bibliográfico.

Consecuentemente declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance del proyecto en mención.

Sarzosa Zuleta Brian Alejandro

AUTOR

Sangolquí, 15 de Agosto del 2016

Herrera Morejón Christian Xavier

AUTOR



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, **BRIAN ALEJANDRO SARZOSA ZULETA** y **CHRISTIAN XAVIER HERRERA MOREJÓN**, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE” a publicar en la biblioteca virtual de la institución el presente trabajo “**DISEÑO DE RESISTENCIA, RIGIDEZ Y PROCESO CONSTRUCTIVO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO DE 300 MM DE DIÁMETRO DE ROTOR, A PARTIR DE UN DISEÑO AERODINÁMICO PREVIO**”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 15 de Agosto del 2016

Sarzosa Zuleta Brian Alejandro

AUTOR

Herrera Morejón Christian Xavier

AUTOR

DEDICATORIAS

Dedico este trabajo de investigación principalmente a Dios que me ha permitido vivir y concluir con cada meta propuesta.

A mis padres Valery Sarzosa y Leslie Zuleta quienes han sido el principal apoyo en los momentos fáciles y difíciles de mi vida, y quienes siempre me han encaminado por el camino correcto.

A mis hermanos David y Camila quienes han estado constantemente a mi lado.

A mi primo Alejandro, a mis abuelitos Alicia y Alejandro, y a mi novia Andrea quienes han sido un apoyo adicional y brindaron dar su granito de arena en la culminación de este trabajo.

A todos ustedes gracias de todo corazón.

Brian Alejandro Sarzosa Zuleta

Agosto, 2016

DEDICATORIAS

El presente trabajo de investigación está dedicado principalmente a Dios que siempre me ha cuidado y me ha dado las herramientas necesarias para alcanzar los objetivos que me he propuesto.

A mi papá Milton Herrera y a Lupita que siempre han querido lo mejor para mí y me han sabido guiar por un buen camino.

A mi mamá que estoy seguro que me protege desde lejos.

A mis hermanos Fabricio y Andrés que me han dado un buen ejemplo siempre y que han sabido ser los mejores hermanos mayores que alguien puede desear.

A Mari que su presencia, sencillez y buenos deseos han sido de gran motivación para seguir adelante.

Muchas gracias a todos que han estado siempre a mi lado.

Christian Xavier Herrera Morejón

Agosto, 2016

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a nuestra tutora Ing. Sandra Arla por habernos brindado su tiempo y conocimientos en la elaboración del proyecto de titulación.

Un agradecimiento especial al Dr. Reynaldo Delgado y al Tnlgo. Darwin Carrera que de igual manera nos brindaron su tiempo y conocimientos para la elaboración del proyecto cuando se nos presentaron dificultades e inconvenientes en la construcción del equipo.

También a la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE por permitirnos culminar y desarrollar el proyecto de la mejor manera.

Brian Sarzosa y Christian Herrera

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICADO.....	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD.....	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIAS.....	v
DEDICATORIAS.....	vi
AGRADECIMIENTOS.....	vii
LISTA DE SIMBOLOS	xxi
RESUMEN.....	xxvi
ABSTRACT	xxvii
CAPITULO I.....	1
1. GENERALIDADES	1
1.1. Definición del problema.....	1
1.2. Justificación.....	1
1.3. Alcance del proyecto.....	2
1.4. Objetivos	2
1.4.1. Objetivo general	2
1.4.2. Objetivos específicos	2
CAPITULO II.....	4
2. FUNDAMENTO TEÓRICO	4
2.1. Estado del arte	4
2.2. Diseño aerodinámico previo	7
2.3. Fundamentos de los ventiladores	8
2.3.1. Reseña	8
2.3.2. Leyes de los ventiladores	9
2.3.3. Aplicaciones de los ventiladores.....	11

2.4.	Clasificación de los ventiladores centrífugos.....	11
2.4.1.	Ventiladores con álabes curvados hacia adelante	12
2.4.2.	Ventiladores con álabes rectos	12
2.4.3.	Ventiladores con álabes inclinados hacia atrás	12
2.5.	Elementos mecánicos del ventilador centrífugo	12
2.5.1.	Álabe curvado hacia atrás	12
2.5.2.	Eje del ventilador	12
2.5.3.	Rotor.....	13
2.5.4.	Cojinetes.....	13
2.5.5.	Cámara espiral.....	13
2.5.6.	Motor eléctrico	13
2.6.	Diseño por resistencia mecánica de elementos del ventilador	14
2.6.1.	Diseño del eje del ventilador.....	14
2.6.1.1.	Torque producido por el ventilador centrífugo	14
2.6.1.2.	Potencia de diseño del ventilador centrífugo	15
2.6.1.3.	Potencia requerida del motor eléctrico.....	15
2.6.1.4.	Cargas sobre ejes.....	15
2.6.1.5.	Concentradores de esfuerzos.....	17
2.6.1.6.	Esfuerzos y resistencias en el eje	17
2.6.1.6.1.	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga Se	17
2.6.1.6.2.	Esfuerzos actuantes en el eje.....	19
2.6.2.	Selección de rodamientos.....	22
2.6.2.1.	Fuerzas axiales	22
2.6.2.2.	Cargas combinadas radial y de empuje	23
2.6.2.3.	Valor C de la carga dinámica básica	25
2.6.3.	Selección de correas de transmisión de potencia	26

2.6.3.1.	Factor de servicio C_2	26
2.6.3.2.	Potencia de diseño	28
2.6.3.3.	Sección transversal de la correa	28
2.6.3.4.	Radio de velocidad requerido (I_r)	29
2.6.3.5.	Diámetro de las poleas (d, D).....	29
2.6.3.6.	Distancia entre centros preliminar (CC_p)	30
2.6.3.7.	Longitud de la correa	30
2.6.3.8.	Distancia entre centros (CC).....	31
2.6.3.9.	Potencia básica de la correa (P_b)	31
2.6.3.10.	Factores de corrección (C_1, C_3).....	31
2.6.3.11.	Potencia de la correa (P_r)	33
2.6.3.12.	Número de correas (N)	33
2.6.3.13.	Instalación y tolerancias de las correas	34
2.6.3.14.	Tensión de las correas	34
2.6.4.	Selección de poleas	34
2.6.4.1.	Relación de velocidades	35
2.6.4.2.	Fuerzas que intervienen en las poleas	36
2.6.5.	Chaveta.....	37
2.6.5.1.	Falla por cortante en chavetas	38
2.6.5.2.	Falla por aplastamiento	39
2.7.	Diseño por rigidez del ventilador centrífugo	40
2.7.1.	Deformación y vibración torsional.....	40
2.7.1.1.	Deformación por torsión	40
2.7.1.2.	Vibración torsional.....	41
2.7.1.2.1.	Constante torsional de resorte	41
2.7.1.2.2.	Momento de inercia de masas del sistema	42

2.7.2.	Velocidades críticas en ejes	42
2.7.2.1.	Método de Rayleigh	43
2.8.	Ajustes de interferencia.....	43
2.8.1.	Esfuerzos en ajustes de interferencia	44
2.9.	Acoplamientos.....	46
2.9.1.	Acoplamientos rígidos	46
2.9.1.1.	Acoplamientos de tornillo prisionero.....	46
2.9.1.2.	Acoplamientos acuñados.....	46
2.10.	Balanceo Estático	47
2.11.	Balanceo Dinámico	48
CAPITULO III		49
3.	SELECCIÓN DE ALTERNATIVA	49
3.1.	Disposición del sistema motriz	49
3.1.1.	Accionamiento mediante acoplamiento “D”	49
3.1.2.	Accionamiento mediante poleas y correas “TVM”	49
3.1.3.	Accionamiento directo “M”	50
3.2.	Orientaciones de descarga.....	51
3.3.	Selección de las alternativas.....	51
CAPITULO IV		54
4.	DISEÑO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO	54
4.1.	Torque requerido por el sistema.....	54
4.1.1.	Torque generado por el fluido siguiendo los parámetros de funcionamiento basados en el estudio aerodinámico	54
4.1.2.	Torque producido en el arranque del motor tomando en cuenta la inercia de masa del rotor y su aceleración tangencial	54
4.1.3.	Potencia requerida del motor eléctrico.....	55
4.2.	Diseño del alabe	55

4.2.1.	Calculo del espesor	55
4.2.2.	Diagrama de cuerpo libre	56
4.2.3.	Diagramas de cortante y momento flector	57
4.2.4.	Esfuerzos en el alabe	57
4.2.4.1.	Esfuerzo flector	57
4.2.4.2.	Esfuerzo permisible a flexión.....	58
4.2.4.3.	Esfuerzo cortante.....	58
4.2.4.4.	Esfuerzo permisible a cortante	59
4.2.4.5.	Rigidez del alabe	59
4.2.4.6.	Espesor del alabe.....	60
4.3.	Selección de correas	61
4.3.1.	Coefficiente de servicio (C2).....	61
4.3.2.	Potencia de diseño.....	62
4.3.3.	Sección transversal correa.....	62
4.3.4.	Radio de velocidad requerida.....	63
4.3.5.	Diámetros de las poleas.....	63
4.3.6.	Distancia entre centros preliminar (CCp)	64
4.3.7.	Calculo de la longitud de la correa.....	65
4.3.8.	Distancia entre centros actual (CC).....	66
4.3.9.	Potencia básica de la correa	67
4.3.10.	Factores de corrección (C1, C3).....	67
4.3.11.	Potencia de la correa	68
4.3.12.	Numero de correas	69
4.3.13.	Tolerancias de instalación de las correas	69
4.3.14.	Tensión de la correa	70
4.4.	Selección de poleas	70

4.5.	Diseño del eje por resistencia.....	71
4.5.1.	Esquema propuesto del eje y sus elementos	71
4.5.2.	Diagrama de cuerpo libre del Eje X-Y.....	71
4.5.3.	Diagrama de fuerzas X-Y.....	72
4.5.4.	Fuerza centrífuga.....	72
4.5.5.	Fuerzas ejercidas de la polea sobre el eje.....	73
4.5.6.	Sumatoria de fuerzas y momentos en X-Y	74
4.5.7.	Diagrama de cortante y momento flector.....	75
4.5.8.	Esfuerzos en el eje.....	76
4.5.8.1.	Sección crítica B	76
4.5.8.1.1.	Selección del material	76
4.5.8.1.2.	Esfuerzo flector de amplitud y esfuerzo flector medio	76
4.5.8.1.3.	Esfuerzo de torsión medio y alternante	77
4.5.8.1.4.	Factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga	78
4.5.8.1.5.	Límite de resistencia a la fatiga.....	79
4.5.8.1.6.	Teoría de falla por fatiga	79
4.5.8.1.7.	Diámetro del eje	80
4.5.8.2.	Sección de acople A	80
4.5.8.2.1.	Esfuerzo flector de amplitud y esfuerzo flector medio	81
4.5.8.2.2.	Esfuerzo de torsión medio y alternante	81
4.5.8.2.3.	Factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga	83
4.5.8.2.4.	Límite de resistencia a la fatiga.....	84
4.5.8.2.5.	Teoría de falla por fatiga	84
4.5.8.2.6.	Diámetro del eje	84
4.5.8.3.	Sección de polea D.....	85
4.5.8.3.1.	Esfuerzo flector de amplitud y esfuerzo flector medio	86

4.5.8.3.2. Esfuerzo de torsión medio y alternante	86
4.5.8.3.3. Factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga	88
4.5.8.3.4. Límite de resistencia a la fatiga.....	89
4.5.8.3.5. Teoría de falla por fatiga	89
4.5.8.3.6. Diámetro del eje	89
4.5.8.4. Diseño final del eje por resistencia	90
4.6. Selección de rodamientos.....	91
4.6.1. Fuerzas axiales	91
4.6.2. Fuerzas radiales	92
4.6.3. Cargas combinadas, radial y de empuje	92
4.7. Ranuras y Chavetas	96
4.7.1. Diseño de chaveta en D.....	96
4.7.1.1. Diseño por cortante	96
4.7.1.2. Diseño por aplastamiento	98
4.7.1.3. Dimensiones de la chaveta y ranura.....	99
4.7.2. Diseño de chaveta en A.....	99
4.7.2.1. Diseño por cortante	99
4.7.2.2. Diseño por aplastamiento	102
4.7.2.3. Dimensiones de la chaveta y ranura.....	102
4.8. Diseño del eje por rigidez	103
4.8.1. Deflexiones y pendientes en el eje	103
4.8.2. Rigidez torsional	105
4.8.3. Vibración lateral.....	107
4.8.4. Vibración torsional.....	108
4.8.5. Análisis Modal por simulación elemento finitos	110
4.8.6. Esfuerzo en ajustes por interferencia	111

4.8.6.1.	Polea y Eje.....	111
4.8.6.2.	Acople y Eje.....	115
4.9.	Diseño de la estructura soporte del ventilador.....	120
4.9.1.	Diagrama de cuerpo libre.....	120
4.9.2.	Selección del material.....	120
4.9.3.	Cargas dinámicas.....	120
4.9.4.	Diseño de cada elemento a compresión.....	121
CAPITULO V.....		124
5.	CONSTRUCCION Y MONTAJE.....	124
5.1.	Operaciones en la construcción.....	124
5.1.1.	Tornear.....	124
5.1.2.	Fresar.....	124
5.1.3.	Rectificar.....	124
5.1.4.	Soldar.....	125
5.1.5.	Rolar.....	125
5.2.	Proceso constructivo.....	125
5.3.	Montaje.....	129
5.3.1.	Pasos del montaje.....	130
5.3.2.	Protocolo de alineación del eje.....	130
5.3.3.	Protocolo de alineación de la banda.....	131
CAPITULO VI.....		132
6.	BALANCEO ESTATICO Y DINAMICO.....	132
6.1.	Origen de las frecuencias de las vibraciones en maquinarias.....	132
6.1.1.	Frecuencias generadas.....	132
6.1.2.	Frecuencias excitadas.....	132
6.1.3.	Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos.....	133

6.2.	Descripción de los niveles de vibración.....	133
6.3.	Análisis en el dominio del tiempo.....	133
6.4.	Unidades de medición	134
6.5.	Severidad de las vibraciones	134
6.5.1.	Carta Rathbone.....	134
6.5.2.	NORMA ISO 10816-1995	135
6.6.	Proceso de balanceo a realizar	137
6.7.	Resultados obtenidos de ensayo de vibraciones en los rodamientos de las chumaceras.....	138
6.8.	Análisis de severidad de la vibración.....	139
6.9.	Recomendación para evaluación de vibraciones mecánicas de máquinas ISO 1940/1	141
6.10.	Prueba de funcionamiento mecánico inicial	142
6.11.	Prueba de funcionamiento mecánico final	142
	CAPITULO VII.....	144
7.	ANALISIS ECONÓMICO	144
7.1.	Costos totales	144
	CAPITULO VIII	146
8.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	146
8.1.	CONCLUSIONES	146
8.2.	RECOMENDACIONES	147
	BIBLIOGRAFÍA	148

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Símbolo empresa SODECA.....	4
Figura 2. Ventilador centrífugo con aspiración doble y motor directo	5
Figura 3. Ventilador centrífugo de media presión.....	6
Figura 4. Empresa VENTBRAS.....	6
Figura 5. Empresa Prometall	7
Figura 6: Parámetros del diseño aerodinámico previo	8
Figura 7. Variación del diámetro.....	9
Figura 8. Variación de la velocidad.....	10
Figura 9. Variación de la Densidad	10
Figura 10. Concentradores de esfuerzo	17
Figura 11. Factores a y b	18
Figura 12. Factor kb	19
Figura 13. Factor kc	19
Figura 14. Límite de resistencia a la fatiga Se'	19
Figura 15. Carga combinada radial y de empuje.....	23
Figura 16. Factores X, Y y e.....	24
Figura 17. Factor fo	24
Figura 18. Tipos de fuerza motriz	26
Figura 19. Factor de servicio C2	27
Figura 20. Radio de incremento de velocidad	27
Figura 21. Selección de tipo de banda clásica.....	28
Figura 22. Selección diámetro d de las poleas	29
Figura 23. Selección diámetro D de las poleas.....	30
Figura 24. Factor de corrección C1	32
Figura 25. Factor C3.....	33
Figura 26. Tolerancia MIA y MTA	34
Figura 27. Relación de velocidades en poleas.....	35
Figura 28. Fuerzas tangenciales en poleas	36
Figura 29. Dimensionamiento de chavetas.....	38
Figura 30. Medidas universales de cuñeros.....	38
Figura 31. Ajustes de interferencia.....	44

Figura 32. Desbalanceo estático	47
Figura 33. Desbalanceo Dinámico	48
Figura 34. Accionamiento mediante acoplamiento “D”	49
Figura 35. Accionamiento TVM	50
Figura 36. Accionamiento directo M.....	50
Figura 37. Orientaciones de descarga.....	51
Figura 38. Carga distribuida a través del álabe	56
Figura 39. Diagrama cortante y momento flector	57
Figura 40. Selección de tipo de fuerza motriz	61
Figura 41. Selección de factor C2	62
Figura 42. Selección del tipo de banda clásica.....	63
Figura 43. Selección de diámetro d	64
Figura 44. Selección de diámetro D	64
Figura 45. Dimensiones de banda seleccionada	66
Figura 46. Potencia básica de la correa	67
Figura 47. Selección de factor C1	68
Figura 48. Selección de factor C3	68
Figura 49. Tolerancias de dimensiones de la correa.....	69
Figura 50. Tensión mínima requerida	70
Figura 51. Esquema del eje y sus elementos	71
Figura 52. Diagrama del cuerpo libre X-Y.....	71
Figura 53. Diagrama de fuerzas plano X-Y.....	72
Figura 54. Fuerzas ejercidas sobre el eje.....	73
Figura 55. Diagramas reales de cortante y momento flector.....	75
Figura 56. Esfuerzo flector de amplitud y esfuerzo flector medio	76
Figura 57. Factor de superficie Ka	78
Figura 58. Selección de factor Kc	79
Figura 59. Esfuerzo flector de amplitud y medio	81
Figura 60. Factor de concentración del esfuerzo flector	82
Figura 61. Selección de factor Ka	83
Figura 62. Factor Kc a torsión	84
Figura 63. Esfuerzo flector de amplitud y medio	86

Figura 64. Factor de concentración por esfuerzo torsor	87
Figura 65. Selección de factor K_a	88
Figura 66. Selección de factor K_c a torsión	89
Figura 67. Esquema del eje del sistema.....	91
Figura 68. Rodamiento rígido de bolas	93
Figura 69. Selección de rodamiento respectivo.....	93
Figura 70. Dimensionamiento de rodamiento	94
Figura 71. Selección de factor f_o	94
Figura 72. Obtención de factor X, Y y e	95
Figura 73. Diagrama de cuerpo libre en la chaveta	96
Figura 74. Selección de dimensiones de la chaveta	97
Figura 75. Diagrama de cuerpo libre a cortante de la chaveta	100
Figura 76. Selección dimensiones de la chaveta	101
Figura 77. Deflexiones y pendientes reales en el eje.....	104
Figura 78. Pendientes y deflexiones permitidas	105
Figura 79. Análisis Modal por simulación de elementos finitos	110
Figura 80. Ajustes de agujero base y eje base entre polea y eje.....	112
Figura 81. Factor K_t de relaciones para la polea y el eje	114
Figura 82. Ajustes de agujero y eje base para el acople y eje	116
Figura 83. Factor K_t acople eje	118
Figura 84. Diagrama de cuerpo libre de la estructura	120
Figura 85. Diagrama de cuerpo libre de la estructura sobre cada soporte.....	121
Figura 86. Selección del perfil.....	122
Figura 87: Posición de álabes sobre el plato del rotor.....	128
Figura 88: Orden de soldadura de los álabes.....	128
Figura 89: Posición de cono del rotor sobre álabes	129
Figura 90. Parámetro característico velocidad RMS	133
Figura 91. Carta Rathbone.....	135
Figura 92. Severidad vibración ISO-108-16	137
Figura 93. Severidad rodamiento 2 ISO-108-16	139
Figura 94. Calidad del grupo de balanceo según ISO 1940/1	141

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Ponderación de parámetros elegidos	52
Tabla 2. Matriz de decisión	52
Tabla 3: Indicaciones en la construcción de elementos individuales	125
Tabla 4: Indicaciones en la construcción de elementos en conjunto.....	127
Tabla 5. Herramientas necesarias para el montaje	129
Tabla 6. Mediciones de RMS del rodamiento 1	138
Tabla 7. Mediciones de RMS del rodamiento 2	139
Tabla 8. Costos Directos.....	144
Tabla 9. Costos Indirectos	144
Tabla 10. Costos de Asesoría	145
Tabla 11. Costos Totales	145

LISTA DE SIMBOLOS

α = Aceleración angular que presenta el ventilador [rad/s²]

ω_f = Velocidad angular final del ventilador centrífugo [rad/s]

ω_o = Velocidad angular inicial del ventilador centrífugo [rad/s]

t = Tiempo promedio en el cual el motor alcanza su máxima velocidad [s]

T_2 = Torque necesario para poder mover el ventilador centrífugo [N*m]

I_{x-x} = Inercia del ventilador centrifugo con respecto al eje de giro [kg*m²]

P_d = Potencia de diseño [kW]

ω = Velocidad angular máxima del ventilador centrífugo [rad/s]

P_r = Potencia requerida por el motor eléctrico [kW]

ε = Eficiencia que presenta el motor eléctrico.

M_{max} = Momento máximo presente en el sistema [N*m]

M_{min} = Momento mínimo presente en el sistema [N*m]

M_a = Momento alternante del sistema [N*m]

M_m = Momento medio del sistema [N*m]

T_{max} = Par torsor máximo presente en el sistema [N*m]

T_{min} = Par torsor mínimo presente en el sistema [N*m]

T_a = Par torsor alternante del sistema [N*m]

T_m = Par torsor medio del sistema [N*m]

k_a = Factor de modificación por la condición superficial

k_b = Factor de modificación por el tamaño

k_c = Factor de modificación por la carga

k_d = Factor de modificación por la temperatura

S_e' = Limite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria [Pa]

S_e = Limite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica [Pa]

S_{ut} = Resistencia mínima a la tensión [MPa]

σ_a = Esfuerzo alternante debido a la flexión [Pa]

σ_m = Esfuerzo medio debido a la flexion [Pa]

k_f = Concentrador de esfuerzo a flexion.

d = Diametro del eje [m]

τ_a = Esfuerzo alternante debido a la torsión [Pa]

τ_m = Esfuerzo medio debido a la torsión [Pa]

k_{fs} = Concentrador de esfuerzo debido a la torsión

σ'_a = Esfuerzo equivalente alternante [Pa]

σ'_m = Esfuerzo equivalente medio [Pa]

n = Factor se seguridad del eje

S_{ut} = Resistencia ultima a tracción [Pa]

S_e = Limite de resistencia a la fatiga [Pa]

V = Velocidad del aire en circulación [m/s]

Q = Caudal obtenido del análisis aerodinámico previo [m³/h] (Lopez, InvenCenty, 2015)

A = Área de la boca del ventilador centrífugo [m²]

P = Presión que ejerce el aire [Pa]

ρ = Densidad del aire [kg/m³] (Fox, 1995)

F_a = Fuerza axial sobre el eje [N]

A_{eje} = Área transversal del eje [m²]

P_r = Potencia del motor o potencia absorbida por la carga [kW]

C_2 = Factor de servicio

L_d = Longitud calculada de la correa [mm]

CC_p = Distancia preliminar entre centros [mm]

D = Diámetro de la polea grande [mm]

d_p = Diámetro de la polea pequeña [mm]

L_d = Longitud seleccionada por catálogo [mm]

i = Relación de transmisión

N_2 = Velocidad de giro del eje conducido [RPM]

N_1 = Velocidad de giro del eje conductor [RPM]

D_2 = Diámetro de la polea conducida [mm]

D_1 = Diámetro de la polea conductora [mm]

$F_N = F_t$ = Fuerza tangencial o fuerza impulsora [N]

F_1 = Tensión en el lado tenso de la correa [N]

F_2 = Tensión en el lado flojo de la correa [N]

T = Par torsional transmitido por el motor eléctrico [N*m]

D_p = Diámetro de la polea motriz [m]

F_m = Fuerza aplicada [N]

τ_{mc} = Esfuerzo por cortante [Pa]

$A_{cortante}$ = Área de cortante, en la chaveta es el ancho por la longitud [m²]

σ' = Esfuerzo equivalente de Von Mises [Pa]

F_m = Fuerza media [N]

F_a = Fuerza alternante [N]

σ_{max} = Esfuerzo por aplastamiento

$A_{contacto}$ = Área de contacto, en el caso de la chaveta cuadrada es la mitad de la altura por la longitud [m^2] (Norton R. , 2011)

N_s = Factor de seguridad

θ = Ángulo de torsión [rad]

L = Longitud del eje donde se calcula el ángulo de torsión [m]

ω_{nt} = Frecuencia natural torsional [rad/s]

k_{tef} = Constante torsional efectiva de resorte [$N*m/rad$]

I_m = Momento de inercia de masa de las que están presentes en el sistema [$kg*m^2$]

k_{t1} = Constante de resorte de la sección 1 [$N*m/rad$]

k_{t2} = Constante de resorte de la sección 2 [$N*m/rad$]

G = Módulo de elasticidad al cortante del material del eje [Pa]

J = Momento polar de inercia del eje [m^4]

l = Longitud de la sección del eje [m]

I_m = Momento de inercia de masa de las que están presentes en el sistema [$kg*m^2$]

I_1 = Momento de inercia de la masa 1 [$kg*m^2$]

I_2 = Momento de inercia de la masa 2 [$kg*m^2$]

g = gravedad [m/s^2]

W_i = Pesos de los agrupamientos, de las masas del sistema [N]

δ_i = Deflexiones del eje por acción de los pesos [m]

δ = Interferencia diametral total entre las 2 piezas [mm]

r = Radio nominal del punto de contacto de las 2 piezas [mm]

r_i = Radio interior de un eje hueco (si existe) [mm]

r_o = Radio exterior de la maza [mm]

E = Módulos de elasticidad de las 2 piezas respectivamente [MPa]

ν = Coeficiente de poisson

μ = Coeficiente de fricción entre el eje y la maza

p = Presión creada por el ajuste de interferencia [Pa]

l_m = Longitud de acoplamiento de la maza [m]

σ_{teje} = Esfuerzo tangencial del eje [Pa]

σ_{reje} = Esfuerzo radial del eje [Pa]

σ_{tmaza} = Esfuerzo tangencial en la maza [Pa]

σ_{rmaza} = Esfuerzo radial en la maza [Pa]

RESUMEN

El presente proyecto de titulación fue elaborado con el fin de diseñar y construir un ventilador centrífugo de 12 alabes inclinados hacia atrás, perteneciente a una familia de ventiladores con un análisis aerodinámico previo y con una geometría ya establecida, garantizando un diseño seguro hacia las personas que manipulen el ventilador y un correcto funcionamiento para su posterior uso en el laboratorio de mecánica de fluidos de la universidad, cumpliendo con parámetros de diseño específicos, tratando en cada momento de optimizar recursos y buscando el mejor rendimiento que pueda entregar el ventilador, a través de un correcto proceso constructivo que minimice el desperdicio de materia prima, disminuya el desbalanceo causado por exceso de masa y que permita a futuro el desarrollo en serie de ventiladores centrífugos a través de procedimientos de manufactura claros y sencillos. En los capítulos de este trabajo se abarca conceptos básicos sobre ventiladores, ecuaciones necesarias para el diseño mecánico a resistencia y rigidez, así como también para la correcta selección de elementos de transmisión de movimiento, planos de construcción, hojas de procesos que son de gran utilidad para una correcta construcción y montaje, indicaciones sobre un correcto balanceo estático y dinámico que en toda máquina rotatoria es necesario realizarlo por las altas revoluciones a las que trabajan, costos directos e indirectos que conlleva la realización del proyecto.

PALABRAS CLAVES:

- **VENTILADOR CENTRÍFUGO**
- **RESISTENCIA MECÁNICA**
- **RIGIDEZ**
- **PROCESO CONSTUCTIVO**
- **BALANCEO**

ABSTRACT

The present investigation project was done in order to design and build a centrifugal fan with 12 layback paddles, belonging to a fan family based in a previous aerodynamic analysis and with a stablished geometry, ensuring a safe design to the people who are going to use the fan and a correct performance for its future use in the fluid mechanics laboratory at the University, accomplishing with specific design parameters, trying each moment to optimize resources and looking for the best performance that the fan can deliver, through a correct constructive process that it reduces the waste of raw material, decreases unbalance caused by mass excess and it permits serial development of centrifugal fans through neatly and simple manufacture processes. Fan's basic concepts, equations needed for mechanical strength and stiffness design, correct selection of power transmission elements, construction plans, process sheets that are very useful for a correct making and assembly, directions about a correct way of static and dynamic balance that it's essential to be done for the high speeds used in the fans, direct costs and indirect costs are explained through the chapters of this work.

KEYWORDS:

- **CENTRIFUGAL FAN**
- **MECHANICAL STRENGHT**
- **STIFFNESS**
- **CONSTRUCTIVE PROCESS**
- **BALANCING**

CAPITULO I

1. GENERALIDADES

1.1. Definición del problema

Una de las mayores problemáticas dentro del Ecuador es el bajo incentivo que se da al desarrollo de la tecnología; casi toda la maquinaria es importada de otros países y varias veces es necesaria una reingeniería de procesos para que satisfaga necesidades específicas de la industria, dando como resultado la inversión de mayor capital.

La construcción de un ventilador nacional se realiza en talleres artesanales que frecuentemente no cuentan con los equipos o conocimientos necesarios para diseñarlo correctamente provocando así un mal funcionamiento. En este caso tenemos un ejemplo del taller PROMETALL ubicado en Quito, que realiza la construcción de ventiladores y otros equipos bajo pedido.

Existen empresas importadoras de equipos de climatización como AC TECH S.A, EQUIPROIN los cuales en sus productos ofrecen ventiladores axiales, radiales y centrífugos para aplicaciones en climatización y extracción, pero no producen a nivel nacional ventiladores centrífugos con los parámetros que se proponen.

1.2. Justificación

La Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE”, es una institución que busca la excelencia académica, por lo que es vital que el estudiante esté en la capacidad de implementar en forma práctica los conocimientos aprendidos en clase y que aporten en el desarrollo tecnológico del país.

Se propone dar solución al problema mediante la realización del proceso constructivo de este tipo de ventiladores, para así incentivar la producción nacional y a la investigación en busca de mejorar la eficiencia de este tipo de equipos.

Debido a esto surge la necesidad diseñar y construir un ventilador centrífugo, basado en un diseño aerodinámico previo, para así dar incentivo a la producción del mismo, ya que a nivel nacional no se construye este tipo de ventiladores que es de origen ruso.

1.3. Alcance del proyecto

Por medio de este proyecto de investigación se pretende obtener un ventilador centrífugo, mediante la construcción y diseño del mismo, con el fin de innovar y mejorar la eficiencia a un ventilador con parámetros únicos, basados en un diseño aerodinámico previo. Los cuales no se han implementado aun en el sector industrial nacional, con lo cual se da apertura a la investigación y pauta para la producción nacional.

Se realizará la hoja de procesos, el montaje del sistema motriz y de transmisión, así como las bases del ventilador para la correcta puesta en marcha y el debido funcionamiento del mismo.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Diseñar y construir un ventilador centrifugo de 300 mm de rotor, a partir de un diseño aerodinámico previo.

1.4.2. Objetivos específicos

- a. Dimensionar los parámetros del ventilador centrífugo, basado en el estudio aerodinámico previo.
- b. Fundamentar teóricamente el diseño del ventilador centrífugo.
- c. Análisis y selección de alternativas del tipo de alabe del ventilador.
- d. Analizar la resistencia y la rigidez del ventilador.
- e. Diseñar el sistema motriz y de transmisión del ventilador.

- f. Realizar las hojas de procesos para la construcción del ventilador.
- g. Construir el ventilador centrífugo.
- h. Montar el sistema motriz y de transmisión.
- i. Realizar el balanceo estático y dinámico del rotor del ventilador.
- j. Realizar las pruebas de funcionamiento

CAPITULO II

2. FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1.Estado del arte

A nivel mundial el mercado de ventiladores centrífugos es muy grande, lugares como América del Norte y Europa tienen una gama inmensa de productos que permiten al consumidor satisfacer sus necesidades de una manera rápida y efectiva.

Existe en el mercado internacional empresas como SODECA, empresa Europea con años de experiencia en la construcción y diseño de ventiladores centrífugos, sistemas de ventilación y extractores para la evacuación de humos en caso de incendio. (SODECA, 2016)

Sus ventiladores están presentes en todos los países europeos y en gran parte del mundo, gracias a los métodos de investigación y desarrollo utilizados, procedimientos de calidad certificados por BUREAU VERITAS, según ISO 9001:2008 ubican a SODECA como una de las mejores y más reconocidas del mundo. (SODECA, 2016)

Grandes profesionales que trabajan ofreciendo no solo equipos de ventilación sino soluciones a cualquier necesidad de ventilación planteada por los clientes, es uno de los grandes factores que contiene SODECA. (SODECA, 2016)



Figura 1. Símbolo empresa SODECA

Fuente: (SODECA, 2016)

Con respecto a innovación, SODECA está al tanto del problema medio ambiental que ocurre a nivel mundial y ha invertido en tecnologías y materiales amigables con el medio ambiente, a su vez mejorando eficiencias y velocidades de producción de los ventiladores. (SODECA, 2016)

Dentro de los productos más vendidos y producidos por SODECA están:

- Turbinas con alabes a reacción, de simple aspiración y media presión.
- Turbina neo líneo para sentido del aire lineal y presiones elevadas.
- Ventiladores centrífugos de baja presión, con doble aspiración y motor directo.
- Ventiladores centrífugos de baja presión, con doble aspiración y transmisión.
- Ventilador centrífugo de media presión en fundición de aluminio.



Figura 2. Ventilador centrífugo con aspiración doble y motor directo

Fuente: (SODECA, 2016)



Figura 3. Ventilador centrífugo de media presión

Fuente: (SODECA, 2016)

En América Latina se encuentran empresas reconocidas como VENTBRAS, empresa brasileña que se encarga de la importación y venta de ventiladores centrífugos, con respecto a la construcción de ventiladores la realiza en menor cantidad y con una menor gama de opciones, sin embargo distribuye a varios países. (ventbras, 2016)



Figura 4. Empresa VENTBRAS

Fuente: (ventbras, 2016)

VENTBRAS ofrece garantías y trabajos en excelente condición y funcionamiento, que busca la excelencia de calidad, ser líderes en la fabricación y los mejores del mercado. Siempre trabajando con un código de conducta y de ética.

En Ecuador no existen industrias nacionales dedicadas al diseño y construcción de ventiladores centrífugos, en el país se pueden encontrar empresas dedicadas a la importación y venta de los mismos.

Existen empresas pequeñas como PROMETALL ubicada al norte de Quito-Ecuador, que se encargan de la fabricación de ventiladores de manera artesanal, sin cumplir normas de calidad ni de seguridad en sus talleres.



Figura 5. Empresa Prometall

Fuente: (PROMETALL, 2016)

Los ventiladores de PROMETALL son hechos en base a catálogos ya establecidos que indican la presión y el caudal que se obtendrá al final de la construcción, más no se dedican al diseño de resistencia ni al análisis de vibraciones que podrían afectar a la vida útil del ventilador.

Con respecto a proyectos de investigación relacionados al tema que se han hecho en Ecuador, se puede encontrar que no toman parámetros de carga ni vibraciones presentes en el sistema, únicamente se centran en el diseño aerodinámico del ventilador, como es el proyecto de tesis titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN RODETE DE VENTILADOR CENTRÍFUGO DE 100 cfm PARA EL LABORATORIO DE TERMOFLUIDOS DE LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA-CAMPUS KENNEDY”, así también asumen presiones dinámicas y estáticas para el cálculo de los parámetros dimensionales.

El presente proyecto de investigación analiza cargas mecánicas, vibraciones existentes, modelamiento nodal y parámetros de construcción, partiendo de un diseño aerodinámico previo, con el fin de garantizar un buen diseño que cumpla con las especificaciones propuestas y que sirva de inicio para aumentar la actividad industrial con respecto a turbomáquinas.

2.2.Diseño aerodinámico previo

El presente proyecto tomo como partida un diseño aerodinámico del software InvenCenty, realizado por la Ingeniera Gabriela López. Dicho software detalla las dimensiones, caudal, presión y eficiencia del ventilador.

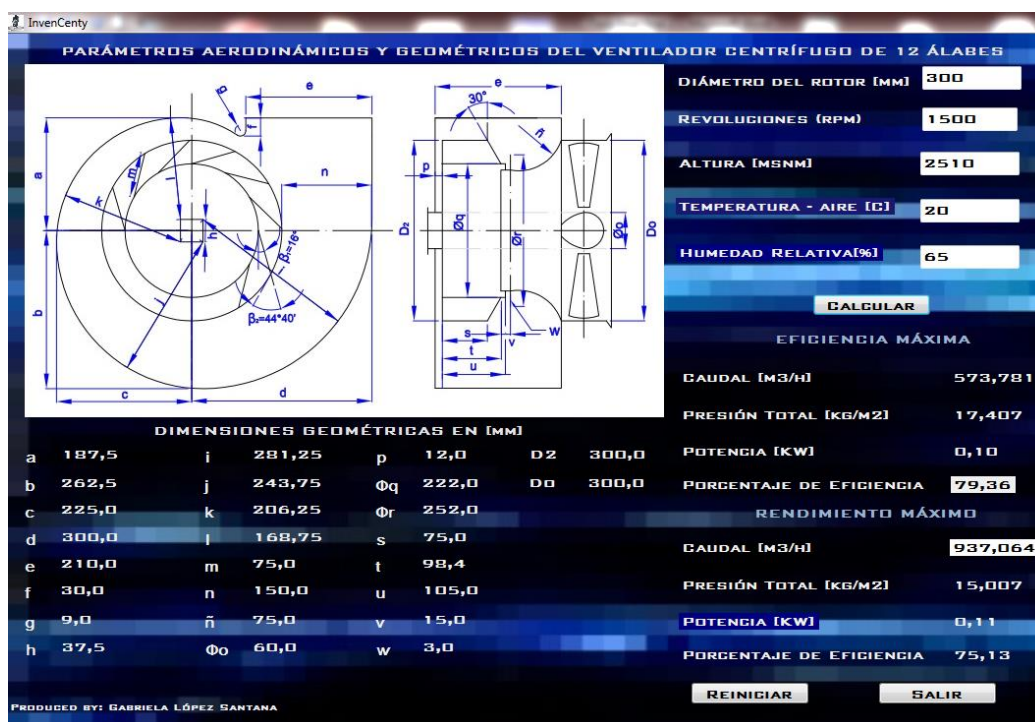


Figura 6: Parámetros del diseño aerodinámico previo

Fuente: (Lopez, InvenCenty, 2015)

Para que el software funcione, se debe ingresar parámetros de funcionamiento del ventilador tales como diámetro del rotor y el número de RPM's a la que se trabajara, en este caso el diámetro es de 300mm y la velocidad de giro es de 1500 RPM.

Además se debe ingresar parámetros de la ciudad donde va a trabajar el ventilador, en Sangolquí la altura sobre el nivel del mar es de 2510, con una temperatura promedio del aire de 20°C y una humedad relativa de 65%.

2.3. Fundamentos de los ventiladores

2.3.1. Reseña

Un ventilador es una máquina de fluido concebida para producir una corriente de aire. Los ventiladores más antiguos eran manuales, como el pankah. El modelo más común actualmente, es eléctrico y consiste en un rodete con aspas que giran produciendo una diferencia de presiones. Entre sus aplicaciones, destacan las de

hacer circular y renovar el aire en un lugar cerrado para proporcionar oxígeno suficiente a los ocupantes y eliminar olores, principalmente en lugares cerrados; así como la de disminuir la resistencia de transmisión de calor por convección. Fue inventado en 1882 por el estadounidense Schuyler S. Wheeler. (Nuga Mantenimiento industrial, 2012)

2.3.2. Leyes de los ventiladores

Si un ventilador debe funcionar en condiciones diferentes de las ensayadas, no es práctico ni económico efectuar nuevos ensayos para determinar sus parámetros de funcionamiento. (UNET, 2014).

Mediante el uso de un conjunto de ecuaciones conocidas como leyes de los ventiladores es posible determinar, con alta precisión, los nuevos parámetros de funcionamiento a partir de los ensayos efectuados en condiciones normalizadas. Al mismo tiempo, estas leyes permiten determinar los parámetros de una serie de ventiladores geoméricamente semejantes a partir de las características del ventilador ensayado. (UNET, 2014).

VARIACIÓN DEL DIÁMETRO

$$\text{Caudal } q_v = q_{v0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^3$$

$$\text{Presión } p_F = p_{F0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^2$$

$$\text{Potencia } P_r = P_{r0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^5$$

$$\text{Nivel Potencia sonora } L_{wt} = L_{wt0} + 70 \log \frac{D_r}{D_{r0}}$$

El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.

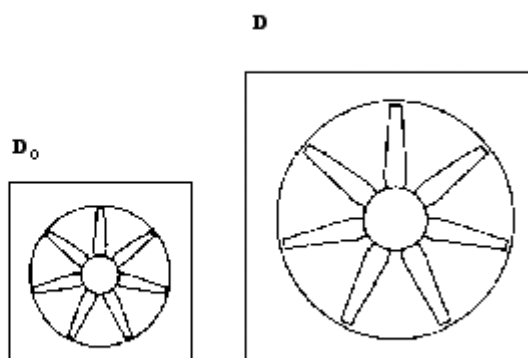


Figura 7. Variación del diámetro

Fuente: (Palau, 2016)

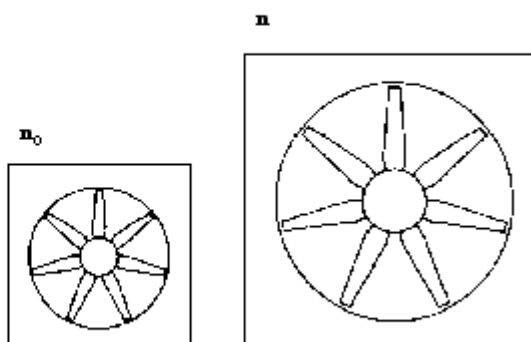
VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD

$$\text{Caudal } q_v = q_{v0} \frac{n}{n_0}$$

$$\text{Presión } p_F = p_{F0} \left(\frac{n}{n_0} \right)^2$$

$$\text{Potencia } P_r = P_{r0} \left(\frac{n}{n_0} \right)^3$$

$$\text{Nivel Potencia sonora } L_{wt} = L_{wt0} + 50 \log \frac{n}{n_0}$$



El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.

Figura 8. Variación de la velocidad

Fuente: (Palau, 2016)

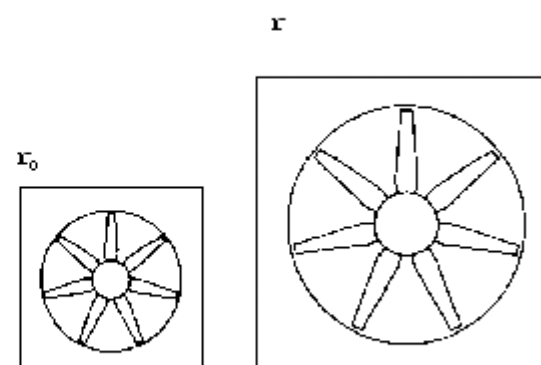
VARIACIÓN DE LA DENSIDAD

$$\text{Caudal } q_v = q_{v0}$$

$$\text{Presión } p_F = p_{F0} \frac{r}{r_0}$$

$$\text{Potencia } P_r = P_{r0} \frac{r}{r_0}$$

$$\text{Nivel Potencia sonora } L_{wt} = L_{wt0} + 20 \log \frac{r}{r_0}$$



El subíndice cero (0) indica la condición inicial de la variable considerada.

Figura 9. Variación de la Densidad

Fuente: (Palau, 2016)

Dónde:

D_r = Diámetro de la hélice o rodete (Palau, 2016)

L_{wt} = Nivel de potencia total sonora (Palau, 2016)

n = Velocidad rotacional (Palau, 2016)

P_r = Potencia mecánica suministrada al ventilador (Palau, 2016)

P_f = Presión del ventilador (Palau, 2016)

q_v = Caudal de entrada (Palau, 2016)

r = Densidad (Palau, 2016)

2.3.3. Aplicaciones de los ventiladores

Los ventiladores industriales son utilizados en los procesos industriales para transportar aire y gases. Están fabricados para resistir condiciones de operación severas, tales como altas temperaturas y presiones. Pueden manejar gases corrosivos con polvo y pueden ser tipo centrífugo o axial. (QuimiNet, 2006)

Una clara aplicación de esto se ve reflejada en evaporadores y condensadores en sistemas de refrigeración en que el ventilador ayuda a transferir el calor latente entre el refrigerante y el aire, y viceversa. Así mismo, equipos de acondicionamiento de aire como la Unidad manejadora de aire (UMA), ocupan un ventilador centrífugo de baja presión estática para circular el aire por una red de ductos al interior de una edificación o instalación industrial.

En la industria los ventiladores tienen aplicaciones que van desde equipos pequeños para la ventilación de áreas industriales hasta enormes ventiladores para la ventilación de minas, pasando por los sofisticados ventiladores para la adecuada ventilación de túneles de tránsito de autos y trenes, así como un pequeño soplador de flujo reducido para un quemador hasta un ventilador de doble succión y doble ancho para capacidades extraordinarias de flujo. (QuimiNet, 2006)

2.4. Clasificación de los ventiladores centrífugos

En los ventiladores centrífugos la trayectoria del fluido sigue la dirección del eje del rodete a la entrada y perpendicular al mismo a la salida. Si el aire a la salida se recoge perimetralmente en una voluta, entonces se dice que el ventilador es de voluta. (UNET, 2014) Estos ventiladores se clasifican en tres principalmente:

2.4.1. Ventiladores con álabes curvados hacia adelante

Rotor con palas curvadas hacia adelante, apto para caudales altos y bajas presiones. No es autolimitante de potencia. Para un mismo caudal y un mismo diámetro de rotor gira a menos vueltas con menor nivel sonoro. (Chicago Blower, 2006)

2.4.2. Ventiladores con álabes rectos

Rotor de palas radiales. Es el diseño más sencillo y de menor rendimiento. Es muy resistente mecánicamente, y el rodete puede ser reparado con facilidad. La potencia aumenta de forma continua al aumentar el caudal. (Chicago Blower, 2006)

2.4.3. Ventiladores con álabes inclinados hacia atrás

Rotor de palas planas o curvadas inclinadas hacia atrás. Es de alto rendimiento y autolimitador de potencia. Puede girar a velocidades altas. Se emplea para ventilación, calefacción y aire acondicionado. También puede ser usado en aplicaciones industriales, con ambientes corrosivos y/o bajos contenidos de polvo. (Chicago Blower, 2006)

2.5.Elementos mecánicos del ventilador centrífugo

2.5.1. Álabes curvados hacia atrás

Un álabe es la paleta curva de una turbomáquina, cuya función es desviar el flujo de corriente, pueden obtener un rendimiento estático de hasta el 90 %. Los rodetes diseñados con alabes curvados hacia atrás tienen muy buen rendimiento y son apropiados para la mayoría de aplicaciones, ya que consiguen una muy buena aerodinámica generando muy poco ruido. Este es el tipo de diseño adecuado cuando el ventilador vehicula gases limpios o con pocas trazas de polvo. (Gruber Hermanos)

2.5.2. Eje del ventilador

Pieza mecánica que transmite el movimiento de rotación en una máquina. Los ejes de transmisión, o sólo ejes, se usan prácticamente en todas las piezas giratorias de las máquinas para transmitir movimiento de giro y torque de una ubicación a otra.

Por lo tanto, el diseñador de máquinas enfrenta a menudo la tarea del diseño de ejes. Como mínimo, un eje normalmente transmite el torque desde un dispositivo impulsor (motor eléctrico o de gasolina) hacia la máquina. (Norton, 2011)

2.5.3. Rotor

El rotor es el corazón de toda turbomáquina y el lugar donde se produce el intercambio energético con el fluido. Está constituido por un disco que funciona como soporte a palas, también llamadas álabes, o cucharas en el caso de las turbinas Pelton. (Lessey)

2.5.4. Cojinetes

Son elementos de máquina que permiten el movimiento del eje mientras lo mantienen solidario a la máquina, pueden variar de tipos y tamaños entre todas las turbomáquinas. (Lessey)

2.5.5. Cámara espiral

Tiene como función distribuir uniformemente el fluido en la entrada del rotor. La forma en espiral o caracol se debe a que la velocidad media del fluido debe permanecer constante en cada punto de la misma. La sección transversal de la misma puede ser rectangular o circular, siendo esta última la más utilizada. (MATAIX, 1984)

2.5.6. Motor eléctrico

Es una máquina eléctrica que transforma energía eléctrica en energía mecánica mediante interacciones electromagnéticas. Algunos motores eléctricos son reversibles, pueden transformar energía mecánica en eléctrica funcionando como generadores. (Ingeniatic, 2015)

2.6. Diseño por resistencia mecánica de elementos del ventilador

2.6.1. Diseño del eje del ventilador

2.6.1.1. Torque producido por el ventilador centrífugo

El ventilador centrífugo al igual que todos los cuerpos producirá un torque que será debido a la inercia que el cuerpo presenta y su aceleración angular, en el caso del ventilador centrífugo por su complejidad en la geometría es conveniente hallar su inercia con respecto al eje de giro en un software CAD. Con respecto a la aceleración angular del ventilador, se puede tomar en cuenta las velocidades angulares máxima y mínima dividida para el tiempo promedio en el que el motor eléctrico alcanza su máxima velocidad, varía entre 2 y 7 segundos. Estos criterios están reflejados en las siguientes expresiones: (hiru.eus, 2015)

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_o}{t} \quad (2. 1)$$

Dónde: (Garcia, 2010)

α = Aceleración angular que presenta el ventilador [rad/s²]

ω_f = Velocidad angular final del ventilador centrífugo [rad/s]

ω_o = Velocidad angular inicial del ventilador centrífugo [rad/s]

t = Tiempo promedio en el cual el motor alcanza su máxima velocidad [s]

$$T_2 = I_{x-x} * \alpha \quad (2. 2)$$

Dónde: (hiru.eus, 2015)

T_2 = Torque necesario para poder mover el ventilador centrífugo [N*m]

I_{x-x} = Inercia del ventilador centrifugo con respecto al eje de giro [kg*m²]

2.6.1.2. Potencia de diseño del ventilador centrífugo

La potencia transmitida a través de un eje se suele obtener a partir de principios básicos. En cualquier sistema giratorio, la potencia instantánea es el producto del torque por la velocidad angular. (Norton, 2011)

$$P_d = T_2 * \omega \quad (2. 3)$$

Dónde:

P_d = Potencia de diseño [kW]

ω = Velocidad angular máxima del ventilador centrífugo [rad/s]

Tanto el torque como la velocidad angular pueden variar con el tiempo; sin embargo, la mayoría de la maquinaria giratoria se diseña para operar a rapidezces constantes o casi constantes durante largos periodos de tiempo. (Norton, 2011)

2.6.1.3. Potencia requerida del motor eléctrico

Para obtener la potencia que el motor requiere, se debe considerar la eficiencia de los motores eléctricos, los cuales oscilan entre 80% y 90%. La siguiente relación expresa la potencia verdadera del sistema. (Campos, 2015)

$$P_r = \frac{P_d}{\varepsilon} \quad (2. 4)$$

Dónde:

P_r = Potencia requerida por el motor eléctrico [kW]

ε = Eficiencia que presenta el motor eléctrico.

2.6.1.4. Cargas sobre ejes

El caso más general de carga sobre un eje es la combinación de un torque variable y un momento variable. También habrá cargas axiales, cuando la línea central del eje es vertical o está ajustado con engranes helicoidales o tornillos sinfín con una componente de fuerza axial. La combinación de un momento de flexión y un torque sobre un eje giratorio genera esfuerzos multiaxiales. Un caso puede ser de un

torque constante superpuesto sobre un momento variable con el tiempo. Como el torque constante no tiene componente alternante, para cambiar la dirección del esfuerzo alternante principal, se convierte en un caso de esfuerzo multiaxial simple.

Suponga que la función de momento de flexión a lo largo del eje se conoce o calcula a partir de los datos proporcionados y que tiene tanto un componente medio M_m como un componente alternante M_a . De la misma manera, suponga que el torque sobre el eje se conoce o se calcula a partir de los datos proporcionados y, también, tiene componentes medio y alternante, T_m y T_a . Cualquier ubicación a lo largo del eje, que parezca tener momentos y/o torques grandes (sobre todo si están combinados con concentraciones de esfuerzos), debe examinarse para posibles fallas por esfuerzo y para ajustar adecuadamente las dimensiones de la sección transversal o las propiedades del material. (Norton, 2011)

De las siguientes expresiones se puede deducir en qué consisten las componentes alternantes y medias que actúan en el eje:

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad (2.5)$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \quad (2.6)$$

Dónde:

M_{max} = Momento máximo presente en el sistema [N*m]

M_{min} = Momento mínimo presente en el sistema [N*m]

M_a = Momento alternante del sistema [N*m]

M_m = Momento medio del sistema [N*m]

Para el caso del par torsión, se tienen las siguientes expresiones:

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \quad (2.7)$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} \quad (2.8)$$

Dónde:

T_{max} = Par torsor máximo presente en el sistema [N*m]

T_{min} = Par torsor mínimo presente en el sistema [N*m]

T_a = Par torsor alternante del sistema [N*m]

T_m = Par torsor medio del sistema [N*m]

2.6.1.5. Concentradores de esfuerzos

Para concentradores de esfuerzo se procede a utilizar los de la siguiente figura en donde se resumen concentradores de esfuerzo típicos para el diseño de un eje en la primera iteración. (Shigley, Diseño de ejes para el esfuerzo, 2012)

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Figura 10. Concentradores de esfuerzo

Fuente: (Shigley, Diseño de ejes para el esfuerzo, 2012)

2.6.1.6. Esfuerzos y resistencias en el eje

2.6.1.6.1. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga S_e

No es posible esperar que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico iguale los valores de un laboratorio, Marín identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, entre otros puntos. Por lo tanto la ecuación de Marín se escribe: (Shigley, Fallas por fatiga debido a cargas variables, 2012)

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad (2.9)$$

Dónde:

k_a = Factor de modificación por la condición superficial

k_b = Factor de modificación por el tamaño

k_c = Factor de modificación por la carga

k_d = Factor de modificación por la temperatura

k_f = Factor de modificación por efectos varios

S_e' = Limite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria [Pa]

S_e = Limite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica [Pa]

Los diferentes factores se calculan de la siguiente manera: (Shigley, Fallas por fatiga debido a cargas variables, 2012)

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (2.10)$$

Dónde:

S_{ut} = Resistencia mínima a la tensión [MPa]

Los valores de a y b se los obtienen de la siguiente figura:

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura 11. Factores a y b

Fuente: (Shigley, 2012)

El factor de tamaño k_b para flexión y torsión puede obtenerse de la siguiente figura:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura 12. Factor k_b

Fuente: (Shigley, 2012)

En el caso de no tener como dato el diámetro del eje, se puede asumir el valor del factor k_b para luego ser comprobado mediante las iteraciones que sean necesarias.

Para el factor k_c se procede a obtenerlo de la siguiente figura

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Figura 13. Factor k_c

Fuente: (Shigley, 2012)

Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga S_e' se procede a la siguiente figura

$$S_e' = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Figura 14. Límite de resistencia a la fatiga S_e'

Fuente: (Shigley, 2012)

2.6.1.6.2. Esfuerzos actuantes en el eje

Las siguientes ecuaciones deben aplicarse para una diversidad de puntos sobre el eje y también deberán considerarse sus efectos multiaxiales combinados, primero se debe obtener los esfuerzos aplicados en todos los puntos de interés. Los esfuerzos

más grandes alternantes y medios de flexión se encuentran en la superficie exterior y se obtienen de:

$$\sigma_m = k_f * \frac{M_m * c}{I} \quad (2. 11)$$

$$\sigma_a = k_f * \frac{M_a * c}{I} \quad (2. 12)$$

Donde k_f y k_{fm} son los factores de concentración de esfuerzos de fatiga por flexión en las componentes: alternante y media, respectivamente. Como el eje típico es sólido de sección transversal redonda, se sustituyen c e I:

$$c = r = \frac{d}{2} \quad (2. 13)$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (2. 14)$$

Para obtener:

$$\sigma_a = k_f * \frac{32 * M_a}{\pi * d^3} \quad (2. 15)$$

$$\sigma_m = k_f * \frac{32 * M_m}{\pi * d^3} \quad (2. 16)$$

Dónde:

σ_a = Esfuerzo alternante debido a la flexion [Pa]

σ_m = Esfuerzo medio debido a la flexion [Pa]

k_f = Concentrador de esfuerzo a flexion.

d = Diametro del eje [m]

Los esfuerzos cortantes alternantes y de torsión medio se obtienen a partir de:

$$\tau_a = k_{fs} * \frac{T_a * r}{J} \quad (2. 17)$$

$$\tau_m = k_{fs} * \frac{T_m * r}{J} \quad (2.18)$$

Donde k_{fs} y k_{fsm} son los factores de concentración de esfuerzos de torsión por fatiga para las componentes media y alternativa, respectivamente. Para una sección transversal sólida redonda, se sustituyen r y J:

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} \quad (2.19)$$

Para obtener:

$$\tau_a = k_{fs} * \frac{16 * T_a}{\pi * d^3} \quad (2.20)$$

$$\tau_m = k_{fs} * \frac{16 * T_m}{\pi * d^3} \quad (2.21)$$

Dónde:

τ_a = Esfuerzo alternante debido a la torsión [Pa]

τ_m = Esfuerzo medio debido a la torsión [Pa]

k_{fs} = Concentrador de esfuerzo debido a la torsión

d = Diametro del eje [m]

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales están dadas por: (Shigley, 2012)

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.22)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.23)$$

Dónde:

σ'_a = Esfuerzo equivalente alternante [Pa]

σ'_m = Esfuerzo equivalente medio [Pa]

El criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman es: (Shigley, 2012)

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (2. 24)$$

Dónde:

n = Factor de seguridad del eje

S_{ut} = Resistencia última a tracción [Pa]

S_e = Límite de resistencia a la fatiga [Pa]

Para propósitos de diseño, también es deseable resolver la ecuación para el diámetro, esto resulta en: (Shigley, 2012)

$$d = \frac{16 * n}{\pi} * \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4 * (k_f * M_a)^2 + 3 * (k_{fs} * T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} * \left[4 * (k_f * M_m)^2 + 3 * (k_{fs} * T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2. 25)$$

2.6.2. Selección de rodamientos

Los términos cojinete de contacto rodante, cojinete antifricción y cojinete de rodamiento se emplean para describir la clase de cojinete en la cual se transfiere la carga principal mediante elementos que experimentan contacto rodante en vez de contacto deslizante. (Shigley, Cojinetes de contacto rodante, 2012)

2.6.2.1. Fuerzas axiales

Aunque la fuerza axial producida por el aire es baja, es necesaria calcular para una mejor selección de los rodamientos, la fuerza de empuje se la puede obtener con las siguientes expresiones:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (2. 26)$$

Dónde:

v = Velocidad del aire en circulación [m/s]

Q = Caudal obtenido del análisis aerodinámico previo [m³/h] (Lopez, InvenCenty, 2015)

A = Área de la boca del ventilador centrífugo [m²]

$$P = \frac{1}{2} * \rho * v^2 \quad (2.27)$$

Dónde:

P = Presión que ejerce el aire [Pa]

ρ = Densidad del aire [kg/m³] (Fox, 1995)

$$F_a = P * A_{eje} \quad (2.28)$$

Dónde:

F_a = Fuerza axial sobre el eje [N]

A_{eje} = Área transversal del eje [m²]

2.6.2.2. Cargas combinadas radial y de empuje

Un cojinete de bolas es capaz de resistir cargas radiales y de empuje, además de que las cargas se pueden combinar, considerando F_a y F_r , como las cargas de empuje axial y radial respectivamente, se debe definir un factor de rotación V de valor 1 cuando el anillo interior gira y de 1.2 cuando el anillo exterior gira.

En catálogos SKF pueden ocurrir dos situaciones:

$$\begin{aligned} P &= F_r && \text{when } F_a/F_r \leq e \\ P &= X F_r + Y F_a && \text{when } F_a/F_r > e \end{aligned}$$

Figura 15. Carga combinada radial y de empuje

Fuente: (SKF, 2015)

En la cual se puede obtener la carga equivalente dinámica, los factores de X, Y y “e” se lo puede obtener a través de la siguiente figura.

Calculation factors						
Relative thrust load $f_0 F_r/C_0$	Y-bearing series			17262(00), 17263(00)		
	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,29	0,46	1,88	0,19	0,56	2,30
0,345	0,32	0,46	1,71	0,22	0,56	1,99
0,689	0,36	0,46	1,52	0,26	0,56	1,71
1,03	0,38	0,46	1,41	0,28	0,56	1,55
1,38	0,40	0,46	1,34	0,30	0,56	1,45
2,07	0,44	0,46	1,23	0,34	0,56	1,31
3,45	0,49	0,46	1,10	0,38	0,56	1,15
5,17	0,54	0,46	1,01	0,42	0,56	1,04
6,89	0,54	0,46	1,00	0,44	0,56	1,00

Figura 16. Factores X, Y y e

Fuente: (SKF, 2015)

Donde el valor de f_0 se lo puede obtener de la siguiente figura y el valor C_0 (carga estática del rodamiento) de catálogos industriales donde se especifica el valor para un rodamiento en específico.

Calculation factor f_0	
Y-bearing series (sizes)	Factor f_0
YAT, YAR, YET, YEL, YSA, YSP	
203-204	13
205-212	14
213-218	15
220	14
17262(00)	
03-04	13
05-12	14
17263(00)	
05	12
06-10	13

Figura 17. Factor f_0

Fuente: (SKF, 2015)

Si el valor de la relación $f_o * F_a / C_o$ de la siguiente figura es menor a 0.172, se escoge el valor de $e = 0.29$.

2.6.2.3. Valor C de la carga dinámica básica

Al seleccionar un cojinete para una aplicación dada, es necesario relacionar la carga deseada y los requisitos de vida con la carga nominal de catálogo que corresponde a la vida nominal del catálogo: (Shigley, Cojinetes de contacto rodante, 2012)

$$F_R * L_R^{\frac{1}{a}} = F_D * L_D^{\frac{1}{a}} \quad (2.29)$$

Donde las unidades de L_R y L_D son revoluciones y los subíndices R y D representan a la vida nominal y deseada, F_R y F_D son cargas, también el valor de a es 3 para cojinetes de bolas y a es 10/3 para cojinetes de rodillo. (Shigley, Cojinetes de contacto rodante, 2012)

En ocasiones es conveniente expresar la vida en horas a una velocidad dada. En consecuencia cualquier vida L en revoluciones puede expresarse como: (Shigley, Cojinetes de contacto rodante, 2012)

$$L = 60 * \ell * n \quad (2.30)$$

Donde ℓ esta en horas, n en rev/min y 60min/h es el factor de conversión adecuado. Si se despeja F_R de la ecuación (2.29) y se tiene en cuenta que es simplemente una notación alternativa para la carga nominal del catálogo C , se obtiene una expresión para una carga nominal de catálogo en función de la carga deseada y la vida nominal del catálogo. (Shigley, Cojinetes de contacto rodante, 2012)

$$C = F_R = F_D \left(\frac{\ell_D * n_D * 60}{\ell_R * n_R * 60} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (2.31)$$

Considerando la compañía SKF para la selección de rodamientos, clasifican sus cojinetes para un millón de revoluciones de manera que la vida L_D es 10^6 ,

reduciendo la ecuación (2.19) a la siguiente expresión: (Shigley, Cojinetes de contacto rodante, 2012)

$$C = F_R = F_D \left(\frac{\ell_D * n_D * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (2.32)$$

Con el valor de C y el diámetro del eje (d) anteriormente calculado, se procede a buscar el rodamiento adecuado en catálogos industriales, si no cumpliera el valor de C , se debe proceder a recalcular con un rodamiento de mayor valor de C .

2.6.3. Selección de correas de transmisión de potencia

La selección de correas de transmisión se la hace a partir de catálogos industriales encargados de la distribución de las mismas. Tomando parámetros de la empresa SKF, la selección de bandas se realiza de la siguiente manera:

2.6.3.1. Factor de servicio C_2

Factores de servicio describen la severidad de las condiciones de funcionamiento. Para seleccionar el factor de servicio se procede a la siguiente figura (SKF, 2012)

Types of prime mover	
Soft starts Electric motors:	Heavy starts Electric motors:
AC – Star delta start	AC – Direct-on-line start
DC – Shunt wound	DC – Series and compound wound
Internal combustion engines with 4 or more cylinders	Internal combustion engines with less than 4 cylinders.
Prime movers fitted with centrifugal clutches, dry or fluid couplings or electronic soft start devices	Prime movers not fitted with soft start devices

Figura 18. Tipos de fuerza motriz

Fuente: (SKF, 2012)

Table 3

Types of driven machinery		Soft starts Duty time h/day			Heavy starts Duty time h/day		
		10 and under	Over 10 to 16	Over 16	10 and under	Over 10 to 16	Over 16
Class 1 Light duty	Blowers, exhausters and fans (up to 7,5 kW), centrifugal compressors and pumps. Belt conveyors (uniformly loaded).	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Class 2 Medium duty	Agitators (uniform density), blowers, exhausters and fans (over 7,5 kW). Rotary compressors and pumps (other than centrifugal). Belt conveyors (not uniformly loaded), generators and excitors, laundry machinery, lineshafts, machine tools, printing machinery, sawmill and woodworking machinery, screens (rotary).	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Class 3 Heavy duty	Agitators and mixers (variable density), brick machinery, bucket elevators, compressors and pumps (reciprocating), conveyors (heavy duty). Hoists, mills (hammer), pulverisers, punches, presses, shears, quarry plant, rubber machinery, screens (vibrating), textile machinery.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Class 4 Extra heavy duty	Crushers (gyratory-jaw roll), mills (ball-rod-tube).	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Figura 19. Factor de servicio C2

Fuente: (SKF, 2012)

Para incremento de velocidad de funcionamiento usar factores de corrección de la siguiente figura para corregir el factor de servicio C2.

Table 1

Speed increase ratio
For speed increasing drives of
Speed ratio 1,00–1,24 multiply service factor by 1,00
Speed ratio 1,25–1,74 multiply service factor by 1,05
Speed ratio 1,75–2,49 multiply service factor by 1,11
Speed ratio 2,50–3,49 multiply service factor by 1,18
Speed ratio 3,50 and over multiply service factor by 1,25

Figura 20. Radio de incremento de velocidad

Fuente: (SKF, 2012)

2.6.3.2. Potencia de diseño

La potencia de diseño se obtiene multiplicando la potencia de funcionamiento y el factor de servicio $C2$. (SKF, 2012)

$$P_d = P_r * C2 \quad (2.33)$$

Dónde:

P_d = Potencia de diseño [kW]

P_r = Potencia del motor o potencia absorbida por la carga [kW]

$C2$ = Factor de servicio

2.6.3.3. Sección transversal de la correa

Basándose en la velocidad de rotación y en la potencia de diseño, así también como en la siguiente figura, se procede a seleccionar la correa apropiada. (SKF, 2012)

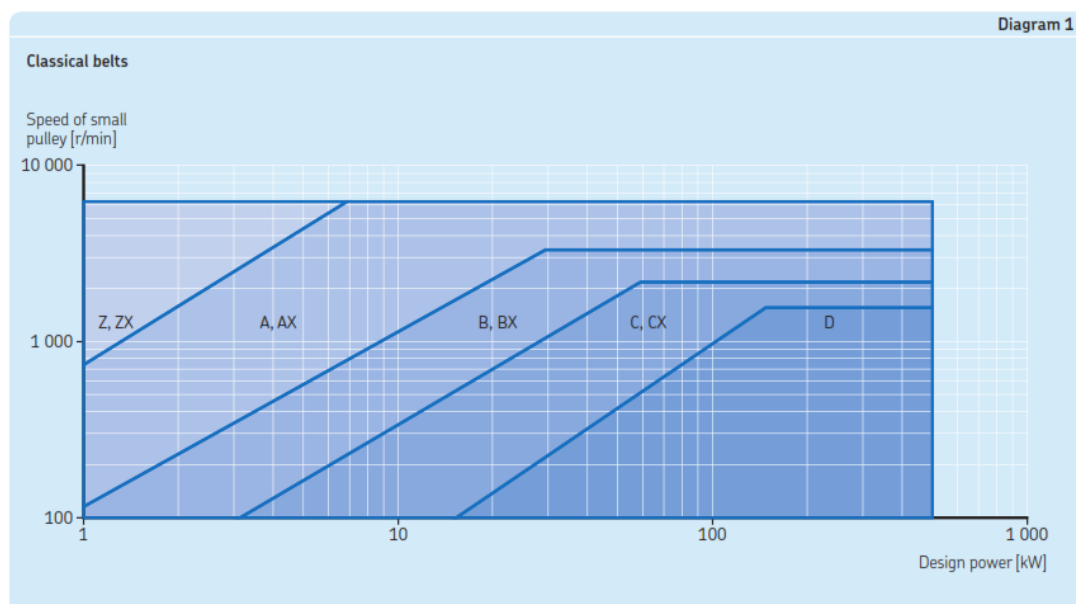


Figura 21. Selección de tipo de banda clásica

Fuente: (SKF, 2012)

2.6.3.4. Radio de velocidad requerido (I_r)

Para la obtención del radio de velocidad requerido se debe dividir la velocidad de rotación del eje más rápido con el eje más lento. (SKF, 2012)

$$I_r = \frac{\text{rev/min (eje mas rapido)}}{\text{rev/min (eje mas lento)}} \quad (2.34)$$

Si la correa seleccionada es del tipo: SPA/SPA-XP/XPA, SPB/SPB-XP/XPB, SPC/SPC-XP/XPC, 5V/5V-XP/5VX o 8V/8V-XP. Se debe escoger la longitud de la correa y la distancia entre centros basándose en el radio de velocidad requerido, en las tablas 4a hasta 4p de la página 20 hasta la 35 del catálogo de correas de transmisión de potencia de SKF 2012.

Si la correa seleccionada es de otro tipo de correa en V, continuar de la siguiente manera:

2.6.3.5. Diámetro de las poleas (d , D)

Siendo d el diámetro de la p Polea más pequeña y D el diámetro de la p Polea más grande, para la p Polea más pequeña se aconseja usar diámetros estándares que se pueden obtener en la siguiente figura.

Pulleys datum diameters		50	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	
Z		✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
A																											
B																											
C																											
D																											
SPZ/SPZ-XP						✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
SPA/SPA-XP																											
SPB/SPB-XP																											
SPC/SPC-XP																											
ZX		✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
AX																											
BX																											
CX																											
XPZ			✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
XPA																											
XPB																											
XPC																											

Figura 22. Selección diámetro d de las poleas

Fuente: (SKF, 2012)

Para la obtención del diámetro estándar (D) se procede con el radio de velocidad a la siguiente figura.

Pulley datum diameter [mm]	Pulley datum diameter [mm]																								
	50	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212
50	1	1.12	1.20	1.26	1.34	1.42	1.50	1.60	1.70	1.80	1.90	2	2.12	2.24	2.36	2.50	2.64	2.80	3	3.20	3.40	3.60	3.80	4	4.24
56		1	1.07	1.13	1.20	1.27	1.34	1.43	1.52	1.61	1.70	1.79	1.89	2	2.11	2.23	2.36	2.50	2.68	2.86	3.04	3.21	3.39	3.57	3.79
60			1	1.05	1.12	1.18	1.25	1.33	1.42	1.50	1.58	1.67	1.77	1.87	1.97	2.08	2.20	2.33	2.50	2.67	2.83	3	3.17	3.33	3.53
63				1	1.06	1.13	1.19	1.27	1.35	1.43	1.51	1.59	1.68	1.78	1.87	1.98	2.10	2.22	2.38	2.54	2.70	2.86	3.02	3.17	3.37
67					1	1.06	1.12	1.19	1.27	1.34	1.42	1.49	1.58	1.67	1.76	1.87	1.97	2.09	2.24	2.39	2.54	2.69	2.84	2.99	3.16
71						1	1.06	1.13	1.20	1.27	1.34	1.41	1.49	1.58	1.66	1.76	1.86	1.97	2.11	2.25	2.39	2.54	2.68	2.82	2.99
75							1	1.07	1.13	1.20	1.27	1.33	1.41	1.49	1.57	1.67	1.76	1.87	2	2.13	2.27	2.40	2.53	2.67	2.83
80								1	1.06	1.13	1.19	1.25	1.33	1.40	1.48	1.56	1.65	1.75	1.88	2	2.13	2.25	2.38	2.50	2.65
85									1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.39	1.47	1.55	1.65	1.76	1.88	2	2.12	2.24	2.35	2.49
90										1	1.06	1.11	1.18	1.24	1.31	1.39	1.47	1.56	1.67	1.78	1.89	2	2.11	2.22	2.36
95											1	1.05	1.12	1.18	1.24	1.32	1.39	1.47	1.58	1.68	1.79	1.89	2	2.11	2.23
100												1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.40	1.50	1.60	1.70	1.80	1.90	2	2.12
106													1	1.06	1.11	1.18	1.25	1.32	1.42	1.51	1.60	1.70	1.79	1.89	2
112														1	1.05	1.12	1.18	1.25	1.34	1.43	1.52	1.61	1.70	1.79	1.89
118															1	1.06	1.12	1.19	1.27	1.36	1.44	1.53	1.61	1.69	1.80
125																1	1.06	1.12	1.20	1.28	1.36	1.44	1.52	1.60	1.70
132																	1	1.06	1.14	1.21	1.29	1.36	1.44	1.52	1.61
140																		1	1.07	1.14	1.21	1.29	1.36	1.43	1.51
150																			1	1.07	1.13	1.20	1.27	1.33	1.41
160																				1	1.06	1.13	1.19	1.25	1.33
170																					1	1.06	1.12	1.18	1.25
180																						1	1.06	1.11	1.18
190																							1	1.05	1.12
200																								1	1.06
212																									1

Figura 23. Selección diámetro D de las poleas

Fuente: (SKF, 2012)

2.6.3.6. Distancia entre centros preliminar (CC_p)

Por recomendación del fabricante, la distancia preliminar entre centros de poleas son las siguientes:

$$CC_{pmin} = 0.7 * (D + d) \quad (2.35)$$

$$CC_{pmax} = 2 * (D + d) \quad (2.36)$$

2.6.3.7. Longitud de la correa

Después de escoger una distancia preliminar entre centros de poleas, se procede a calcular la longitud de la correa de la siguiente manera:

$$L_d = 2 * CC_p + 1.57 * (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 * CC_p} \quad (2.37)$$

Dónde:

L_d = Longitud calculada de la correa [mm]

CC_p = Distancia preliminar entre centros [mm]

D = Diámetro de la p Polea grande [mm]

d = Diámetro de la polea pequeña [mm]

Teniendo la longitud calculada L_d se procede a elegir la distancia más cercana de las tablas de las páginas 81-99 del catálogo de correas de transmisión de potencia de SKF 2012.

2.6.3.8. Distancia entre centros (CC)

Se calcula la distancia entre centros de la siguiente manera:

$$CC = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8 * (D - d)^2}}{8} \quad (2.38)$$

$$a = 2 * L_d - \pi * (D - d) \quad (2.39)$$

Dónde:

L_d = Longitud seleccionada por catálogo [mm]

2.6.3.9. Potencia básica de la correa (P_b)

Para el cálculo de la potencia (P_b) se procede a las tablas de la página 41-62 del catálogo de correas de transmisión de potencia de SKF 2012. La potencia total es la suma de la potencia básica de la correa y la potencia basada en el radio de velocidad.

2.6.3.10. Factores de corrección ($C1, C3$)

Para la selección del factor ($C1$) se lo escoge de la siguiente figura.

Belt length correction factor C_1										
Belt length	Correction factor									
	SPZ	SPA	SPB	SPC	8V	Z	A	B	C	D
	SPZ-XP	SPA-XP	SPB-XP	SPC-XP	8V-XP	ZX	AX	BX	CX	
	XPZ	XPA	XPB	XPC						
	3V		5V							
	3V-XP		5V-XP							
	3VX		5VX							
mm	-									
400	0,50					0,87	0,68			
475	0,65					0,90	0,74	0,64		
530	0,74					0,93	0,78	0,70		
630	0,82	0,77				0,96	0,81	0,76		
710	0,84	0,79				0,99	0,83	0,78		
900	0,88	0,83	0,76			1,05	0,87	0,82	0,73	
1 000	0,90	0,85	0,78			1,06	0,89	0,84	0,76	
1 120	0,93	0,87	0,80			1,08	0,91	0,86	0,78	
1 250	0,95	0,89	0,82			1,11	0,93	0,88	0,80	
1 400	0,96	0,91	0,84	0,70		1,14	0,96	0,90	0,82	
1 600	1,00	0,93	0,86	0,74		1,17	0,99	0,93	0,84	
1 800	1,01	0,95	0,88	0,77		1,22	1,01	0,95	0,86	
2 000	1,02	0,96	0,90	0,80	0,78	1,25	1,03	0,98	0,88	0,78
2 240	1,05	0,98	0,92	0,83	0,80	1,28	1,06	1,00	0,91	0,80
2 500	1,07	1,00	0,94	0,86	0,80	1,29	1,09	1,03	0,93	0,82
2 800	1,09	1,02	0,96	0,88	0,82	1,29	1,11	1,05	0,95	0,84
3 150	1,11	1,04	0,98	0,90	0,84		1,13	1,07	0,97	0,86
3 550	1,13	1,06	1,00	0,92	0,86		1,15	1,09	0,99	0,88
4 000	1,13	1,08	1,02	0,94	0,89		1,17	1,13	1,02	0,91
4 500	1,13	1,09	1,04	0,96	0,91		1,17	1,15	1,04	0,93
5 000		1,09	1,06	0,98	0,94		1,17	1,18	1,07	0,96
5 600		1,09	1,08	1,00	0,96		1,17	1,20	1,09	0,98
6 300			1,10	1,02	0,99		1,17	1,23	1,12	1,01
7 100			1,12	1,04	1,02			1,23	1,15	1,04
8 000			1,14	1,06	1,04			1,23	1,18	1,06
9 000			1,14	1,08	1,07			1,23	1,21	1,09
10 000			1,14	1,10	1,09			1,23	1,23	1,11
11 200				1,12	1,12				1,23	1,14
12 500				1,14	1,15				1,23	1,17

Figura 24. Factor de corrección C1

Fuente: (SKF, 2012)

Para la selección del factor (**C3**) se lo escoge de la siguiente figura.

Arc of contact power correction factor C_3		
$\frac{D-d}{CC} *$	Arc of contact on small pulley	Arc of contact correction factor C_3
mm	deg.	-
0,00	180	1,00
0,05	177	0,99
0,10	174	0,99
0,15	171	0,98
0,20	169	0,97
0,25	166	0,97
0,30	163	0,96
0,35	160	0,95
0,40	157	0,94
0,45	154	0,93
0,50	151	0,93
0,55	148	0,92
0,60	145	0,91
0,65	142	0,90
0,70	139	0,89
0,75	136	0,88
0,80	133	0,87
0,85	130	0,86
0,90	127	0,85
0,95	123	0,83
1,00	120	0,82
1,05	117	0,81
1,10	113	0,80
1,15	100	0,78
1,20	107	0,77
1,25	104	0,75
1,30	101	0,73
1,35	97	0,72
1,40	93	0,70

Figura 25. Factor C3

Fuente: (SKF, 2012)

2.6.3.11. Potencia de la correa (P_r)

La potencia de la correa se obtiene multiplicando la potencia básica por los factores de corrección C1 y C3 de la siguiente manera:

$$P_r = P_b * C_1 * C_3 \quad (2.40)$$

2.6.3.12. Número de correas (N)

El número de correas se lo obtiene dividiendo la potencia de diseño P_d para la potencia de la correa de la siguiente manera:

$$N = \frac{P_d}{P_r} \quad (2.41)$$

2.6.3.13. Instalación y tolerancias de las correas

Para la instalación se debe tener en cuenta las tolerancias que se pueden permitir. *MIA* Es la distancia mínima que puede disminuir la distancia entre centros *CC*, a fin de poder instalar la correa. *MTA* Es la distancia mínima que se puede extender la distancia entre centros *CC* con el fin de poder tensar la correa. Ambos valores se los puede obtener de la siguiente figura.

Single V-belts												
Datum length	Minimum take-up allowance for tensioning	Minimum installation allowance – for fitting					D	XPZ 3VX SPZ SPZ-XP 3V 3V-XP	XPA SPA SPA-XP	XPB 5VX SPB SPB-XP 5V 5V-XP	XPC SFC SFC-XP	8V 8V-XP
		Z ZX	A AX	B BX	C CX							
		mm										
400-1 199	25	15	20	25	40	–	15	20	–	–	–	
1 200-2 099	35	20	20	30	40	50	20	25	25	–	–	
2 100-2 799	40	20	25	30	40	50	20	25	25	35	40	
2 800-3 399	45	–	25	30	40	50	20	25	25	35	40	
3 400-4 399	55	–	25	30	50	55	20	25	25	35	40	
4 400-5 399	65	–	25	40	50	60	–	25	25	35	45	
5 400-6 399	85	–	25	40	50	60	–	–	35	40	45	
6 400-7 799	95	–	–	40	50	65	–	–	35	40	45	
7 800-9 999	110	–	–	40	50	65	–	–	35	40	50	
10 000-	130	–	–	40	50	65	–	–	45	50	50	

Figura 26. Tolerancia MIA y MTA

Fuente: (SKF, 2012)

De esa manera las distancias entre centros máximas y mínima quedarían:

$$CC_{min} = CC - MIA \quad (2.42)$$

$$CC_{max} = CC + MTA \quad (2.43)$$

2.6.3.14. Tensión de las correas

Para el valor recomendado de la tensión de las correas se debe escoger de las tablas 11-18 de las páginas 64-71 del catálogo de correas de transmisión de potencia de SKF 2012.

2.6.4. Selección de poleas

Para la selección de poleas es necesario tener en cuenta los catálogos disponibles en el mercado y la relación de velocidades que se produce.

2.6.4.1. Relación de velocidades

La transmisión de movimientos entre dos ejes mediante poleas está en función de los diámetros de estas, cumpliéndose en todo momento. (EUDOTEC, 2013)

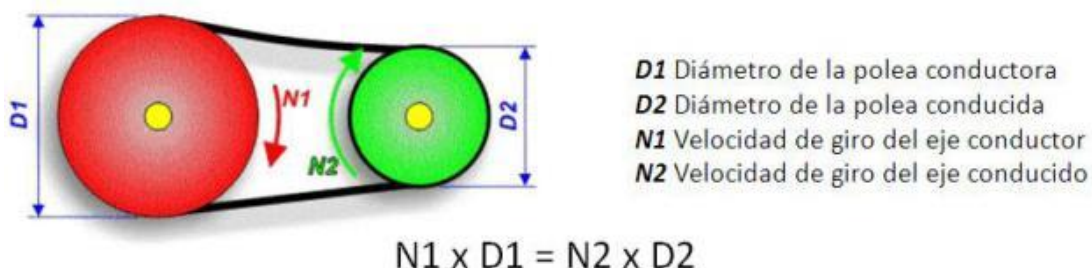


Figura 27. Relación de velocidades en poleas

Fuente: (EUDOTEC, 2013)

Teniendo en cuenta la relación de velocidades que se establece en función de los diámetros de las poleas, con una adecuada elección de diámetros se podrá aumentar ($D1 > D2$), disminuir ($D1 < D2$) o mantener ($D1 = D2$) la velocidad de giro del eje conductor en el conducido. (EUDOTEC, 2013)

Para hallar la reducción deseada se la realiza con la relación de transmisión: (EUDOTEC, 2013)

$$i = \frac{N2}{N1} = \frac{D1}{D2} \quad (2.44)$$

Dónde:

i = Relación de transmisión

$N2$ = Velocidad de giro del eje conducido [RPM]

$N1$ = Velocidad de giro del eje conductor [RPM]

$D2$ = Diámetro de la polea conducida [mm]

$D1$ = Diámetro de la polea conductora [mm]

2.6.4.2. Fuerzas que intervienen en las poleas

El aspecto general del sistema para correas V se parece al de las cadenas de transmisión, con una diferencia importante. Los dos lados de la correa están en tensión, como se ve en la siguiente figura. La tensión F_1 en el lado tenso es mayor que la tensión F_2 en el lado flojo, por ello hay una fuerza impulsora en las poleas. (Mott, 2006)

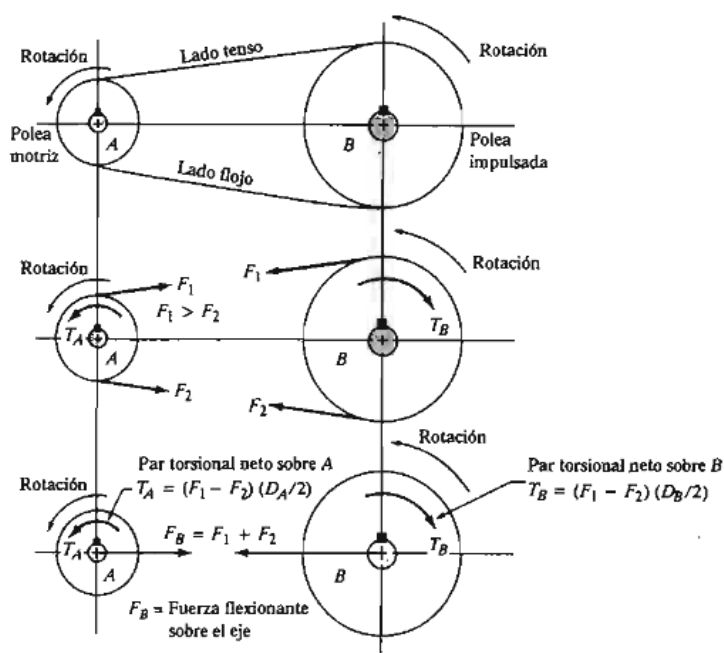


Figura 28. Fuerzas tangenciales en poleas

Fuente: (Mott, 2006)

La fuerza impulsora neta es la siguiente: (Mott, 2006)

$$F_N = F_t = F_1 - F_2 \quad (2.45)$$

Dónde:

$F_N = F_t =$ Fuerza tangencial o fuerza impulsora [N]

$F_1 =$ Tensión en el lado tenso de la correa [N]

$F_2 =$ Tensión en el lado flojo de la correa [N]

La magnitud de la fuerza impulsora neta o fuerza tangencial se la puede calcular con el par torsional transmitido. (Mott, 2006)

$$F_t = \frac{T}{\frac{D}{2}} \quad (2.46)$$

Dónde:

T = Par torsional transmitido por el motor eléctrico [N*m]

D = Diámetro de la polea motriz [m]

Se debe observar en la figura anterior que la fuerza de flexión sobre el eje depende de la suma de F_1 y F_2 llamada F_p . (Mott, 2006)

Para calcular la fuerza de flexión, se debe tener en cuenta la siguiente ecuación, la cual es una relación general para bandas en V. (Mott, 2006)

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 \quad (2.47)$$

Dónde:

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 = \text{Relación general para bandas en V}$$

2.6.5. Chaveta

La ASME define una cuña como una pieza de maquinaria desmontable que, cuando se ensambla en los cuñeros, brinda un medio positivo de transmisión del torque entre el eje y la maza. Tanto el tamaño como la forma de las cuñas fueron estandarizados de varias maneras. (Norton, 2011)

Las cuñas paralelas son las que se usan más comúnmente. Los estándares ANSI e ISO definen tamaños particulares de secciones transversales de cuñas y profundidades de cuñeros, como una función del diámetro del eje en el asiento de la cuña. (Norton, 2011)

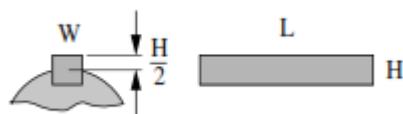


Figura 29. Dimensionamiento de chavetas

Fuente: (Norton, 2011)

Para la selección de una chaveta apropiada de acuerdo con el diámetro del eje se procede a la siguiente figura para la selección.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Figura 30. Medidas universales de cuñeros

Fuente: (Shigley J. , Diseño de ejes para el esfuerzo, 2012)

2.6.5.1. Falla por cortante en chavetas

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{cortante}} \quad (2.48)$$

Dónde:

F_m = Fuerza aplicada [N]

τ_m = Esfuerzo por cortante [Pa]

$A_{cortante}$ = Area de cortante, en la chaveta es el ancho por la longitud [m²]

Usando el esfuerzo de Von Mises, quedaría de la siguiente manera: (Norton R. , 2011)

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x * \sigma_y + 3(\tau_m)^2} \quad (2. 49)$$

2.6.5.2.Falla por aplastamiento

El esfuerzo de presión por contacto sobre la cuña es de compresión y, por lo tanto, se considera una carga estática. Se calcula mediante la fuerza máxima sobre la cuña: (Norton R. , 2011)

$$\sigma_{max} = \frac{F_m + F_a}{A_{contacto}} \quad (2. 50)$$

Dónde:

F_m = Fuerza media [N]

F_a = Fuerza alternante [N]

σ_{max} = Esfuerzo por aplastamiento

$A_{contacto}$ = Área de contacto, en el caso de la chaveta cuadrada es la mitad de la altura por la longitud [m²] (Norton R. , 2011)

El factor de seguridad se lo calcula de la siguiente ecuación (Norton R. , 2011)

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (2. 51)$$

Dónde:

N_s = Factor de seguridad

2.7. Diseño por rigidez del ventilador centrífugo

2.7.1. Deformación y vibración torsional

Los elementos sometidos a torsión se encuentran en muchas situaciones de ingeniería. La aplicación más común la representan los ejes de transmisión que se usan para transferir potencia de un punto a otro, de una turbina de vapor a un generador eléctrico, o de un motor a una máquina herramienta, o del motor al eje trasero del automóvil. Estos ejes pueden ser sólidos, o huecos. (Arevalo, 2010)

2.7.1.1. Deformación por torsión

Cuando un eje se somete a un par de torsión, sufre un retorcimiento en el que una sección transversal gira con respecto a otras secciones transversales en el eje. El ángulo de torsión se calcula mediante la siguiente ecuación (Arevalo, 2010)

$$\theta = \frac{T * L}{G * J} \quad (2. 52)$$

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} \quad (2. 53)$$

Dónde:

θ = Ángulo de torsión [rad]

L = Longitud del eje donde se calcula el ángulo de torsión [m]

G = Módulo de elasticidad al cortante del material del eje [Pa]

J = Momento polar de inercia del eje [m⁴]

T = Torque producido por el motor eléctrico [N*m]

El ángulo θ debe ser comparado con parámetros de construcción admisibles y verificar que este dentro de un valor tolerable.

2.7.1.2. Vibración torsional

Así como un eje vibra lateralmente, también vibra por torsión y tiene una o más frecuencias naturales torsionales. Se pueden usar las mismas ecuaciones que describen las vibraciones laterales para las vibraciones torsionales. Los sistemas son análogos. La fuerza se convierte en torque, la masa en momento de inercia de masa y la constante lineal de resorte en constante torsional de resorte, dando la siguiente expresión: (Norton, 2011)

$$\omega_{nt} = \sqrt{\frac{k_{tef}}{I_m}} \quad (2.54)$$

Dónde:

ω_{nt} = Frecuencia natural torsional [rad/s]

k_{tef} = Constante torsional efectiva de resorte [N*m/rad]

I_m = Momento de inercia de masa de las que están presentes en el sistema [kg*m²]

2.7.1.2.1. Constante torsional de resorte

Para determinar la frecuencia crítica torsional de un eje escalonado se requiere una constante efectiva de resorte para las secciones combinadas de los escalones. Si el eje posee 2 secciones distintas la constante efectiva será la siguiente: (Norton R. , 2011)

$$\frac{1}{k_{tef}} = \frac{1}{k_{t1}} + \frac{1}{k_{t2}} \quad (2.55)$$

Dónde:

k_{t1} = Constante de resorte de la sección 1 [N*m/rad]

k_{t2} = Constante de resorte de la sección 2 [N*m/rad]

$$k_t = \frac{G * J}{l} \quad (2.56)$$

Dónde:

G = Módulo de elasticidad al cortante del material del eje [Pa]

J = Momento polar de inercia del eje [m^4]

l = Longitud de la sección del eje [m]

2.7.1.2.2. Momento de inercia de masas del sistema

Se debe tomar en cuenta las masas que están presentes en el sistema, si el sistema posee 2 masas se procede a la siguiente expresión: (Norton R. , 2011)

$$\frac{1}{I_m} = \frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \quad (2. 57)$$

Dónde:

I_m = Momento de inercia de masa de las que están presentes en el sistema [$kg \cdot m^2$]

I_1 = Momento de inercia de la masa 1 [$kg \cdot m^2$]

I_2 = Momento de inercia de la masa 2 [$kg \cdot m^2$]

2.7.2. Velocidades críticas en ejes

Todos los sistemas que contienen elementos que almacenan energía poseen un conjunto de frecuencias naturales, donde el sistema vibrará con amplitudes potencialmente grandes. Cualquier masa que se mueve almacena energía cinética y cualquier resorte almacenan energía potencial. Todos los elementos de máquinas fueron hechos de materiales elásticos; por lo tanto, pueden actuar como resortes. (Norton, 2011)

Todos los elementos tienen masa, pero si también tienen velocidad, almacenarán energía cinética. Cuando un sistema dinámico vibra, dentro del sistema ocurre una transferencia repetitiva de energía potencial a energía cinética a energía potencial, etcétera. Los ejes cumplen con este criterio girando a alguna velocidad y flexionándose tanto por torsión como por flexión. (Norton, 2011)

A la frecuencia natural se le llama también frecuencia crítica o velocidad crítica. Se debe evitar la excitación de un sistema a su frecuencia (resonancia) crítica o cerca de ella, ya que las deflexiones resultantes a menudo causarían esfuerzos lo suficientemente grandes como para que la pieza falle rápidamente. (Norton, 2011)

2.7.2.1. Método de Rayleigh

Se trata de un método de energía que proporciona resultados dentro de un porcentaje bajo de la ω_n real. Se aplica tanto a un sistema continuo como a un modelo del sistema en parámetro agrupado. Por lo general, se prefiere por su sencillez. (Norton, 2011)

El método iguala las energías potenciales y cinéticas del sistema, dando como resultado la siguiente ecuación. (Norton, 2011)

$$\omega_n = \sqrt{g * \frac{\sum_{i=1}^n W_i * \delta_i}{\sum_{i=1}^n W_i * \delta_i^2}} \quad (2.58)$$

Dónde: (Norton, 2011)

g = gravedad [m/s²]

W_i = Pesos de los agrupamientos, de las masas del sistema [N]

δ_i = Deflexiones del eje por acción de los pesos [m]

2.8. Ajustes de interferencia

Otro medio común para acoplar una maza a un eje consiste en utilizar un ajuste de presión o de contracción, llamado también ajuste de interferencia. Un ajuste de presión se obtiene maquinando el orificio de la maza de un diámetro ligeramente más pequeño que el del eje, como se muestra en la siguiente figura. Luego, las dos piezas se fuerzan juntas lentamente a presión, de preferencia aplicando aceite lubricante a la junta. La fuerza de fricción transmite el torque del eje a la maza y resiste el movimiento axial.

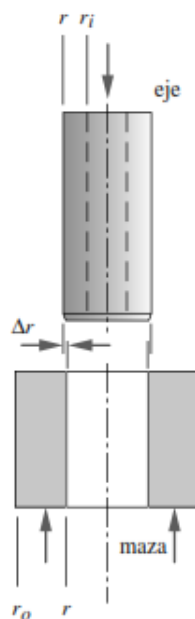


Figura 31. Ajustes de interferencia

Fuente: (Norton R. , 2011)

2.8.1. Esfuerzos en ajustes de interferencia

Un ajuste de interferencia crea el mismo estado de esfuerzos en el eje que el de una presión externa uniforme sobre su superficie. La maza experimenta los mismos esfuerzos que un cilindro de pared delgada sujeto a presión interna. La presión p creada por el ajuste a presión se obtiene a partir de la deformación de los materiales causada por la interferencia. (Norton R. , 2011)

$$p = \frac{0.5 * \delta}{\frac{r}{E_o} * \left(\frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_o \right) + \frac{r}{E_i} * \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_i \right)} \quad (2.59)$$

Dónde:

δ = Interferencia diametral total entre las 2 piezas [mm]

r = Radio nominal del punto de contacto de las 2 piezas [mm]

r_i = Radio interior de un eje hueco (si existe) [mm]

r_o = Radio exterior de la maza [mm]

E = Módulos de elasticidad de las 2 piezas respectivamente [MPa]

ν = Razones de Poisson de las 2 piezas respectivamente

El torque que se transmite por el ajuste de interferencia se puede definir en términos de la presión p en el punto de contacto, lo cual crea la fuerza de fricción en el radio del eje. (Norton R. , 2011)

$$T = 2 * \pi * r^2 * \mu * p * l \quad (2. 60)$$

Dónde:

T = Torque que se transmite por la interferencia [N*m]

r = Radio del eje [m]

μ = Coeficiente de fricción entre el eje y la maza

p = Presión creada por el ajuste de interferencia [Pa]

l = Longitud de acoplamiento de la maza [m]

La presión p se utiliza en las ecuaciones para calcular los esfuerzos radiales y tangenciales en cada pieza. Para el eje: (Norton R. , 2011)

$$\sigma_{teje} = -p * \frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} \quad (2. 61)$$

$$\sigma_{reje} = -p \quad (2. 62)$$

Dónde:

σ_{teje} = Esfuerzo tangencial del eje [Pa]

σ_{reje} = Esfuerzo radial del eje [Pa]

Para la maza:

$$\sigma_{tmaza} = p * \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} \quad (2. 63)$$

$$\sigma_{rmaza} = -p \quad (2.64)$$

σ_{tmaza} = Esfuerzo tangencial en la maza [Pa]

σ_{rmaza} = Esfuerzo radial en la maza [Pa]

2.9.Acoplamientos

Hay una gran variedad de acoplamientos de ejes comerciales, desde acoplamientos rígidos simplemente acuñados hasta diseños elaborados que utilizan engranes, elastómeros o fluidos para transmitir torque de uno a otro ejes o a otros dispositivos, en presencia de varios tipos de desalineaciones. (Norton R. , 2011)

2.9.1. Acoplamientos rígidos

Los acoplamientos rígidos conectan los ejes sin permitir movimiento relativo entre ellas; sin embargo, es posible algún ajuste axial en el montaje. Se utilizan cuando la precisión y la fidelidad de la transmisión del torque son de primordial importancia como, por ejemplo, cuando la relación de fase entre el dispositivo impulsor y el dispositivo impulsado se debe mantener con precisión. Por consiguiente, la maquinaria de producción impulsada por grandes ejes en línea usa con frecuencia acoplamientos rígidos entre las secciones del eje. (Norton R. , 2011)

2.9.1.1.Acoplamientos de tornillo prisionero

Éstos utilizan un tornillo prisionero duro que se incrusta en el eje para transmitir torque y cargas axiales. Éstos no son recomendables salvo para aplicaciones con cargas ligeras y se pueden aflojar con la vibración.

2.9.1.2.Acoplamientos acuñados

Usan cuñas estándar como las estudiadas y pueden transmitir un torque considerable. Con frecuencia se emplean los tornillos prisioneros (opresores) junto con una cuña, ubicando el tornillo a 90° de la cuña. Para operar adecuadamente contra la vibración, se utiliza un tornillo prisionero con punta de copa que se incrusta en el eje. Para mayor seguridad, se debe hacer un orificio poco profundo en el eje

debajo del tornillo, con la finalidad de proporcionar una interferencia mecánica contra deslizamiento axial en vez de confiar en la fricción.

2.10. Balanceo Estático

Más del 50% de los problemas de vibración en equipos rotativos se presentan por pérdida de equilibrio, debido a desgastes o variación de peso por acumulación de material en los impulsores, rotores, ventiladores, poleas, etc. lo cual reduce la vida útil de los componentes de máquina. (Vibro Montajes, 2016).

El desbalanceo definido técnicamente es la no coincidencia del centro de gravedad con el centro de giro, lo cual genera una fuerza centrífuga no compensada, traducida en vibraciones. (Vibro Montajes, 2016).

En el proceso de balanceo la asimetría de la distribución de la masa se compensa con la adición o remoción de material, permitiendo minimizar la vibración, el ruido y el desgaste de los elementos de máquina. (Vibro Montajes, 2016).

Para el balanceo estático es necesario que el ventilador sea puesto sobre una máquina que mediante el giro del peso propio del ventilador el usuario podrá conocer puntos donde presente un desequilibrio.

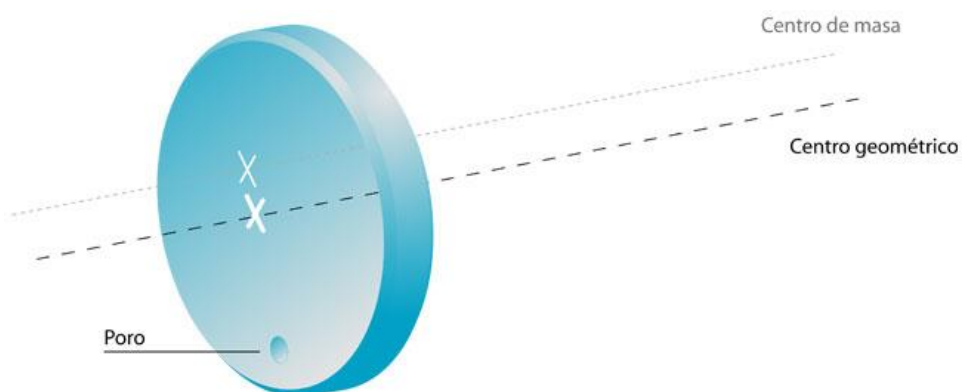


Figura 32. Desbalanceo estático

Fuente: (Vibro Montajes, 2016)

Puede ser detectado colocando el rotor sobre dos apoyos prismáticos. La parte más pesada tenderá a ubicarse siempre por debajo del eje de rotación o lo que es lo

mismo, el eje longitudinal de inercia quedará por debajo del eje de rotación. (Barriga, 2009).

2.11. Balanceo Dinámico

Balanceo dinámico es compensar y redistribuir masas por error de manufactura o por la fabricación. Para el balanceo dinámico es necesario que el ventilador esté funcionando, para lo cual mediante herramientas de medición adecuadas se procederá a verificar vibraciones no comunes en el funcionamiento e imperfecciones con un haz de luz, el lugar donde marque dichas imperfecciones tendrán que ser tratadas con aumento o disminución de masa para llegar a un correcto equilibrio, un buen balanceo estático garantizara un correcto balanceo dinámico.

Se define como aquella condición para la cual el eje longitudinal principal de inercia del rotor no intercepta al eje de rotación y tampoco es paralelo a éste. En otras palabras, el eje longitudinal principal de inercia del rotor cruza al eje de rotación del propio rotor. (Barriga, 2009)

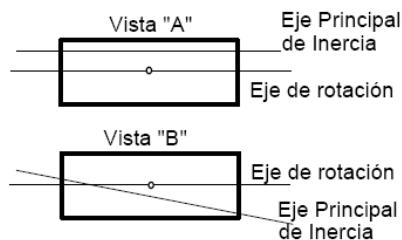


Figura 33. Desbalanceo Dinámico

Fuente: (Barriga, 2009)

CAPITULO III

3. SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

3.1. Disposición del sistema motriz

3.1.1. Accionamiento mediante acoplamiento “D”

El movimiento del motor se traslada al ventilador a través de un acoplamiento elástico. El rodete se acopla en un eje que gira sobre soportes independientes o dentro de una robusta caja de rodamientos. Recomendable para servicio continuo y gases calientes. (Gruber Hermanos, 2015).

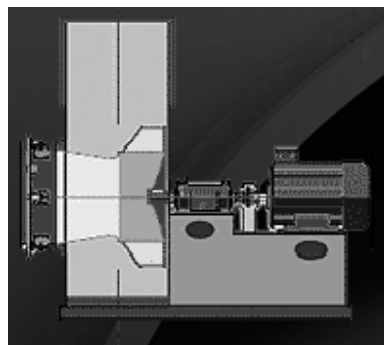


Figura 34. Accionamiento mediante acoplamiento “D”

Fuente: (Gruber Hermanos, 2015)

3.1.2. Accionamiento mediante poleas y correas “TVM”

La utilización de poleas y correas trapezoidales en un ventilador es recomendable en todas las aplicaciones en las que el número de revoluciones del ventilador deba ser distinto de las del motor. El motor se sitúa, normalmente, en una bancada común justo al lado del ventilador. (Gruber Hermanos, 2015).

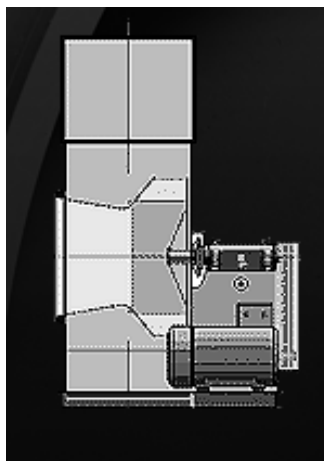


Figura 35. Accionamiento TVM

Fuente: (Gruber Hermanos, 2015)

3.1.3. Accionamiento directo “M”

La rueda de alabes se monta directamente en el eje del motor. El tamaño del ventilador no es grande, la potencia es pequeña y la velocidad de giro del ventilador se corresponde con la del motor. (Gruber Hermanos, 2015).



Figura 36. Accionamiento directo M

Fuente: (Gruber Hermanos, 2015)

3.2.Orientaciones de descarga

El sentido de rotación del rodete y la posición de la descarga o impulsión dependen de las exigencias de la instalación en la que cada ventilador se integra. La orientación de referencia es la que en la figura adjunta se marca como “GD360” y corresponde a un giro del rodete en el sentido horario cuando se mira el ventilador desde el lado en el que se encuentra el motor. En esta posición de referencia el fluido abandona el ventilador impulsado hacia arriba, según la vertical. El resto de las designaciones normalizadas se indica en la figura, pudiendo considerarse cualquier otro ángulo no incluido aquí. (Gruber Hermanos, 2015)



Figura 37. Orientaciones de descarga

Fuente: (Gruber Hermanos, 2015)

3.3.Selección de las alternativas

Para seleccionar la alternativa adecuada, se ha elegido diferentes parámetros, ponderados respectivamente de 1 a 3, que se describen en la siguiente tabla.

Tabla 1.

Ponderación de parámetros elegidos

3	Disponibilidad; fácil de conseguir. Manufactura; fácil de construir. Costo; económico.
2	Disponibilidad; medianamente difícil de conseguir. Manufactura; medianamente difícil de construir. Costo; medianamente económico.
1	No disponible; difícil de conseguir. Manufactura; difícil de construir. Costo; costoso.

Después de dar una ponderación a dichos parámetros se realizara una matriz de decisión de doble entrada en donde se elegirá la alternativa que tenga mayor sumatoria en su ponderación.

Tabla 2.

Matriz de decisión

		Costo	Manufactura	Disponibilidad	Suma
Sistema motriz	Accionamiento D	2	2	2	6
	Accionamiento TVM	3	2	3	8
	Accionamiento M	3	3	2	8
Variación de la velocidad	Poleas escalonadas	3	3	3	9
	Variador de frecuencia	1	1	1	3
	Engranajes	2	2	2	6
Orientación descarga	GD90	2	2	1	5
	GD 90/180/270/360	2	2	2	6

Como decisión final se eligió al sistema de transmisión TVM, ya que a pesar de tener la misma ponderación del accionamiento M, el accionamiento TVM permite

que la velocidad del eje sea diferente a la del motor al no poseer un variador de frecuencia.

Se eligió la alternativa de poleas escalonadas, ya que en comparación con las otras opciones es la que mejor se adapta a los requerimientos.

Se eligió la alternativa de orientación de descarga GD 90/180/270/360, ya que cumple con los requerimientos.

CAPITULO IV

4. DISEÑO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

4.1. Torque requerido por el sistema

4.1.1. Torque generado por el fluido siguiendo los parámetros de funcionamiento basados en el estudio aerodinámico

$$T = r * V_t * m$$

$$T = \omega * r^2 * \rho * Q$$

$$\omega = 1500 \text{ rpm} = 157.08 \text{ rad/s}$$

$$r = 150 \text{ mm} = 0.150 \text{ m}$$

$$\rho = 1.2046 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Q = 573.781 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0.159 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}, \text{ (Lopez, InvenCenty, 2015)}$$

$$T = \left(157.08 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) (0.150 \text{ m})^2 \left(1.2046 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(0.159 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$$

$$T = 0.679 \text{ N} * \text{m}$$

4.1.2. Torque producido en el arranque del motor tomando en cuenta la inercia de masa del rotor y su aceleración tangencial

$$T_2 = I_{x-x} * \alpha$$

$$I_{x-x} = 0.06 \text{ Kg} * \text{m}^2, \text{ (CAD, 2013)}$$

$$m_{\text{rotor}} = 4,5 \text{ kg}, \text{ (CAD, 2013)}$$

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_o}{t} = \frac{1500 \text{ rpm} - 0 \text{ rpm}}{2 \text{ s}} = 750 \frac{\text{rpm}}{\text{s}} = 78,54 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T_2 = 0.06 \text{ Kg} * m^2 * \left(78,54 \frac{\text{rad}}{s^2}\right) = 4,71 \text{ N} * m$$

4.1.3. Potencia requerida del motor eléctrico

$$T_{\text{diseño}} = T_2 = 4,71 \text{ N} * m$$

$$P_d = T_2 * \omega = (4,71 \text{ N} * m) \left(157,08 \frac{\text{rad}}{s}\right) = 0,740 \text{ Kw}$$

Se debe obtener la potencia real que se va a necesitar, en esta parte se debe tomar en cuenta la eficiencia del motor eléctrico que es del 80%:

$$P_r = \frac{P_d}{\varepsilon} = \frac{0,740 \text{ Kw}}{0,8} = 0,925 \text{ Kw} = 1,24 \text{ HP}$$

Por lo tanto se tiene que la potencia requerida del motor debe ser de 1,5 HP, basado en los modelos estándar.

4.2. Diseño del alabe

4.2.1. Calculo del espesor

$$P_{\text{max}} = 17.407 \frac{\text{Kgf}}{m^2}, \text{ (Lopez, InvenCenty, 2015)}$$

$\beta_2 = 44.67^\circ \rightarrow$ Ángulo entre la tangente al diámetro del rotor y el alabe.
(Lopez, InvenCenty, 2015)

$m = 75 \text{ mm} \rightarrow$ Longitud del alabe (Lopez, InvenCenty, 2015)

$$b = m1 * \cos(\beta_2)$$

$$b = 0,075m * \cos(44,67^\circ) = 0,053 \text{ m}$$

$X = \frac{2}{3} * b = \frac{2}{3} * 0,053 \text{ m} = 0,036 \text{ m} \rightarrow$ Distancia en donde se aplica la mayor carga

$$A = \frac{b * P_{\text{max}}}{2}$$

$$A = \frac{0,053 \text{ m} * 17.407 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}}{2}$$

$$A = 0,464 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}} \rightarrow \text{Carga distribuida a } 2/3 \text{ del alabe}$$

$$W_r = \frac{A}{\cos(\beta_2)}$$

$$W_r = \frac{0,464 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}}}{\cos(44.67)}$$

$$W_r = 0,653 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}} \rightarrow \text{Carga distribuida resultante perpendicular al alabe.}$$

4.2.2. Diagrama de cuerpo libre

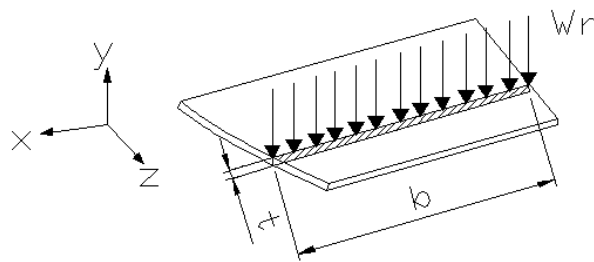


Figura 38. Carga distribuida a través del álabe

Fuente: Propia

4.2.3. Diagramas de cortante y momento flector

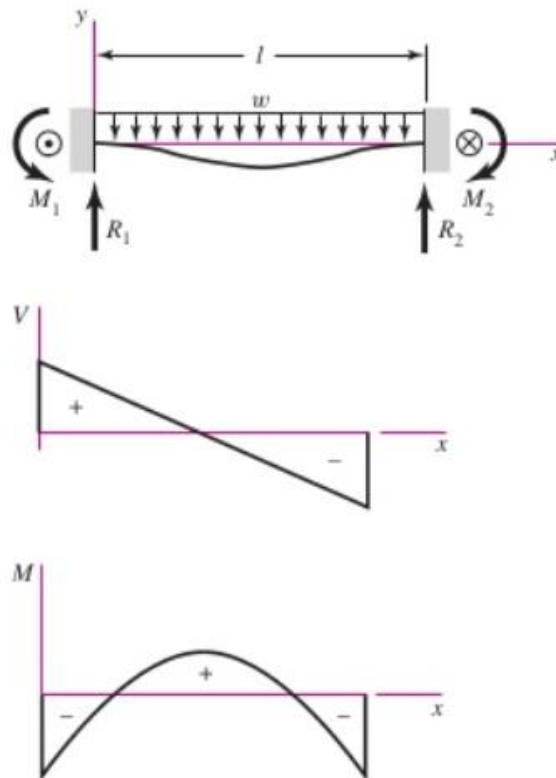


Figura 39. Diagrama cortante y momento flector

Fuente: (Shigley E. , 2012)

4.2.4. Esfuerzos en el alabe

4.2.4.1. Esfuerzo flector

$$\sigma_b = \frac{M_{max} * c}{I}, \text{ (Shigley E. , 2012)}$$

$$M_{max} = \frac{ql^2}{12}, \text{ (Shigley E. , 2012)}$$

$$M_{max} = \frac{0,653 \frac{kgf}{m} * (0,075 m)^2}{12} = 0,0003 kgf * m = 0,003 N * m$$

$$\sigma_b = \frac{M_{max} * \left(\frac{t}{2}\right)}{\frac{b * t^3}{12}}$$

$$\sigma_b = \frac{0,003 N * m \left(\frac{t}{2}\right)}{\frac{0,075m * t^3}{12}}$$

$$\sigma_b = \frac{0,24 N}{t^2 m^2}$$

4.2.4.2. Esfuerzo permisible a flexión

$$\frac{S_y}{N_b} = \sigma_b, \text{ (Shigley E. , 2012)}$$

Utilizando un factor de seguridad de 1.5, se obtiene el espesor. Tomando en cuenta el siguiente material:

Acero ASTM A36, tenemos las siguientes propiedades:

$$S_y = 248 MPa$$

$$S_u = 400 MPa$$

$$\frac{248 MPa}{1.5} = \frac{0,24 N}{t^2 m^2}$$

$$t = 3.81 * 10^{-5} m = 0,038 mm$$

4.2.4.3. Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{3}{2} * \frac{V}{A}, \text{ (Shigley E. , 2012)}$$

$$V_{max} = \frac{q * l}{2}, \text{ (Shigley E. , 2012)}$$

$$V_{max} = \frac{0,653 \frac{kgf}{m} * 0,075 m}{2} = 0,024 kgf = 0,24 N$$

$$\tau = \frac{3}{2} * \frac{0,24 N}{0,075m * t}$$

$$\tau = \frac{4,8}{t} \left[\frac{kg}{s^2 m} \right]$$

4.2.4.4. Esfuerzo permisible a cortante

$$S_s = 0.4 * S_y, \text{ (Shigley E. , 2012)}$$

$$S_s = 0.4 * 248 * MPa = 99,2 MPa$$

$$\frac{S_s}{N_s} = \tau$$

$$\frac{99,2 MPa}{1.5} = \frac{4,8}{t}$$

$$t = 7.258 * 10^{-8} m = 7.258 * 10^{-5} mm$$

4.2.4.5. Rigidez del alabe

Para calcular la rigidez del alabe ante la carga que soporta, se debe calcular la deformación máxima a la que está sujeta.

$$y_{max} = -\frac{wl^4}{384EI}$$

$$w = 0,653 \frac{Kgf}{m}$$

$$l = 0,053 m$$

$$E = 210000 MPa$$

$$I = \frac{b * h^3}{12} = \frac{0,053m * (3 * 10^{-5}m)^3}{12} = 1.19 * 10^{-16} m^4$$

$$y_{max} = -\frac{0,653 \frac{kgf}{m} * (0,053 m)^4}{384 * (210000 * 10^6) \left(\frac{N}{m^2}\right) * 1.19 * 10^{-16} m^4} = -2.585 mm$$

La deformación máxima es muy alta para el espesor de 0.038 mm, por lo tanto se aumenta este valor para aumentar la rigidez del alabe y así evitar las deformaciones. Como espesor estándar se toma 2 mm, y a continuación se realiza el nuevo cálculo de deformación máxima.

$$y_{max} = -\frac{wl^4}{384EI}$$

$$w = 0,653 \frac{kgf}{m}$$

$$l = 0,053 m$$

$$E = 210000 MPa$$

$$I = \frac{b * h^3}{12} = \frac{0,053m * (0,002 m)^3}{12} = 3,533 * 10^{-11} m^4$$

$$y_{max} = -\frac{0,653 \frac{kgf}{m} * (0,053 m)^4}{384 * (210000 * 10^6) \left(\frac{N}{m^2}\right) * 3,533 * 10^{-11} m^4}$$

$$= -1,773 * 10^{-5} mm$$

4.2.4.6. Espesor del alabe

Tomando en cuenta el espesor por flexión, se tiene el siguiente valor como mínimo:

$$t = 0,038 mm$$

Como se observa los esfuerzos en el alabe son muy bajos casi despreciables, pero ya que estos alabes van a ser soldados, una chapa de menor espesor podría causar deformaciones permanentes en los alabes provocando así que el rotor del ventilador no pueda ser balanceado estática y dinámicamente. Por lo tanto este diseño se basa mayormente en rigidez como se observó la deformación máxima con el espesor de 0.038 mm fue muy alta y con el espesor de 2 mm prácticamente despreciable.

Tomando en cuenta estas consideraciones previas se toma un valor de espesor igual a 2mm, pensando en los espesores de planchas comerciales de acero.

$$t_{alabe} = 2 mm$$

4.3. Selección de correas

4.3.1. Coeficiente de servicio (C2)

Types of prime mover	
Soft starts	Heavy starts
Electric motors:	Electric motors:
AC – Star delta start	AC – Direct-on-line start
DC – Shunt wound	DC – Series and compound wound
Internal combustion engines with 4 or more cylinders	Internal combustion engines with less than 4 cylinders.
Prime movers fitted with centrifugal clutches, dry or fluid couplings or electronic soft start devices	Prime movers not fitted with soft start devices

Figura 40. Selección de tipo de fuerza motriz

Fuente: (SKF, 2012)

El motor eléctrico funciona en corriente AC y será conectado directo a la toma de corriente por lo tanto tiene un encendido fuerte. A continuación se selecciona el coeficiente sabiendo que va a tener un trabajo diario de 8 horas por día.

Types of driven machinery		Soft starts			Heavy starts		
		Duty time h/day 10 and under	Over 10 to 16	Over 16	Duty time h/day 10 and under	Over 10 to 16	Over 16
Class 1 Light duty	Blowers, exhausters and fans (up to 7.5 kW), centrifugal compressors and pumps. Belt conveyors (uniformly loaded).	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Class 2 Medium duty	Agitators (uniform density), blowers, exhausters and fans (over 7.5 kW). Rotary compressors and pumps (other than centrifugal). Belt conveyors (not uniformly loaded), generators and exciters, laundry machinery, lineshafts, machine tools, printing machinery, sawmill and woodworking machinery, screens (rotary).	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Class 3 Heavy duty	Agitators and mixers (variable density), brick machinery, bucket elevators, compressors and pumps (reciprocating), conveyors (heavy duty). Hoists, mills (hammer), pulverisers, punches, presses, shears, quarry plant, rubber machinery, screens (vibrating), textile machinery.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Class 4 Extra heavy duty	Crushers (gyratory-jaw roll), mills (ball-rod-tube).	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Figura 41. Selección de factor C₂

Fuente: (SKF, 2012)

$$C_2 = 1,1$$

4.3.2. Potencia de diseño

$$P_d = P_r * C_2$$

$$P_d = 1,5 \text{ HP} * 1,1 = 1,65 \text{ HP} = 1,23 \text{ KW}$$

4.3.3. Sección transversal correa

La potencia de diseño es de 1,23 KW y la velocidad de giro de la polea menor es de 1750 rpm, con esto se tiene que la sección seleccionada es:

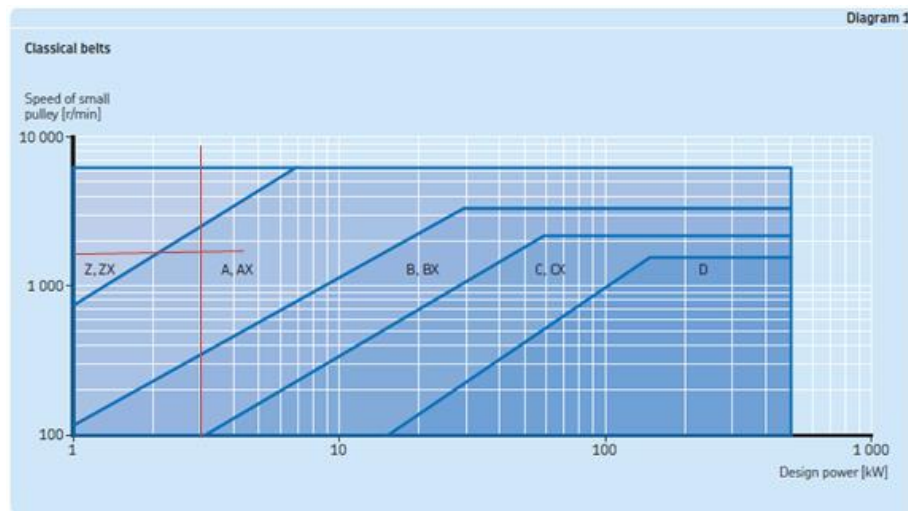


Figura 42. Selección del tipo de banda clásica

Fuente: (SKF, 2012)

Sección seleccionada tipo A. Lo que indica una banda lisa.

4.3.4. Radio de velocidad requerida

$$l_r = \frac{r/\text{min (eje mayor velocidad)}}{r/\text{min (eje menor velocidad)}}$$

$$l_r = \frac{1750 \text{ rpm}}{1500 \text{ rpm}}$$

$$l_r = 1.17$$

4.3.5. Diámetros de las poleas

Para la sección transversal seleccionada tipo A, se tomara como diámetro menor:

Pulleys datum diameters	50	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	
Z	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
A	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
B	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
C	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
D	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
SPZ/SPZ-XP	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
SPA/SPA-XP	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
SPB/SPB-XP	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
SPC/SPC-XP	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
ZK	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
AK	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
BK	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
CK	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
XPZ	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
XPA	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
XPB	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
XPC	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

*Shows minimum pulley diameter for particular section. If smaller pulley diameter is used, the belt service life could be affected.

Figura 43. Selección de diámetro d

Fuente: (SKF, 2012)

$$d = 100 \text{ mm}$$

A continuación se selecciona el diámetro mayor, basándose en el radio de velocidad y el diámetro menor seleccionado.

Pulley datum diameter [mm]	50	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212
50	1	1.12	1.20	1.26	1.34	1.42	1.50	1.60	1.70	1.80	1.90	2	2.12	2.24	2.36	2.50	2.64	2.80	3	3.20	3.40	3.60	3.80	4	4.24
56	1	1.07	1.13	1.20	1.27	1.34	1.43	1.52	1.61	1.70	1.79	1.89	2	2.11	2.23	2.36	2.50	2.68	2.86	3.04	3.21	3.39	3.57	3.79	
60	1	1.05	1.12	1.18	1.25	1.33	1.42	1.50	1.58	1.67	1.77	1.87	1.97	2.08	2.20	2.33	2.50	2.67	2.83	3	3.17	3.33	3.53		
63	1	1.06	1.13	1.19	1.27	1.35	1.43	1.51	1.59	1.68	1.78	1.87	1.98	2.10	2.22	2.38	2.54	2.70	2.86	3.02	3.17	3.37			
67	1	1.06	1.12	1.19	1.27	1.34	1.42	1.49	1.58	1.67	1.76	1.87	1.97	2.09	2.24	2.39	2.54	2.69	2.84	2.99	3.16				
71	1	1.06	1.13	1.20	1.27	1.34	1.41	1.49	1.58	1.66	1.76	1.86	1.97	2.11	2.25	2.39	2.54	2.68	2.82	2.99					
75	1	1.07	1.13	1.20	1.27	1.33	1.41	1.49	1.57	1.67	1.76	1.87	2	2.13	2.27	2.40	2.53	2.67	2.83						
80	1	1.06	1.13	1.19	1.25	1.33	1.40	1.48	1.56	1.65	1.75	1.88	2	2.13	2.25	2.38	2.50	2.65							
85	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.39	1.47	1.55	1.65	1.76	1.88	2	2.12	2.24	2.35	2.49								
90	1	1.06	1.11	1.18	1.24	1.31	1.39	1.47	1.56	1.67	1.78	1.89	2	2.11	2.22	2.36									
95	1	1.05	1.12	1.18	1.24	1.31	1.39	1.47	1.58	1.68	1.79	1.89	2	2.11	2.23										
100	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.40	1.50	1.60	1.70	1.80	1.90	2	2.12											
106	1	1.06	1.11	1.18	1.25	1.32	1.42	1.51	1.60	1.70	1.79	1.89	2												
112	1	1.05	1.12	1.18	1.25	1.34	1.43	1.52	1.61	1.70	1.79	1.89													
118	1	1.06	1.12	1.19	1.27	1.36	1.44	1.53	1.61	1.69	1.80														

Figura 44. Selección de diámetro D

Fuente: (SKF, 2012)

$$D = 118 \text{ mm}$$

4.3.6. Distancia entre centros preliminar (CCp)

Basado en la recomendación del catálogo SKF, se tiene:

$$CCp \text{ min} = 0,7 (D + d)$$

$$CCp \text{ min} = 0,7 (118\text{mm} + 100 \text{ mm})$$

$$CCp \text{ min} = 152,6 \text{ mm}$$

$$CCp \text{ max} = 2 (D + d)$$

$$CCp \text{ max} = 2(118\text{mm} + 100\text{mm})$$

$$CCp \text{ max} = 436 \text{ mm}$$

Si tomamos en cuenta una distancia de:

$$CCp = 200 \text{ mm}$$

4.3.7. Calculo de la longitud de la correa

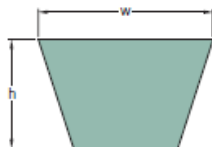
$$L_d = 2 CCp + 1,57 (D + d) + \frac{(D + d)^2}{4CCp}$$

$$L_d = 2(200\text{mm}) + 1,57(100\text{mm} + 118\text{mm}) + \frac{(118 + 100)^2\text{mm}^2}{4(200 \text{ mm})}$$

$$L_d = 801,665 \text{ mm}$$

A continuación se selecciona una longitud cercana de la siguiente figura:

SKF Wrapped Classical Belts
10/Z | 13/A



Section	Dimensions		Inside length	w		h	Designation
	Pitch length			mm			
	mm	in.		mm			
10/Z	395	381	15,00	30	6		PHG Z15
	420	406	16,00	30	6		PHG Z16
	445	432	17,00	30	6		PHG Z17
	470	457	18,00	30	6		PHG Z18
	495	483	19,00	30	6		PHG Z19
	520	508	20,00	30	6		PHG Z20
	545	533	21,00	30	6		PHG Z21
	570	559	22,00	30	6		PHG Z22
	600	584	23,00	30	6		PHG Z23
	620	610	24,00	30	6		PHG Z24
	650	635	25,00	30	6		PHG Z25
	680	660	26,00	30	6		PHG Z26
	700	686	27,00	30	6		PHG Z27
	725	711	28,00	30	6		PHG Z28
	750	737	29,00	30	6		PHG Z29
780	762	30,00	30	6		PHG Z30	
800	787	31,00	30	6		PHG Z31	
840	813	32,00	30	6		PHG Z32	
850	838	33,00	30	6		PHG Z33	
875	864	34,00	30	6		PHG Z34	
900	889	35,00	30	6		PHG Z35	
930	914	36,00	30	6		PHG Z36	
950	940	37,00	30	6		PHG Z37	
980	965	38,00	30	6		PHG Z38	
13/A	1 930	1 905	75,00	10	6		PHG Z75
	2 000	1 981	78,00	10	6		PHG Z78
	2 025	2 007	79,00	10	6		PHG Z79
	436	406	16,00	13	8		PHG A16
	457	427	17,00	13	8		PHG A17
	483	453	18,00	13	8		PHG A18
	510	483	19,00	13	8		PHG A19
	540	508	20,00	13	8		PHG A20
	570	533	21,00	13	8		PHG A21
	590	559	22,00	13	8		PHG A22
	620	584	23,00	13	8		PHG A23
	640	610	24,00	13	8		PHG A24
	670	635	25,00	13	8		PHG A25
	700	660	26,00	13	8		PHG A26
	720	686	27,00	13	8		PHG A27
740	711	28,00	13	8		PHG A28	
770	737	29,00	13	8		PHG A29	
790	762	30,00	13	8		PHG A30	
817	787	31,00	13	8		PHG A31	
850	813	32,00	13	8		PHG A32	
870	838	33,00	13	8		PHG A33	
890	864	34,00	13	8		PHG A34	
920	889	35,00	13	8		PHG A35	
950	914	36,00	13	8		PHG A36	

Figura 45. Dimensiones de banda seleccionada

Fuente: (SKF, 2012)

$$L_d = 813 \text{ mm (PHG A32)}$$

4.3.8. Distancia entre centros actual (CC)

$$CC = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8(D - d)^2}}{8}$$

$$a = 2L_d - \pi(D - d)$$

$$a = 2(813 \text{ mm}) - \pi(118 - 100) \text{ mm}$$

$$a = 1569,45 \text{ mm}$$

$$CC = \frac{1569,45 \text{ mm} + \sqrt{1569,45^2 \text{ mm}^2 - 8(118 - 100)^2 \text{ mm}^2}}{8}$$

$$CC = 392,26 \text{ mm}$$

4.3.9. Potencia básica de la correa

$$P_b = P_r + P_{rbsr}$$

Table 9b

Faster shaft speed r/min	Rated power per belt for small pulley datum diameter [mm]											Additional power per belt for speed ratio			
	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	1.00 to 1.05	1.06 to 1.24	1.25 to 1.59	> 1.59
	kW											kW			
100	0.19	0.21	0.23	0.25	0.27	0.29	0.32	0.34	0.37	0.40	0.43	0.00	0.01	0.02	0.02
200	0.33	0.37	0.41	0.45	0.49	0.53	0.58	0.62	0.67	0.73	0.78	0.00	0.02	0.04	0.05
300	0.47	0.52	0.58	0.63	0.69	0.75	0.82	0.88	0.96	1.03	1.11	0.01	0.03	0.05	0.07
400	0.59	0.66	0.73	0.80	0.87	0.96	1.04	1.12	1.22	1.32	1.43	0.01	0.04	0.07	0.09
500	0.70	0.79	0.88	0.96	1.05	1.15	1.26	1.36	1.48	1.59	1.73	0.01	0.05	0.09	0.11
600	0.81	0.91	1.02	1.12	1.22	1.34	1.46	1.58	1.72	1.86	2.02	0.01	0.06	0.11	0.14
700	0.91	1.03	1.15	1.27	1.38	1.52	1.66	1.80	1.96	2.11	2.29	0.02	0.07	0.13	0.16
720	0.93	1.05	1.17	1.29	1.41	1.56	1.70	1.84	2.00	2.16	2.35	0.02	0.08	0.13	0.16
800	1.01	1.14	1.28	1.41	1.54	1.70	1.85	2.01	2.18	2.36	2.56	0.02	0.08	0.15	0.18
900	1.10	1.25	1.40	1.54	1.69	1.86	2.04	2.21	2.41	2.60	2.82	0.02	0.09	0.16	0.20
960	1.16	1.31	1.47	1.63	1.78	1.96	2.14	2.33	2.53	2.74	2.98	0.02	0.10	0.18	0.22
1 000	1.19	1.36	1.52	1.68	1.84	2.03	2.22	2.40	2.62	2.83	3.08	0.02	0.10	0.18	0.23
1 100	1.28	1.46	1.63	1.81	1.98	2.19	2.39	2.59	2.83	3.06	3.32	0.03	0.11	0.20	0.25
1 200	1.36	1.55	1.74	1.93	2.12	2.34	2.56	2.78	3.03	3.28	3.56	0.03	0.13	0.22	0.27
1 300	1.44	1.65	1.85	2.05	2.25	2.49	2.72	2.96	3.23	3.49	3.80	0.03	0.14	0.24	0.29
1 400	1.52	1.74	1.95	2.17	2.38	2.63	2.88	3.13	3.42	3.70	4.02	0.03	0.15	0.26	0.32
1 440	1.55	1.77	1.99	2.21	2.43	2.69	2.95	3.20	3.49	3.78	4.11	0.03	0.15	0.26	0.33
1 500	1.59	1.83	2.05	2.28	2.51	2.77	3.04	3.30	3.60	3.90	4.24	0.03	0.16	0.27	0.34
1 600	1.67	1.91	2.15	2.39	2.63	2.91	3.19	3.46	3.78	4.09	4.45	0.04	0.17	0.29	0.36
1 700	1.74	1.99	2.25	2.50	2.75	3.04	3.33	3.62	3.95	4.28	4.65	0.04	0.18	0.31	0.39
1 800	1.80	2.07	2.34	2.60	2.86	3.17	3.47	3.78	4.12	4.46	4.85	0.04	0.19	0.33	0.41
1 900	1.87	2.15	2.42	2.70	2.97	3.29	3.61	3.92	4.29	4.64	5.04	0.04	0.20	0.35	0.43
2 000	1.93	2.22	2.51	2.80	3.08	3.41	3.74	4.07	4.44	4.81	5.22	0.05	0.21	0.37	0.45
2 100	1.99	2.29	2.59	2.89	3.18	3.53	3.87	4.21	4.59	4.97	5.39	0.05	0.22	0.38	0.48
2 200	2.04	2.36	2.67	2.98	3.28	3.64	3.99	4.34	4.74	5.13	5.56	0.05	0.23	0.40	0.50

Figura 46. Potencia básica de la correa

Fuente: (SKF, 2012)

Tomando los datos de la figura, se tiene:

$$P_r = 2,86 \text{ KW}$$

$$P_{rbsr} = 0,19 \text{ KW}$$

$$P_b = 2,86 \text{ KW} + 0,19 \text{ KW}$$

$$P_b = 3,05 \text{ KW}$$

4.3.10. Factores de corrección (C1, C3)

Para obtener el factor C1:

Table 8										
Belt length correction factor C_1										
Belt length	Correction factor									
	SPZ	SPA	SPB	SPC	8V	Z	A	B	C	D
	SPZ-XP	SPA-XP	SPB-XP	SPC-XP	8V-XP	ZX	AX	BX	CX	
	XPZ	XPA	XPB	XPC						
	3V		5V							
	3V-XP		5V-XP							
	3VX		5VX							
mm	-									
400	0,50					0,87	0,68			
475	0,65					0,90	0,74	0,64		
530	0,74					0,93	0,78	0,70		
630	0,82	0,77				0,96	0,81	0,76		
710	0,84	0,79				0,99	0,83	0,78		
900	0,88	0,83	0,76			1,05	0,87	0,82	0,73	

Figura 47. Selección de factor C_1

Fuente: (SKF, 2012)

$$C_1 = 0,85 \text{ (interpolado)}$$

Para obtener el factor C_3 :

$$\frac{D-d}{CC} = \frac{(118 - 100)mm}{392,26mm} = 0,05$$

Table 7		
Arc of contact power correction factor C_3		
$\frac{D-d}{CC}$	Arc of contact on small pulley	Arc of contact correction factor C_3
mm	deg.	-
0,00	180	1,00
0,05	177	0,99
0,10	174	0,99

Figura 48. Selección de factor C_3

Fuente: (SKF, 2012)

$$C_3 = 0,99$$

4.3.11. Potencia de la correa

$$P_r = P_b C_3 C_1$$

$$P_r = 3,05 \text{ KW} * 0,99 * 0,85$$

$$P_r = 2,57 \text{ KW}$$

4.3.12. Numero de correas

$$N = \frac{P_d}{P_r}$$

$$N = \frac{1,23 \text{ KW}}{2,57 \text{ KW}} = 0,5$$

Es necesaria una correa PHG A 32.

4.3.13. Tolerancias de instalación de las correas

Single V-belts												
Datum length	Minimum take-up allowance for tensioning	Minimum installation allowance – for fitting					D	XPZ 3VX SPZ SPZ-XP 3V 3V-XP	XPA SPA SPA-XP	XPB 5VX SPB SPB-XP 5V 5V-XP	XPC SPC SPC-XP	8V 8V-XP
		Z ZX	A AX	B BX	C CX							
–	mm	mm										
400–1 199	25	15	20	25	40	–	15	20	–	–	–	
1 200–2 099	35	20	20	30	40	50	20	25	25	–	–	
2 100–2 799	40	20	25	30	40	50	20	25	25	35	40	

Figura 49. Tolerancias de dimensiones de la correa

Fuente: (SKF, 2012)

$$MIA = 20 \text{ mm}$$

$$MTA = 25 \text{ mm}$$

$$CC_{min} = 392,26 \text{ mm} - 20 \text{ mm} = 372,26 \text{ mm}$$

$$CC_{max} = 392,26 \text{ mm} + 25 \text{ mm} = 417,26 \text{ mm}$$

4.3.14. Tensión de la correa

Table 11

Metric dimension						
Section	Wrapped belt tension		Smallest pulley diameter	Section	Cogged belt tension	
	Initial new belt	Run in used belt			Initial new belt	Run in used belt
-	kg		mm	-	kg	
A	15	11	≤80	AX	20	15
	20	15	80-100		25	20
	31	25	101-132		41	31
B	31	25	≤125	BX	46	36
	41	31	126-160		51	41
	51	41	161-200		61	46

Figura 50. Tensión mínima requerida

Fuente: (SKF, 2012)

Método de tensado: Probador de tensión SKF

Tensión: 20 kg

4.4. Selección de poleas

Se tiene en cuenta que la correa seleccionada es de tipo clásica A y que los diámetros de las poleas son:

$$d = 100 \text{ mm}$$

$$D = 118 \text{ mm}$$

Las designaciones siguientes son las seleccionadas, basándose en los tamaños estándar en Ecuador de la compañía Ecuapolea:

- Para el $d=100$ mm; Polea de 4" de diámetro.
- Para el $D=118$ mm; Polea de 4,6" de diámetro.

4.5. Diseño del eje por resistencia

4.5.1. Esquema propuesto del eje y sus elementos

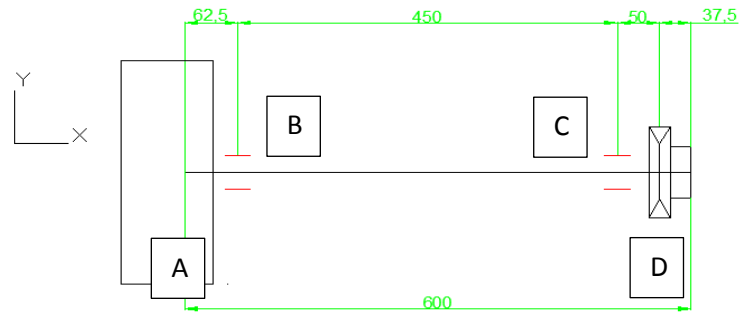


Figura 51. Esquema del eje y sus elementos

Fuente: Propia

4.5.2. Diagrama de cuerpo libre del Eje X-Y

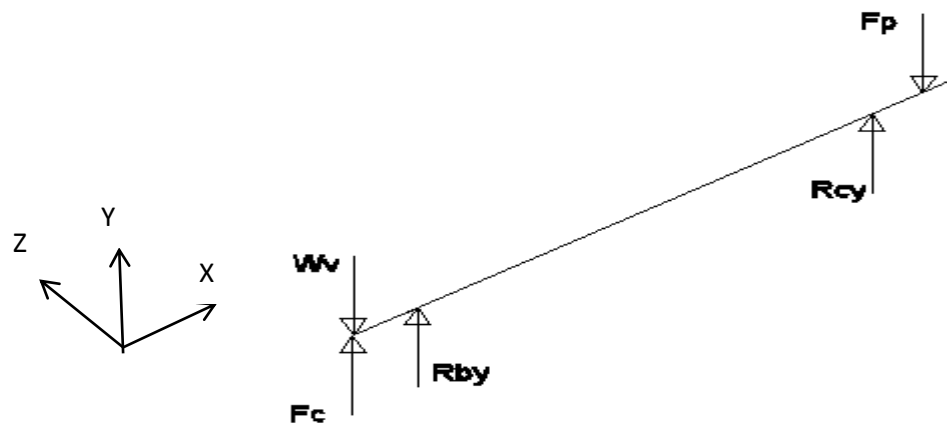


Figura 52. Diagrama del cuerpo libre X-Y

Fuente: Propia

4.5.3. Diagrama de fuerzas X-Y

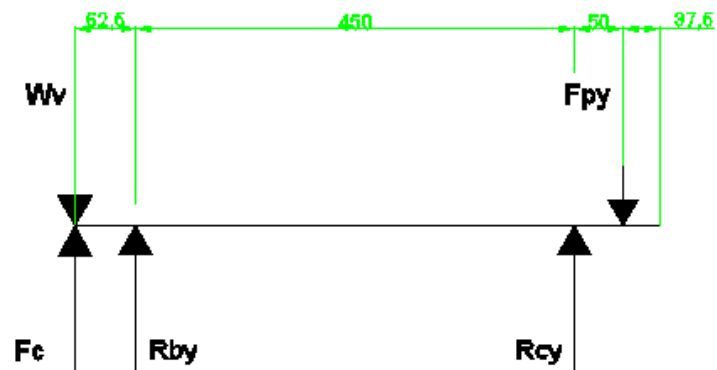


Figura 53. Diagrama de fuerzas plano X-Y

Fuente: Propia

4.5.4. Fuerza centrífuga

$$F_c = m\omega^2 r$$

$$F_c = 0,099 \text{ Kg} * \left(157,08 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 * (0,121 \text{ m})$$

$$F_c = 295,57 \text{ N}$$

4.5.5. Fuerzas ejercidas de la polea sobre el eje

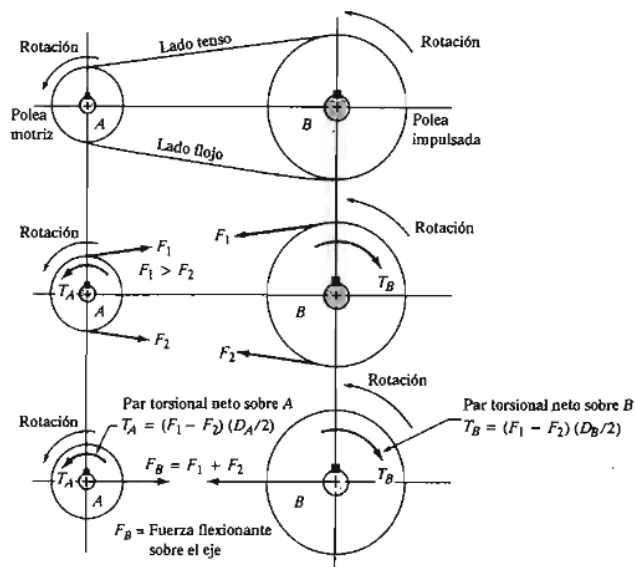


Figura 54. Fuerzas ejercidas sobre el eje

Fuente: (Mott, 2006)

Para transmitir con banda en V, se supone que la relación de fuerzas es $\frac{F_1}{F_2} = 5$.

$$F_1 - F_2 = F_t$$

$$F_t = \frac{T}{\frac{D}{2}}$$

$$F_t = \frac{7.121 \text{ N} \cdot \text{m}}{118 \text{ m}/2000}$$

$$F_t = 120.7 \text{ N}$$

Ahora se tiene que:

$$F_1 - F_2 = 120.7 \text{ N} \quad \text{y} \quad F_1 = 5F_2$$

$$5F_2 - F_2 = 120.7 \text{ N}$$

$$4F_2 = 120.7 \text{ N}$$

$$F_2 = 30,17 \text{ N}$$

$$F_1 = 150,87 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza total que ejerce la polea sobre el eje es:

$$F_p = F_1 + F_2 = 181,04 \text{ N}$$

4.5.6. Sumatoria de fuerzas y momentos en X-Y

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{by} + R_{cy} - W_v - F_p + F_c = 0$$

$$R_{by} + R_{cy} = 4,5 \text{ kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 181,04 \text{ N} - 295,57 \text{ N}$$

$$R_{by} + R_{cy} = -70,4 \text{ N}$$

$$R_{by} = -70,4 \text{ N} - R_{cy} \quad (1)$$

$$\sum M_a = 0$$

$$R_{by}(0,0625 \text{ m}) + R_{cy}(0,5125 \text{ m}) - F_p(0,5625 \text{ m}) = 0$$

$$R_{by}(0,0625 \text{ m}) + R_{cy}(0,5125 \text{ m}) = 181,04 \text{ N} * (0,5625 \text{ m})$$

$$R_{by}(0,0625 \text{ m}) + R_{cy}(0,5125 \text{ m}) = 101,835 \text{ N} * \text{m} \quad (2)$$

Reemplazando (1) en (2):

$$(-70,4 \text{ N} - R_{cy})(0,0625 \text{ m}) + R_{cy}(0,5125 \text{ m}) = 101,835 \text{ N} * \text{m}$$

$$R_{cy} = 236 \text{ N}$$

$$R_{by} = -306,4 \text{ N}$$

4.5.7. Diagrama de cortante y momento flector

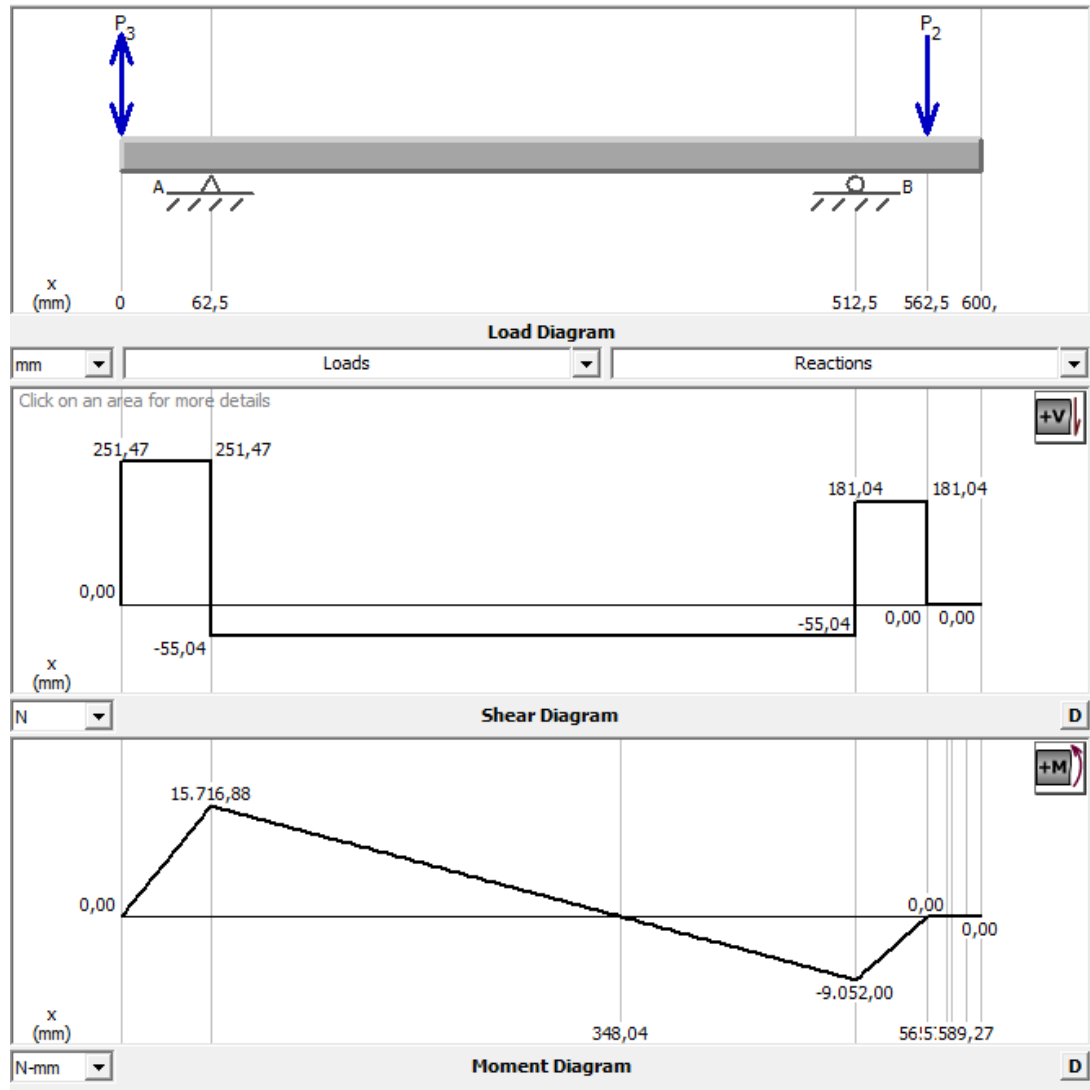


Figura 55. Diagramas reales de cortante y momento flector

Fuente: (MDSolid 4.0, 2015)

De la figura anterior se obtiene que:

$$M_{max} = 15,72 \text{ N} * \text{m}$$

4.5.8. Esfuerzos en el eje

4.5.8.1. Sección crítica B

Basándose en la figura anterior, la sección crítica se encuentra en el rodamiento derecho en donde no existe concentración de esfuerzos. Por lo tanto el diseño del eje se basara principalmente en esta zona.

4.5.8.1.1. Selección del material

Se selecciona un acero AISI-SAE 1018, de medio-bajo carbono 0,18% el cual tiene como ventajas su fácil maquinabilidad y soldabilidad. Y es utilizado en componentes de maquinaria por su baja resistencia mecánica y alta tenacidad. (SUMITEC)

$$S_y = 370 \text{ MPa}$$

$$S_u = 440 \text{ MPa}$$

4.5.8.1.2. Esfuerzo flector de amplitud y esfuerzo flector medio

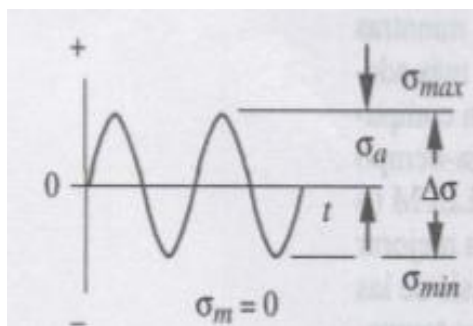


Figura 56. Esfuerzo flector de amplitud y esfuerzo flector medio

Fuente: (Nisbett, 2008)

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I}$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2}$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$M_{max} = 15,72 \text{ N} * \text{m}$$

$$M_{min} = -15,72 \text{ N} * \text{m}$$

$$M_a = \frac{15,72 \text{ N} * \text{m} - (-15,72 \text{ N} * \text{m})}{2} = 15,72 \text{ N} * \text{m}$$

$$M_m = \frac{15,72 \text{ N} * \text{m} + (-15,72 \text{ N} * \text{m})}{2} = 0$$

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} = \frac{k_f 32 M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_a = \frac{32 * 15,72 \text{ N} * \text{m}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{160,12 \text{ N} * \text{m}}{d^3}$$

4.5.8.1.3. Esfuerzo de torsión medio y alternante

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J}$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2}$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2}$$

$$T_{max} = 7,121 \text{ N} * \text{m}$$

$$T_{min} = 7,121 \text{ N} * \text{m}$$

$$T_a = \frac{7,121 \text{ N} * \text{m} - (7,121 \text{ N} * \text{m})}{2} = 0$$

$$T_m = \frac{7.121 N * m + (7.121 N * m)}{2} = 7,121 N$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{I} = \frac{k_{fs} 16 T_m}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = \frac{16 * 7,121 N * m}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{36,267 N * m}{d^3}$$

4.5.8.1.4. Factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga

- Factor de superficie K_a

$$K_a = a S_{ut}^b$$

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura 57. Factor de superficie K_a

Fuente: (Shigley, 2012)

El eje de material AISI 1018 es laminado en frío por lo tanto los factores a escoger son:

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = 4.51 * 440^{-0.265} = 0.9$$

- Factor de tamaño K_b

En este caso al no tener el valor del diámetro, se puede asumir para luego ser verificado este factor, por lo tanto:

$$K_b = 0.8$$

- Factor de carga K_c

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Figura 58. Selección de factor K_c

Fuente: (Shigley, 2012)

$$K_c = 1$$

Se tiene esfuerzo de flexión reversible.

4.5.8.1.5. Límite de resistencia a la fatiga

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

$$S_e' = 0.5 * 440 \text{ MPa} = 220 \text{ MPa}$$

Por lo tanto la ecuación de Marín con sus factores queda de la siguiente manera:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * S_e'$$

$$S_e = 0.9 * 0.8 * 1 * 220 \text{ MPa} = 158,4 \text{ MPa}$$

4.5.8.1.6. Teoría de falla por fatiga

Basándose en un criterio conservador, se utiliza la teoría de ED-GOODMAN. Utilizando la ecuación despejada del diámetro, se tiene los siguientes:

$$d_c = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2K_f M_a}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

4.5.8.1.7. Diámetro del eje

El factor de seguridad (n) es de 3.

$$d_c = \left\{ \frac{16(3)}{\pi} \left(\frac{2(15,72 \text{ N} * \text{ m})}{158,4 \text{ MPa}} + \frac{[3(7,121 \text{ N} * \text{ m})^2]^{\frac{1}{2}}}{440 \text{ MPa}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_c = 0.015 \text{ m} = 15 \text{ mm}$$

Con este diámetro se busca un valor estándar mayor, por lo tanto:

$$d_c = 1 \frac{1}{4}'' = 31,75 \text{ mm}$$

- Se realiza la verificación de los factores que afectan la resistencia a la fatiga:

$$K_b = 1.24 * d^{-0.107}$$

$$K_b = 1,24 * (31,75\text{mm})^{-0,107} = 0,9$$

- Cálculo para verificar el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = 0.9 * 0,9 * 1 * 220 \text{ MPa} = 178,2 \text{ MPa}$$

$$d_c = \left\{ \frac{16(3)}{\pi} \left(\frac{2(15,72 \text{ N} * \text{ m})}{178,2 \text{ MPa}} + \frac{[3(7.121 \text{ N} * \text{ m})^2]^{\frac{1}{2}}}{440 \text{ MPa}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_c = 15 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diámetro previo escogido de 31,75 mm se mantiene sobre este valor ya corregido.

$$d_c = 31,75 \text{ mm}$$

4.5.8.2. Sección de acople A

En esta sección tenemos un cuñero fresado, por lo que existirá concentración del esfuerzo y es necesario verificar el diámetro mínimo para esta sección.

4.5.8.2.1. Esfuerzo flector de amplitud y esfuerzo flector medio

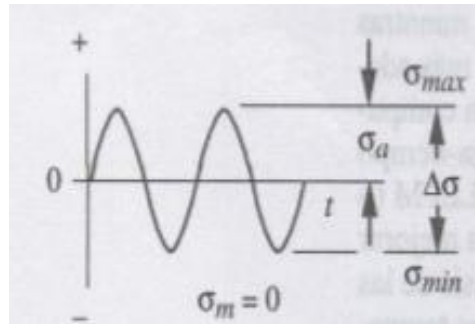


Figura 59. Esfuerzo flector de amplitud y medio

Fuente: (Nisbett, 2008)

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I}$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2}$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$M_{max} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_a = 0$$

$$M_m = 0$$

$$\sigma_a = 0$$

$$\sigma_m = 0$$

4.5.8.2.2. Esfuerzo de torsión medio y alternante

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J}$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2}$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2}$$

$$T_{max} = 7.121 \text{ N} * m$$

$$T_{min} = 7.121 \text{ N} * m$$

$$T_a = \frac{7.121 \text{ N} * m - (7.121 \text{ N} * m)}{2} = 0$$

$$T_m = \frac{7.121 \text{ N} * m + (7.121 \text{ N} * m)}{2} = 7.121 \text{ N}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{I} = \frac{k_{fs} 16 T_m}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = 0$$

A continuación se selecciona el factor de concentración del esfuerzo torsor.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Figura 60. Factor de concentración del esfuerzo flector

Fuente: (Shigley, 2012)

Para una primera iteración podemos suponer que para un cuñero fresado de relación típica $r/d=0.02$, se puede asumir que el $K_{ts}=K_{fs}=3$ para torsión.

$$\tau_m = \frac{3 * 16 * 7.121 \text{ N} * m}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{108,801 N * m}{d^3}$$

4.5.8.2.3. Factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga

- Factor de superficie K_a

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura 61. Selección de factor K_a

Fuente: (Shigley, 2012)

El eje de material AISI 1018 es laminado en frío por lo tanto los factores a escoger son:

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = 4.51 * 440^{-0.265} = 0.9$$

- Factor de tamaño K_b

En este caso al no tener el valor del diámetro, se puede asumir para luego ser verificado este factor, por lo tanto:

$$K_b = 0.8$$

- Factor de carga K_c

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Figura 62. Factor Kc a torsión

Fuente: (Shigley, 2012)

$$K_c = 0.59$$

Se tiene esfuerzo de torsión pura sin combinación con flexión.

4.5.8.2.4. Límite de resistencia a la fatiga

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

$$S_e' = 0.5 * 440 \text{ MPa} = 220 \text{ MPa}$$

Por lo tanto la ecuación de Marin con sus factores queda de la siguiente manera:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * S_e'$$

$$S_e = 0,9 * 0,8 * 0,59 * 220 \text{ MPa} = 93,46 \text{ MPa}$$

4.5.8.2.5. Teoría de falla por fatiga

Basándose en un criterio conservador, se utiliza la teoría de ED-GOODMAN.

Utilizando la ecuación despejada del diámetro, se tiene los siguientes:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2K_f M_a}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

4.5.8.2.6. Diámetro del eje

Si el factor de seguridad (n) es de 3.

$$d = \left\{ \frac{16(3)}{\pi} \left(\frac{[3(3 * 7.121 N * m)^2]^{\frac{1}{2}}}{440 MPa} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_a = 0.011 m = 11 mm$$

Con este diámetro se busca un valor estándar mayor, por lo tanto:

$$d_a = 25,4 mm$$

- Se realiza la verificación de los factores que afectan la resistencia a la fatiga:

$$K_b = 1.24 * d^{-0.107}$$

$$K_b = 1,24 * (25,4mm)^{-0,107} = 0,9$$

- Cálculo para verificar el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = 0.9 * 0,9 * 0,59 * 220 MPa = 105,138 MPa$$

$$d_a = \left\{ \frac{16(3)}{\pi} \left(\frac{[3(3 * 7.121 N * m)^2]^{\frac{1}{2}}}{440 MPa} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_a = 11 mm$$

Por lo tanto el diámetro previo escogido de 25,4 mm se mantiene sobre este valor ya corregido.

$$d_a = 25,4 mm$$

4.5.8.3. Sección de patea D

En esta sección existe un cuñero fresado, por lo que influye la concentración del esfuerzo y es necesario verificar el diámetro mínimo para esta sección.

4.5.8.3.1. Esfuerzo flector de amplitud y esfuerzo flector medio

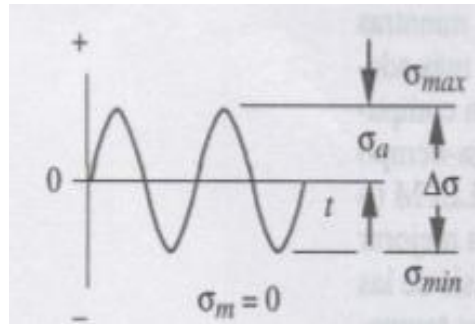


Figura 63. Esfuerzo flector de amplitud y medio

Fuente: (Nisbett, 2008)

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I}$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2}$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$M_{max} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_a = 0$$

$$M_m = 0$$

$$\sigma_a = 0$$

$$\sigma_m = 0$$

4.5.8.3.2. Esfuerzo de torsión medio y alternante

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J}$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2}$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2}$$

$$T_{max} = 7.121 \text{ N} * m$$

$$T_{min} = 7.121 \text{ N} * m$$

$$T_a = \frac{7.121 \text{ N} * m - (7.121 \text{ N} * m)}{2} = 0$$

$$T_m = \frac{7.121 \text{ N} * m + (7.121 \text{ N} * m)}{2} = 7.121 \text{ N}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{I} = \frac{k_{fs} 16 T_m}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = 0$$

A continuación se selecciona el factor de concentración del esfuerzo torsor.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Figura 64. Factor de concentración por esfuerzo torsor

Fuente: (Shigley, 2012)

Para una primera iteración se puede suponer que para un cuñero fresado de relación típica $r/d=0.02$, se puede asumir que el $K_{ts}=K_{fs}=3$ para torsión.

$$\tau_m = \frac{3 * 16 * 7.121 \text{ N} * m}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{108,801 N * m}{d^3}$$

4.5.8.3.3. Factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga

- Factor de superficie K_a

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura 65. Selección de factor K_a

Fuente: (Shigley, 2012)

El eje de material AISI 1018 es laminado en frío por lo tanto los factores a escoger son:

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = 4.51 * 440^{-0.265} = 0.9$$

- Factor de tamaño K_b

En este caso al no tener el valor del diámetro, se puede asumir para luego ser verificado este factor, por lo tanto:

$$K_b = 0.8$$

- Factor de carga K_c

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Figura 66. Selección de factor Kc a torsión

Fuente: (Shigley, 2012)

$$K_c = 0.59$$

Se tiene esfuerzo de torsión pura sin combinación con flexión.

4.5.8.3.4. Límite de resistencia a la fatiga

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

$$S_e' = 0.5 * 440 \text{ MPa} = 220 \text{ MPa}$$

Por lo tanto la ecuación de Marín con sus factores queda de la siguiente manera:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * S_e'$$

$$S_e = 0,9 * 0,8 * 0,59 * 220 \text{ MPa} = 93,46 \text{ MPa}$$

4.5.8.3.5. Teoría de falla por fatiga

Basándose en un criterio conservador, se utiliza la teoría de ED-GOODMAN.

Utilizando la ecuación despejada del diámetro, se tiene los siguientes:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2K_f M_a}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

4.5.8.3.6. Diámetro del eje

Si el factor de seguridad (n) es de 3.

$$d = \left\{ \frac{16(3)}{\pi} \left(\frac{[3(3 * 7.121 N * m)^2]^{\frac{1}{2}}}{440 MPa} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_a = 0.011 m = 11 mm$$

Con este diámetro se busca un valor estándar mayor, por lo tanto:

$$d_a = 25,4 mm$$

- Se realiza la verificación de los factores que afectan la resistencia a la fatiga:

$$K_b = 1.24 * d^{-0.107}$$

$$K_b = 1,24 * (25,4mm)^{-0,107} = 0,9$$

- Cálculo para verificar el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = 0.9 * 0,9 * 0,59 * 220 MPa = 105,138 MPa$$

$$d_a = \left\{ \frac{16(3)}{\pi} \left(\frac{[3(3 * 7.121 N * m)^2]^{\frac{1}{2}}}{440 MPa} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_a = 11 mm$$

Por lo tanto el diámetro previo escogido de 25,4 mm se mantiene sobre este valor ya corregido.

$$d_a = 25,4 mm$$

4.5.8.4. Diseño final del eje por resistencia

Como diseño final se tiene los siguientes valores de diámetros:

$$d_A = 25,4 mm$$

$$d_c = 31,75 mm$$

$$d_D = 25,4 mm$$

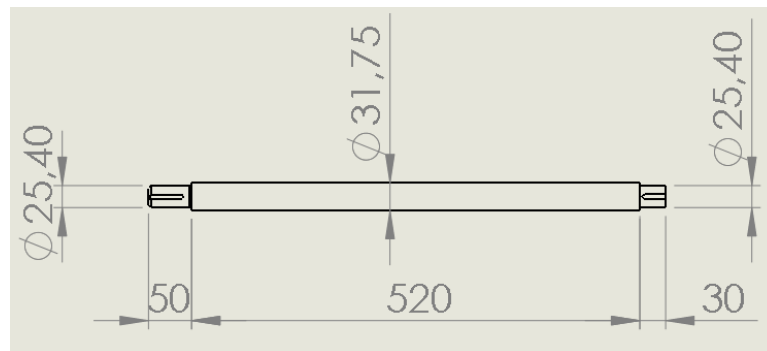


Figura 67. Esquema del eje del sistema

Fuente: (CAD, 2013)

4.6. Selección de rodamientos

4.6.1. Fuerzas axiales

Tomando en cuenta el empuje generado a la entrada del ventilador por el aire al ser aspirado, se realizará el siguiente cálculo:

$$Q = 573.781 \frac{m^3}{h}, \text{ (Lopez, InvenCenty, 2015)}$$

$$d = 200 \text{ mm}, \text{ (CAD, 2013)}$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (0.2 \text{ m})^2$$

$$A = 0.031 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{573.781 \frac{m^3}{h}}{0.031 \text{ m}^2}$$

$$v = 1,826 \times 10^4 \frac{m}{h}$$

$$v = 5,073 \frac{m}{s}$$

$$P = \frac{1}{2} \rho v^2, \text{ (Fox, 1995)}$$

$$\rho = 1.2046 \frac{kg}{m^3}, \text{ (Fox, 1995)}$$

$$P = \frac{1}{2} \left(1.2046 \frac{kg}{m^3} \right) \left(5,073 \frac{m}{s} \right)^2$$

$$P = 15,502 Pa$$

Con este valor de la presión a la entrada del ventilador, se calcula la fuerza axial que realizará el empuje en el eje del ventilador.

$$F_a = P * A_{eje}$$

$$A_{eje} = \frac{\pi}{4} d_{eje}^2$$

$$d_{eje} = 25,4mm = 0,0254 m \text{ (Diámetro del eje en la zona de succión)}$$

$$A_{eje} = \frac{\pi}{4} (0,0254 m)^2 = 5,067 * 10^{-4} m^2$$

$$F_a = 15,502 Pa * 3,142 * 10^{-4} m^2$$

$$F_a = 0,008 N$$

4.6.2. Fuerzas radiales

Se toma los valores de las reacciones en Y, obtenidos previamente.

$$R_{cy} = 236 N$$

$$R_{by} = -306,4 N$$

4.6.3. Cargas combinadas, radial y de empuje

Para el cálculo de la carga combinada se toma los siguientes valores:

$$V = 1, \text{ cuando el anillo interior gira.}$$

El tipo de rodamiento a ser utilizado es el rígido de bolas, ya que es capaz de resistir cargas radiales y de empuje. Además, por su capacidad de rotación a altas velocidades.

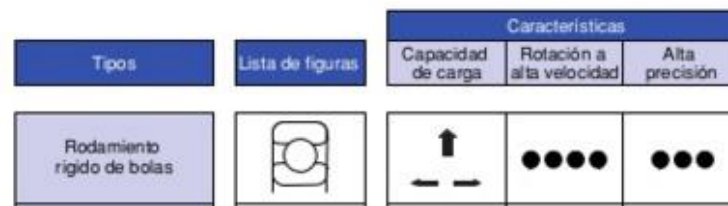


Figura 68. Rodamiento rígido de bolas

Fuente: (Contreras, 2012)

La sección donde se van a asentar los rodamientos es de 31,75 mm, por lo tanto se busca en el catálogo de SKF con este parámetro:

Dimensions							Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Limiting speed with shaft tolerance n_6	Mass lb/kg	Designation
d	D	B	C	d_1	s_1	$r_{1,2}$ min	dynamic C	static C_0				
in/mm							lbf/kN		lbf/kN	r/min	lb/kg	-
1 1/8 28,575	2,4409 62	1,50 38,1	0,71 18	1,56 39,7	0,87 22,2	0,02 0,6	4 390 19,5	2 520 11,2	110 0,475	6 300	0,76 0,34	YAR 206-102-2F
1 3/16 30,163	2,4409 62	1,50 38,1	0,71 18	1,56 39,7	0,87 22,2	0,02 0,6	4 390 19,5	2 520 11,2	110 0,475	6 300	0,68 0,31	YAR 206-103-2F
	2,4409 62	1,50 38,1	0,71 18	1,56 39,7	0,87 22,2	0,02 0,6	4 390 19,5	2 520 11,2	110 0,475	6 300	0,68 0,31	YAR 206-103-2F/AH
	2,4409 62	1,22 31	0,71 18	1,56 39,7	0,87 22	0,04 1	4 390 19,5	2 520 11,2	110 0,475	6 300	0,62 0,28	YAT 206-103
	2,4409 62	1,5 38,1	0,71 18	1,56 39,7	0,87 22,2	0,02 0,6	3 670 16,3	2 520 11,2	110 0,475	3 800	0,64 0,29	YAR 206-103-2RF/HV
1 1/4 31,75	2,4409 62	1,50 38,1	0,71 18	1,56 39,7	0,87 22,2	0,02 0,6	4 390 19,5	2 520 11,2	110 0,475	6 300	0,62 0,28	YAR 206-104-2F
	2,8346 72	1,69 42,9	0,75 19	1,82 46,1	1,00 25,4	0,04 1	5 740 25,5	3 440 15,3	150 0,655	5 300	1,15 0,52	YAR 207-104-2F
	2,8346 72	1,69 42,9	0,75 19	1,82 46,1	1,00 25,4	0,04 1	5 740 25,5	3 440 15,3	150 0,655	3 200	1,00 0,46	YAR 207-104-2RF
	2,8346 72	1,69 42,9	0,75 19	1,82 46,1	1,00 25,4	0,04 1	4 860 21,6	3 440 15,3	150 0,655	3 800	1,15 0,52	YAR 207-104-2RF/HV
	2,4409 62	1,22 31	0,71 18	1,56 39,7	0,87 22	0,04 1	4 390 19,5	2 520 11,2	110 0,475	6 300	0,61 0,28	YAT 206-104

Figura 69. Selección de rodamiento respectivo

Fuente: (SKF, 2015)

$$C_o = 11,2 \text{ KN}$$

Dimensiones del rodamiento seleccionado:

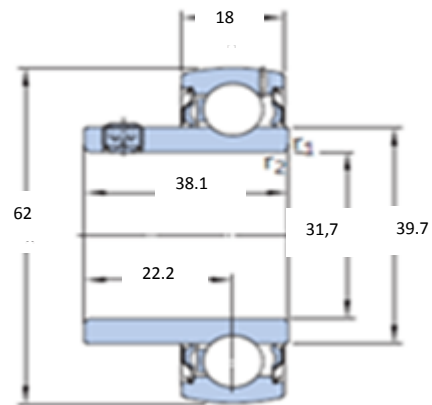


Figura 70. Dimensionamiento de rodamiento

Fuente: (SKF, 2015)

Calculation factor f_0	
Y-bearing series (sizes)	Factor f_0
YAT, YAR, YET, YEL, YSA, YSP	
203 – 204	13
205 – 212	14
213 – 218	15
220	14
17262(00)	
03 – 04	13
05 – 12	14
17263(00)	
05	12
06 – 10	13

Figura 71. Selección de factor f_0

Fuente: (SKF, 2015)

Se tiene el factor $f_0=14$, para el tipo de rodamiento YAR 206.

Calculation factors						
Relative thrust load $f_0 F_a / C_0$	Y-bearing series			17262(00), 17263(00)		
	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,29	0,46	1,88	0,19	0,56	2,30
0,345	0,32	0,46	1,71	0,22	0,56	1,99
0,689	0,36	0,46	1,52	0,26	0,56	1,71
1,03	0,38	0,46	1,41	0,28	0,56	1,55
1,38	0,40	0,46	1,34	0,30	0,56	1,45
2,07	0,44	0,46	1,23	0,34	0,56	1,31
3,45	0,49	0,46	1,10	0,38	0,56	1,15
5,17	0,54	0,46	1,01	0,42	0,56	1,04
6,89	0,54	0,46	1,00	0,44	0,56	1,00

Figura 72. Obtención de factor X, Y y e

Fuente: (SKF, 2015)

$$f_0 \frac{F_a}{C_0} = 14 \frac{0,008 \text{ N}}{11200 \text{ N}} = 1 * 10^{-5}$$

Al tener la relación $f_0 \frac{F_a}{C_0}$ menor a los valores de SKF, se tomara como referencia el mínimo que es 0,172, por lo que se obtiene:

$e = 0,29$, obtenido de la figura anterior

$$f_0 \frac{F_a}{C_0} < e$$

$$F_e = F_r = 306,4 \text{ N}$$

Continuando con el cálculo se debe utilizar la siguiente ecuación, para obtener la carga dinámica de diseño:

$$C = F_r \left(\frac{L_d * n_d * 60}{L_R} \right)^{\frac{1}{a}}$$

$$L_d = 10000 \text{ hr}$$

$$n_d = 1500 \text{ rpm}$$

$$L_R = 10^6$$

$a = 3$, Rodamiento de bolas

$$C = 306,4 N \left(\frac{10000 \text{ hr} * 1500 \text{ rpm} * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 5,46 \text{ KN}$$

Con este valor de carga dinámica se verifica si el rodamiento escogido cumple con un valor mayor.

$$C_{skf} = 19,5 \text{ KN}$$

Por lo tanto cumple con la carga a la que va a ser sometido el rodamiento.

La designación de la unidad de rodamiento rígido de bolas seleccionado es YAR 206-104-2F.

Para la unidad de rodamiento seleccionada es la P80, correspondiente al rodamiento YAR 206-104-2F. Esta unidad será fijada en la estructura. (SKF, 2015)

4.7. Ranuras y Chavetas

4.7.1. Diseño de chaveta en D

4.7.1.1. Diseño por cortante

$$T = 7,121 \text{ N} * m$$

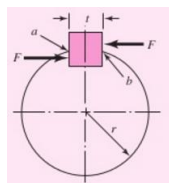


Figura 73. Diagrama de cuerpo libre en la chaveta

Fuente: (Shigley, 2012)

$$F_m = \frac{Tm}{r} = \frac{7,121 \text{ N} * m}{\frac{0,0254 \text{ m}}{2}} = 560,709 \text{ N}$$

Se selecciona como material AISI SAE 1010 ya que debe tener menor resistencia que el eje o la polea, de bajo contenido de carbono y con las siguientes propiedades mecánicas: (AZO Materials, 2013)

$$S_{ut} = 365 \text{ MPa}$$

$$S_y = 305 \text{ MPa}$$

Teniendo en cuenta los esfuerzos a los que será sometida la chaveta, se tomara como referencia un factor de seguridad de 2.

Se selecciona una cuña cuadrada de la siguiente figura:

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Figura 74. Selección de dimensiones de la chaveta

Fuente: (Shigley, 2012)

Las dimensiones de la cuña rectangular seleccionada con el diámetro de 30 mm, son:

$$w = \frac{1}{4}'' = 6,35 \text{ mm}$$

$$h = \frac{3}{16}'' = 4,76 \text{ mm}$$

$$\text{Profundidad del cuñero} = 3/32'' = 2,38 \text{ mm}$$

Asumiendo un factor de seguridad de 2 para la chaveta. Se tiene que el esfuerzo cortante es igual a:

$$\tau_m = \frac{F_m}{w * l} = \frac{560,709 \text{ N}}{6,35 \text{ mm} * l}$$

Se verifica la longitud mínima con el esfuerzo equivalente de Von Misses:

$$\sigma'_m = \sqrt{3(\tau_m)^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3 \left(\frac{560,709 \text{ N}}{6,35 \text{ mm} * l} \right)^2}$$

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}}$$

$$N_f = \frac{S_{ut}}{\sigma'_m}$$

$$2 = \frac{365 \text{ MPa}}{\sqrt{3 \left(\frac{560,709 \text{ N}}{6,35 \text{ mm} * l} \right)^2}}$$

$$l = 0,838 \text{ mm}$$

4.7.1.2. Diseño por aplastamiento

$$\sigma_{max} = \frac{F_m + F_a}{\frac{h}{2} l}$$

$$\sigma_{max} = \frac{560,709 \text{ N}}{\frac{4,76 \text{ mm}}{2} * l}$$

Se verifica la longitud mínima de la siguiente ecuación:

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$2 = \frac{305 \text{ MPa}}{\frac{560,709 \text{ N}}{\frac{4,76 \text{ mm}}{2} * l}}$$

$$l = 1.55 \text{ mm}$$

4.7.1.3. Dimensiones de la chaveta y ranura

Ahora tomando en cuenta que este valor es el mínimo, y basándose en el criterio de que la longitud máxima debe ser mínimo a 1,5 diámetros del eje. (Shigley E. , 2012)

$$L_{max} = 1,5(25,4 \text{ mm}) = 38 \text{ mm}$$

Se tomara como valor una longitud de 38 mm, ya que el ancho de la polea es de 30 mm, por lo tanto estaría dentro del espacio permitido. Las dimensiones finales de la chaveta son:

$$L = 38 \text{ mm}$$

$$w = 6,35 \text{ mm}$$

$$h = 4,76 \text{ mm}$$

$$\text{profundidad del cuñero} = 2,38 \text{ mm}$$

4.7.2. Diseño de chaveta en A

4.7.2.1. Diseño por cortante

$$T = 7,121 \text{ N} * m$$

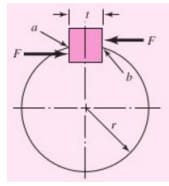


Figura 75. Diagrama de cuerpo libre a cortante de la chaveta

Fuente: (Shigley, 2012)

$$F_m = \frac{Tm}{r} = \frac{7,121 \text{ N} * m}{\frac{0,0254 \text{ m}}{2}} = 560,709 \text{ N}$$

Se selecciona como material AISI SAE 1010 ya que debe tener menor resistencia que el eje o la polea, de bajo contenido de carbono y con las siguientes propiedades mecánicas: (AZO Materials, 2013)

$$S_{ut} = 365 \text{ MPa}$$

$$S_y = 305 \text{ MPa}$$

Teniendo en cuenta los esfuerzos a los que será sometida la chaveta, se tomara como referencia un factor de seguridad de 2.

Se selecciona una cuña cuadrada de la siguiente figura:

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Figura 76. Selección dimensiones de la chaveta

Fuente: (Shigley, 2012)

Las dimensiones de la cuña rectangular seleccionada con el diámetro de 30 mm, son:

$$w = \frac{1}{4}'' = 6,35 \text{ mm}$$

$$h = \frac{3}{16}'' = 4,76 \text{ mm}$$

$$\text{Profundidad del cuñero} = 3/32'' = 2,38 \text{ mm}$$

Asumiendo un factor de seguridad de 2 para la chaveta. Se tiene que el esfuerzo cortante es igual a:

$$\tau_m = \frac{F_m}{w * l} = \frac{560,709 \text{ N}}{6,35 \text{ mm} * l}$$

Se verifica la longitud mínima con el esfuerzo equivalente de Von Misses:

$$\sigma'_m = \sqrt{3(\tau_m)^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3 \left(\frac{560,709 \text{ N}}{6,35 \text{ mm} * l} \right)^2}$$

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}}$$

$$N_f = \frac{S_{ut}}{\sigma'_m}$$

$$2 = \frac{365 \text{ MPa}}{\sqrt{3 \left(\frac{560,709 \text{ N}}{6,35 \text{ mm} * l} \right)^2}}$$

$$l = 0,838 \text{ mm}$$

4.7.2.2. Diseño por aplastamiento

$$\sigma_{max} = \frac{F_m + F_a}{\frac{h}{2} l}$$

$$\sigma_{max} = \frac{560,709 \text{ N}}{\frac{4,76 \text{ mm}}{2} * l}$$

Se verifica la longitud mínima de la siguiente ecuación:

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$2 = \frac{305 \text{ MPa}}{\frac{560,709 \text{ N}}{\frac{4,76 \text{ mm}}{2} * l}}$$

$$l = 1,5 \text{ mm}$$

4.7.2.3. Dimensiones de la chaveta y ranura

Tomando en cuenta que este valor es el mínimo, y basándose en el criterio de que la longitud máxima debe ser menor a 1,5 diámetros del eje. (Shigley E. , 2012)

$$L_{max} = 1,5(25,4mm) = 38 \text{ mm}$$

Se tomará como valor una longitud de 38 mm, ya que el ancho de la acople es de 34 mm, por lo tanto estaría dentro del espacio permitido. Las dimensiones finales de la chaveta son:

$$L = 38 \text{ mm}$$

$$w = 6,35 \text{ mm}$$

$$h = 4,76 \text{ mm}$$

$$\text{profundidad del cuñero} = 2,38 \text{ mm}$$

4.8.Diseño del eje por rigidez

4.8.1. Deflexiones y pendientes en el eje

Las deflexiones en el eje se obtienen mediante un software, tomando en cuenta el módulo de Young, la Inercia geométrica del eje y las cargas aplicadas.

$$E = 210000MPa, \text{ (Ingemecánica)}$$

$$I = \frac{\pi}{64} d^4$$

$$I = \frac{\pi}{64} (0,0254m)^4 = 2,04 * 10^{-8} m^4$$

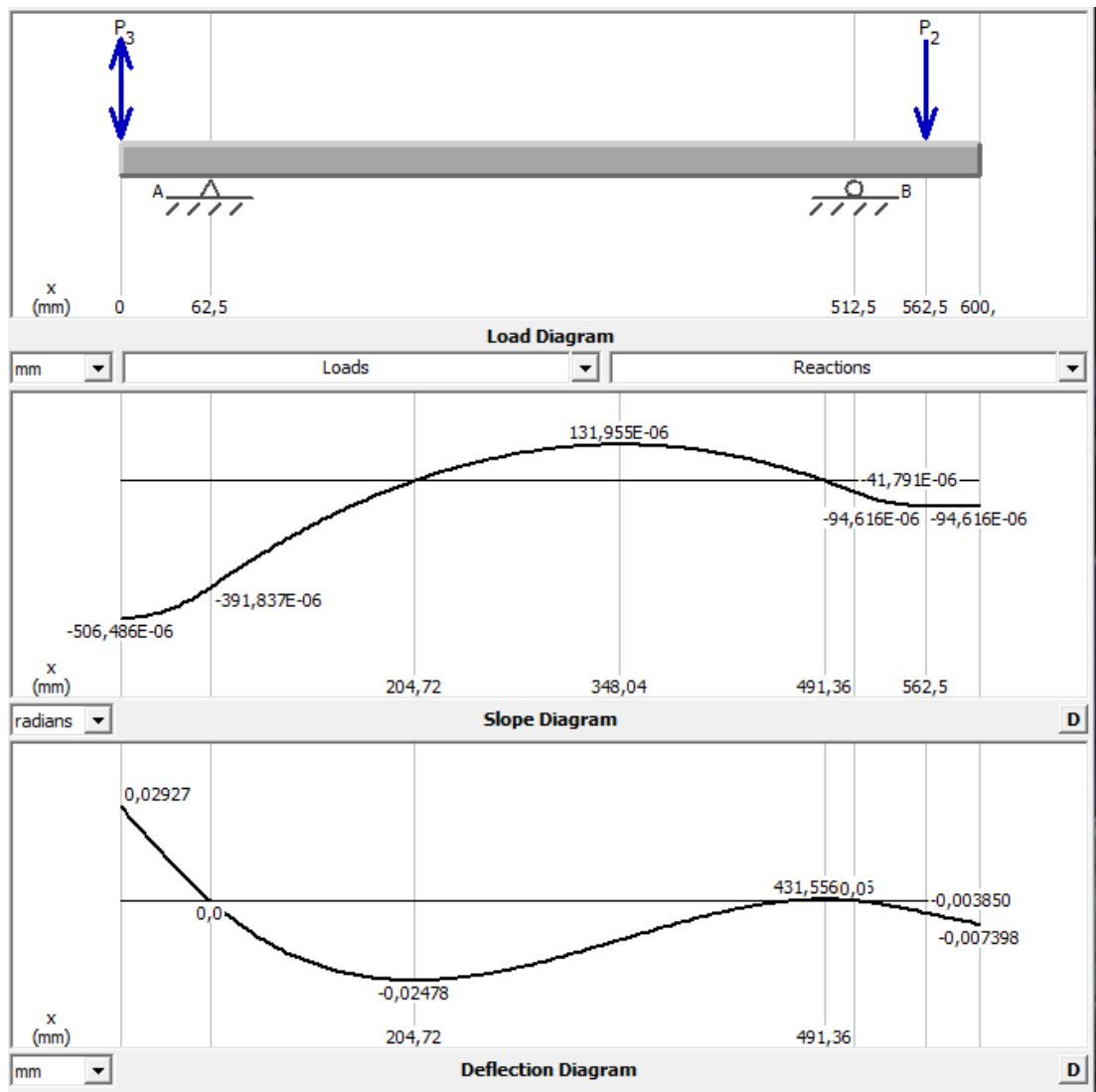


Figura 77. Deflexiones y pendientes reales en el eje

Fuente: (MDSolid 4.0, 2015)

$$\delta_{vent} = 0.029 \text{ mm}$$

$$\delta_{eje} = 0.025 \text{ mm}$$

$$\delta_{polea} = 0.0074 \text{ mm}$$

$$\theta_{rodam1} = 391,837 * 10^{-6} \text{ rad}$$

$$\theta_{rodam2} = 94,62 * 10^{-6} \text{ rad}$$

Pendientes	
Rodillo ahusado	0.0005-0.0012 rad
Rodillo cilíndrico	0.0008-0.0012 rad
Bola con ranura profunda	0.001-0.003 rad
Bola esférica	0.026-0.052 rad
Bola autoalineante	0.026-0.052 rad
Engrane recto sin corona	< 0.0005 rad
Deflexiones transversales	
Engranés rectos con $P < 10$ dientes/pulg	0.010 pulg
Engranés rectos con $11 < P < 19$	0.005 pulg
Engranés rectos con $20 < P < 50$	0.003 pulg

Figura 78. Pendientes y deflexiones permitidas

Fuente: (Shigley, 2012)

Para este caso de rodamientos de bolas, el rango permitido tomado de la figura anterior es:

$$\theta_{max} = 0.001 \text{ rad}$$

Por lo tanto las pendientes en los rodamientos cumplen bajo este valor.

$$\theta_{rodam1} = 0,000392 \text{ rad}$$

$$\theta_{rodam2} = 0,000094 \text{ rad}$$

4.8.2. Rigidez torsional

Primero se verificara la sección de 31,75 mm de diámetro, y longitud de 520 mm.

$$\theta = \frac{TL}{GJ}$$

$$G = 81000 \text{ MPa}, (\text{Ingemecánica})$$

$$J = \frac{\pi}{32} d^4$$

$$J = \frac{\pi}{32} (0,03175 \text{ m})^4 = 9,97 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$L = 520 \text{ mm}$$

$$T = 7,121 \text{ N} * m$$

$$\theta = \frac{7,121 \text{ N} * m(0,520 \text{ m})}{81000 \text{ MPa}(9,97 \times 10^{-8} \text{ m}^4)}$$

$$\theta = 0,0004585 \text{ rad}$$

Tomando en cuenta la recomendación ASME, los valores máximos son:
(Aimone, 2010)

- Ejes de máquinas herramientas: $\theta \leq 0.0044 \frac{\text{rad}}{m}$.
- Ejes de transmisión: $\theta \leq 0.0560 \frac{\text{rad}}{m}$.

La aplicación del eje en este caso será para transmisión por lo tanto, el máximo permitido será:

$$\theta \leq 0.0560 \frac{\text{rad}}{m} * 0,520 \text{ m}$$

$$\theta \leq 0.029 \text{ rad}$$

Por lo cual la rigidez torsional del eje cumple con esta recomendación.

Se verificara la sección de 25,4 mm de diámetro, y longitud de 50 mm.

$$\theta = \frac{TL}{GJ}$$

$$G = 81000 \text{ MPa}, (\text{Ingemecánica})$$

$$J = \frac{\pi}{32} d^4$$

$$J = \frac{\pi}{32} (0,0254 \text{ m})^4 = 4,086 * 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$L = 50 \text{ mm}$$

$$T = 7,121 \text{ N} * m$$

$$\theta = \frac{7,121 N * m(0,050 m)}{81000 MPa(4,086 * 10^{-8} m^4)}$$

$$\theta = 0,000107 rad$$

La aplicación del eje en este caso será para transmisión por lo tanto, el máximo permitido será:

$$\theta \leq 0.0560 \frac{rad}{m} * 0,050 m$$

$$\theta \leq 0.0028 rad$$

Por lo tanto la rigidez torsional del eje cumple con esta recomendación.

4.8.3. Vibración lateral

Como un método aproximado se utiliza el método de Rayleigh:

$$W_n = \sqrt{\frac{g * \sum_{i=1}^n W_i \delta_i}{\sum_{i=1}^n W_i \delta_i^2}}$$

$$w_{polea} = 4.8 lb * \frac{1 kg}{2.2 lb} * 9.8 \frac{m}{s^2} = 21,35 N$$

$$w_{ventilador} = 4.5 Kg * 9.8 \frac{m}{s^2} = 44,13 N, (CAD, 2013)$$

$$w_{eje} = 3,2 Kg * 9.8 \frac{m}{s^2} = 31,36 N, (CAD, 2013)$$

$$\delta_{vent} = 0.029 mm$$

$$\delta_{eje} = 0.025 mm$$

$$\delta_{polea} = 0.0074 mm$$

$$W_n = \sqrt{\frac{g * (w_{polea} * \delta_{polea} + w_{ventilador} * \delta_{vent} + w_{eje} * \delta_{eje})}{w_{polea} * \delta_{polea}^2 + w_{ventilador} * \delta_{vent}^2 + w_{eje} * \delta_{eje}^2}}$$

$$w_n = \sqrt{\frac{9.8 \text{ m/s}^2 * (21,35 \text{ N} * 0.0074 \text{ mm} + 44,13 \text{ N} * 0.029 \text{ mm} + 31,36 \text{ N} * 0.025 \text{ mm})}{21,35 \text{ N} * (0.0074 \text{ mm})^2 + 44,13 \text{ N} * (0.029 \text{ mm})^2 + 31,36 \text{ N} * (0.025 \text{ mm})^2}}$$

$$w_n = 613,534 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$$

$$w_n = 5859 \text{ rpm}$$

A continuación se compara la frecuencia crítica de cabeceo con la frecuencia forzada.

$$\frac{w_n}{w_f} = \frac{5859 \text{ rpm}}{1500 \text{ rpm}} = 4$$

Lo cual indica que la frecuencia natural o crítica del eje está alejada 4 veces de la frecuencia de funcionamiento.

“Cuanto mayor sea este margen será mejor, aunque es deseable un factor de por lo menos 3 o 4”. (Norton R. , 2011)

4.8.4. Vibración torsional

Para un eje escalonado se requiere una constante efectiva de resorte para las secciones combinadas de los escalones. La constante de resorte de cualquier sección es:

$$K_t = \frac{GJ}{l} = \frac{G\pi d^4}{32l}$$

Primero se obtiene para la sección de 25,4 mm de diámetro y longitud de 50 mm.

$$K_{t1} = \frac{81000 \text{ MPa} * \pi * (0,0254 \text{ m})^4}{32 * 0,050 \text{ m}}$$

$$K_{t1} = 66200 \frac{\text{N} * \text{m}}{\text{rad}}$$

Segundo se obtiene para la sección de 31,75 mm de diámetro y longitud de 520 mm.

$$K_{t2} = \frac{81000MPa * \pi * (0,03175m)^4}{32 * 0,520 m}$$

$$K_{t2} = 15540 \frac{N * m}{rad}$$

Tercero se obtiene para la sección de 25,4 mm de diámetro y longitud de 30 mm.

$$K_{t3} = \frac{81000MPa * \pi * (0,0254m)^4}{32 * 0,030 m}$$

$$K_{t3} = 110331 \frac{N * m}{rad}$$

A continuación se suma como resortes en serie, las constantes de la siguiente manera:

$$\frac{1}{K_{t_{efe}}} = \frac{1}{K_{t1}} + \frac{1}{K_{t2}} + \frac{1}{K_{t3}}$$

$$\frac{1}{K_{t_{efe}}} = \frac{1}{27070 \frac{N * m}{rad}} + \frac{1}{11650 \frac{N * m}{rad}} + \frac{1}{110331 \frac{N * m}{rad}}$$

$$K_{t_{efe}} = 11300 \frac{N * m}{rad}$$

A continuación se calcula la frecuencia torsional crítica:

$$w_n = \sqrt{K_{t_{efe}} * \frac{I_1 + I_2}{I_1 * I_2}}$$

En donde las inercias de masa son las siguientes:

$$I_1 = I_{ventilador} = 0,06 Kg * m^2, (CAD, 2013)$$

$$I_2 = I_{polea} = 4,709 * 10^{-3} Kg * m^2, (CAD, 2013)$$

$$w_n = \sqrt{11300 \frac{N * m}{rad} * \frac{0,06 Kg * m^2 + 4,709 * 10^{-3} Kg * m^2}{0,06 Kg * m^2 * 4,709 * 10^{-3} Kg * m^2}}$$

$$w_n = 1609 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$$

$$w_n = 15360 \text{ rpm}$$

Con este valor de frecuencia torsional crítica se compara con la frecuencia forzada.

$$\frac{w_n}{w_f} = \frac{15360 \text{ rpm}}{1500 \text{ rpm}} = 10,24$$

Por lo tanto este es un margen aceptable para el funcionamiento del sistema.

4.8.5. Análisis Modal por simulación elemento finitos

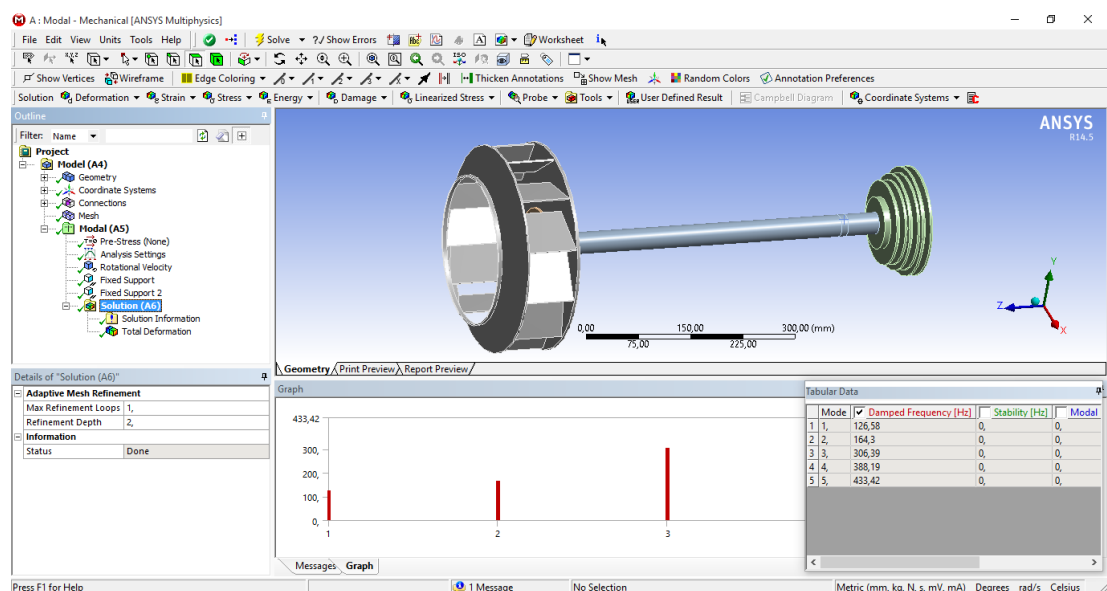


Figura 79. Análisis Modal por simulación de elementos finitos

Fuente: (CAD, 2013)

Los modos de vibración obtenidos mediante el análisis por elementos finitos son:

1. 126,58 Hz
2. 164,3 Hz
3. 306,39 Hz
4. 388,19 Hz

5. 433,42 Hz

La primera frecuencia obtenida indica la primera frecuencia crítica, por lo tanto transformando esta frecuencia a RPM:

$$126,58 \text{ Hz} = 7594,8 \text{ RPM}$$

Comparamos la frecuencia crítica con la frecuencia forzada:

$$\frac{w_n}{w_f} = \frac{7594,8 \text{ rpm}}{1500 \text{ rpm}} = 5$$

Lo cual indica que la frecuencia natural o crítica del eje está alejada 5 veces de la frecuencia de funcionamiento, y de esta manera se comprueba lo calculado previamente.

4.8.6. Esfuerzo en ajustes por interferencia

4.8.6.1. Polea y Eje

Al tener un ajuste de interferencia entre estos dos elementos mecánicos, se toma a consideración los ajustes recomendados de la siguiente figura:

	SIMBOLO ISO		DESCRIPCIÓN**	APLICACIONES	
	Agujero base	Eje base			
Ajustes con juego o móviles	H11/c11	C11/h11	Movimiento grande, amplio: ajuste para tolerancias comerciales amplias o para elementos exteriores.	Cojinetes en maquinaria agrícola y doméstica, equipos de minería, topes, pasadores.	Más juego
	H9/d9	D9/h9	Movimiento libre: no debe emplearse cuando la precisión sea algo esencial. Es adecuado para grandes variaciones de temperatura, velocidades de giro elevadas, o presiones elevadas en la pieza macho.	Cojinetes giratorios donde la velocidad de giro es mayor o igual a 600 R.P.M., soportes de ejes en grúas, carretillas, transmisiones y maquinaria agrícola.	
	H8/f7	F8/h7	Movimiento limitado: para máquinas de precisión y para posicionamiento preciso en caso de velocidades moderadas y presión en la pieza macho.	Montajes deslizantes donde la velocidad es menor de 600 r/min, construcción de máquinas herramientas de precisión, partes de automotores.	
	H7/g6	G7/h6	Ajuste deslizante: cuando no se pretende que las piezas se muevan libremente, una respecto a la otra, pero pueden girar entre sí y colocarse con precisión.	Collares de retención, émbolos de frenos de aceite, acoplamientos de platillos desembragables, bridas de centrar para tuberías y válvulas.	
	H7/h6	H7/h6	Posicionamiento con juego: proporciona cierto apriete. Es adecuado para posicionar piezas estacionarias, pero pueden montarse y desmontarse fácilmente.	Engranajes de cambios de velocidades, ejes de contrapunto, mangos de volantes de mano, columnas guía de taladros radiales, brazo superior de fijadores.	
Ajustes con interferencia	H7/k6	K7/h6	Posicionamiento de transición o ajuste intermedio: posicionamiento de precisión, es un compromiso entre el juego y la interferencia.	Engranajes en husillos, poleas fijas y volantes en ejes, discos de excéntrica, manivelas para pequeños esfuerzos.	Más interferencia
	H7/n6	N7/h6	Posicionamiento de transición o ajuste intermedio: posicionamiento más preciso en el que se requiere y admite una interferencia mayor.	Casquillos de bronce, collares calados sobre ejes, piñones en ejes motores, inducidos en dinamos.	
	H7/p6*	P7/h6	Posicionamiento con interferencia: para piezas que requieran rigidez y alineación muy precisas pero sin requisitos especiales de presión en el agujero.		
	H7/s6	S7/h6	Sin movimiento o fijo: para piezas de acero normales o ajustes forzados en secciones pequeñas. Es el ajuste más apretado admisible en piezas de fundición.	Casquillos de bronce en cajas, cubos de ruedas y bielas, coronas de bronce en ruedas helicoidales y engranajes, acoplamientos en extremos de ejes.	
	H7/u6	U7/h6	Forzado: para piezas que van a funcionar muy cargadas, para ajustes forzados en los que las fuerzas de apriete requeridas no son factibles en la práctica.		

* Ajuste de transición para tamaños básicos comprendidos entre 0 y 3 mm.

** Tomada de Minutoyo, Márgenes y Tolerancias. Impreso por Equipos y Controles Industriales (eci), Bogotá D.C..

Figura 80. Ajustes de agujero base y eje base entre polea y eje

Fuente: (Balboa, 1967)

Por lo tanto con este tipo de ajuste K7/h6 tiene los siguientes límites:

$$D_{eje} = 31,75 \text{ mm}_{-0,013 \text{ mm}}^0$$

$$D_{ipolea} = 31,75 \text{ mm}_{-0,015 \text{ mm}}^{0,006 \text{ mm}}$$

La interferencia máxima entre estos límites es:

$$\Delta r = \frac{31,75 \text{ mm} - 31,735 \text{ mm}}{2} = 0,0075 \text{ mm}$$

La presión que ejerce este ajuste se la determina de la siguiente ecuación:

$$p = \frac{0,5\delta}{\frac{r}{E_o} \left(\frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_o \right) + \frac{r}{E_i} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_i \right)}$$

En donde,

$$\delta = 2\Delta r = 2(0,0075 \text{ mm}) = 0,015 \text{ mm}$$

$$r = 15,88 \text{ mm}$$

$$r_o = \frac{70}{2} \text{ mm} = 35 \text{ mm}$$

$$r_i = 0 \text{ mm}$$

$\nu_o = 0,33$, Coeficiente de poisson del Aluminio

$\nu_i = 0,28$, Coeficiente de poisson del Acero

$E_o = 70000 \text{ MPa}$, Módulo de Young del Aluminio

$E_i = 210000 \text{ MPa}$, Módulo de Young del Acero

p

$$= \frac{0,5(0,015 \text{ mm})}{\frac{15,88 \text{ mm}}{70000 \text{ MPa}} \left(\frac{(35 \text{ mm})^2 + (15 \text{ mm})^2}{(35 \text{ mm})^2 - (15 \text{ mm})^2} + 0,33 \right) + \frac{15,88 \text{ mm}}{210000 \text{ MPa}} \left(\frac{(15 \text{ mm})^2 + 0}{(15 \text{ mm})^2 - 0} - 0,28 \right)}$$

$$p = 15,838 \text{ MPa}$$

Con el valor de la presión ejercida entre estos dos elementos, los esfuerzos radiales y tangenciales son:

- En el eje:

$$\sigma_t = -p * \frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} = -15,838 \text{ MPa} * \frac{(15,88 \text{ mm})^2 + 0}{(15,88 \text{ mm})^2 - 0} = -15,838 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p = -15,838 \text{ MPa}$$

- En la polea:

$$\sigma_t = p * \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} = 15,838 \text{ MPa} * \frac{(35 \text{ mm})^2 + (15,88 \text{ mm})^2}{(35 \text{ mm})^2 - (15,88 \text{ mm})^2} = 24,04 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p = -15,838 \text{ MPa}$$

Para obtener el factor de concentración de esfuerzos, se necesita la razón entre la longitud del cubo y el diámetro del eje, l/d :

$$l_{polea} = 30 \text{ mm}$$

$$d_{eje} = 31,75 \text{ mm}$$

$$\frac{l_{polea}}{d_{eje}} = \frac{30 \text{ mm}}{31,75 \text{ mm}} = 0.94$$

Y la razón entre la presión del ajuste y el esfuerzo nominal por flexión:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = 0 \text{ MPa}$$

$$\frac{p}{\sigma} = \infty$$

Tomando estos valores en la siguiente figura, se observa que están fuera de la gráfica.

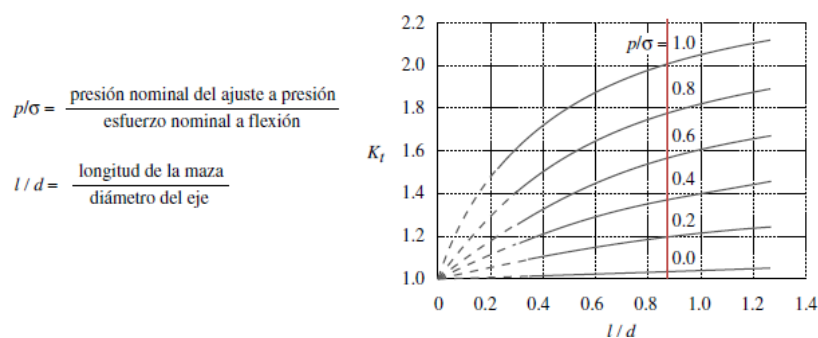


Figura 81. Factor Kt de relaciones para la polea y el eje

Fuente: (Norton R. , 2011)

Por lo tanto se supone un valor aproximado para este factor de concentración de esfuerzos de:

$$Kt \cong 2,4$$

Los factores de seguridad contra la falla durante el ajuste a presión son:

$$S_y = 370 \text{ MPa}, \text{ AISI 1018 CD, (Ingemecánica)}$$

$$S_u = 159 \text{ MPa}, \text{ Aleacion de Aluminio Fundido 43 (Ingemecánica)}$$

$$N_{seje} = \frac{-S_y}{Kt * \sigma_{t_{eje}}} = \frac{-370 \text{ MPa}}{2,4 * -15,838 \text{ MPa}} = 9,734$$

$$N_{spolea} = \frac{S_{upolea}}{Kt * \sigma_{t_{polea}}} = \frac{159 \text{ MPa}}{2,4 * 24,04 \text{ MPa}} = 2,76$$

Con estos factores de seguridad estos dos elementos no fallan.

A continuación se calcula el torque que transmite este ajuste:

$$T = 2\pi r^2 \mu \rho l_{polea}$$

$$\mu = 0,47, \text{ Coeficiente de fricción cinético entre acero y aluminio. (R., 1992)}$$

$$T = 2\pi(0,01588\text{m})^2(0,47)(15,838 \text{ MPa})(0,030\text{m}) = 353,619 \text{ N} * \text{m}$$

Por lo tanto el torque que transmite este ajuste es mucho mayor al torque de funcionamiento de 7,121 Nm, así que de esta manera funcionara sin ningún problema.

4.8.6.2. Acople y Eje

Al tener un ajuste de interferencia entre estos dos elementos mecanicos, se toma a consideración los ajustes recomendados de la siguiente figura:

SIMBOLO ISO		DESCRIPCIÓN**	APLICACIONES	
Agujero base	Eje base			
Ajustes con juego o móviles	H11/c11	C11/h11	Movimiento grande, amplio: ajuste para tolerancias comerciales amplias o para elementos exteriores.	Cojinetes en maquinaria agrícola y doméstica, equipos de minería, topes, pasadores.
	H9/d9	D9/h9	Movimiento libre: no debe emplearse cuando la precisión sea algo esencial. Es adecuado para grandes variaciones de temperatura, velocidades de giro elevadas, o presiones elevadas en la pieza macho.	Cojinetes giratorios donde la velocidad de giro es mayor o igual a 600 R.P.M., soportes de ejes en grúas, carretillas, transmisiones y maquinaria agrícola.
	H8/f7	F8/h7	Movimiento limitado: para máquinas de precisión y para posicionamiento preciso en caso de velocidades moderadas y presión en la pieza macho.	Montajes deslizantes donde la velocidad es menor de 600 r/min, construcción de máquinas herramientas de precisión, partes de automotores.
	H7/g6	G7/h6	Ajuste deslizante: cuando no se pretende que las piezas se muevan libremente, una respecto a la otra, pero pueden girar entre sí y colocarse con precisión.	Collares de retención, émbolos de frenos de aceite, acoplamientos de platillos desembragables, bridas de centrar para tuberías y válvulas.
	H7/h6	H7/h6	Posicionamiento con juego: proporciona cierto apriete. Es adecuado para posicionar piezas estacionarias, pero pueden montarse y desmontarse fácilmente.	Engranajes de cambios de velocidades, ejes de contrapunto, mangos de volantes de mano, columnas guía de taladros radiales, brazo superior de fijadores.
Ajustes con interferencia	H7/k6	K7/h6	Posicionamiento de transición o ajuste intermedio: posicionamiento de precisión, es un compromiso entre el juego y la interferencia.	Engranajes en husillos, poleas fijas y volantes en ejes, discos de excéntrica, manivelas para pequeños esfuerzos.
	H7/n6	N7/h6	Posicionamiento de transición o ajuste intermedio: posicionamiento más preciso en el que se requiere y admite una interferencia mayor.	Casquillos de bronce, collares calados sobre ejes, piñones en ejes motores, inducidos en dinamos.
	H7/p6*	P7/h6	Posicionamiento con interferencia: para piezas que requieran rigidez y alineación muy precisas pero sin requisitos especiales de presión en el agujero.	
	H7/s6	S7/h6	Sin movimiento o fijo: para piezas de acero normales o ajustes forzados en secciones pequeñas. Es el ajuste más apretado admisible en piezas de fundición.	Casquillos de bronce en cajas, cubos de ruedas y bielas, coronas de bronce en ruedas helicoidales y engranajes, acoplamientos en extremos de ejes.
	H7/u6	U7/h6	Forzado: para piezas que van a funcionar muy cargadas, para ajustes forzados en los que las fuerzas de apriete requeridas no son factibles en la práctica.	

* Ajuste de transición para tamaños básicos comprendidos entre 0 y 3 mm.

** Tomada de Minutoyo, Márgenes y Tolerancias. Impreso por Equipos y Controles Industriales (eci), Bogotá D.C..

Figura 82. Ajustes de agujero y eje base para el acople y eje

Fuente: (Balboa, 1967)

Por lo tanto con este tipo de ajuste K7/h6 tiene los siguientes límites:

$$D_{eje} = 25,4 \text{ mm} \begin{matrix} 0 \\ -0,013 \text{ mm} \end{matrix}$$

$$D_{iacople} = 25,4 \text{ mm} \begin{matrix} +0,006 \text{ mm} \\ -0,015 \text{ mm} \end{matrix}$$

La interferencia máxima entre estos límites es:

$$\Delta r = \frac{25,4 \text{ mm} - 25,3985 \text{ mm}}{2} = 0,0075 \text{ mm}$$

La presión que ejerce este ajuste se la determina de la siguiente ecuación:

$$p = \frac{0,5\delta}{\frac{r}{E_o} \left(\frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_o \right) + \frac{r}{E_i} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_i \right)}$$

En donde,

$$\delta = 2\Delta r = 2(0,0075 \text{ mm}) = 0,015 \text{ mm}$$

$$r = 12,7 \text{ mm}$$

$$r_o = 15 \text{ mm}$$

$$r_i = 0 \text{ mm}$$

$$\nu_o = 0,28, \text{ Coeficiente de poisson del Acero}$$

$$\nu_i = 0,28, \text{ Coeficiente de poisson del Acero}$$

$$E_o = 210000 \text{ MPa}, \text{ M\u00f3dulo de Young del Acero}$$

$$E_i = 210000 \text{ MPa}, \text{ M\u00f3dulo de Young del Acero}$$

p

$$= \frac{0,5(0,015 \text{ mm})}{\frac{12,7 \text{ mm}}{210000 \text{ MPa}} \left(\frac{(15 \text{ mm})^2 + (12,7 \text{ mm})^2}{(15 \text{ mm})^2 - (12,7 \text{ mm})^2} + 0,28 \right) + \frac{12,7 \text{ mm}}{210000 \text{ MPa}} \left(\frac{(12,7 \text{ mm})^2 + 0}{(12,7 \text{ mm})^2 - 0} - 0,28 \right)}$$

$$p = 17,558 \text{ MPa}$$

Con el valor de la presi\u00f3n ejercida entre estos dos elementos, los esfuerzos radiales y tangenciales son:

- En el eje:

$$\sigma_t = -p * \frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} = -17,558 \text{ MPa} * \frac{(12,7 \text{ mm})^2 + 0}{(12,7 \text{ mm})^2 - 0} = -17,558 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p = -17,558 \text{ MPa}$$

- En el acople:

$$\sigma_t = p * \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} = 17,558 \text{ MPa} * \frac{(15 \text{ mm})^2 + (12,7 \text{ mm})^2}{(15 \text{ mm})^2 - (12,7 \text{ mm})^2} = 106,458 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p = -17,558 \text{ MPa}$$

Para obtener el factor de concentración de esfuerzos, se necesita la razón entre la longitud del cubo del acople y el diámetro del eje, l/d :

$$l_{acople} = 34 \text{ mm}$$

$$d_{eje} = 25.4 \text{ mm}$$

$$\frac{l_{polea}}{d_{eje}} = \frac{34 \text{ mm}}{25.4 \text{ mm}} = 1,4$$

Y la razón entre la presión del ajuste y el esfuerzo nominal por flexión:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = 0 \text{ MPa}$$

$$\frac{p}{\sigma} = \infty$$

Tomando estos valores en la siguiente figura, se observa que están fuera de la gráfica.

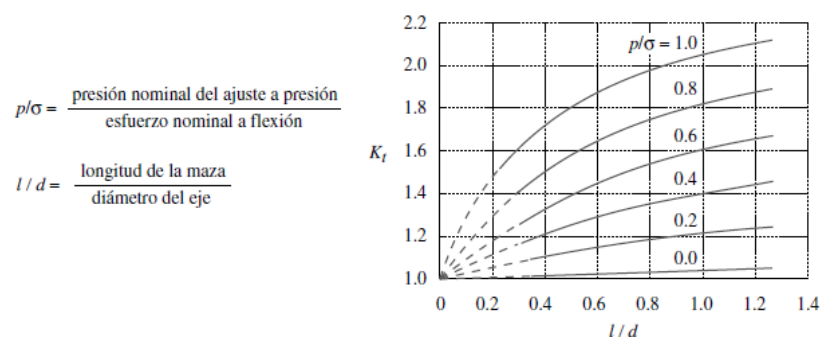


Figura 83. Factor K_t acople eje

Fuente: (Norton R. , 2011)

Por lo tanto se supone un valor aproximado para este factor de concentración de esfuerzos de:

$$Kt \cong 2,4$$

Los factores de seguridad contra la falla durante el ajuste a presión son:

$$S_y = 370 \text{ MPa}, \text{ AISI 1018 CD, (Ingemecánica)}$$

$$S_u = 440 \text{ MPa}, \text{ AISI 1018 CD (Ingemecánica)}$$

$$N_{seje} = \frac{-S_y}{Kt * \sigma_{t_{eje}}} = \frac{-370 \text{ MPa}}{2,4 * -17,558 \text{ MPa}} = 8,78$$

$$N_{spolea} = \frac{S_{u_{acople}}}{Kt * \sigma_{t_{acople}}} = \frac{440 \text{ MPa}}{2,4 * 106,458 \text{ MPa}} = 1,7$$

Con estos factores de seguridad el ajuste entre estos dos elementos no falla.

A continuación se calcula el torque que transmite este ajuste:

$$T = 2\pi r^2 \mu p l_{acople}$$

$$\mu = 0,18, \text{ Coeficiente de fricción cinético entre acero y acero. (R., 1992)}$$

$$T = 2\pi(0,0127\text{m})^2(0,18)(17,558 \text{ MPa})(0,034\text{m}) = 108,896 \text{ N} * \text{m}$$

Por lo tanto el torque que transmite este ajuste es mucho mayor al torque de funcionamiento de 7,121 Nm, así que de esta manera funcionará sin ningún problema.

4.9. Diseño de la estructura soporte del ventilador

4.9.1. Diagrama de cuerpo libre

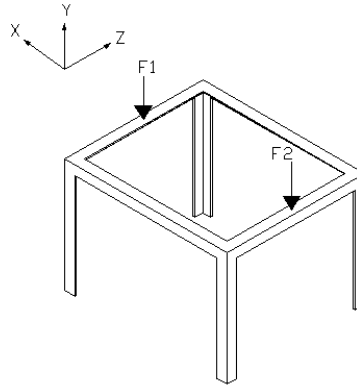


Figura 84. Diagrama de cuerpo libre de la estructura

Fuente: Propia

4.9.2. Selección del material

Tomando en cuenta un material estándar comercial, se utilizara el acero ASTM A 36, el cual tiene las siguientes propiedades: (Ingemecánica)

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

$$S_u = 400 \text{ MPa}$$

4.9.3. Cargas dinámicas

Las cargas puntuales que se generan en los rodamientos son:

$$F2 = 236 \text{ N}$$

$$F1 = -306,4 \text{ N}$$

Al tener una maquina rotatoria que genera cargas dinámicas en la estructura, las cargas variables serian:

$$F_{max1} = 306,4 \text{ N}$$

$$F_{min1} = -306,4 \text{ N}$$

$$F_{max2} = 236 \text{ N}$$

$$F_{min2} = -236 \text{ N}$$

Por lo tanto las cargas en cada pata de la estructura se dividirán de la siguiente manera:

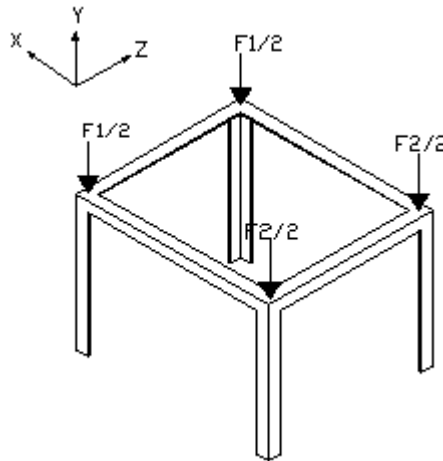


Figura 85. Diagrama de cuerpo libre de la estructura sobre cada soporte

Fuente: Propia

Por lo tanto la carga para cada elemento a ser analizado será:

$$\frac{F1}{2} = 153,2 \text{ N}$$

$$\frac{F2}{2} = 118 \text{ N}$$

Los rangos de las cargas dinámicas serán:

$$153 \text{ N y } -153 \text{ N}$$

$$118 \text{ N y } -118 \text{ N}$$

4.9.4. Diseño de cada elemento a compresión

Al tener elementos cortos en longitud, la única forma de falla es a flexión bajo la carga a compresión, tomando en cuenta la ecuación de Euler por el método LRFD:

$$P_n = \phi_c S_e A_g$$

$$P_a = \frac{P_n \max - P_n \min}{2} = \frac{97,5 \text{ N} - (-97,5 \text{ N})}{2} = 97,5 \text{ N}$$

$$P_m = \frac{P_n \max + P_n \min}{2} = \frac{97,5 \text{ N} + (-97,5 \text{ N})}{2} = 0 \text{ N}$$

$$S_e = 0.5 S_y = 0.5 (250 \text{ MPa}) = 125 \text{ MPa}$$

$$P_n = P_a$$

$$A_g = \frac{P_n}{\phi_c S_e} = \frac{153 \text{ N}}{0,9 * 125 \text{ MPa}} = 1,36 * 10^{-6} \text{ m}^2 = 0,0136 \text{ cm}^2$$

Esta es el área necesaria para soportar la carga a compresión, por lo tanto se busca un perfil estructural que cumpla con esta área mínima:

Descripción	b mm	h mm	e mm	Masa Kg/m	Área cm ²	d1 cm	d2 cm	Ángulo a (°)	Eje X - X				Eje Y - Y			Eje U - U			Eje V - V		
									lx	Wx	rx	ly	Wy	ry	lu	Wu	ru	lv	Wv	rv	
									cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	
L 20x 2	20	20	2	0,57	0,73	0,60	0,60	45,00	0,28	0,20	0,62	0,28	0,20	0,62	0,46	0,32	0,79	0,10	0,14	0,37	
L 20 x 3	20	20	3	0,81	1,03	0,65	0,65	45,00	0,38	0,28	0,60	0,38	0,28	0,60	0,63	0,45	0,78	0,12	0,17	0,34	
L 25x 2	25	25	2	0,73	0,93	0,72	0,72	45,00	0,56	0,32	0,78	0,56	0,32	0,78	0,92	0,52	1,00	0,20	0,23	0,47	
L 25x 3	25	25	3	1,05	1,33	0,78	0,78	45,00	0,78	0,45	0,77	0,78	0,45	0,77	1,30	0,74	0,99	0,26	0,30	0,45	
L 30 x 2	30	30	2	0,88	1,13	0,85	0,85	45,00	1,00	0,46	0,94	1,00	0,46	0,94	1,63	0,77	1,20	0,37	0,35	0,57	
L 30x 3	30	30	3	1,28	1,63	0,90	0,90	45,00	1,40	0,67	0,93	1,40	0,67	0,93	2,32	1,09	1,19	0,49	0,46	0,55	
L 30x 4	30	30	4	1,65	2,10	0,95	0,95	45,00	1,76	0,86	0,91	1,76	0,86	0,91	2,93	1,38	1,18	0,58	0,55	0,52	

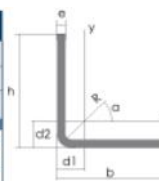


Figura 86. Selección del perfil

Tomando en cuenta el stock de producto de la empresa DIPAC, se toma como perfil angular el L 30x2 mm:

$$A = 1,13 \text{ cm}^2$$

Por lo tanto el perfil angular seleccionado cumple con la carga a la cual va a ser sometido cada pata de la estructura, se necesitara 4 ángulos de las siguientes dimensiones:

$$4 \text{ L } 30 \times 2 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud} = 325 \text{ mm}$$

Para los ángulos transversales se usara el mismo perfil, con las siguientes dimensiones:

2 L 30x2 mm

Longitud = 505 mm

2 L 30x2 mm

Longitud = 370 mm

CAPITULO V

5. CONSTRUCCION Y MONTAJE

La construcción del ventilador implica varias actividades por separado que serán explicadas en las hojas de procesos del anexo B para su construcción se necesita de procesos de manufactura explicados a continuación:

5.1. Operaciones en la construcción

5.1.1. Tornear

Se conoce como tornear al proceso de mecanizado realizado con un torno (máquina-herramienta para tornear) en el cual la pieza o barra gira y mediante herramientas acopladas se pueden realizar varios procesos de manufactura con un buen acabado superficial. (Taller mecánico, 2016)

Este proceso es de gran ayuda para dar los ajustes necesarios y las tolerancias geométricas al eje del ventilador que permitirá la transmisión de movimiento desde el motor eléctrico hacia el rotor del ventilador, así como también de la realización del acople y la cilindrada del plato del rotor.

5.1.2. Fresar

Proceso de mecanizado realizado con una fresadora usada con el fin de obtener piezas planas, así también es usado para realizar perforaciones y trazados a través de un plato divisorio.

En el ventilador centrífugo es usado para obtener las mismas medidas en los álabes del rotor, perforar agujeros en el acople y disco, marcar las distancias respectivas para posterior soldadura de los álabes y realización de chavetas.

5.1.3. Rectificar

Proceso de mecanizado realizado por una rectificadora que permite obtener piezas planas con una mayor precisión dimensional que otros procesos.

En el ventilador implica uno de los procesos más importantes ya que permite la planitud del disco del rotor, ya que al usar planchas, estas no vienen con una buena tolerancia geométrica y al ser el rotor de un espesor pequeño no permite el uso de un torno por la excesiva vibración.

5.1.4. Soldar

En la soldadura es importante que se lo haga por parte de una persona calificada ya que el soldar planchas de poco espesor implica que se doble y no alcance la perpendicularidad deseada, así igual es importante que los cordones de soldadura sean equitativos y cortos para evitar el aporte excesivo de calor y de material.

La soldadura se usa en la unión de álabes-disco de rotor y en el cono del rotor-álabes, en el disco de rotor se debe buscar una manera de enfriamiento rápido ya que el calor aportado es grande y el cono debe ser hecho solo con puntos ya que no es necesario extender los cordones a través de los álabes.

5.1.5. Rolar

El aplicar una presión a una plancha de metal es muy útil para que adquiera la forma que se requiera, es usado para obtener la cara lateral del caracol, así también para obtener la curva del cono del rotor, recomendable que en el cono se realice con la inclinación que los álabes se encuentren y realizarlo de un espesor mayor ya que por fallas de este proceso es conveniente torneear las caras del cono.

5.2. Proceso constructivo

Para la construcción del ventilador centrífugo se debe tomar en cuenta varios aspectos e indicaciones que se detallaran a continuación:

Tabla 3:

Indicaciones en la construcción de elementos individuales

Parte del ventilador	Indicaciones en la construcción
Eje	<ul style="list-style-type: none"> Realizar la construcción de acuerdo a la hoja de procesos de código VC-EJE del anexo B.

Continúa



	<ul style="list-style-type: none"> • Verificar aspectos como tolerancias geométricas con ayuda de un comparador de reloj durante el torneado del eje. • Utilizar un torno y fresa que se encuentren en condiciones óptimas de uso y con personal capacitado, así como herramientas en buen estado (cuchillas, martillos, comparador de reloj, fresas)
Perfiles de la estructura	<ul style="list-style-type: none"> • Los perfiles usados en la estructura cortarlos de acuerdo a las hojas de procesos VC-PERFIL-CUA-6, VC-PERFIL-ANG-1, VC-PERFIL-ANG-4, VC-PERFIL-ANG-3 del anexo B. • Lijar a todos los perfiles con el fin de tener un mejor acabado en las áreas de corte.
Plato soporte caracol	<ul style="list-style-type: none"> • Realizar la construcción de acuerdo a la hoja de procesos VC-PLATO-SOPORTE del anexo B • Utilizar herramientas en buen estado. • Quitar exceso de viruta de los procesos constructivos
Cono del caracol	<ul style="list-style-type: none"> • Realizar la construcción de acuerdo a la hoja de procesos VC-CONO-1 del anexo B. • Usar máquinas y herramientas en buen estado.
Cara lateral caracol	<ul style="list-style-type: none"> • Realizar la construcción de acuerdo a la hoja de procesos VC-CARACOL-3 del anexo B. • Utilizar una Roladora en buen estado.
Cara frontal caracol	<ul style="list-style-type: none"> • Realizar la construcción de acuerdo a la hoja de procesos VC-CARACOL-2 del anexo B.
Cara posterior caracol	<ul style="list-style-type: none"> • Realizar la construcción de acuerdo a la hoja de procesos VC-CARACOL-1 del anexo B.
Alabe	<ul style="list-style-type: none"> • Realizar la construcción de acuerdo a la hoja de procesos VC-ÁLABE del anexo B • Quitar exceso de viruta de los procesos constructivos. • Para una mayor precisión, fresar a los 12 alabes juntos a través de su figura externa cortada, con el fin de dejarlos de la misma forma y peso.
Cono rotor	<ul style="list-style-type: none"> • Realizar la construcción de acuerdo a la hoja de procesos VC-CONO-2 del anexo B • Colocar el cono del rotor sobre los álabes que están soldados sobre el disco del rotor. En el caso de que no se posicione correctamente por motivo del rolado, se debe proceder a torneado interiormente el cono hasta que la cuchilla no desbaste, con el fin de obtener el ángulo indicado de inclinación. • Para la soldadura del cono con su anillo, usar soldadura GMAW de parámetros: Diámetro del alambre: 1mm, Tipo de alambre ER70S6, Amperaje: 150 A, Voltaje: 20/22V, Gas: CO2, caudal gas: 20L/min
Plato rotor	<ul style="list-style-type: none"> • Realizar la construcción de acuerdo a la hoja de procesos VC-ROTOR-1 del anexo B. • Rectificar con personal capacitado, para que la planitud del plato se logre.

	<ul style="list-style-type: none"> • Marcar con plato divisorio los lugares donde van a ser soldados los álabes, para una mayor precisión.
Anillo-cono	<ul style="list-style-type: none"> • Realizar la construcción de acuerdo a la hoja de procesos VC-ANILLO del anexo B. • Quitar exceso de viruta
Acople	<ul style="list-style-type: none"> • Realizar la construcción de acuerdo a la hoja de procesos VC-ACOPLE del anexo B. • Verificar tolerancias geométricas para un buen funcionamiento del ventilador. • Realizar con personal con experiencia y en máquinas de buen estado

Tabla 4:**Indicaciones en la construcción de elementos en conjunto**

Parte del ventilador	Indicaciones en la construcción
Estructura	<ul style="list-style-type: none"> • Soldar a los perfiles de acuerdo al plano 1.2.1 del anexo A. • Soldar con los parámetros de soldadura de catálogos, sin embargo se detalla las siguientes recomendaciones: Electrodo revestido E6010 3mm diámetro, Amperaje: 125 A, Voltaje: 27V, CC
Caracol	<ul style="list-style-type: none"> • Soldar el cono del caracol con el anillo del cono de acuerdo al plano 1.3.1.4. • Soldar la estructura del caracol (cara frontal, posterior y lateral) de acuerdo al plano 1.3.5. • Parámetros de soldadura.- Diámetro del alambre: 1mm, Tipo de alambre ER70S6, Amperaje: 150 A, Voltaje: 20/22V, Gas: CO₂, caudal gas: 20L/min
Rotor	<ul style="list-style-type: none"> • Unir el plato del rotor con el acople, con ayuda de 4 tornillos de 6 mm • Colocar el plato de rotor con el acople sobre una superficie plana y húmeda, con el fin de disminuir el calor de la soldadura TIG que se va a realizar con los álabes y evitar las deformaciones. • Sobre las líneas trazadas en el plato se va a soldar los álabes con soldadura TIG de parámetros.- Electrodo de Torio 2%, 1.6mm diámetro, caudal del gas argón: 20L/min, Voltaje: 12V, Amperaje: 75 A, material de aporte para acero A36, 1 cordón de 1cm a un lado del álabe y otro cordón de las mismas características al lado posterior, como se indica en la figura 87, de



acuerdo al plano 1.4.5 del anexo A.

- Al momento de soldar los álabes sobre el plato, realizarlo en el orden de la figura 88.
- Una vez soldados los alabes se debe soldar el cono del rotor encima de estos, como se indica en la figura 89.
- Soldar de acuerdo al plano 1.4.5 del anexo A de parámetros.- Electrodo de Torio 2%, 1.6mm diámetro, caudal del gas argón: 20L/min, Voltaje: 12V, Amperaje: 75 A, material de aporte para acero A36.

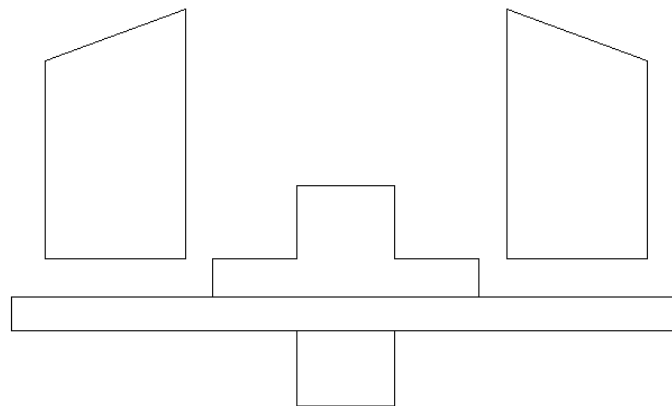


Figura 87: Posición de álabes sobre el plato del rotor

Fuente: Propia

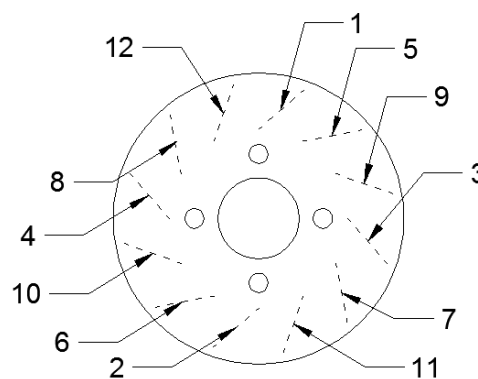


Figura 88: Orden de soldadura de los álabes

Fuente: Propia

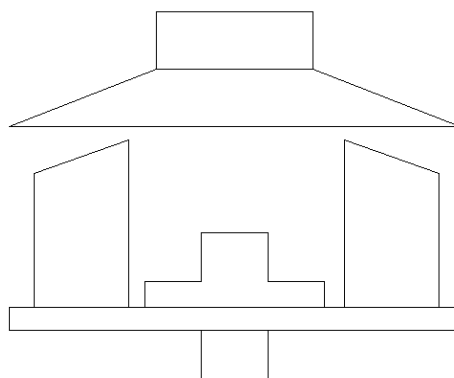


Figura 89: Posición de cono del rotor sobre álabes

Fuente: Propia

Nota: Todos los planos para la construcción se encuentran en el anexo A, las tolerancias dependen del método en el que se construya el ventilador, una tolerancia más exacta implicará mayor costo y no se verá afectado la eficiencia del equipo, sin embargo se debe tener en cuenta en especial en el rotor que se debe escoger un espesor de plancha adecuado para que el peso disminuya y la soldadura se pueda dar sin provocar deformaciones en los álabes.

El espesor de la carcasa puede variar, sin embargo se recomienda de 3mm ya que va a ser soldada y se debe evitar que el material se funda o distorsione, así también es adecuado para incrementar el peso del caracol y por ende aumentar el peso del sistema y evitar así que por motivo de vibraciones del rotor el equipo se mueva.

5.3.Montaje

Para el montaje es necesario que se cuente con las herramientas necesarias que son las siguientes:

Tabla 5.

Herramientas necesarias para el montaje

Herramientas necesarias para el montaje	
Herramienta	Cantidad
Llave de pico	2
Llave de boca de 10	1
Llave de pico de 11	1

Continua



Llave Allen 3/16"	1
Llave Allen 5/32"	1
Martillo de goma	1

5.3.1. Pasos del montaje

- En la estructura base se debe colocar el motor eléctrico con el mayor ajuste que se pueda dar.
- Colocar la polea múltiple de 4" en el eje del motor con el prisionero y con ayuda del Allen de 3/16"
- Colocar en la parte superior de la estructura las chumaceras elegidas con el mayor ajuste posible con la ayuda de las llaves de pico y asegurar la concentricidad en las mismas.
- Colocar el eje a través de las chumaceras, posteriormente ajustar los prisioneros de los rodamientos con la ayuda del Allen de 5/32".
- Colocar la polea escalonada en el extremo del eje con la ayuda del Allen de 3/16".
- Colocar el rotor en el extremo posterior del eje y ajustar con la chaveta y un tornillo en el extremo para evitar que se deslice.
- Colocar el caracol, ajustar con las llaves de boca 10 y 11, los tornillos a la placa elaborada en la estructura principal, según la orientación que se requiera del caracol.
- Colocar la banda a través de las 2 poleas, dependiendo de la velocidad deseada y garantizando que se encuentre tensada.
- Encender el equipo.

5.3.2. Protocolo de alineación del eje

- Verificar que los rodamientos y el eje se encuentren en sus posiciones de funcionamiento.

- Realizar la verificación de circularidad del eje usando un reloj comparador en cualquier sección del eje. Verificar cada 90 grados de giro del eje que el cero del reloj se mantenga o no varíe más que en milésimas.
- Dividir el eje en 7 secciones iguales tomando en cuenta la longitud entre rodamientos.
- Verificar la cilíndricidad en cada sección y cada 90 grados de giro del eje, usar el reloj comparador y tomar nota de la variación en cada sección.
- Realizar ajustes en las bases de los rodamientos de manera que la variación de la sección 1 y 7 sean cercanas, lo cual indica que el eje está alineado.
- Verificar distancias iguales entre filo de las chumaceras con respecto a una referencia de fácil acceso, en este caso la estructura.

5.3.3. Protocolo de alineación de la banda

- Verificar distancias iniciales entre la banda y una referencia fija, en este caso la estructura.
- Manipular una de las poleas para realizar la alineación de la banda con respecto de la polea fija.
- Utilizar una regla de ingeniero para medir las distancias entre cada polea y de esta manera poder alinear la banda.
- Verificar que la medida de la polea fija sea igual a la de la polea móvil con referencia a la banda.

CAPITULO VI

6. BALANCEO ESTATICO Y DINAMICO

6.1. Origen de las frecuencias de las vibraciones en maquinarias

Existen tres causas fundamentales que propician la presencia de vibraciones en las máquinas rotatorias (Barriga, 2009).

A determinadas frecuencias, estas últimas se identifican como: (Barriga, 2009)

a) Frecuencias generadas (Barriga, 2009)

b) Frecuencias excitadas (Barriga, 2009)

c) Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos (Barriga, 2009)

6.1.1. Frecuencias generadas

A veces se identifica como frecuencias forzadas o frecuencias de diagnóstico y son aquellas que la máquina genera durante su funcionamiento habitual.

Representativas de estas frecuencias se tienen a los desbalances, el paso de las paletas de una turbina, la frecuencia de engranaje o el paso de los elementos rodantes por los defectos locales de las pistas de un cojinete de rodamiento. (Barriga, 2009)

6.1.2. Frecuencias excitadas

Son aquellas frecuencias de resonancias de los elementos que componen las máquinas, e incluye las estructuras portantes y los elementos no rotatorios en general.

Uno de los problemas que más excita las frecuencias de resonancias cercanas a la frecuencia de rotación de la máquina, es el desbalance, que por muy pequeño que sea, puede ser amplificado severamente si se sintoniza la frecuencia de operación del rotor desbalanceado, con la frecuencia natural en sus apoyos. (Barriga, 2009)

6.1.3. Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos

En algunos casos, cuando se obtienen los espectros de las vibraciones en una máquina, se observan frecuencias falsas o fuera de su ubicación correcta. Esto tiene lugar por ejemplo, en el caso de una vibración sinusoidal que por errores en el ajuste de los atenuadores de entrada del instrumento de medición, éste la registre recortada, lo cual produce un espectro falso. (Barriga, 2009)

6.2. Descripción de los niveles de vibración

Las vibraciones pueden ser observadas en el tiempo o en la frecuencia. Al efectuar la medición del nivel de vibraciones es necesario definir qué magnitud física se desea cuantificar para describir la vibración, que pueden ser, el desplazamiento, la velocidad y/o la aceleración. (Barriga, 2009)

6.3. Análisis en el dominio del tiempo

En la siguiente figura, se observa la representación de una vibración en el dominio del tiempo a partir de la cual, en términos de nivel total se han indicado los valores PICO, PICO-PICO y RMS. De todos ellos; el más utilizado es el valor RMS o VALOR EFECTIVO que está asociado a la potencia de la vibración. Este último se determinan en forma discreta según: (Barriga, 2009)

$$Y_{RMS} = \sqrt{\frac{y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + \dots + y_N^2}{N}}, \text{ (Barriga, 2009)}$$

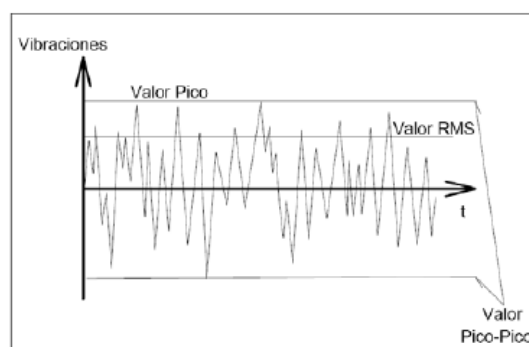


Figura 90. Parámetro característico velocidad RMS

Fuente: (Barriga, 2009)

La norma ISO 2041 también contempla definiciones del valor PICO y del valor PICO-PICO, según se expresa a continuación:

El valor PICO es el valor máximo de una magnitud (aceleración, velocidad, desplazamiento) que varía durante cierto intervalo de tiempo.

El valor PICO-PICO (de un evento oscilatorio) es la diferencia algébrica entre los valores extremos de un magnitud que varía durante cierto intervalo de tiempo. (Barriga, 2009)

6.4. Unidades de medición

Según la norma ISO 1000 las unidades empleadas para cuantificar los niveles de vibraciones son las siguientes: (Barriga, 2009)

MAGNITUD	UNIDADES
Desplazamiento	m, mm, μm
Velocidad	m/s, mm/s
Aceleración	m/s ² , G`s (9,809 m/s ²)

6.5. Severidad de las vibraciones

6.5.1. Carta Rathbone

La siguiente figura ilustra la muy conocida tabla de severidad de las vibraciones aunque muy pocos conozcan de su concepción para la evaluación de la severidad del desbalance en rotores, para lo cual constituye una buena guía. (Barriga, 2009)

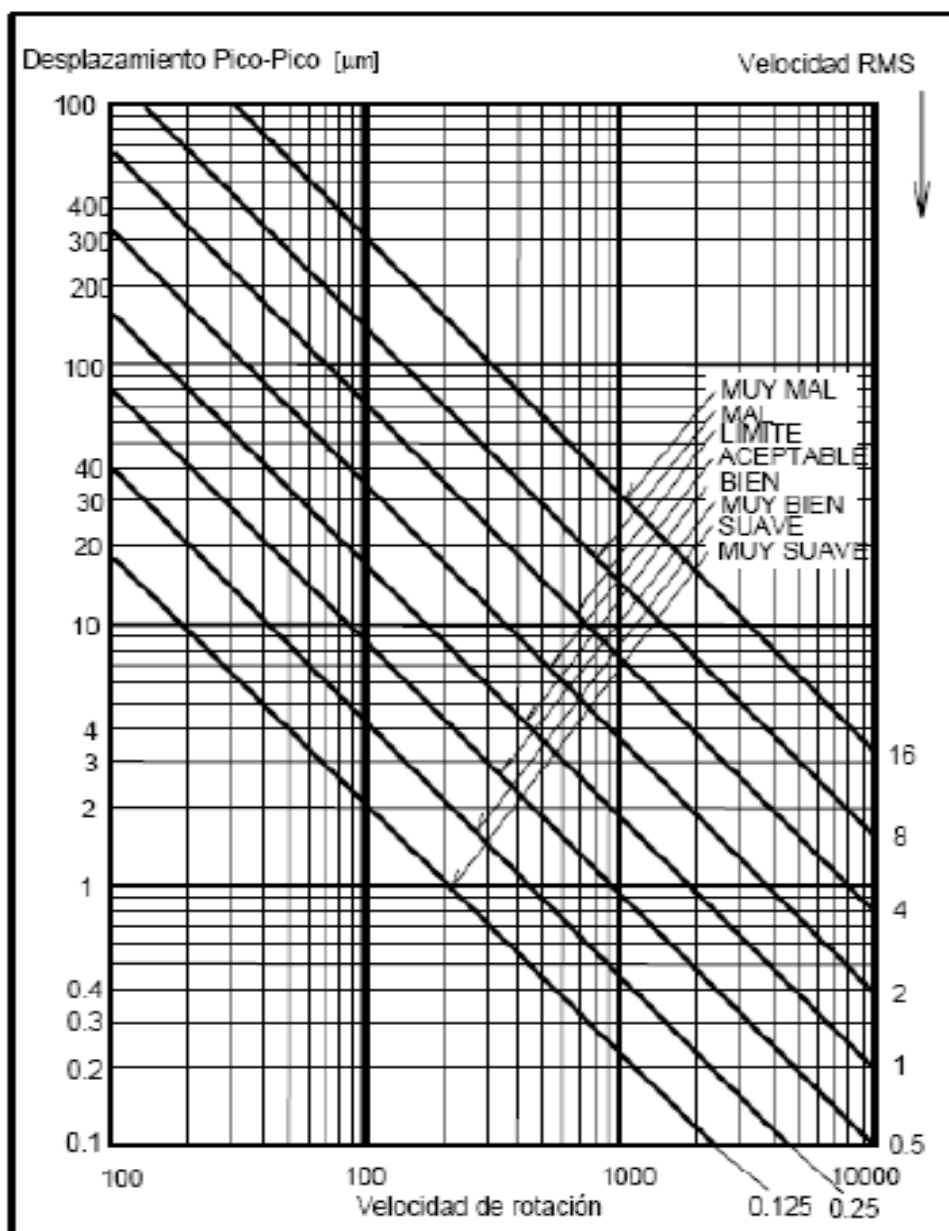


Figura 91. Carta Rathbone

Fuente: (Barriga, 2009)

6.5.2. NORMA ISO 10816-1995

Vibración mecánica.- Evaluación de la vibración en una maquina mediante medidas en partes no rotativas.

Esta norma se basa en el tipo de mediciones a las maquinas a las que se garantizará el buen funcionamiento operacional a largo plazo. Además esta norma

reemplaza a las ISO 2372 e ISO 3945, que han sido objeto de revisión técnica. (Ingeniería, 2013)

Los criterios de vibración de este estándar se aplican a un conjunto de máquinas con potencia superior a 15 kW y velocidad entre 120 RPM y 15.000 RPM. Los criterios son sólo aplicables para vibraciones producidas por la propia máquina y no para vibraciones que son transmitidas a la máquina desde fuentes externas. El valor eficaz (RMS) de la velocidad de la vibración se utiliza para determinar la condición de la máquina. (Ingeniería, 2013)

Este valor se puede determinar con casi todos los instrumentos convencionales para la medición de vibración.

Las mediciones deben realizarse cuando el rotor y los descansos principales han alcanzado sus temperaturas estacionarias de trabajo y con la máquina funcionando bajo condiciones nominales o específicas (por ejemplo de velocidad, voltaje, flujo, presión y carga). (Ingeniería, 2013)

Evaluación

- **Zona A:** Valores de vibración de máquinas recién puestas en funcionamiento o reacondicionadas.
- **Zona B:** Maquinas que pueden funcionar indefinidamente sin restricciones.
- **Zona C:** La condición de la maquina no es adecuada para una operación continua, sino solamente para un periodo de tiempo limitado. Se deberían llevar a cabo medidas correctivas en la siguiente parada programada.
- **Zona D:** Los valores de vibración son peligrosos, la maquina puede sufrir daños.

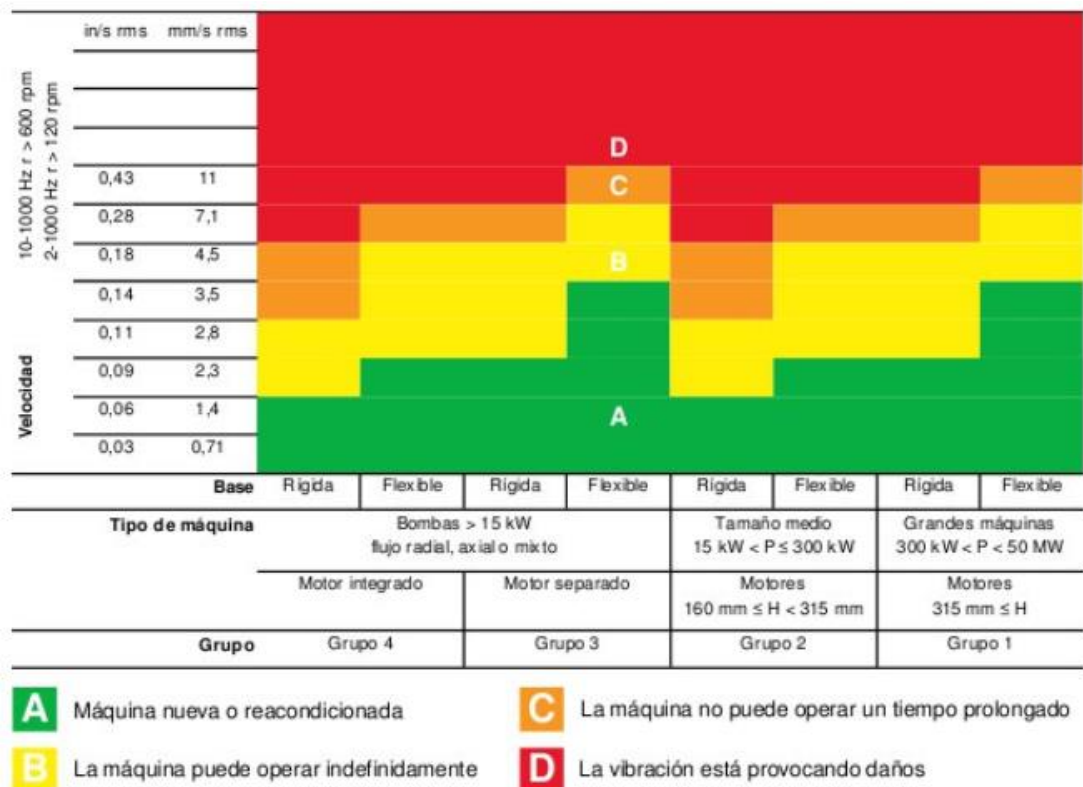


Figura 92. Severidad vibración ISO-108-16

Fuente: (Ingeniería, 2013)

6.6. Proceso de balanceo a realizar

Se solicitó el servicio de balanceo a la empresa PREDICTIVA S.A, en donde los resultados se muestran en el anexo C.

Para realizar el balanceo de un equipo, en este caso el ventilador centrífugo se realizaron los siguientes pasos con el equipo IDEAR ADQ 1600:

1. Se verifica la velocidad de giro del eje del ventilador.
2. Se mide el nivel de desbalance del equipo en velocidad RMS colocando el acelerómetro en las partes no rotativas del ventilador, en este caso se colocó en las chumaceras.
3. Se coloca en el rotor (recomendable cara posterior) una masa de prueba, en este caso fue de 20 gramos. Se suelda con puntos fáciles de sacar.

4. Se enciende el equipo, verificando la velocidad de giro se mantenga similar a la inicial.
5. Se coloca el acelerómetro en las chumaceras, de este modo se verifica que nivel de desbalance produce la masa de prueba.
6. Se observa en el equipo IDEAR ADQ 1600, la posición de la nueva masa para compensar la masa excéntrica añadida. El equipo indica los grados a los que se debe colocar la masa y la cantidad necesaria.
7. Se remueve la soldadura anterior y se coloca la nueva masa (indicada por el equipo IDEAR ADQ 1600), se suelda con puntos fáciles de remover.
8. Se pone en marcha el ventilador, y se verifica la velocidad de giro.
9. Se coloca el acelerómetro, para de esta manera verificar si la severidad de la vibración ha disminuido. Si la nueva velocidad RMS está dentro de un rango aceptable de la norma ISO 108-16, se realiza un pequeño remate en la soldadura de la masa (evitando agregar demasiada masa).
10. El ventilador se ha balanceado.

6.7.Resultados obtenidos de ensayo de vibraciones en los rodamientos de las chumaceras

Rodamiento 1

Tabla 6.

Mediciones de RMS del rodamiento 1

Revoluciones	Mediciones con el equipo IDEAR ADQ 1600
RPM	Velocidad RMS (mm/s) INICIAL
1516	11,5
	Velocidad RMS (mm/s) FINAL
	1.9

Rodamiento 2

Tabla 7.

Mediciones de RMS del rodamiento 2

Revoluciones	Mediciones con el equipo IDEAR ADQ 1600
RPM	Velocidad RMS (mm/s) INICIAL
1516	13,6
	Velocidad RMS (mm/s) FINAL
	1.8

6.8. Análisis de severidad de la vibración

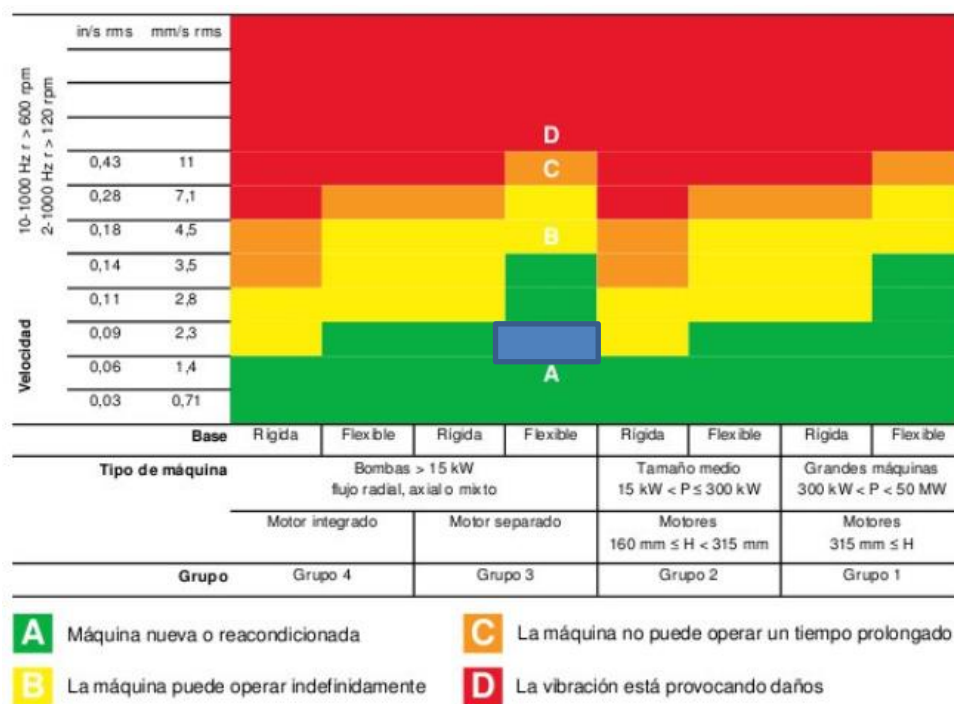


Figura 93. Severidad rodamiento 2 ISO-108-16

Fuente: (Ingeniería, 2013)

Tomando en cuenta la norma ISO 10816 y el tipo de máquina, el ventilador estaría dentro del grupo 3, por tener el motor separado, soporte flexible, además que su funcionamiento es similar al de una bomba centrífuga y por lo tanto se encuentra en la zona A en condición de máquina nueva.

Las vibraciones en el equipo existen, ya que en la realidad disminuir el nivel de vibración es muy costoso. Como se observa en los resultados existe cierto nivel de desbalance en el equipo pero estos están dentro del rango aceptable-satisfactorio como se podrá observar en el anexo C que es el informe del balanceo dinámico realizado al rotor.

6.9.Recomendación para evaluación de vibraciones mecánicas de máquinas ISO 1940/1

CALIDAD DEL BALANCE O	$(\epsilon_{\text{per}} \times \omega)$ en [mm/s]	TIPO DE ROTOR
G4000	4000	Cigüeñales de motores (diesel) marítimos de bajas revoluciones, montados sobre soportes rígidos y con un número de cilindros impar.
G1600	1600	Cigüeñales de motores de dos tiempos montados sobre soportes rígidos.
G630	630	Cigüeñales de motores de cuatro tiempos montados sobre soportes rígidos. Cigüeñales de motores (diesel) marítimos montados sobre soportes elásticos.
G250	250	Cigüeñales de motores (diesel) de cuatro cilindros y de alta velocidad, montados sobre soportes rígidos.
G100	100	Cigüeñales de motores (diesel) de seis o más cilindros y de alta velocidad. Cigüeñales de motores de combustión interna (gasolina, diesel) para carros y ferrocarriles.
G40	40	Ruedas y llantas de carros. Cigüeñales de motores de cuatro tiempos de alta velocidad (gasolina, diesel) sobre soportes elásticos y con seis o más cilindros.
G16	16	Ejes de propelas, ejes de transmisiones cardánicas. Elementos de máquinas agrícolas. Componentes individuales de motores (gasolina, diesel) para carros y ferrocarriles. Cigüeñales de motores de seis o más cilindros bajo requerimientos especiales.
G6.3	6.3	Elementos de máquinas procesadoras en general. Engranajes para turbinas de usos marítimo. Rodillos para máquinas papeleras. Ventiladores. Rotores de turbinas para la aviación. Impelentes para bombas. Máquinas herramienta. Rotores de motores eléctricos.
G2.5	2.5	Turbinas de gas y de vapor. Rotores rígidos para turbo generadores. Discos para computadoras. Turbo compresores. Bombas operadas por turbinas.
G1	1	Grabadoras de cinta magnética y tocadiscos convencionales. Máquinas trituradoras.
G0.4	0.4	Discos compactos, brocas, barrenas. Giróscopos.

Figura 94. Calidad del grupo de balance según ISO 1940/1

Fuente: (Barriga, 2009)

Tomando en consideración la recomendación de la norma ISO 1940/1, el máximo grado de vibración para ventiladores es de 6,3 mm/s. Por lo tanto el ventilador centrífugo cumple con esta recomendación.

6.10. Prueba de funcionamiento mecánico inicial

Al poner en marcha el equipo por primera vez, se tuvo los siguientes problemas:

- Mala alineación de las bandas, lo cual generaba cargas axiales innecesarias.
- Mala alineación del eje, lo cual se notaba al tener un movimiento excéntrico que producía ruido en el funcionamiento.
- Velocidad RMS en las chumaceras de los rodamientos fuera del rango aceptable de la norma ISO 108-16 (Rodamiento 1 = 11,5 mm/s y Rodamiento 2 = 13,6 mm/s).
- Mal ajuste de la banda, producía mayor esfuerzo para el motor en el arranque.
- Cabeceo de las poleas.

6.11. Prueba de funcionamiento mecánico final

Con respecto a los problemas iniciales se tomaron las siguientes acciones correctivas:

- Se realizó el protocolo de alineación de bandas descrito en el capítulo previo, lo que mejoro el funcionamiento disminuyendo las cargas axiales y de esta manera alargando la vida de los rodamientos.
- Se realizó el protocolo de alineación del eje descrito en el capítulo previo, lo que mejoró el funcionamiento disminuyendo el ruido generado por la excentricidad del eje.
- Se realizó el balanceo estático y dinámico del rotor del ventilador descrito previamente, quedando los valores de velocidad RMS dentro del

rango aceptable de la norma ISO 108-16 (Rodamiento 1 = 1,9 mm/s y Rodamiento 2 = 1,8 mm/s). Además que se redujo el nivel de vibración colocando cauchos como amortiguadores en las patas de la estructura.

- Se ajustó la banda dejando un desplazamiento del lado flojo de aproximadamente 1". De esta manera el arranque del motor fue más suave.
- Se realizó el rectificado de las poleas, lo cual mejoro la uniformidad de giro de las mismas y disminuyo el cabeceo.

CAPITULO VII

7. ANALISIS ECONÓMICO

7.1. Costos totales

Los costos totales del proyecto de investigación están compuestos de costos directos y costos indirectos. Los cuáles serán detallados a continuación:

Tabla 8.

Costos Directos

Descripción	USD/ Semana	Semana	Total
Útiles de oficina	5	7	35
Internet	10	20	200
Impresiones	5	2	10
Materia Prima	31.70	10	317
Tornero	147	2	182
Fresadora	60	2	60
Rectificadora	40	1	40
Corte	19	1	19
Oxiacetilénico			
Roladora	10	2	20
Soldadura	36	2	72
Balanceo	-	-	114
Motor Eléctrico	-	-	112
TOTAL USD			1181

Tabla 9.

Costos Indirectos

Descripción	USD/Semana	Semana	Total
Agua	1	48	48
Luz	1	48	48
Saldo celular	3	48	144
Alimentación	3	48	144
Combustible	5	48	240
TOTAL USD			624

Tabla 10.**Costos de Asesoría**

Posición	Nombre	H/Hombre Semana	Semanas	Valor h-h USD	Total USD
Estudiante	Christian Herrera	6	48	5	1440
Estudiante	Brian Sarzos	6	48	5	1440
Asesoría	Docentes ESPE	2	48	15	1440
				TOTAL USD	4320

Tabla 11.**Costos Totales**

COSTOS TOTALES	
Costos Directos	1181
Costos Indirectos	4944
Subtotal	6125
Imprevistos (10%)	612.5
TOTAL USD	6737.5

CAPITULO VIII

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. CONCLUSIONES

- Las dimensiones del ventilador centrífugo se tomaron del software InvenCenty, el cual fue programado para generar las dimensiones basándose en los datos de velocidad de giro y el diámetro del rotor a ser utilizado en condiciones reales. InvenCenty se basa en las leyes de los ventiladores por lo que su utilización en este proyecto fue de gran ayuda, ya que las dimensiones son obtenidas bajo sustento teórico que se usa para el desarrollo de ventiladores.
- El ventilador centrífugo al no tener esfuerzos de gran magnitud, hace que el diseño a resistencia mecánica de como resultado espesores de chapa muy delgados. Por lo que el problema principalmente se basa en la rigidez, con lo que se procede a obtener las velocidades críticas, coeficientes de rigidez lateral y torsional. De esta manera se verifica que los espesores y diámetros de ejes sean aptos para el buen diseño del equipo.
- Los detalles de construcción de cada una de las hojas de proceso servirán para la producción de la familia de ventiladores centrífugos.
- La mayor complicación en la construcción del ventilador es la construcción del rotor, ya que se debe evitar cualquier tipo de deformaciones que se dan por la soldadura de los alabes al plato y del cono a los alabes.
- La alineación del eje se mejoró, ya que inicio con un valor de 0.06 mm de variación en uno de los extremos y de 0.17 mm de variación en el extremo opuesto. Después de realizar la alineación se verifico que en un extremo tenga 0.06 mm de variación y que el extremo opuesto tenga la misma variación. De esta manera se minimiza las vibraciones del equipo, se prolonga la vida útil del mismo y de todos sus elementos.

- El balanceo estático y dinámico se realizó con el equipo IDEAR ADQ 1600, se soldó una masa de 25 gramos aproximadamente en la cara posterior del rotor a 53° de la masa de prueba previamente colocada.

8.2. RECOMENDACIONES

- Realizar los procesos de construcción con personal capacitado que tenga una gran experiencia por la complejidad y la precisión que se requiere y verificar que las medidas y tolerancias sean las adecuadas.
- Elaborar el cono del rotor con un espesor de chapa mayor al especificado en los planos para su posterior torneado, ya que al rolar no se obtiene la inclinación deseada y las puntas de los alabes no hacen un buen contacto para la soldadura.
- Rectificar el disco del rotor con el fin de garantizar la planitud y que los alabes sean perpendiculares al mismo, de esa manera al girar el rotor se minimiza las ondulaciones que están siempre presentes en planchas metálicas de pequeños espesores.
- Soldar los alabes al disco, después se debe verificar el ángulo que presentan y de las medidas realizar el rolado del cono, el cono puede ser impreso a tamaño real en papel o en impresión 3D con el fin de tener un molde y minimizar costos.
- Obviar los cálculos a resistencia en los álabes ya que el aire no produce un mayor esfuerzo en ventiladores de este tamaño, concentrarse en los niveles de vibraciones que pueden presentarse y en realizar un correcto balanceo del mismo.

BIBLIOGRAFÍA

- Quiminet. (26 de Septiembre de 2006). Recuperado el 24 de Agosto de 2015, de <http://www.quiminet.com/articulos/que-son-los-ventiladores-industriales-15349.htm>
- Nuga mantenimiento industrial. (2012). Recuperado el 24 de Agosto de 2015, de <http://aranuga.com/ventilador>
- Ingeniatic. (2015). Recuperado el 01 de Diciembre de 2015, de <http://ingeniatic.euitt.upm.es/index.php/tecnologias/item/527-motor-el%C3%A9ctrico>
- Aimone, J. V. (26 de Junio de 2010). Slide Share. Recuperado el 10 de Diciembre de 2015, de es.slideshare.net/javergaraa/ap-ejes2010
- Arevalo, N. (2010). rigidez y analisis dinamico. Recuperado el 15 de Diciembre de 2015, de <http://documents.mx/documents/rigidez-y-analisis-dinamico.html>
- AZO Materials. (11 de Julio de 2013). azom. Recuperado el 16 de Diciembre de 2015, de <http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6537>
- Balboa, L. J. (1967). Prontuario de ajustes y tolerancias. Barcelona: MARCOMBO S.A.
- Barriga, L. (2009). Protocolo para el balanceo dinamico de un ventilador. Valdivia, Chile.
- Barriga, L. C. (2009). Protocolo para el balanceo dinámico de un ventilador con el analizador de vibraciones detector III. Valdivia: Universidad Austral de Chile.
- Campos, M. (2015). La eficiencia de los motores. Recuperado el 14 de Diciembre de 2015, de www.weg.com.co
- Chicago Blower. (2006). Chicago Blower Clasificacion de los ventiladores industriales. Recuperado el 24 de Agosto de 2015, de http://www.chiblosa.com.ar/spanish/herramientas/teoria_de_los_ventiladores.htm

- Contreras, E. L. (13 de Noviembre de 2012). SlideShare. Recuperado el 14 de Diciembre de 2015, de <http://es.slideshare.net/JACINTOCASASSANDO/basic-sp-hp>
- EUDOTEC. (06 de Marzo de 2013). Relacion de velocidades. Recuperado el 08 de Diciembre de 2015, de <https://eudotec.wordpress.com/2013/03/06/relacion-de-velocidades/>
- Fox, R. W. (1995). Introducción a la mecánica de fluidos. McGrawHill.
- Garcia, F. (Diciembre de 2010). Fisica con ordenador. Recuperado el 14 de Diciembre de 2015, de <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/default.htm>
- Gruber Hermanos. (s.f.). Recuperado el 11 de Noviembre de 2015, de http://www.gruberhermanos.com/productos_v_centrifugos_palas.html
- Gruber Hermanos. (2015). Diseño de palas. Recuperado el 02 de Diciembre de 2015, de http://www.gruberhermanos.com/productos_v_centrifugos_palas.html
- Gruber Hermanos. (2015). Disposición en voladizo. Recuperado el 02 de Diciembre de 2015, de http://www.gruberhermanos.com/productos_v_centrifugos_disposiciones.html
- Gruber Hermanos. (2015). Orientaciones de descarga. Recuperado el 02 de Diciembre de 2015, de http://www.gruberhermanos.com/productos_v_centrifugos_orientaciones.html
- Ingemecánica. (s.f.). Ingemecánica. Recuperado el 09 de Diciembre de 2015, de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn100.html#seccion5>
- Ingeniatic. (2015). Ingeniatic. Recuperado el 01 de Diciembre de 2015, de <http://ingeniatic.euitt.upm.es/index.php/tecnologias/item/527-motor-el%C3%A9ctrico>

- Ingeniería, S. (30 de Abril de 2013). Sinais Ingeniería de Mantenimiento. Recuperado el 30 de 04 de 2016, de <http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/normativa/iso2372.html>
- Lessey, M. (s.f.). Blogspot. Recuperado el 09 de Noviembre de 2015, de <http://turbomaquinastermicasct3412.blogspot.com/p/conceptos-b.html>
- Lopez, G. (2015). InvenCenty. Quito, Pichincha, Ecuador.
- MATAIX, C. (1984). Turbomáquinas Hidráulicas. Madrid: ICAI.
- MDSolid 4.0. (02 de Diciembre de 2015). Diagramas de cortante y momento flector. Quito, Pichincha, Ecuador.
- Mott, R. (2006). Diseño de ejes. En R. Mott, Diseño de elementos de maquinas (pág. 538). Mexico: PRENTICE HALL.
- Nisbett, R. G. (08 de Diciembre de 2008). Slide Share. Recuperado el 08 de Diciembre de 2015, de Slide Share: <http://es.slideshare.net/xMorfe0x/teorias-de-falla-basadas-en-esfuerzos-estaticos-y-dinamico-presentation>
- Norton, R. (2011). Ejes, Cuñas y acoplamientos. En R. Norton, Diseño de máquinas (págs. 411-416). México: Prentice Hall.
- Norton, R. (2011). Teoria de fallas estaticas. En R. Norton, Diseño de maquinas. Mexico: Practice-Hall.
- Nuga Mantenimiento industrial. (Junio de 2012). Recuperado el 11 de Noviembre de 2015, de <http://aranuga.com/ventilador>
- Palau, S. y. (2016). Recuperado el 22 de Marzo de 2016, de <http://www.solerpalau.es/es-es/hojas-tecnicas-leyes-de-los-ventiladores/>
- PROMETALL. (2016). Recuperado el 19 de Abril de 2016, de <http://www.equiposindustrialesprometall.com/equipo-maquinaria-proyecto-mecanico-quito-ecuador.php?recordID=73>

- QuimiNet. (26 de Septiembre de 2006). Recuperado el 11 de Noviembre de 2015, de <http://www.quiminet.com/articulos/que-son-los-ventiladores-industriales-15349.htm>
- Shigley, E. (2012). Diseño en Ingeniería Mecánica. McGrawHill.
- Shigley, J. (2012). Cojinetes de contacto rodante. En J. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (pág. 546). Mexico: McGrawHill.
- Shigley, J. (2012). Diseño de ejes para el esfuerzo. En J. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica (págs. 341-346). McGrawHill.
- Shigley, J. (2012). Fallas por fatiga debido a cargas variables. En J. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (pág. 274). Mexico: McGrawHill.
- SKF. (2012). Selección de bandas. En SKF, SKF Power transmission belts (pág. 170). SKF.
- SKF. (15 de Diciembre de 2015). SKF. Recuperado el 15 de Diciembre de 2015, de <http://www.skf.com/es/index.html?switch=y>
- SODECA. (2016). Recuperado el 19 de abril de 2016, de <http://www.sodeca.com/>
- SUMITEC. (s.f.). Acero grado maquinaria. Recuperado el 08 de Diciembre de 2015, de <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>
- Taller mecánico. (Julio de 2016). Nociones de mecanización. Recuperado el 04 de Julio de 2016, de <http://www.j-perez.net/mecanica/torneado.asp>
- UNET. (2014). Recuperado el 11 de Noviembre de 2015, de (<http://www.unet.edu.ve/~maqflu/doc/LAB-1-128.htm>)
- ventbras. (2016). Recuperado el 19 de Abril de 2016, de <http://www.ventbras.com.br/produtos.php?id=2&categ=1>
- Vibro Montajes. (2016). Recuperado el 17 de Abril de 2016, de <http://www.vibromontajes.com/balanceo-dinamico-y-estatico.html>