

ANALISIS ESTRUCTURAL DE UNA MICROTURBINA

FELIPE ANDRES ARANGUREN REALPHE  
OSCAR HERNANDO BEJARANO ORTIZ  
JUAN CARLOS RODRIGUEZ MARTINEZ

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA  
FACULTAD DE INGENIERIA  
PROGRAMA DE AERONAUTICA  
BOGOTA D.C.

2005

ANALISIS ESTRUCTURAL DE UNA MICROTURBINA

FELIPE ANDRES ARANGUREN REALPHE  
OSCAR HERNANDO BEJARANO ORTIZ  
JUAN CARLOS RODRIGUEZ MARTINEZ

Primer informe de presentación de avances del  
Trabajo de Grado para optar por el título de  
Ingeniero Aeronáutico

Director  
CARLOS BOHORQUEZ  
Ingeniero

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA  
FACULTAD DE INGENIERIA  
PROGRAMA DE AERONAUTICA  
BOGOTA D.C.  
2005

Nota de aceptación:

---

---

---

---

---

---

---

---

---

Firma del presidente del jurado

---

Firma del Jurado

---

Firma del Jurado

---

Firma Asesor Metodológico

Fecha: Diciembre 7 de 2005

## DEDICATORIA

## AGRADECIMIENTOS

## CONTENIDO

LISTA DE FIGURAS	17
LISTA DE TABLAS	25
INTRODUCCION	26
1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	27
1.1 ANTECEDENTES	27
1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACION DEL PROBLEMA	27
1.2.1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	28
1.3 JUSTIFICACIÓN	28
1.4 OBJETIVOS	30
1.4.1 OBJETIVO GENERAL	30
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	30
1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO	30
1.5.1 ALCANCES	30
1.5.2 LIMITACIONES	32
2 MARCO DE REFERENCIA	33
2.1 RESEÑA HISTORICA	33
2.2 MARCO TEORICO	35
2.3 MARCO CONCEPTUAL	37

2.3.1	TIPOS DE CARGAS	37
2.3.2	MOMENTO DE UNA FUERZA	38
2.3.3	ELEMENTOS LINEALES	39
2.3.4	ELEMENTOS BIDIMENSIONALES	40
2.3.5	ELEMENTOS TRIDIMENSIONALES	40
2.3.6	DEFINICIÓN DE FUERZA AXIAL	41
2.3.7	DEFINICIÓN DE ESFUERZOS CORTANTES	41
2.3.8	DEFINICIÓN DE MOMENTO FLEXIONANTE	42
3	METODOLOGÍA DEL ANÁLISIS ESTRUCTURAL	43
3.1	RECOLECCION DE INFORMACION (LISTADO DE LAS VARIABLES)	44
3.2	DESCRIPCIÓN DE RELACIONES ENTRE LAS VARIABLES Y SIMPLIFICACIÓN DE MODELOS	44
3.3	IDENTIFICACIÓN DE LAS VARIABLES CLAVE	45
3.4	LINEA DE INVESTIGACION	45
3.5	POBLACION Y MUESTRA	45
3.6	DISPOSICIONES INICIALES PARA EL ANALISIS DE ELEMENTOS FINITOS	46
3.6.1	PREPROCESAMIENTO: DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	46
3.6.2	SOLUCIÓN	47
3.6.3	POSTPROCESAMIENTO	47
4	ANALISIS DE LA ZONA FRIA F1	48
4.1	ANÁLISIS CUALITATIVO	48
4.1.1	TOMA DE AIRE	48
4.1.1.1	Función de la toma de aire:	48
4.1.1.2	Requisitos fundamentales de las tomas de aire:	48
4.1.1.3	Geometría de la toma de aire subsónica	49

4.1.2	COMPRESORES	50
4.1.2.1	Compresores Axiales	51
4.1.2.2	Compresores Centrífugos	51
4.1.2.3	Rotor	51
4.1.2.4	Estatador	53
4.1.2.5	Colector	53
4.1.3	DIFUSOR	54
4.1.4	RODAMIENTOS	55
4.1.5	AUMENTO DE LA PRESIÓN DEL AIRE	56
4.1.6	CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO	57
4.1.7	DISEÑO ACTUAL	57
4.1.7.1	Diseño del conducto de entrada al compresor	57
4.1.7.2	Compresor	59
4.1.7.2.1	La forma del rodete	61
4.1.7.2.2	Altura del alabe	61
4.1.7.2.3	Geometría del álabe	62
4.1.7.2.4	Diseño del Rodete	63
4.1.7.2.5	Datos Finales Geométricos del Compresor	64
4.1.7.2.6	Fuerzas Axiales y Radiales en el Rodete	64
4.1.7.3	Diseño del difusor	65
4.2	ANÁLISIS ESQUEMÁTICO:	66
4.2.1	ESQUEMA DEL ROTOR DEL COMPRESOR:	67
4.2.2	TIPO DE COMPRESOR	67
4.2.3	ESQUEMA DEL ALABE	68
4.2.4	IMPELLER	69
4.2.5	UNIONES	70
4.2.6	TRANSMISIÓN DE TORQUE	71
4.2.7	TRANSMISIÓN DE FUERZA AXIAL	72
4.2.8	CENTRADO DEL COMPONENTE	72
4.2.9	DIFUSOR	73

4.3	ANÁLISIS CUANTITATIVO	74
4.3.1	COMPRESOR	75
4.3.1.1	Fuerzas por la presión en el compresor	75
4.3.1.1.1	Fuerza axial	75
4.3.1.1.2	Fuerza radial	76
4.3.1.2	Fuerza centrifuga	77
4.3.2	DIFUSOR	78
4.4	ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS	78
4.4.1	COMPRESOR	79
4.4.2	DIFUSOR	88
5	ANÁLISIS DE LA ZONA CALIENTE C1	93
5.1	ANÁLISIS CUALITATIVO	93
5.1.1	LA LIBERACIÓN DE ENERGÍA	93
5.1.2	LA COMBUSTIÓN EN EL PAPEL DE LA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA.	94
5.1.3	PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	95
5.1.4	TRABAJO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	96
5.1.5	DISEÑO ACTUAL DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	97
5.1.5.1	Diseño real	97
5.1.5.1.1	Flame tube	97
5.1.5.1.2	Cubierta o envelope	104
5.1.5.1.3	Protector del Eje o Inner Wall	105
5.1.5.1.4	Materiales utilizados	106
5.1.5.2	Diseño Virtual	108
5.1.5.2.1	Outer Wall o Envelop	111
5.1.5.2.2	Inner wall	113
5.1.5.2.3	Flame Tube	114
5.2	ANÁLISIS ESQUEMATICO	116
5.2.1	ESQUEMA DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	116

5.2.1.1	Esquema	116
5.2.1.2	Tipo de Cámara de Combustión	117
5.2.2	ZONA DE DIFUSIÓN	117
5.2.2.1	Esquema del Difusor	117
5.2.2.2	Tipo de Difusor	118
5.2.3	FLAME TUBE	118
5.2.3.1	Esquema del Flame Tube	118
5.2.4	FLAME HOLDER	119
5.2.5	SISTEMA DE DILUCIÓN	119
5.2.6	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN (COOLING)	120
5.2.7	SEGURIDAD DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	122
5.2.7.1	Esquema de Seguridad del Flame Tube	122
5.2.7.1.1	Seguridad Axial:	123
5.2.7.1.2	Seguridad Radial:	124
5.2.7.1.3	Seguridad tangencial:	126
5.2.7.2	Expansión térmica	128
5.2.7.2.1	Expansión térmica Axial:	128
5.2.7.2.2	Expansión térmica radial	130
5.2.7.2.3	Expansión térmica tangencial:	131
5.3	ANÁLISIS CUANTITATIVO	133
5.3.1	ENVELOPE	133
5.3.1.1	Salto de presión crítico	135
5.3.1.2	Salto de presión de operación	135
5.3.1.3	Momento crítico	136
5.3.1.4	Esfuerzos	136
5.3.1.4.1	Esfuerzo axial	137
5.3.1.4.2	Esfuerzo tangencial	138
5.3.1.5	Elongación	138
5.3.1.5.1	Elongación esférica	138
5.3.1.5.2	Elongación cilíndrica	139

5.3.2	INNER WALL	140
5.3.2.1	Expansión térmica	141
5.3.2.2	Esfuerzo térmico	142
5.3.2.3	Presión térmica	143
5.3.2.4	Estabilidad	143
5.3.2.5	Esfuerzos	143
5.3.2.5.1	Axiales	144
5.3.2.5.2	Esfuerzo tangencial	144
5.3.2.6	Elongación	144
5.3.2.6.1	Elongación esférica	144
5.3.2.6.2	Elongación cilíndrica	145
5.3.3	FLAME TUBE	145
5.3.3.1	Elongación térmica	146
5.3.3.1.1	Cilindro interno	146
5.3.3.1.2	Cilindro externo	146
5.3.3.2	Esfuerzo térmico	147
5.3.3.3	Presión térmica	147
5.3.3.3.1	Cilindro externo	147
5.3.3.3.2	Cilindro interno	148
5.4	ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS	148
5.4.1	ENVELOPE	148
5.4.2	FLAME TUBE	152
5.4.3	INNER WALL	155
6	ANÁLISIS DE LA ZONA CALIENTE C2	158
6.1	ANÁLISIS CUALITATIVO	158
6.1.1	CLASIFICACIÓN DE ESFUERZOS EN EL BLADE. (CARGAS ESTÁTICAS)	158
6.1.1.1	Carga centrífuga.	158
6.1.1.2	Bending – inclinación	159

6.1.1.3	Carga del gas	159
6.1.1.4	Cargas debido a deformaciones térmicas	160
6.1.2	CARGAS DINÁMICAS	160
6.2	ANALISIS ESQUEMATICO	161
6.2.1	ESQUEMA DE LA TURBINA	161
6.2.2	ESQUEMA ROTOR	163
6.2.3	ESQUEMA DEL ESTATOR	164
6.2.4	DISCO / BLADE	165
6.2.5	SECCIÓN DEL ESTATOR	167
6.2.6	TRANSMISIÓN DE CARGAS	168
6.2.6.1	Transmisión de carga axial en el conjunto rotor	168
6.2.6.2	Transmisión de carga radial	168
6.2.6.3	Transmisión de torque en el conjunto rotor	169
6.3	ANALISIS CUANTITATIVO	170
6.3.1	DISPOCIONES INICIALES SOBRE PARÁMETRO DE LA TURBINA REFERENTE A LA PRIMERA INVESTIGACIÓN.	170
6.3.1.1	Esquema de la etapa de la turbina	170
6.3.1.2	Triangulo de velocidades	170
6.3.1.3	Diámetros	172
6.3.1.4	Geometría de los alabes para rotor y estator	172
6.3.2	DETERMINACIÓN DE FUERZAS QUE ACTÚAN EN UN DISCO.	173
6.3.2.1	Carga Axial	173
6.3.2.2	Carga Radial	173
6.3.2.3	Carga Tangencial	174
6.3.2.4	Velocidad angular $\omega$	175
6.3.2.5	Incremento de temperatura $\Delta T$	175
6.3.3	DETERMINACIÓN DE ESFUERZO ELÁSTICO EN UN DISCO DE TURBINA	175
6.3.4	MÉTODO SOLUCIÓN TEÓRICA	178
6.3.5	MÉTODO DE DIFERENCIAS FINITAS	180
6.4	ANALISIS DE ELEMENTOS FINITOS	183

6.4.1	TURBINA	184
6.4.2	TOBERA DE ESCAPE	193
7	ANALISIS DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL	200
7.1	ANALISIS CUALITATIVO	200
7.1.1	DISEÑO ACTUAL DE LA ESTRUCTURA DEL MOTOR	202
7.1.1.1	Estructura Real del Motor	202
7.1.1.1.1	Inner Wall	202
7.1.1.1.2	Rodamientos	203
7.1.1.1.3	Difusor	203
7.1.1.1.4	Estator	204
7.1.1.1.5	Envelope	205
7.1.1.1.6	Eje	205
7.1.1.1.7	Materiales	206
7.1.1.2	Diseño Virtual	208
7.1.1.2.1	Envelope	209
7.1.1.2.2	Difusor	212
7.1.1.2.3	Inner Wall	214
7.1.1.2.4	Rodamientos	215
7.1.1.2.5	Eje	218
7.1.1.2.6	Estator de la Turbina	219
7.2	ANALISIS DE ESQUEMATICO	221
7.2.1	ESQUEMA DEL CONJUNTO ROTATORIO DEL MOTOR	221
7.2.1.1	Esquema de la Parte Rotatoria con el Frame	221
7.2.2	TIPO DE RODAMIENTO Y CARGAS	222
7.2.3	ESQUEMA DEL SOPORTE	223
7.2.4	RODAMIENTO	224
7.2.4.1	Partes del Rodamiento	224
7.2.5	SEGURIDAD DEL RODAMIENTO EN SU LUGAR DE ACOPLE	225

7.2.5.1	Rodamiento Delantero	225
7.2.5.2	Rodamiento Trasero	226
7.2.6	LUBRICACIÓN DEL RODAMIENTO	228
7.2.6.1	Entrada de Aceite	229
7.2.6.1.1	Rodamiento Delantero	229
7.2.6.1.2	Rodamiento Trasero	230
7.2.6.2	Salida de Aceite	230
7.2.7	SELLADO	231
7.2.8	PROTECCIÓN CONTRA EL CALOR EN EL SOPORTE	231
7.2.9	ESTRUCTURA DEL ENSAMBLE ROTATORIO	231
7.2.9.1	Esquema del Ensamble Rotatorio	231
7.2.9.2	Tipo de Ensamble Rotatorio	232
7.2.10	TIPO DE ACOPLÉ ENTRE EL COMPRESOR Y LA TURBINA	233
7.2.10.1	Transmisión de Torque	234
7.2.10.2	Transmisión de la Fuerza Axial	235
7.2.11	ESTRUCTURA DE LA SECCIÓN ESTÁTICA DEL MOTOR	235
7.2.11.1	Esquema de la Estructura Estática	235
7.2.12	ESTRUCTURA COMPLETA DEL MOTOR	236
7.2.13	DESCRIPCIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL MOTOR	236
7.3	ANÁLISIS CUANTITATIVO	238
7.3.1	CARGAS DEL GAS	238
7.3.2	CARGAS INTERNAS	239
7.3.3	CARGAS DEBIDO A LAS DEFORMACIONES TÉRMICAS	241
7.4	ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS	244
8	ANÁLISIS DE MATERIALES	248
8.1	DETERMINACION DE MATERIALES USADOS EN EL MOTOR	248
8.2	EFEECTO DEL TRABAJO EN FRIO SOBRE LAS PROPIEDADES A TENSION	250

8.3 EFECTOS DE LAS TEMPERATURAS ELEVADAS SOBRE LAS PROPIEDADES A TENSION.	252
8.4 FRACTURA FRAGIL	253
8.5 ANALISIS DE ESFUERSOS RESIDUALES	254
8.6 EFECTOS DEL TAMAÑO DE GRANO	255
8.7 RECOCCION Y NORMALIZACION	256
8.8 EFECTOS DE LOS COMPONENTES QUIMICOS EN EL ACERO	258
8.8.1 NÍQUEL:	259
8.8.2 CROMO:	260
8.8.3 MOLIBDENO:	261
8.8.4 WOLFRAMIO:	261
8.8.5 MANGANESO	262
8.8.6 SILICIO	263
8.8.7 COBALTO:	263
8.8.8 ALUMINIO	264
8.8.9 TITANIO:	264
8.8.10 BORO	265
8.8.11 CARBÓN	265
8.8.12 COBRE	266
8.8.13 HIDROGENO	266
8.8.14 NITRÓGENO	267
8.8.15 COLUMBIO	267
8.8.16 FÓSFORO	267
8.8.17 AZUFRE	267
8.8.18 TITANIO	268
8.8.19 TUNGSTENO	268
8.8.20 VANADIO	268
8.8.21 OXIGENO	268
8.9 EFECTOS DEL PUNZONAMIENTO DE HUECOS Y DEL CORTE CON CIZALLA	269

8.10	EFFECTOS DE LA SOLDADURA	270
8.11	RESISTENCIA A LA CORROSIÓN DE LOS ACEROS INOXIDABLES	272
8.11.1	CORROSIÓN INTERGRANULAR	273
8.11.2	CORROSIÓN GALVÁNICA	274
8.11.3	CORROSIÓN POR CONTACTO	275
8.11.4	PICADO O CORROSIÓN EN FORMA DE PINCHAZOS DE ALFILER	276
8.11.5	CORROSIÓN POR FATIGA	277
8.11.6	PROYECTO Y FABRICACIÓN. CÓMO REDUCIR AL MÍNIMO LA CORROSIÓN	279
8.12	RESUMEN DE TRATAMIENTOS TÉRMICOS APLICABLES AL MATERIAL	281
8.12.1	TEMPLE	281
8.12.2	TEMPLE SUPERFICIAL	282
8.12.3	REVENIDO	283
8.12.4	TRATAMIENTOS TERMOQUÍMICOS	283
8.12.4.1	Cementación	284
8.12.4.2	Nitruración	284
8.12.4.3	Cianuración	284
9	CONCLUSIONES	286
10	RECOMENDACIONES	301
	BIBLIOGRAFIA	302
	ANEXOS	304

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1. Fuerza	38
Figura 2-2. Momento	39
Figura 4-1. Toma de aire sub-sónica	49
Figura 4-2. Rodamiento de bola	56
Figura 4-3. Geometría Principal de la Toma de Aire.	58
Figura 4-4. Forma de la toma de aire	59
Figura 4-5. Configuración del compresor	60
Figura 4-6. Compresor semiabierto de simple aspiración	61
Figura 4-7. Capacidad volumétrica del compresor	62
Figura 4-8. Clasificación según su ángulo de descarga	62
Figura 4-9. Configuración del compresor actual	63
Figura 4-10. Distribución de las presiones axiales	65
Figura 4-11. Configuración del difusor	66
Figura 4-12. Esquema del rotor del compresor	67
Figura 4-13. Conjunto zona fría C1	67
Figura 4-14. Esquema del alabe del compresor	68
Figura 4-15. Forma del impeller	69
Figura 4-16. Unión entre el disco y el alabe	70
Figura 4-17. Sección de unión entre el eje y el compresor	70
Figura 4-18. Transmisión de torque	71
Figura 4-19. Transmisión de fuerza radial	72
Figura 4-20. Configuración de aseguramiento del difusor	73
Figura 4-21. Forma esquemática del difusor	74
Figura 4-22. Cargas en el compresor	75
Figura 4-23. Fuerza centrífuga en el compresor	77
Figura 4-24. Carga en el Difusor	78

Figura 4-25. Modelos del Compresor. Izq, Frontal. Der, Lateral.	79
Figura 4-26. Geometría del Alabe del Compresor	81
Figura 4-27. Condiciones de contorno para el compresor	82
Figura 4-28. Condiciones de Contorno	83
Figura 4-29. Desplazamiento del Alabe	84
Figura 4-30. Esfuerzos en el Alabe	84
Figura 4-31. Geometría del Disco del Compresor	85
Figura 4-32. Condiciones de contorno del disco	86
Figura 4-33. Esfuerzos del Disco	87
Figura 4-34. Desplazamiento del disco	87
Figura 4-35. Componente significativo del difusor	88
Figura 4-36. Elemento significativo del Difusor	88
Figura 4-37. Geometría del Difusor	89
Figura 4-38. Condiciones de Contorno	90
Figura 4-39. Esfuerzos en el difusor	91
Figura 4-40. Desplazamiento del Difusor	92
Figura 5-1. Cilindro exterior del flame tube	99
Figura 5-2. Cilindro interior del flame tube	99
Figura 5-3. Ensamble del flame tube	99
Figura 5-4. Conjunto del flame tube.	100
Figura 5-5. Sección delantera del flame tube (flame holder)	101
Figura 5-6. Flame Tube	102
Figura 5-7. Inyectores de Combustible	103
Figura 5-8. Vaporizadores	103
Figura 5-9. Ensamble de Inyectores, vaporizadores y Flame Tube	104
Figura 5-10. Configuración del sistema de inyección	105
Figura 5-11. Inner Wall	105
Figura 5-12. Componentes de la Zona Caliente C1	109
Figura 5-13. Corte de la Sección C1	110
Figura 5-14. Envelope	111

Figura 5-15. Dimensiones del Envelope	112
Figura 5-16. Estabilidad en el Envelope	113
Figura 5-17. Inner Wall	113
Figura 5-18. Dimensiones del Inner Wall	114
Figura 5-19. Flame Tube	114
Figura 5-20. Dimensiones del flame tube	115
Figura 5-21. Esquema Zona Caliente C1	116
Figura 5-22. Esquema del Difusor	117
Figura 5-23. Esquema del Flame tube	119
Figura 5-24. Orificios de Dilución	120
Figura 5-25. Sistema de Refrigeración	120
Figura 5-26. Flame Tube Ribs	121
Figura 5-27. Film Cooling	122
Figura 5-28. Seguridad en el Flame Tube	122
Figura 5-29. Seguridad Axial del Flame tube	123
Figura 5-30. Seguridad del Envelope	124
Figura 5-31. Seguridad del Inner Wall	124
Figura 5-32. Seguridad Radial del Flame Tube	125
Figura 5-33. Seguridad Radial del Envelope	125
Figura 5-34. Seguridad Radial del Envelope	126
Figura 5-35. Seguridad Tangencial del Inner wall	127
Figura 5-36. Seguridad Tangencial del Envelope	127
Figura 5-37. Seguridad Tangencial del Inner Wall	128
Figura 5-38. Expansión Térmica Axial del Flame Tube	129
Figura 5-39. Expansión Térmica Axial del Inner Wall	129
Figura 5-40. Expansión Térmica Radial del Flame Tube	130
Figura 5-41. Sistema de Libre Expansión Térmica Tangencial	131
Figura 5-42. Esquema de Seguridad y Expansion de la Zona C1	132
Figura 5-43. Estabilidad en el Envelope	134
Figura 5-44. Estabilidad en Perspectiva Frontal al Motor	134

Figura 5-45. Esfuerzos en el Outer Wall	137
Figura 5-46. Expansión del Inner Wall	140
Figura 5-47. Tolerancia para Expansion del Inner Wall	141
Figura 5-48. Tolerancia del Inner Wall	142
Figura 5-49. Tolerancia para expansión del flame tube	147
Figura 5-50. Geometría del Envelope	149
Figura 5-51. Condiciones de Contorno del Envelope	150
Figura 5-52. Esfuerzos en el envelope	151
Figura 5-53. Deformación del Envelope	152
Figura 5-54. Geometría del Flame Tube	153
Figura 5-55. Condiciones de Contorno	154
Figura 5-56. Deformación del Flame Tube	154
Figura 5-57. Simplificación geométrica del inner wall	155
Figura 5-58. Geometría del Inner Wall	155
Figura 5-59. Condiciones de Contorno	156
Figura 5-60. Esfuerzos en el Inner Wall	157
Figura 5-61. Deformación en el Inner Wall	157
Figura 6-1. Carga centrífuga en el Blade	158
Figura 6-2. Bending en el alabe	159
Figura 6-3. Carga del Gas en al Alabe	159
Figura 6-4. Cargas por la deformación térmica	160
Figura 6-5. Cargas Dinámicas	161
Figura 6-6. Ensemble de la zona Caliente C2	162
Figura 6-7. Sección de Turbina.	162
Figura 6-8. Parte rotora de la sección C2	164
Figura 6-9. Esquema del Estator	165
Figura 6-10. Disco y Blade de la Turbina	166
Figura 6-11. Configuración de la Turbina	166
Figura 6-12. Estator de la turbina	167
Figura 6-13. Esquema de la Etapa de turbina	167

Figura 6-14. Transmisión de carga axial	168
Figura 6-15. Transmisión de Carga Radial	169
Figura 6-16. Transmisión de torque	169
Figura 6-17. Esquema Etapa de Turbina	170
Figura 6-18. Velocidades en la Turbina	171
Figura 6-19. Diámetros de la etapa de Turbina	172
Figura 6-20. Puntos en el disco de turbina para los Esfuerzos	177
Figura 6-21. Puntos en el Disco	178
Figura 6-22. Distribución de Esfuerzos Radiales	183
Figura 6-23. Distribución de Esfuerzos Tangenciales	183
Figura 6-24. Diagrama de cuerpo libre de turbina	184
Figura 6-25. Geometría del Alabe de Turbina	185
Figura 6-26. Condiciones de Contorno en el Alabe	185
Figura 6-27. Esfuerzos en el Alabe	186
Figura 6-28. Deformación de Tip con respecto al Root	187
Figura 6-29. Deformación Radial en el alabe	187
Figura 6-30. Enmallado de disco de turbina 2-D	188
Figura 6-31. Carga axial en el disco	189
Figura 6-32. Esfuerzos radiales en 2-D	189
Figura 6-33. Deformación del disco	190
Figura 6-34. Enmallado de la Turbina	190
Figura 6-35. Distribución de esfuerzos en la turbina	191
Figura 6-36. Deformación de la turbina	191
Figura 6-37. Distribución de temperatura	192
Figura 6-38. Deformación térmica	192
Figura 6-39. Forma geométrica del anillo exterior de la tobera	193
Figura 6-40. Geometría del anillo exterior	194
Figura 6-41. Enmallado del anillo exterior de la tobera	194
Figura 6-42. Condiciones de contorno	195
Figura 6-43. Deformación de la tobera	196

Figura 6-44. Forma geométrica del anillo interno de la tobera	196
Figura 6-45. Detalle del enmallado	197
Figura 6-46. Condiciones de Contorno	198
Figura 6-47. Esfuerzos en al tobera de escape	198
Figura 6-48. Deformación del anillo interno de la tobera de escape	199
Figura 7-1. Inner Wall	202
Figura 7-2. Rodamiento Ensamblado	203
Figura 7-3. Parte trasera del Difusor	204
Figura 7-4. Ensamble de Estator	204
Figura 7-5. Parte Trasera del Motor (Envelope)	205
Figura 7-6. Eje	206
Figura 7-7. Envelope	209
Figura 7-8. Sujeción Delantera del Envelope en la Estructura	210
Figura 7-9. Sujeción Trasera del Envelope en la Estructura	210
Figura 7-10. Ausencia de Sujeción en el Frame Trasero	211
Figura 7-11. Amplificación de la tolerancia del slip joint del Inner Wall en la Parte Trasera	212
Figura 7-12. Difusor	212
Figura 7-13. Difusor como Parte del Frame	213
Figura 7-14. Inner Wall	214
Figura 7-15. Inner Wall ensamblado eb el Motor	215
Figura 7-16. Rodamiento SKF 609	216
Figura 7-17. Eje	218
Figura 7-18. Deflexión del Eje	218
Figura 7-19. Ensamble del Estator de la Turbina	219
Figura 7-20. Seguridad de los Alabes en el Cilindro externo	220
Figura 7-21. Frame trasero en corte del motor	220
Figura 7-22. Parte Rotora con el Frame del motor	221
Figura 7-23. Corte del Rodamiento	222
Figura 7-24. Fuerzas en el Rodamiento	223

Figura 7-25. Soporte Trasero	223
Figura 7-26. Partes del Rodamiento	224
Figura 7-27. Rodamiento Delantero	225
Figura 7-28. Rodamiento Trasero	226
Figura 7-29. Reacción del resorte en el Rodamiento Trasero	227
Figura 7-30. Conducto de lubricación	228
Figura 7-31. Lubricación del Rodamiento delantero	229
Figura 7-32. Lubricación del Rodamiento Trasero	230
Figura 7-33. Salida de Fluido de Lubricación	230
Figura 7-34. Ensamble Rotatorio	232
Figura 7-35. Acople entre Turbina y Compresor	233
Figura 7-36. Diagrama de Cuerpo Libre de la Parte Rotor	234
Figura 7-37. Transmisión de Torque.	234
Figura 7-38. Transmisión de la Fuerza Axial	235
Figura 7-39. Estructura Estática	235
Figura 7-40. Estructura Completa del Motor	236
Figura 7-41. Ubicación de los Montantes del Motor	238
Figura 7-42. Deflexión del eje	240
Figura 7-43. Frames del Motor	242
Figura 7-44. Cargas en el Eje	242
Figura 7-45. Cargas en el eje	243
Figura 7-46. Detalle del enmallado	245
Figura 7-47. Condiciones de Contorno	245
Figura 7-48. Distribución de Esfuerzos	246
Figura 7-49. Deformación del eje	247
Figura 8-1. Diagrama esfuerzo-deformación	250
Figura 9-1. Esquema de la Zona F1	287
Figura 9-2. Puntos críticos del alabe del Compresor	288
Figura 9-3. Zona Crítica del Disco del Compresor	289
Figura 9-4. Flujo en el difusor	289

Figura 9-5. Disminución de la Distancia entre la aleta y el compresor	290
Figura 9-6. Esquema de la Zona C1	291
Figura 9-7. Soporte adicional en el Flame Tube	293
Figura 9-8. Entrada delantera de las líneas de combustible	294
Figura 9-9. Esquema de la Zona C2	296

## LISTA DE TABLAS

Tabla No 5-1. Parámetros de presión, densidad y Temperatura en la turbina de la microturbina	97
Tabla No 5-2. Propiedades del AISI 304	107
Tabla No 5-3. Propiedades Al 1100	107
Tabla No 5-4. Parámetros de operación del motor	109
Tabla No 6-1. Medidas del disco de turbina	172
Tabla No 7-1. Propiedades Acero 4130	208
Tabla 8-1. Materiales usados en el Motor	248
Tabla 8-2. Propiedades de los Materiales Utilizados	249
Tabla 8-3. Parámetros a los Cuales están Sometidos los Componentes	249

## INTRODUCCION

En pro de los avances tecnológicos planteados por la Universidad de San Buenaventura y por compañeros, con el proyecto de la microturbina, se han abierto un sinnúmero de alternativas y posibilidades para contribuir con el desarrollo y mejoramiento del rendimiento de motores que sean diseñados en la comunidad con una propia metodología de diseño Bonaventuriana, este proyecto se desarrollo con un esfuerzo y dedicación contribuyendo a la investigación de nuestro país, analizando estructuralmente el diseño del compresor, cámara de combustión y turbina, nombrando estas secciones como F1, C1 y C2 respectivamente, para así obtener un motor a reacción.

Sin embargo como se menciona anteriormente este proyecto aporta a seguir con una investigación continuada para así obtener unos mejores resultados, ya que es necesario obtener un mejor rendimiento y además seguir aportando a la investigación que deja abierta este proyecto en diferentes campos; por esta razón buscamos analizar estructuralmente el diseño de las secciones del motor, las cuales son el compresor, la cámara de combustión y la turbina, debido a que es necesario determinar el comportamiento estructural de los componentes del motor y saber si los materiales con los que fue construido son los apropiados.

En este proyecto se realiza el análisis estructural del diseño una microturbina para uso académico, como también para aeromodelismo y su experimental.

## 1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

### 1.1 ANTECEDENTES

La primera investigación arrojó una serie de resultados en cuanto a los parámetros de operación del motor teniendo en cuenta que esta primera investigación dejó muy buenos resultados, se busca analizar las secciones del motor para determinar su comportamiento estructural por medio de una investigación por etapas a partir del diseño y de los resultados que dejó la primera investigación; en otras palabras el diseño del motor carece de un análisis estructural para obtener un comportamiento adecuado.

### 1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACION DEL PROBLEMA

Durante el diseño y la construcción del proyecto microturbina, se obtuvieron muy buenos resultados, destacando el ingenio y la creatividad de sus diseñadores, sin embargo esta investigación abrió las puertas a una nueva etapa de investigación, pues no existe un análisis en cuanto a su comportamiento de operación estructural, el cual deben ser desarrollado para obtener el desempeño de cada sección.

Por esta razón decidimos analizar las secciones de la microturbina, en donde se presentan los mayores esfuerzos como el compresor, el difusor, la cámara de combustión y sus componentes, teniendo en cuenta el material utilizado, la temperatura máxima, el sistema de refrigeración; por tanto el diseño de la microturbina carece de una simulación del comportamiento estructural y requieren de un análisis para obtener el comportamiento estructural del motor.

### 1.2.1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Cómo se comporta estructuralmente el diseño de la microturbina?

### 1.3 JUSTIFICACIÓN

El proyecto inicial de la microturbina en su desarrollo de diseño y construcción transcurrió por diversos campos de investigación obteniendo diversos resultados que han sido muy benéficos para el entorno aeronáutico, abriendo las puertas para diferentes etapas de investigación buscando la ampliación del conocimiento sobre todos los campos que implica este proyecto, para así a través de la investigación buscar y obtener un comportamiento estructural.

Con la implementación de este proyecto se busca analizar estructuralmente el diseño de las secciones del motor para determinar el comportamiento estructural del motor; es de vital importancia profundizar un estudio para determinar el comportamiento estructural del motor. Así pues contribuyendo con el estudio investigativo y tecnológico planteados por la Universidad para el desarrollo aeronáutico del país.

Cabe destacar que para concluir con esta etapa de investigación de la mejor forma es necesario el uso de un software especializado (Ansys) ya que con éste modelamos las secciones del motor individualmente y obtenemos el comportamiento estructural de los modelos simplificados que de otra forma son imposibles de tener a nivel nacional. Vale resaltar que la aplicación de este software aporta grandes avances tecnológicos de diseño para partes y

componentes y por tanto abriendo nuevas expectativas en cuanto al diseño de motores en estudiantes de semestres anteriores

Además aportaremos conocimientos a nuestra comunidad realizando análisis innovadores que conllevan a un reconocimiento en el medio aeronáutico provocando un sinnúmero beneficios para la Universidad y para nosotros. Y también aportando con concluir con las etapas de investigación que abrió la primera investigación y a su vez generando mas campos para investigar. Este estudio se desarrollará con recursos locales para asegurar una autonomía en su diseño. Con esta investigación pretendemos obtener un comportamiento estructural del motor ya que su diseño carece de este y es una parte indispensable para la evaluación de materiales y por tanto determinar si el diseño es adecuado para llevarlo a ser más competitivo dentro de un mercado no saturado.

La principal utilidad del análisis estructural es estimular el análisis en el comportamiento de un sistema y de hacer razonar sobre los aspectos contra-intuitivos del comportamiento del motor.

Los límites son los relativos al carácter subjetivo de la lista de variables elaboradas durante la primera fase, tanto como las relaciones entre variables.

Esta subjetividad viene del hecho, bien conocido, de que un análisis estructural no es la realidad, pero es un medio para verla. La ambición de esta herramienta es precisamente la de permitir la estructuración del razonamiento colectivo reduciendo sus inevitables rodeos. De hecho, tanto los resultados como los datos de entrada (lista de variables y motor) nos dicen como se percibe la realidad de operación del motor. De hecho el análisis estructural es un proceso largo que a veces se convierte en un fin en sí mismo y que no debe de ser emprendido si el sujeto de análisis no se presta a ello pero como nos hemos podido dar cuenta el motor es un sistema que se presta para ello.

## 1.4 OBJETIVOS

### 1.4.1 Objetivo General

Analizar estructuralmente el diseño de la microturbina

### 1.4.2 Objetivos específicos

- Identificar las variables y el funcionamiento de la sección compresora (F1), cámara de combustión (C1) y turbina (C2) en el motor.
- Analizar los componentes representativos, de las secciones, independientemente para identificar las cargas que actúan en el diseño del motor.
- Analizar esquemáticamente cada sección del motor (F1, C1 y C2).
- Determinar la geometría adecuada de los componentes representativos de las secciones del motor para el análisis de elementos finitos.
- Realizar un Análisis de elementos finitos de los componentes representativos del motor individualmente.

## 1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO

### 1.5.1 Alcances

En este proyecto partimos de un diseño ya planteado que es el que tiene la microturbina actualmente de la primera investigación, llevaremos el proyecto a analizar estructuralmente las secciones del motor específicamente los componentes que tienen esfuerzos significativos por medio de la identificación de

fuerzas que actúan en ellos, del análisis de la estructura de cada sección, de un análisis determinando las fuerzas que se puedan obtener de los parámetros encontrados en la primera investigación y por medio de un análisis de elementos finitos en el cual se tratara de simplificar al máximo cada componente para tener modelos menos complejos; por tanto llegaremos a simplificar a modelos de dos dimensiones (2D) ya que si trabajamos los modelos en tres dimensiones (3D) no se puede conocer si los elementos internos del modelo están arrojando resultados adecuados. Este análisis se realizará por componentes y no en conjunto. No se tendrán en cuenta los orificios por acoples como por ejemplo de tornillos sino que se tomaran las piezas lisas o completas ya que el estudio de estos elementos no es significativo para nuestro análisis y como es un motor de poco rango de operación no tendremos en cuenta la fatiga, aunque lo que vamos buscando es la variación de lo invariante. El análisis va hasta cuando se obtenga el comportamiento estructural del motor.

Esto por medio de un Software antes mencionado el cual nos simulara las condiciones del motor y nos mide parámetros estructurales que no podemos determinar de forma experimental, sin embargo siempre habrá mas por investigar, es decir que con la culminación de nuestra investigación no significa que el estudio no pueda continuar a seguir investigando ya que la tecnología y el desarrollo en este campo va cambiando y van surgiendo nuevas alternativas para analizar la microturbina.

Trabajaremos las secciones del motor es decir Compresor, Turbina y Cámara de combustión, para así poder entregar los resultados estructurales de nuestra investigación.

### 1.5.2 Limitaciones

Nuestra investigación irá de acuerdo al desarrollo de los recursos nacionales con que cuente el comercio, sin embargo se observa una limitación trascendental para el desarrollo ideal de nuestra investigación, la cual es el análisis de los componentes en tres dimensiones por tanto como se explico anteriormente se simplificaran los modelos de los componentes a dos dimensiones y se trabajaran individualmente y no en conjunto, ya que para el análisis de elementos finitos se debe simplificar al máximo para obtener resultados adecuados y por ende un comportamiento acorde. La operación real es de por sí compleja y está llena de fenómenos que difícilmente pueden ser cuantificados por tanto ciertos fenómenos los cualificaremos. Se cuenta con otra limitación que es muy importante la cual es que no poseemos ni la tecnología ni los medios para medir parámetros estructurales en la operación real del motor, por tanto algunas variables cuantificables no serán viables de obtener y cuantificar, ya que además este motor por su configuración, relación de compresión y como se menciona anteriormente por limitaciones de medición de parámetros estructurales en la operación real del motor no es posible de obtener.

## 2 MARCO DE REFERENCIA

### 2.1 RESEÑA HISTORICA

Desde los comienzos de la humanidad, el estudio estructural ha estado ligado a su historia. Pero sólo fue hasta mediados del siglo XVII que los ingenieros empezaron a aplicar los conocimientos de la aeronáutica, en el análisis y diseño de estructuras y motores. Las primeras máquinas simples como el plano inclinado, la rueda, la polea, el tornillo y la cuña sirvieron para construir algunas de las magníficas estructuras antiguas. Podemos distinguir algunos períodos importantes de esta historia y en ellos algunos pueblos, construcciones, personajes y descubrimientos importantes.

Antes de los griegos (3400-600 AD): Los pueblos de Egipto, Asiria y Persia fueron los más destacados de éste período. Las pirámides egipcias son un ejemplo de estas extraordinarias estructuras antiguas. Adicionalmente a las pirámides son de destacar los templos construidos con columnas, muros y vigas en piedra y barro cocido.

Griegos y Romanos (600 AC – 476 DC): Los templos griegos como el Partenón y algunas construcciones romanas como puentes, acueductos, coliseos y templos, son ejemplos notorios de este período. Como elementos estructurales los romanos introdujeron la bóveda y el arco para la construcción de techos y puentes respectivamente.

Período Medieval (477 - 1492): En este período, los Árabes introdujeron la notación decimal la cual permitió un desarrollo importante en las matemáticas. Leonardo Davinci.

Periodo temprano (1493- 1687) Francis Bacon (1561-1626), fue uno de los creadores del método experimental Galileo Galilei (1564-1642). Matemático, físico y astrónomo italiano. Considerado como el fundador de la teoría de las Estructuras. En su libro Dos nuevas ciencias, publicado en 1938, Galileo analizó la falla de algunas estructuras simples como la viga en voladizo. Aunque sus resultados fueron corregidos posteriormente, puso los cimientos para los desarrollos analíticos posteriores especialmente en la resistencia de materiales.

Robert Hooke (1635-1703), desarrolló la ley de las relaciones lineales entre la fuerza y la deformación de los materiales o ley de Hooke.

Isaac Newton (1642-1727), formuló las leyes del movimiento y desarrolló el cálculo.

Desde el año 1000 y durante este período, se destacaron las Catedrales góticas las que en la actualidad, son testimonio del ingenio de sus constructores.

Período Premoderno (1688 - 1857): Entre los investigadores notables de este período se encuentran: John Bernoulli (1667-1748), quien formuló el principio del trabajo virtual. Leonard Euler (1707-1783), desarrolló la teoría del pandeo de columnas. Charles August de Coulomb (1736-0806), presentó el análisis de la flexión de las vigas elásticas.

Louis M. Navier (1785-1836), publicó un tratado sobre el comportamiento elástico de las estructuras, considerado como el primer texto de Resistencia de Materiales. Emile Clayperon (1799-1864), quien formuló la ecuación de los tres momentos para el análisis de las vigas continuas.

Período moderno (desde 1858): En 1826, L.M.Navier (1785-1836) publicó un tratado sobre el comportamiento elástico de las estructuras, el cual se considera como el primer libro de texto sobre la teoría moderna de la resistencia de los materiales. El desarrollo de la mecánica estructural continuó a un paso tremendo durante todo el resto del siglo XIX y hacia la primera mitad del XX, cuando se

desarrollaron la mayor parte de los métodos clásicos para el análisis de las estructuras que se describen en este texto. Los colaboradores importantes de este período incluyeron: Clapeyron (1799-1864), quien formuló la ecuación de los tres momentos para el análisis de las vigas continuas; J:C: Maxwell (1831-1879), quien presentó el método de las deformaciones coherentes y la ley de las deflexiones y los círculos de Mohr del esfuerzo y la deformación unitaria; Alberto Castigliano (1847-1884), quien formuló el teorema del trabajo mínimo; C. E. Grene (1842-1903), quien desarrolló el método del momento-área; H. Müller-Breslau (1851-1925), quien presentó un principio para la construcción de las líneas de influencias; G. A. Maney (1888-1947), quien desarrollo el método de la pendiente-deflexión, que se consideraba como el precursor del método material de las rigideces, y Hardy Cross (1885-1959); quien desarrolló el método de la distribución de momentos, en 1924.

El advenimiento de las computadoras en la década de 1970 revolucionó el análisis estructural. Debido a que la computadora podía resolver grandes sistemas de ecuaciones simultáneas, los análisis que llevaban y, a veces, semanas en la era previa a la computadora ahora se pueden realizar en segundos. El desarrollo de los métodos actuales, orientados a la computadora se pueden atribuir, entre otros, a J. H.. Argyris, R. W. Clough, S. Kelsey, R. Livesley, H. C: Martin, M. T. Turner, E. L. Wilson y O. C. Zienkiewicz.

## 2.2 MARCO TEORICO

La seguridad y la capacidad de servicio constituyen las dos exigencias fundamentales en el diseño estructural. Para que una estructura sea segura, debe tener resistencia y ductilidad adecuadas cuando resiste cargas extremas ocasionales. Para asegurarse de que la estructura se desempeñe satisfactoriamente con las cargas de trabajo, deben cumplirse también exigencias

funcionales o de capacidad de servicio. Una predicción exacta del comportamiento de una estructura sometida a estas cargas es indispensable al diseñar nuevas estructuras y evaluar las existentes.

El comportamiento de una estructura se define por los desplazamientos y fuerzas producidos dentro de la estructura como resultado de influencias externas. En general, la teoría estructural consta de los conceptos y métodos esenciales para determinar estos efectos. El proceso de determinarlos se conoce como análisis estructural. Si los supuestos inherentes en la teoría estructural aplicada están en estrecha concordancia con las condiciones reales, tal análisis puede generalmente producir resultados que están en acuerdo razonable con el desempeño la operacion.

La teoría estructural se basa fundamentalmente en el siguiente conjunto de leyes y propiedades. Estos principios por lo general suministran suficientes relaciones para el análisis de las estructuras.

- Leyes de la mecánica. Consisten en reglas para el equilibrio estático y el comportamiento dinámico. Es esencial un entendimiento de la mecánica básica para comprender la teoría estructural. La mecánica es una parte de la física que estudia el estado de los cuerpos en reposo y en movimiento bajo la acción de fuerzas. Por conveniencia, la mecánica se divide en dos partes: estática y dinámica.
- Propiedades de los materiales. El material utilizado en una estructura tiene una influencia significativa en su comportamiento. La resistencia y la rigidez son dos propiedades importantes de los materiales. Estas propiedades se obtienen a partir de pruebas experimentales y pueden utilizarse en el análisis ya sea directamente o en una forma idealizada. La mecánica de materiales o

resistencia de materiales incorpora las propiedades de resistencia y rigidez de un material en el comportamiento estático y dinámico de una estructura.

- Leyes de deformación. Estas exigen que la geometría estructural y cualquier deformación en que se incurra sean compatibles; es decir, las deformaciones de componentes estructurales contiguos están en un acuerdo tal que todos los componentes encajan conjuntamente para definir el estado deformado de la estructura completa.

## 2.3 MARCO CONCEPTUAL

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

Las estructuras se componen de una o más piezas ligadas entre sí y al medio exterior, de modo de formar un conjunto estable. Esto es, un conjunto capaz de recibir cargas externas a la estructura, como por ejemplo en nuestro caso las cargas por presiones, resistirlas internamente y transmitir las a sus apoyos, como lo son los Frames, donde esas fuerzas externas encontrarán su sistema estático equilibrante.

### 2.3.1 Tipos de cargas

Las cargas son fuerzas que actúan o pueden actuar sobre una estructura. Con el propósito de predecir el comportamiento resultante de la estructura, las cargas, o influencias externas, incluyendo las fuerzas, los desplazamientos consecuentes y

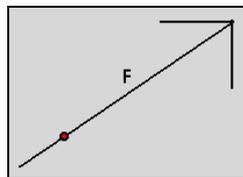
los asentamientos de los apoyos, se suponen conocidos. El tipo de carga tiene una influencia considerable sobre el comportamiento de la estructura en la cual actúa. De acuerdo con esta influencia, las cargas pueden clasificarse en estáticas, dinámicas, de larga duración, o repetitivas.

El concepto de fuerza es un concepto primario, su definición no es sencilla. La noción de fuerza es fundamentalmente intuitiva: podemos ejercer una fuerza sobre un cuerpo por medio de un esfuerzo muscular; una locomotora ejerce fuerza sobre los vagones que arrastra; un resorte estirado ejerce fuerza sobre las piezas que fijan sus extremos etc. En todos los casos son fuerzas por contacto.

Hay también fuerzas de acción a distancia, es decir, sin contacto, debidas a la existencia de campos gravitatorios, eléctricos, magnéticos, etc.

De todas maneras la noción intuitiva sugiere que la fuerza es una cantidad vectorial, es decir, con dirección, magnitud o intensidad y sentido (figura 2-4)

Figura 2-1. Fuerza

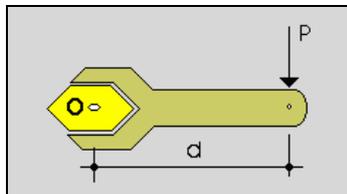


<http://www.unal.edu.co/>

### 2.3.2 Momento de una fuerza

En general, una fuerza aplicada sobre un cuerpo produce una traslación, si está en reposo y no impedido su movimiento. En el caso de la figura 2-5, hay un punto  $O$  impedido de trasladarse, entonces el cuerpo girará alrededor del punto  $O$  por acción de la fuerza  $P$ .

Figura 2-2. Momento



<http://www.unal.edu.co/>

La rotación se mide por el momento que es el producto de la intensidad de la fuerza  $P$  por la mínima distancia que va desde el punto  $O$  hasta la línea de acción de la fuerza:

Ecuación 2-1

$$M = P \times d$$

(La mínima distancia desde un punto hasta una recta se mide sobre la perpendicular a dicha recta)

### 2.3.3 Elementos Lineales

Son elementos rectos o curvos, donde una dimensión, la longitud, predomina sobre las otras dos. En cada elemento podemos distinguir su eje centroidal y la sección transversal recta. Ejemplos de estos elementos son la viga, la columna, el arco. Ensamblando estos con conexiones articuladas o rígidas, podemos construir cerchas, pórticos y parrillas en dos y tres dimensiones. Al ensamblaje total se le llama estructura reticular o esquelética y es utilizado ampliamente en puentes, edificios, torres de transmisión e iluminación, aviones y naves espaciales. De estas estructuras trataremos en este curso.

#### 2.3.4 Elementos Bidimensionales

Son elementos curvos o rectos, para los cuales dos dimensiones son más importantes que su espesor. Estos elementos estructurales son continuos como por ejemplo las placas, los domos, cascarones y los tanques de almacenamiento en general conocidos como estructuras laminares.

#### 2.3.5 Elementos Tridimensionales

Son aquellos cuyas dimensiones son del mismo orden, como los muros de contención, las presas y los bloques.

Las cargas suelen modelarse de acuerdo al espacio que ocupan como cargas puntuales concentradas, como la acción de la rueda de un camión sobre la cubierta de un puente, cargas distribuidas lineales, expresada como fuerza por unidad de longitud, como el peso de una pared divisoria que actúa sobre una viga de apoyo y cargas distribuidas superficiales que se dan como fuerza por unidad de área de por ejemplo un sistema de piso para un salón de clases, de una biblioteca o de una bodega.

Una vez elegida la estructura, se determinan las cargas que le serán aplicadas mientras ella este sirviendo a la finalidad para la cual fue diseñada durante su vida útil. Existen para ello códigos y normas con la distribución mínima de cargas, sin embargo son el juicio y la experiencia del ingeniero los que darán la magnitud final, pues es el responsable de la seguridad de la estructura. Las cargas se suelen agrupar según su naturaleza, en tres clases: 1) cargas muertas debidas al peso propio del sistema estructural y de los elementos sujetos a él de manera permanente. En el caso de un puente de carretera, la carga muerta la constituyen las vigas, los pórticos principales, las vigas de piso y largueros del sistema de tablero, las losas de calzada, los sardineles, las aceras, barandillas y postes de iluminación y otro equipamiento; 2) cargas vivas, que pueden ser movibles,

aquellas que se pueden cambiar de posición y las móviles, las que se mueven por su propia energía como los vehículos, y 3) las cargas ambientales, las causadas por efectos del ambiente, como el viento, la nieve, los cambios de temperatura y los temblores de tierra.

Una vez definidas las cargas de diseño que actuarán en un sistema estructural, se debe considerar las posibles combinaciones de cargas que podrían actuar sobre ella en un momento dado de manera simultánea, para resistir la más desfavorable de todas las combinaciones. Es improbable por ejemplo que un temblor de tierra y las cargas máximas de viento se presenten simultáneamente.

#### 2.3.6 Definición de Fuerza Axial

Cuando suponemos las fuerzas internas uniformemente distribuidas, se sigue de la estática elemental que la resultante  $P$  de las fuerzas internas debe estar aplicadas en el centroide de  $C$  de la sección. Esto significa que una distribución uniforme de esfuerzos es posible únicamente si la línea de acción de las cargas concentradas  $P$  y  $P'$  pasa por el centroide de la sección considerad. Este tipo de carga se conoce como carga axial centrada y supondremos que se produce en todos los elementos sujetos a dos fuerzas que encontramos en cerchas y en estructuras conectadas por articulaciones.

#### 2.3.7 Definición de Esfuerzos Cortantes

Debe existir fuerzas internas en el plano de la sección y que su resultante debe ser igual a  $P$ . estas fuerzas internas elementales se llaman fuerzas cortantes y la magnitud  $P$  de su resultante es el cortante en la sección. Dividiendo la fuerza cortante  $P$  por el área  $A$  de la sección obtenemos en el esfuerzo cortante promedio en la sección. Los esfuerzos cortantes se presentan normalmente en pernos,

pasadores y remaches utilizados para conectar varios miembros estructurales y componentes de máquinas.

#### 2.3.8 Definición de Momento Flexionante

Un diagrama de fuerzas cortantes o un diagrama de momentos flexionantes es una grafica que muestra la magnitud de la fuerza cortante o momento flexionante a lo largo de la viga.

### 3 METODOLOGÍA DEL ANÁLISIS ESTRUCTURAL

El análisis estructural es una herramienta de estructuración de un razonamiento colectivo. Ofrece la posibilidad de describir un sistema con ayuda de un modelo que relaciona todos sus elementos constitutivos. El análisis estructural es un método de investigación que, desafiando el empirismo y el positivismo, toma como objeto de estudio un sistema y, por tanto, se preocupa de las relaciones recíprocas de las partes; con él se analiza la realidad a partir del reconocimiento de que ésta se encuentra formada por estructuras.

Por tanto, el análisis estructural se basa en el estudio de la estructura por medio de una análisis cualitativo, uno esquemático, uno numérico y otro de elementos finitos, esto es, del “conjunto de elementos y de interrelaciones que caracterizan, con cierta permanencia, una determinada situación real”; sin embargo nuestro análisis de elementos finitos será por componentes independientes, y de otro lado, del análisis cualitativo realizar la interrelación estructural; así interdependencia, y globalidad se convierten en conceptos fundamentales del análisis estructural<sup>1</sup>.

Con este método se estudia los elementos del conjunto del motor por secciones, que posee una serie de propiedades diferentes de las de cada uno de los elementos que la configuran; se estudian las interdependencias, ya que el funcionamiento de cada una de las partes del todo depende de las relaciones que mantiene con las otras partes.

El análisis estructural combina en las diferentes etapas de la investigación el análisis empírico con la abstracción teórica y el enfoque deductivo con el inductivo.

---

<sup>1</sup> San pedro y Martínez, 1975 [1969], p. 29.

### 3.1 RECOLECCION DE INFORMACION (LISTADO DE LAS VARIABLES)

La primera etapa consiste en enumerar el conjunto de variables que caracterizan el sistema estudiado y su entorno (tanto las variables internas como las externas) en el curso de esta fase conviene ser lo más exhaustivo posible y no excluir a priori ninguna pista de investigación.

Finalmente, se obtiene una lista homogénea de variables internas y externas al sistema considerado. La experiencia demuestra que esta lista no debe exceder el número de 70-80 variables, habiendo tomado suficiente tiempo para circunscribir el sistema estudiado.

La explicación detallada de las variables es indispensable: facilita el seguimiento del análisis y la localización de relaciones entre estas variables y ello permite constituir la "base" de temas necesarios para toda reflexión prospectiva. Se recomienda también establecer una definición precisa para cada una de las variables, de trazar sus evoluciones pasadas, de identificar las variables que han dado origen a esta evolución, de caracterizar su situación actual y de descubrir las tendencias o rupturas futuras.

### 3.2 DESCRIPCIÓN DE RELACIONES ENTRE LAS VARIABLES Y SIMPLIFICACIÓN DE MODELOS

Bajo un prisma de sistema, una variable existe únicamente por su tejido relacional con las otras variables de esta manera, permite redefinir las variables y en consecuencia afinar el análisis del sistema.

### 3.3 IDENTIFICACIÓN DE LAS VARIABLES CLAVE

Esta fase consiste en la identificación de variables clave, es decir, esenciales a la evolución del sistema, en primer lugar mediante una clasificación directa (de realización fácil), y posteriormente por una clasificación indirecta. Esta clasificación indirecta se obtiene después de la elevación en potencia de la matriz.

La comparación de la jerarquización de las variables en las diferentes clasificación (directa, indirecta y potencial) es un proceso rico en enseñanzas. Ello permite confirmar la importancia de ciertas variables, pero de igual manera permite desvelar ciertas variables que en razón de sus acciones indirectas juegan un papel principal (y que la clasificación directa no ponía de manifiesto).

### 3.4 LINEA DE INVESTIGACION

Diseño de Motores a Reacción

### 3.5 POBLACION Y MUESTRA

Como se ha mencionado hasta el momento, esta investigación se basa en los datos y resultados obtenidos en la primera investigación. Por tanto nuestra población y muestra de datos se realiza de acuerdo a los parámetros desarrollados por ellos, por tanto nos referenciaremos a el documento Diseño de una Microturbina, ya que como se explico en la justificación, el análisis estructural es de vital importancia en la fase del diseño detallado de un motor, y el cual no fue realizado antes de su construcción.

### 3.6 DISPOSICIONES INICIALES PARA EL ANALISIS DE ELEMENTOS FINITOS

Como herramienta para el desarrollo del análisis de elementos finitos contamos con ANSYS el cual tiene como propósito general la solución numérica de un paquete de elementos finitos de una gran variedad de problemas mecánicos. Estos problemas incluyen análisis estructural dinámico/estático para modelos lineales y no lineales, transferencia de calor y problemas de fluidos, como también soluciones acústicas y electromagnéticas.

En general la solución de elementos finitos puede ser llevada a cabo dentro de las tres etapas del análisis. Este lineamiento general puede ser usado para cualquier solución de elementos:

#### 3.6.1 Preprocesamiento: definición del problema

Los adecuados pasos en el preprocesamiento son:

- Definición de puntos clave
- Definición de puntos líneas
- Definición de puntos áreas
- Definición de puntos volúmenes
- Definición del tipo de elementos
- Definición de materiales
- Definición de propiedades geométricas
- Enmallar las líneas, áreas y volúmenes como sea requerido

La cantidad de detalles requeridos dependerá en la extensión del análisis (1D, 2D, axi-simétrico, 3D).

### 3.6.2 Solución

Asignación de cargas, intensidad direccional y solución aquí especificamos las cargas (puntos de presión), direccionalidad (translacional y rotacional) y finalmente resolver y definir las ecuaciones.

### 3.6.3 Postprocesamiento

Más allá del procesamiento y observación de los resultados en esta etapa se puede observar:

- Lista de desplazamientos de los nodos
- Elementos de fuerza y momentos
- Puntos de deflexión
- Diagrama de contorno de esfuerzo

Con esta teoría no pretendemos de remplazar los muchos libros de texto que, desde diferentes ópticas, abordan el MEF. Por el contrario, la idea ha sido componer un resumen introductorio, escrito en un lenguaje asequible, que sirva de punto de partida para la consulta

## 4 ANALISIS DE LA ZONA FRIA F1

### 4.1 ANÁLISIS CUALITATIVO

#### 4.1.1 Toma de Aire

##### 4.1.1.1 Función de la toma de aire:

La alimentación de aire en la turbina requiere de un conducto que comunique la entrada del motor (compresor). La toma de aire tiene la función principal de capturar el aire del exterior, en cualquier condición de vuelo, en este caso es igual por lo que la micro turbina esta montada en un banco de prueba y no va a experimentar ningún cambio brusco de temperatura, velocidad, o ángulo a la entrada del aire. La captura y condición del flujo debe realizarse con perdidas energéticas mínimas.

Existen dos tipos de tomas de aire básicas, la sub-sonica y la supersónica.

##### 4.1.1.2 Requisitos fundamentales de las tomas de aire:

Los requisitos de las tomas de aire sub-sonicas y supersónicas son las mismas, pues se trata de cumplir condiciones fundamentales como las siguientes:

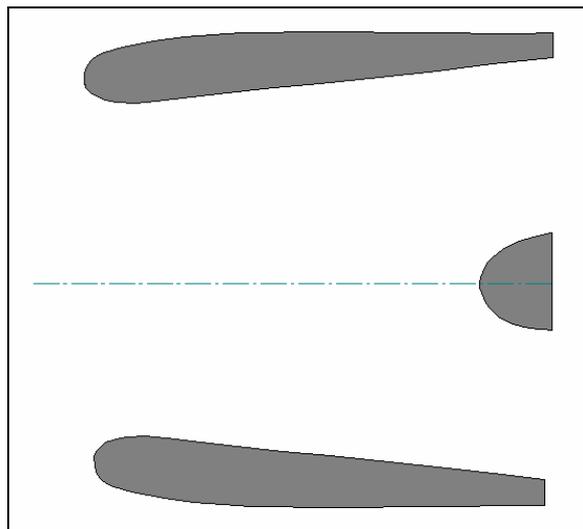
- Suministrar el gasto de aire que necesita el motor.
- Establecer un campo de velocidad uniforme en la vena de aire que admite al compresor.
- Efectuar el proceso global de admisión con perdidas energéticas mínimas, la caída de presión total del aire en la toma tiene el efecto inmediato de disminuir el empuje del motor.

Teniendo en cuenta que cada motor responde de manera distinta a la caída de presión total, se estima que una caída de presión total del 6% en la toma de aire puede disminuir el empuje en un 11% y aumentar el consumo específico de combustible en un 5%.

#### 4.1.1.3 Geometría de la toma de aire subsónica

Las variables geométricas de la toma de aire subsónicas se ajustan, por lo general, a las condiciones que señalan la siguiente figura:

Figura 4-1. Toma de aire sub-sónica



Diseño de los Autores

El perfil superior tiene la geometría NACA serie 1. El labio interno de la toma se forma con una elipse de semiejes en la relación 2 a 1.

La contracción de área del labio interno  $(D_s/D_g)^2$  oscila entre 1,26 y 1,42, siendo el valor estándar 1,35.

Otros factores geométricos son la relación ( $D_{\max}/D_g$ ), del orden de 1,11, y el núcleo central (ojiva) que proporcional las secciones de paso de difusión interna y la entrada anular de aire para el compresor. El núcleo central es una semielipse cuyos semiejes están en la relación 2 a 1. En fin, datos geométricos características de la toma, son la relación de áreas de difusión ( $A_s/A_g$ ) y la relación longitud/ diámetro ( $L_d/D_s$ ).

#### 4.1.2 Compresores

Un compresor es un aparato, maquina, que como su propio nombre dice, se encarga de comprimir el aire o cualquier otro gas. Por lo tanto lo que hace es reducir el espacio de este e incrementar su presión y temperatura (aunque esto último es lo que se intenta evitar).

Los compresores que emplean los turborreactores son de dos tipos: centrífugo y axial.

Ambos pertenecen a la categoría de los turbo máquinas, expresión que hace referencia a maquinas rotativas. El compresor centrífugo se denomina así porque el aire es centrifugado en el interior de la maquina. La dirección principal que sigue el aire en su movimiento, durante el proceso de compresión, es en dirección radial, esto es, desde el eje de la máquina hacia el exterior.

El segundo tipo de compresor que se emplea en los turborreactores es el axial. Se llama axial porque la dirección principal que sigue el aire en su interior es en dicha dirección, según el eje longitudinal del compresor.

En este ultimo tipo de maquina hay muy poco desplazamiento del aire en la dirección radial, conforme progresa desde la entrada del compresor hasta la salida.

#### 4.1.2.1 Compresores Axiales

Los compresores axiales, por su configuración, elevado rendimiento y facilidad de acoplamiento de varios escalones, han adquirido un gran desarrollo en la técnica de la propulsión a reacción, y de ellos han partido multitud de variantes: compresores axiales sencillos, compresores axiales dobles, turbocompresores para motores de doble flujo en disposición serie o paralelo, etc.

La principal diferencia respecto al compresor centrífugo es, que en el axial la corriente de aire sigue una dirección sensiblemente paralela al eje de rotor; la velocidad radial es nula puesto que el radio de la salida y entrada del rotor es de iguales dimensiones. Los compresores axiales distan también de los centrífugos en el número de partes que están compuestos; en el caso de los axiales solo son dos los componentes básicos: el rotor y el estator o difusor.

Su funcionamiento es un tanto diferente respecto al compresor centrífugo. Debido a la rotación de la cascada de alabes del rotor, el aire adquiere una velocidad tangencial la cual proporciona un momento cinético respecto del eje del rotor mediante el cual se comunica un trabajo al aire para la elevación de presión.

#### 4.1.2.2 Compresores Centrífugos

El compresor centrífugo consta de tres elementos fundamentales: rotor, estator o difusor y colector.

#### 4.1.2.3 Rotor

El rotor del compresor es la unidad giratoria de la máquina. Consiste en un disco en el cual se ha mecanizado una serie de álabes en forma de paletas. Los álabes están situados en sentido radial, desde la parte central del disco hasta la periferia.

Los álabes se curvan en la zona central del rotor y forman la entrada de aire en el compresor. El rotor del compresor centrífugo está unido al mismo eje que el rotor de la turbina, de tal forma que recibe de ésta la energía necesaria para su movimiento de rotación. El eje compresor turbina se apoya en varios rodamientos, que permiten el giro del conjunto rotatorio.

Cuando el rotor empieza a girar, impulsado por el eje de interconexión de la turbina, el aire es aspirado por la boca de entrada del compresor. El aire entra al rotor según la dirección axial. Una vez que entra gira 90° dentro del rotor, la dirección axial a la radial.

La centrifugación del aire hacia la periferia del disco acelera la corriente a gran velocidad. En la periferia del rotor la velocidad del aire es muy alta. Cuando el aire deja el borde del rotor está sometido a la acción de dos campos de fuerzas: centrífuga y tangencial. Estas fuerzas producen en el aire dos componentes de velocidad:

- En primer lugar la velocidad que inicialmente se llama de centrifugación, velocidad de dirección radial, desde el eje del rotor hacia la periferia.
- Movimiento que tiende a dar salida al aire según la tangente al borde de la rueda. La parte de velocidad que posee el aire en sentido tangencial se llama velocidad tangencial

El aire no abandona el rotor según el radio de la maquina. Esto es consecuencia de que cada partícula de aire está sometida a la acción de dos campos de velocidad. La velocidad según esta dirección intermedia se llama velocidad absoluta.

#### 4.1.2.4 Estator

El estator del compresor centrífugo está constituido por una serie de conductos situados a la salida del rotor.

Los conductos que forman el estator tienen una inclinación particular muy precisa, respecto a la rueda del rotor. Esta inclinación se corresponde con el ángulo de incidencia de la corriente de aire, es decir, con la dirección del vector velocidad absoluta.

Los conductos del estator están orientados, según la dirección que tiene la velocidad absoluta del aire  $V$ , que sale del disco del rotor. De otra forma, sin esta orientación, las ondas de choque en los alabes del estator producirían pérdidas de energía de presión muy grandes.

#### 4.1.2.5 Colector

El colector es el conjunto periférico del compresor centrífugo. Tiene la forma de un codo. La función del colector es enderezar la corriente de aire que sale del estator. Tanto en el rotor como en el estator la corriente de aire se mueve en el plano del disco del compresor (perpendicular al eje de la máquina). Por consiguiente hay que enderezar la corriente de aire y situarla en dirección del eje del compresor – turbina.

El colector es el órgano que proporciona el giro preciso a la masa de aire. Así, pues, del desplazamiento en dirección radial que tiene la corriente en el rotor y estator cambia en el colector a la dirección axial, dirección según el eje del motor.

#### 4.1.3 Difusor

Es la parte del motor comprendida entre la descarga de aire del compresor y las cámaras de combustión. La misión fundamental de este difusor consiste en reducir la velocidad de salida del aire del compresor, para facilitar la atomización del combustible con el aire en las cámaras.

La difusión de una corriente de aire es la conversión de velocidad en presión (energía cinética en energía potencial). El mecanismo que produce la difusión se llama difusor. Establece de qué forma varía la presión estática de la corriente con la variación del área del conducto de paso.

Para velocidades subsónicas ( $M < 1$ ), la presión aumenta si el área de paso del conducto aumenta. Por el contrario, a velocidades supersónicas ( $M > 1$ ) es necesaria la disminución de área para aumentar la presión de la corriente.

La parte fundamental en la aerodinámica de los motores es ajustar el ritmo al que puede realizarse el proceso de difusión, si lenta o rápidamente, de acuerdo con la relación de áreas de paso del conducto. Se ha demostrado que surgen muchas dificultades cuando se intenta una difusión demasiado rápida o cuando la corriente es forzada a girar dentro de canales curvados. La situación se caracteriza por el hecho de que el flujo no sigue el guiado de las paredes sino que adopta su propia trayectoria dentro del conducto es decir una separación, y no sigue el contorno que proporcionar la geometría del canal.

La separación de la corriente está relacionada, igual que en el ala, con las fuerzas de viscosidad, que disminuyen la velocidad del aire cerca de la pared. Esta parte del flujo no posee suficiente inercia para contrarrestar el gradiente de presión creciente en la dirección del movimiento, gradiente que acompaña al proceso de difusión. Cerca de la pared interna de la toma de aire, el fluido está en reposo,

incluso puede moverse en dirección opuesta a la que sigue la corriente principal. La corriente se despega de la pared y los límites físicos de los conductos internos llegan a perder su significado.

La clave del proceso de difusión consiste en evitar la separación. Si ésta se produce se manifiesta en el proceso de dos formas:

- Por su carácter insuficiente, por reducir el área efectiva de paso de canal.
- Por su carácter ineficiente, por la pérdida de presión total que experimenta la corriente de aire (degradación de energía).

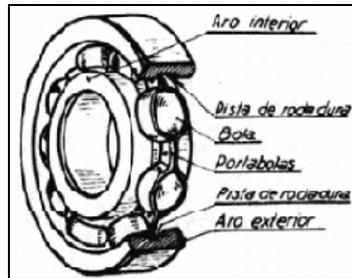
#### 4.1.4 Rodamientos

Los rodamientos son elementos normalizados en dimensiones y tolerancias. Esta normalización facilita la intercambiabilidad, pudiendo disponer repuestos de diferentes fabricantes, asegurando un correcto montaje sin necesidad de un ajuste posterior de los mismos.

Están constituidos por dos o mas aros concéntricos, uno de los cuales va alojado en el soporte (aro exterior) y el otro va montado en el árbol (aro interior). Entre los dos aros se disponen los elementos rodantes (bolas, rodillos cilíndricos, rodillos cónicos, rodillos esféricos etc.) los cuales ruedan sobre las pistas de rodadura practicadas en los aros, permitiendo la movilidad de la parte giratoria respecto ala fija.

Para conseguir que guarden la debida distancia entre si los elementos rodantes van alojados en una pieza de chapa estampada, denominada jaula porta bolas o porta rodillos.

Figura 4-2. Rodamiento de bola



<http://www.strengbearings.com>

Los rodamientos se constituyen en acero de adecuadas características de dureza y tenacidad, permitiendo soportar, con muy poco desgaste, millones de revoluciones, sometidas a cargas y esfuerzos, a veces, concentrados o localizados. La lubricación varía con la velocidad y el tamaño de los rodamientos, efectuándose con aceite o grasa consistente.

#### 4.1.5 Aumento de la Presión del Aire

El aumento de la presión del aire, que es la función del compresor centrífugo en el generador de gas, se produce tanto en el rotor como en el estator.

Se suele decir, para simplificar, que el rotor del compresor centrífugo es la unidad que comunica velocidad al aire, y el estator es el elemento que transforma velocidad en presión. En la realidad, una parte importante del incremento de presión se produce también en el rotor.

Los álabes del rotor forman entre sí, canales de paso que tienen forma divergente; es decir, son canales que se ensanchan en la dirección de movimiento del aire. El ensanchamiento progresivo de los canales que forman los álabes constituye conductos difusores donde se produce un incremento de presión a costa de la

velocidad radial de la corriente. Cuando se dice que el aumento de presión en el compresor centrífugo se produce en el estator se simplifica en exceso la realidad física del proceso.

#### 4.1.6 Características del Compresor Centrífugo

El aire sigue una dirección radial. Tiene mayor área frontal ya que el disco del compresor centrífugo aumenta de diámetro a medida que aumenta la relación de compresión y el gasto de aire. Los compresores centrífugos sólo se emplean en motores de baja relación de compresión, y cuando el gasto de aire es relativamente pequeño.

La relación de presión que puede proporcionar cada etapa es alta. La etapa de compresor centrífugo puede multiplicar por cuatro la presión de la entrada de la máquina, los compresores centrífugos requieren menos etapas de compresión. El compresor centrífugo suele ser la solución óptima en motores pequeños, pues permite la construcción de un motor de menor longitud.

El compresor centrífugo es de fabricación más económica que el axial. El compresor centrífugo es más tolerante a daños por ingestión de objetos extraños.

#### 4.1.7 Diseño Actual

##### 4.1.7.1 Diseño del conducto de entrada al compresor

La misión fundamental de los conductos de entrada consiste en recuperar al máximo la presión total del aire y enviarla al compresor con un mínimo de pérdidas a lo largo del mismo, que se conoce como efecto de recuperación de la presión; el

conducto de entrada no debe presentar fenómenos de turbulencia, ni resistencia y el factor mas importante será garantizar el gasto másico.

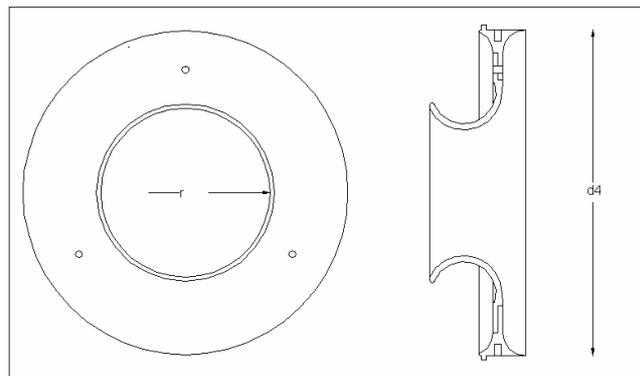
La condición a tener en cuenta para el diseño es que el motor opera inicialmente en un banco de pruebas, por lo que el conducto de entrada no se diseña para ángulos de vuelo diferentes, con esto el conducto es más sencillo.

Para su diseño se toman ciertos valores del compresor centrifugo, calculamos el numero Mach como este valor será  $<1$  el conducto será subsónico.

Se calcula la velocidad axial ala entrada del compresor, con la velocidad, el gasto másico y la densidad a nivel del mar, se calcula el área frontal mínima para garantizar el gasto másico, con estos valores se obtiene la geometría principal de la toma de aire.

$d_4 = 142\text{mm}$  este valor se toma por el cálculo del difusor<sup>2</sup>.

Figura 4-3. Geometría Principal de la Toma de Aire.

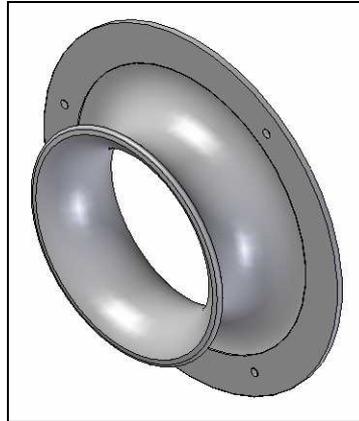


Diseño de una microturbina, Universidad de San Buenaventura

---

<sup>2</sup> Escobar Garzon, Arnold. Metodología de Diseño para turborreactores de bajo flujo masico, Bogota, Colombia. 2005.

Figura 4-4. Forma de la toma de aire



Diseño de una microturbina, Universidad de San Buenaventura

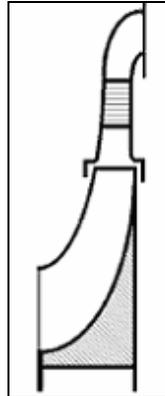
#### 4.1.7.2 Compresor

El compresor centrífugo o rodete centrífugo consiste fundamentalmente en una carcasa inmóvil que contiene en su interior un rodete que al girar imprime una velocidad al aire. El aire es aspirado al interior de la sección de entrada del rodete y los alabes de este le hacen girar a gran velocidad.

En cualquier punto del flujo de aire en el rodete, la aceleración centrípeta es consecuencia de una diferencia de presiones, de forma que la presión estática del aire aumenta entre las secciones de entrada y de salida del rodete. El aumento restante de la presión estática se consigue en el difusor.

El compresor escogido es el tipo radial centrífugo este compresor es ideal para motores de empuje moderado ya que da mejor rendimiento que el compresor axial y reduce el tamaño del motor.

Figura 4-5. Configuración del compresor



Diseño de una microturbina, Universidad de San Buenaventura

Sus ventajas son:

- Construcción compacta
- Volumen de máquina reducido
- Seguridad de funcionamiento
- Mantenimiento prácticamente nulo
- Carencia de desgaste
- Marcha exenta de vibraciones
- Regulación progresiva fácil
- Carencia de vibraciones en los conductos de gas
- Mayor zona de estabilidad de funcionamiento, por lo que respecta al fenómeno de bombeo

#### 4.1.7.2.1 La forma del rodete

Figura 4-6. Compresor semiabierto de simple aspiración



Diseño de una microturbina, Universidad de San Buenaventura

Es seleccionado por las siguientes características:

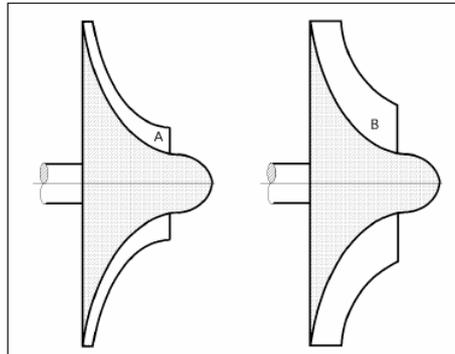
- Es ideal para desplazamientos volumétricos elevados.
- Alto desempeño de operación.
- Fácil construcción.
- Económico en su manufactura.
- Seguridad de funcionamiento.
- Mantenimiento prácticamente nulo.

#### 4.1.7.2.2 Altura del alabe

- Capacidad Volumétrica

El tipo B mayor desplazamiento volumétrico con perdidas similares al tipo A y su costo de fabricación con poca diferencia respecto a tipo A.

Figura 4-7. Capacidad volumétrica del compresor

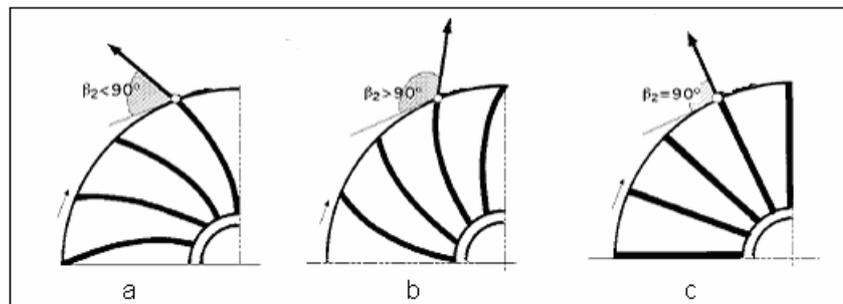


Diseño de una microturbina, Universidad de San Buenaventura

#### 4.1.7.2.3 Geometría del álabe

El parámetro fundamental que caracteriza el álabe de un rodete centrífugo es el ángulo de salida  $\beta_2$

Figura 4-8. Clasificación según su ángulo de descarga



Diseño de una microturbina, Universidad de San Buenaventura

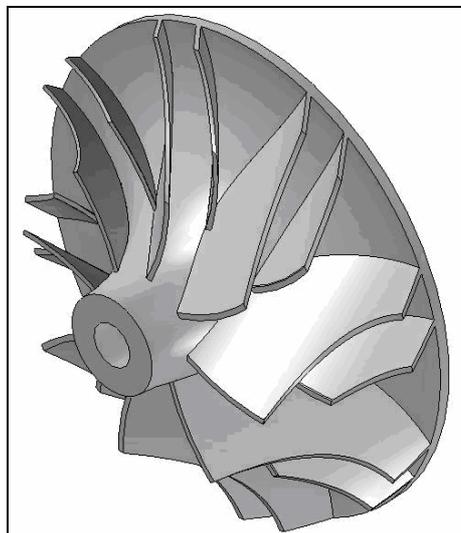
Una vez analizados estos parámetros se escoge el compresor con álabes curvados hacia atrás por su buen rendimiento, su gran trayectoria y buenos resultados entre ángulos  $\beta_2$  de  $25^\circ$  a  $60^\circ$ <sup>3</sup>.

#### 4.1.7.2.4 Diseño del Rodete

Al diseñar el compresor centrífugo se utilizan ampliamente los datos experimentales obtenidos durante el desarrollo de los compresores centrífugos. Análogo a este.

Una de las condiciones de semejanza geométrica consiste en la igualdad de ángulos semejantes y en la constancia de las relaciones de las magnitudes geométricas semejantes.

Figura 4-9. Configuración del compresor actual



Diseño de una microturbina, Universidad de San Buenaventura

---

<sup>3</sup> Ibid

#### 4.1.7.2.5 Datos Finales Geométricos del Compresor<sup>4</sup>

$$d_2 = 0.086m$$

$$d_1 = 0.059m$$

$$d_c = 0.019m$$

$$b_2 = 0.006m$$

$$N^\circ \text{ alabes} = 16$$

$$\beta_2 = 57^\circ$$

$$\alpha_2 = 13^\circ$$

$$\alpha_1 = 12.55^\circ$$

$$\alpha_c = 34^\circ$$

$$P1 = 1.013 \text{ bar}, T1 = 288 \text{ K}$$

#### 4.1.7.2.6 Fuerzas Axiales y Radiales en el Rodete

- Fuerza axial:

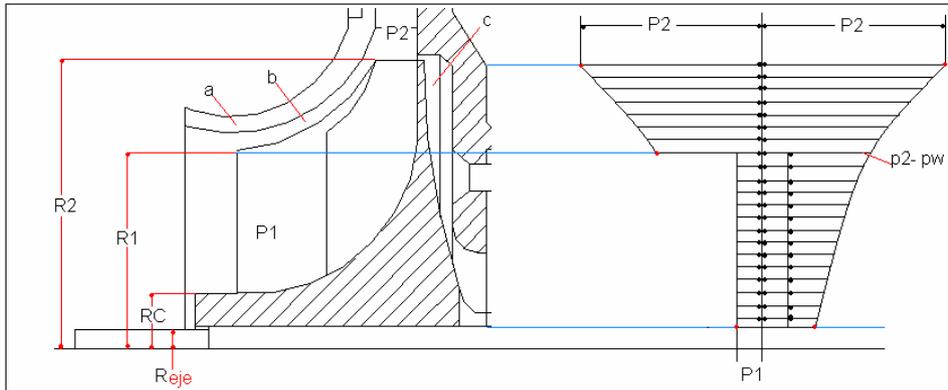
Estas fuerzas surgen en los compresores centrífugo como resultado de las presiones, de igual valor y dirección, que actúan en el rodete por los lados delantero (dirigido hacia la admisión) y trasero. Además la fuerza axial surge como resultado de la acción dinámica del flujo que entra en el rodete.

Durante el calculo de las fuerzas centrifugas que actúan sobre las superficies curvilíneas de la rueda de trabajo se debe examinar las proyecciones de estas superficies sobre un plano perpendicular al eje geométrico del rodete. Se supone que en la cavidad de entrada al rodete la presión es igual a  $p_1$ . Como existe la tapa inmóvil del rodete la presión final  $p_2$  se propaga a través de la holgura a las cavidades b y c delante y detrás del rodete. La presión axial real  $p$  en cualquier punto.

---

<sup>4</sup> Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

Figura 4-10. Distribución de las presiones axiales



Diseño de una microturbina, Universidad de San Buenaventura

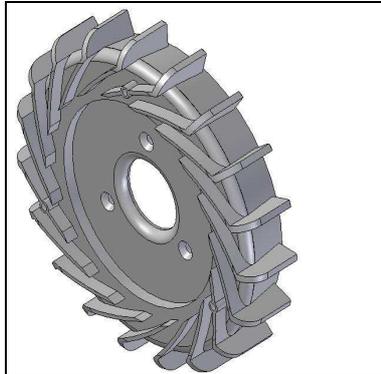
#### 4.1.7.3 Diseño del difusor

El rotor incrementa la energía cinética del fluido absorbiendo energía mecánica del eje. La energía mecánica se emplea en vencer el par resistente que provoca la diferencia de presión entre las caras de los álabes.

Para completar la función del compresor es necesario convertir la energía cinética en energía de presión, lo que se logra por medio del difusor. El problema que se plantea al diseñar un sistema de combustión eficaz se simplifica, haciendo que la velocidad del aire a la entrada de la cámara de combustión sea lo más baja posible.

Para lograr lo anterior, se diseñan un difusor con canales divergentes con los cuales se desacelera el flujo y se aumenta la presión garantizando la baja velocidad, del flujo, a la entrada de cámara de combustión, cumpliendo con el proceso de difusión con pocas pérdidas y buen rendimiento.

Figura 4-11. Configuración del difusor



Diseño de una microturbina, Universidad de San Buenaventura

Los parámetros son los siguientes<sup>5</sup>:

- Para el diseño del difusor se aplica la ecuación experimental para el número de álabes, geometría descriptiva para el trazo de los álabes y relaciones de diámetros, dando como resultado un difusor de 19 álabes, con los diámetros  $d_2' = 86.5mm$ ,  $d_3 = 96mm$ ,  $d_4 = 142mm$ ,  $b_4 = 10mm$ ,  $b_3 = 6mm$  Y ángulos de  $\alpha_{3m} = 21^\circ$ ,  $\alpha_4 = 30^\circ$ .

Tendiendo en cuenta que  $P_2 = 1.08$  bar, una temperatura de 921.95 K, a la entrada del difusor.

#### 4.2 ANÁLISIS ESQUEMÁTICO:

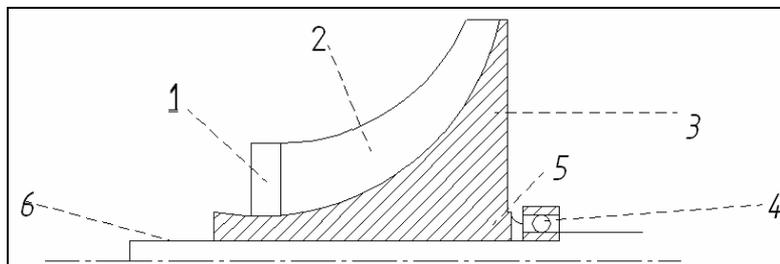
A continuación se mostrara el análisis estructural del compresor: El compresor analizado es un rotor de compresor centrífugo con entrada simple.

---

<sup>5</sup> Ibid

#### 4.2.1 Esquema del rotor del compresor:

Figura 4-12. Esquema del rotor del compresor



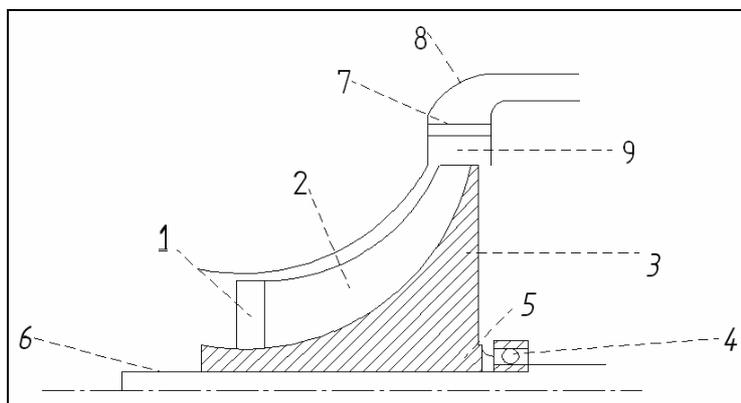
Diseño los autores

1. Inducer (Inductor)
2. Impeller blade (Alabe)
3. Impeller (Pala)
4. Ball bearing (Rodamiento de Bola)
5. Impeller disc (Disco de la Pala)
6. Shaft (Eje)

#### 4.2.2 Tipo de Compresor

El compresor utilizado es de etapa simple en el cual se conforma un solo elemento entre el disco y los alabes por su proceso de fabricación ya que es una fundición de aluminio y silicio.

Figura 4-13. Conjunto zona fría C1

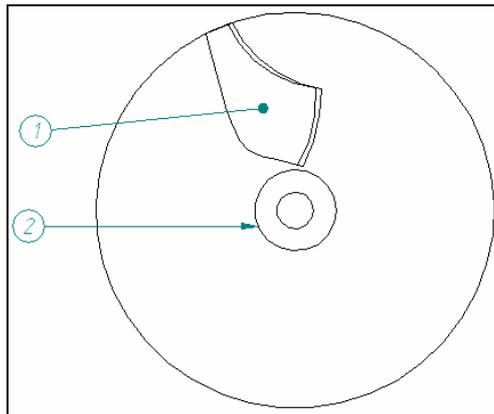


Diseño de los autores

1. Inducer (inductor)
2. Impeller blade (Alabe)
3. Impeller (pala)
4. Ball bearing (Rodamiento de Bola)
5. Impeller disc (disco del rotor)
6. Shaft (eje)
7. Diffuser (difusor)
8. Compressor casing (Carcaza del Compresor)
9. Vaneless diffuser (Nombre del Tipo de Difusor)

#### 4.2.3 Esquema del alabe

Figura 4-14. Esquema del alabe del compresor

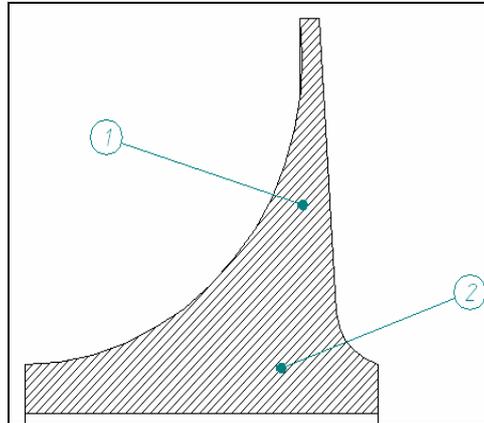


Diseño de los Autores

1. Impeller Blade (Alabe)
2. Disc (Disco)

#### 4.2.4 Impeller

Figura 4-15. Forma del impeller



Diseño de los Autores

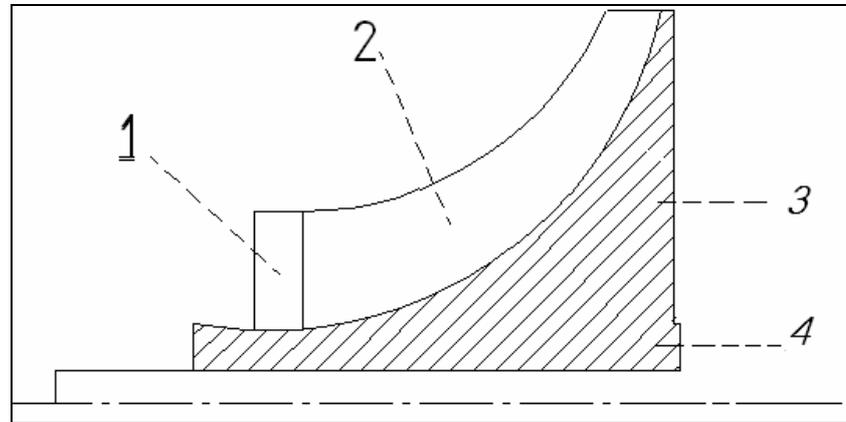
1. Impeller
2. Impeller Disc

Debido al proceso de manufactura de esta pieza es importante resaltar que por el tipo de diseño se compone de una sola pieza por lo que la unión del disco con el alabe se representa de esta forma.

Ya que el primer grupo de investigación decidió acertadamente en fabricar el compresor centrífugo como una sola pieza ya que de lo contrario, es decir una unión entre el disco y el alabe, sería muy complicado proveer los adecuados parámetros como ángulos y al igual proveer una fijación correcta del alabe.

Como se nombro en el análisis cualitativo este componente esta fabricado por medio de una fundición de aluminio y silicio realizada por una compañía nacional.

Figura 4-16. Unión entre el disco y el alabe

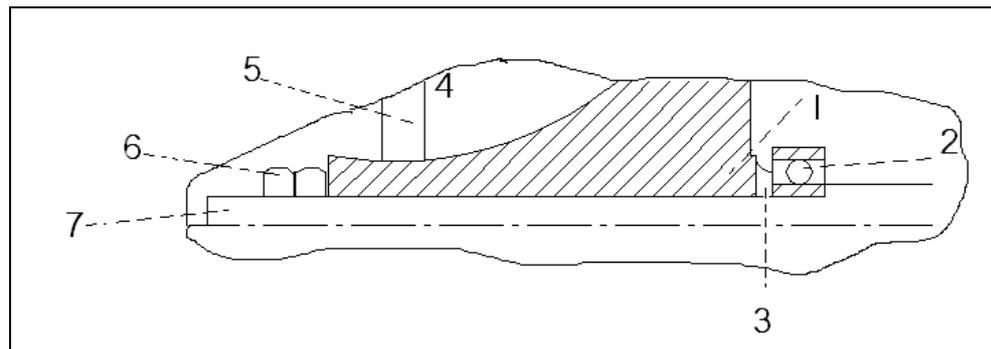


Diseño de los autores

1. Inducer (inductor)
2. Impeller blade (alabe)
3. Impeller
4. Impeller disc (disco)

#### 4.2.5 Uniones

Figura 4-17. Sección de unión entre el eje y el compresor



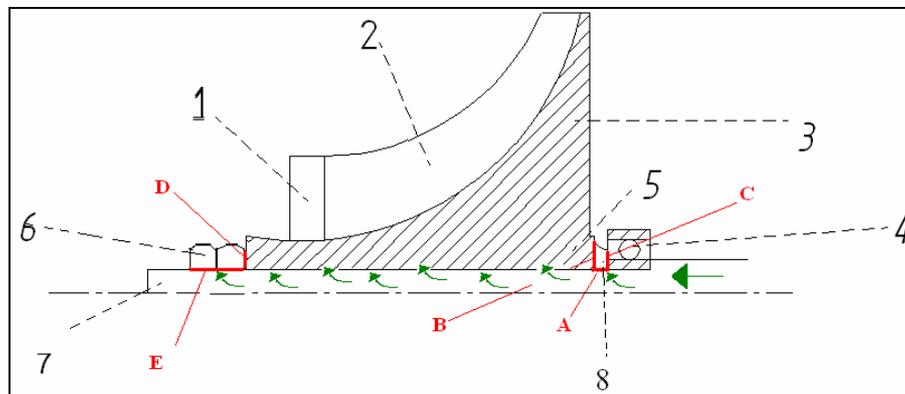
Diseño de los autores

1. Impeller disc (disco)
2. Ball bearing (rodamiento de bola)

- 3. bushing (Buje)
- 4. Impeller
- 5. Inducer (inductor)
- 6. Nuts (Tuerca)
- 7. Shaft (eje)

4.2.6 Transmisión de Torque

Figura 4-18. Transmisión de torque

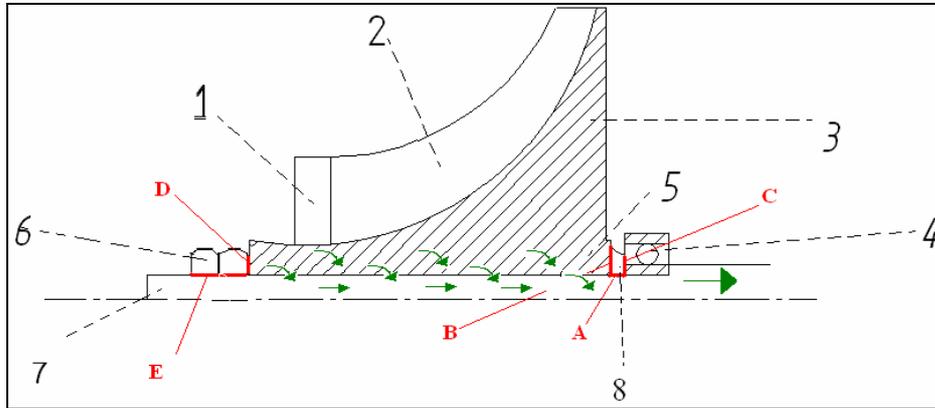


Diseño de los autores

Torque: 7- A - 8 - B - 3  
 E - 6 - D - 3

#### 4.2.7 Transmisión de Fuerza Axial

Figura 4-19. Transmisión de fuerza radial



Diseño de los autores

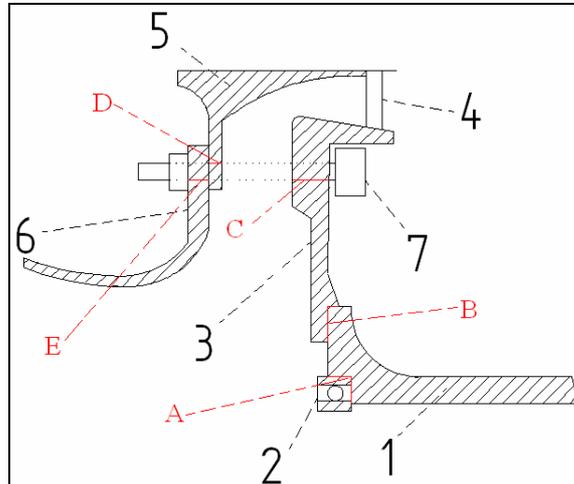
Fuerza Axial: 3 – B – 8 – A – 7  
C – 4

#### 4.2.8 Centrado del componente

Es preciso aclarar que el centering o centrado que se trabaja aquí es debido al eje el cual está asegurado en la esquina izquierda por unas tuercas (6) que aprisionan el compresor al momento del movimiento dándole una seguridad y centrado. (Ver figura No 4-22). Ya que cuando el motor entra en operación estas tuercas aseguran el eje contra el buje que los separa axialmente del rodamiento, y al igual pero en sentido contrario sucede con la turbina, por tanto se asegura y se centra por componentes por llamarlo Tight Fitting suministrado por el roscado y configuración del eje.

#### 4.2.9 Difusor

Figura 4-20. Configuración de aseguramiento del difusor



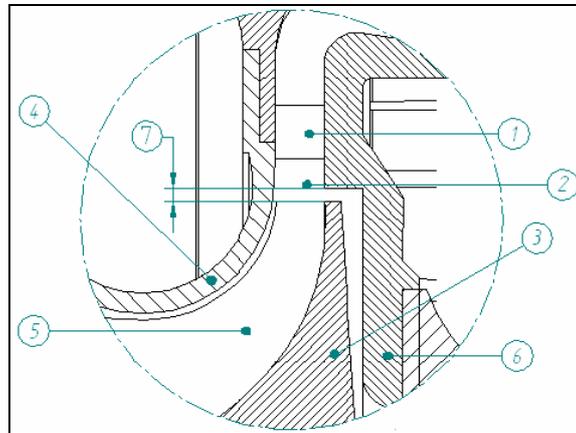
Diseño de los autores

1. Inner Wall (Protector del Eje)
2. Ball Bearing (Rodamiento de bola)
3. Diffuser (Difusor)
4. Cascade Vanes (Alabes del Difusor)
5. Compresor Casing (Cubierta del Compresor)
6. Inlet (Dispositivo de admission)
7. Tight Fitting Bolt (Tornillo)

Torque: 2 – A – 1 – B – 3 – C – 7 – D – E – 6

Con la anterior figura se puede analizar como el difusor forma parte de la estructura principal sirviendo de elemento de unión para el inner wall y por tanto al eje, con esta figura también se puede analizar que este componente se acopla al envelope por medio de un bolt asegurándolo al elemento de la tapa delantera del motor y por ende a la cubierta o envelope.

Figura 4-21. Forma esquemática del difusor



Diseño de los Autores

1. Vanes diffuser (Alabes del difusor)
2. Vaneless diffuser (Nombre del tipo de difusor)
3. Impeller
4. Inlet (Dispositivo de admisión)
5. Impeller blade (alabe)
6. Diffuser (Difusor)

#### 4.3 ANALISIS CUANTITATIVO

Esta parte del motor está expuesta principalmente y significativamente a la presión, y específicamente hablando del compresor está expuesto además de la presión a la fuerza centrífuga por las revoluciones a las que opera el motor. Como sabemos algunas de estas variables de esfuerzo y cargas no son posibles de determinar ya que no contamos con las herramientas suficientes para medirlas.

Por tanto en este análisis cuantitativo pretendemos cuantificar lagunas de las variables a las cuales está expuesta esta zona del motor, los componentes que

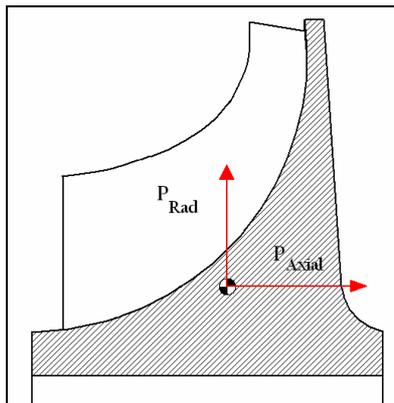
analizaremos entonces en esta parte son el compresor y el difusor, claro que nos centraremos más en el compresor.

#### 4.3.1 Compresor

Como se menciona anteriormente este componente esta sometido a la presión generada por su geometría a lo largo del conducto entre sus alabes. Además este componente como esta girando a 80.000 RPM esta sometido a una fuerza centrifuga.

##### 4.3.1.1 Fuerzas por la presión en el compresor<sup>6</sup>

Figura 4-22. Cargas en el compresor



Diseñada por los autores

##### 4.3.1.1.1 Fuerza axial

Estas fuerzas surgen en los compresores centrífugo como resultado de las presiones, de igual valor y dirección, que actúan en el rodete por los lados delantero (dirigido hacia la admisión) y trasero. Además la fuerza axial surge como resultado de la acción dinámica del flujo que entra en el rodete.

---

<sup>6</sup> Ibid

Ecuación 4-1.

$$p_{ax} = \pi(R_1^2 - R_{eje}^2)(p_2 - p_1) - \frac{\pi\rho\omega^2}{8}(R_1^2 - R_{eje}^2)[R_2^2 - 0.5(R_1^2 + R_{eje}^2)] - \rho Q c_{a1}$$

Como se ve en anterior ecuacion, la fuerza axial depende de distintos factores. Los principales son: las dimensiones radiales del rodete  $R_2$  y  $R_1$ , la frecuencia de rotación y la presión ala salida del rodete  $\pi_c$

Con la ecuación anterior y los datos ya calculados se obtiene la fuerza axial:

$$p_{ax} = \pi(0.0295^2 - 0.004^2)(160 - 1.01) - \frac{\pi \times 1.22 \times 8377^2}{8} \times \\ \times (0.0295^2 - 0.004^2)[0.043^2 - 0.5(0.0295^2 + 0.004^2)] - 1.22 \times 0.098 \times 55$$

$$p_{ax} = 111N$$

#### 4.3.1.1.2 Fuerza radial

Esta fuerza se calcula por la siguiente ecuacion en función de la masa y el coeficiente de excentricidad  $k$  (2....5) para motores pequeños este coeficiente es  $3^7$ .

Ecuación 4-2.

$$p_{rad} = mgk$$

$$p_{rad} = 0.12 \times 9.8 \times 3$$

$$p_{rad} = 3.52N$$

---

<sup>7</sup> Motores I, Dr. Sergey Doroshko.

#### 4.3.1.2 Fuerza centrífuga

Esta fuerza se genera debido a que las partículas están girando con base a un punto de rotación y ellas logran una energía cinética, esta ejerce una fuerza sobre el compresor.

Ecuación 4-3.

$$P_c = mrw^2$$

$$m = 0.12kg$$

$$r = 43mm$$

$$w = 2\pi * N_G$$

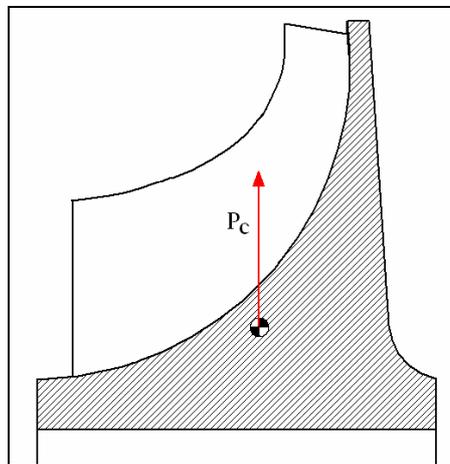
$$N_G = 80.000RPM$$

$$w = 8377.5Rad / seg$$

$$P_c = 0.12kg * 43mm * 8377.75^2 Rad / seg$$

$$P_c = 362.14MN$$

Figura 4-23. Fuerza centrífuga en el compresor

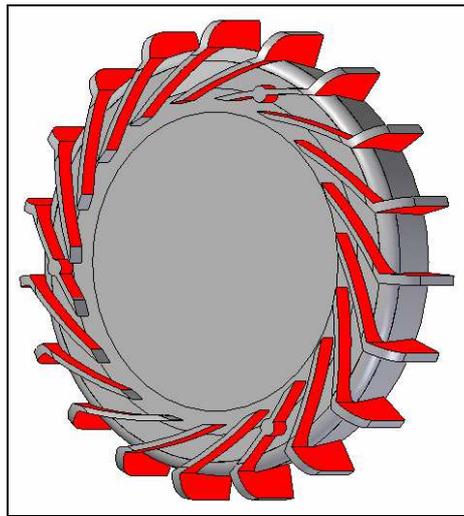


Diseño de los Autores

#### 4.3.2 Difusor

Este componente esta sometido a las cargas por la presión que sale del compresor, la cual se aplica sobre las paredes de cada conducto que se forma por el ensamble de los alabes.

Figura 4-24. Carga en el Difusor



Diseño de los autores

Como podemos observar en la anterior figura el elemento significativo al que recaen las cargas por la presión es propiamente los alabes o aletas ensamblados en el disco, pero en esta parte del análisis no pretendemos cuantificar sus valores significativos ya que es de mayor facilidad realizarlo por medio del análisis de elementos finitos que viene a continuación.

#### 4.4 ANALISIS DE ELEMENTOS FINITOS

Para el análisis de elementos finitos en esta zona se analizaron los componentes significativos como lo son el compresor y el difusor, es decir que estos dos son los componentes significativos de esta zona sin embargo para el análisis de cada uno

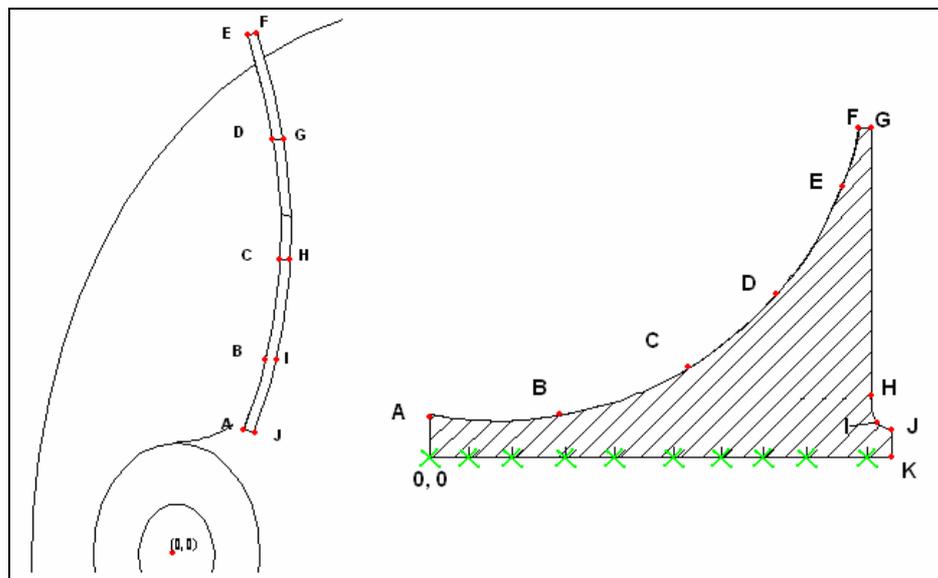
de estos componentes se simplifico aun mas para mayor facilidad de interpretaci3n de resultados.

#### 4.4.1 Compresor

Definici3n de la geometr3a:

Este componente se decidi3 analizarlo por medio de una simplificaci3n del modelo virtual a una geometr3a en dos dimensiones. Se simplifico el componente a dos modelos uno lateral y otro frontal.

Figura 4-25. Modelos del Compresor. Izq, Frontal. Der, Lateral.



Dise1o de los Autores

En la anterior figura se observa el modelo simplificado lateral y frontal del compresor al que se llego despu3s de haber realizado varios modelos, y se determinara que este era el m3s adecuado para la parte lateral. Ya que determinamos que en este componente se deb3 analizar el disco y el alabe del compresor. Por tanto en el modelo frontal se simplifico el alabe y en el lateral el disco.

Como se puede ver en esta primera etapa del análisis de elementos finitos también se trata, además de definir la geometría, también de definir los nodos o puntos dentro del sistema de análisis. Para ello es necesario ubicar espacialmente la geometría anterior por medio de puntos y para ello como se puede observar en la figura se determinó un origen (0,0) en cada modelo (lateral y frontal) y una serie de puntos para delimitar la geometría. Al igual se determinó donde estaba empotrado el modelo y se determinó que debía ser en la parte inferior donde acopla con el eje, en el caso del modelo lateral. En el caso del modelo frontal se simplificó a ver el alabe de frente. Para el modelo lateral tenemos la siguiente distribución de puntos para realizar dicha delimitación de la geometría y proceder a definir los nodos; esto referenciado a la numeración que se observa en la anterior figura.

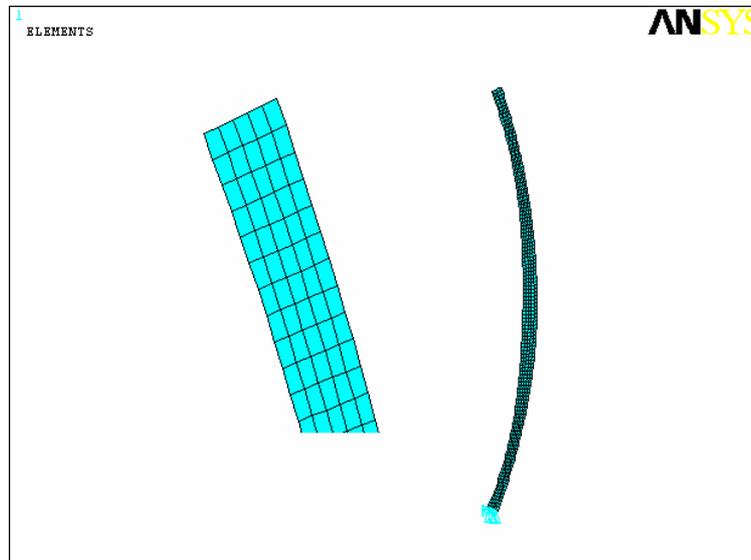
A= 0, 4.83	E= 28.09, 25	I= 34.88, 6.68
B = 7.71, 5.94	F= 29.57, 39	J= 38, 4.89
C=16.55, 10	G= 31.57, 39	K = 38. 0
D= 22.19,15	H = 33.17, 15	

Ya en el modelo frontal para definir la geometría del alabe se determinaron los siguientes puntos, todo basado en los planos realizados por la primera investigación.

A = 5.20, 9.74	D = 7.47, 32.45	G = 8.24, 32.45
B = 6.98, 15.59	E = 5.53, 40.48	H = 8.78, 23.06
C = 7.76, 23.06	F = 6.22, 40.81	I = 7.74, 15.59

Ya para la definición de nodos específicamente del modelo veremos el enmallado a continuación.

Figura 4-26. Geometría del Alabe del Compresor



Diseño de los Autores

Como se puede observar en la anterior figura anterior el alabe del compresor se empotra en la parte de abajo. Otro paso a seguir son los atributos o propiedades de los elementos los cuales dependen de la clase de elemento finito que se este utilizando; en este caso y en su mayoría se utiliza el elemento finito Plane 42 el cual nos da un enmallado con elementos cuadrados que es el mas conveniente para este análisis. Ver anexo D

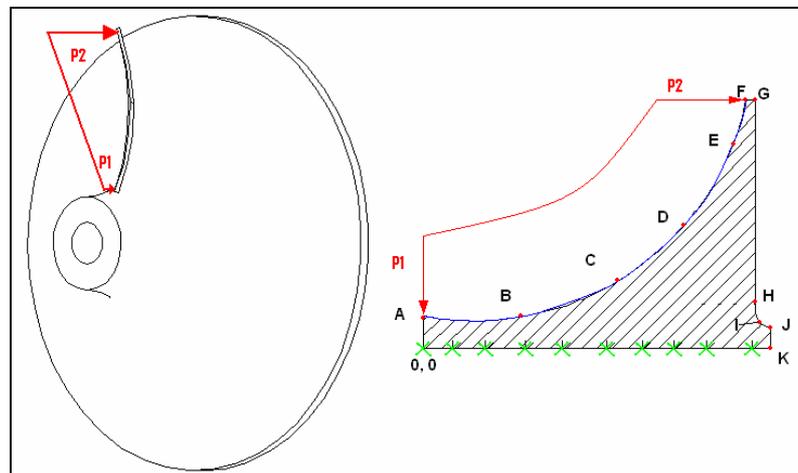
Este tipo de elemento finito maneja cuatro nodos por elemento y a la hora tener secciones circulares este elemento se convierte en triangular.

El siguiente paso a seguir es la definición de las propiedades del material; entonces es aquí donde se entra a definir las propiedades del material en el modelo el cual es una aleación de aluminio y silicio y sus valores de propiedades se pueden observar en la tabla 8-2.

Como siguiente paso esta definir las condiciones de contorno es decir la determinación de lo que se desea analizar y en este caso analizamos y concluimos que se analizaría el modelo con base a la presión a la cual esta sometida la superficie en ambos casos y a un cambio de temperatura no muy elevado.

Es decir que en el caso de el modelo frontal se estableció un triangulo de presiones con base a la relación de compresión del motor y los cálculos termogasdinámicos determinados por la primera investigación.

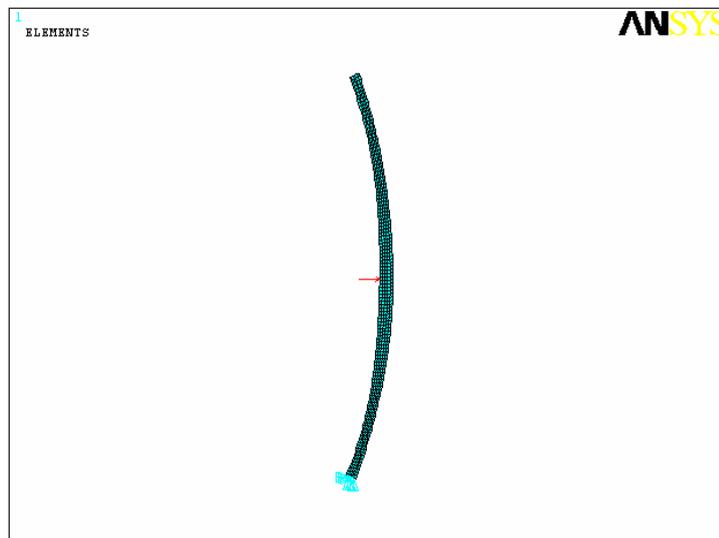
Figura 4-27. Condiciones de contorno para el compresor



Diseño de los Autores

Siendo este triangulo de presiones un intervalo entre  $P1 = 1.013$  Bar y  $P2 = 1.6$  Bar y un análisis térmico de una temperatura inicial  $T1 = 288$  °K y final  $T2 = 325$  °K. Se aplica la presión distribuida sobre el lado cóncavo que es la superficie que succiona, como se puede ver en la figura (4-32) se aplica una presión para el caso del alabe.

Figura 4-28. Condiciones de Contorno

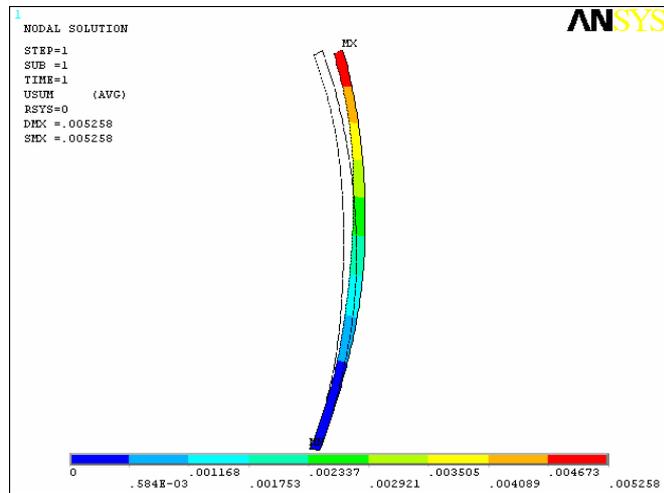


Diseño de los Autores

El vector que se observa en el alabe de color rojo es quien representa la presión, esto no significa que esta aplicada solo sobre esta punto sino que se representa en el centro de presiones del perfil.

Ahora bien seguimos con la solución del modelo, el cual sufre un desplazamiento por la presión de aproximadamente 0.005258 m en el tip del alabe, ya que lo que se quiso evaluar con este modelo es el desplazamiento y esfuerzo que tiene el alabe en su sección contraria al empotre total.

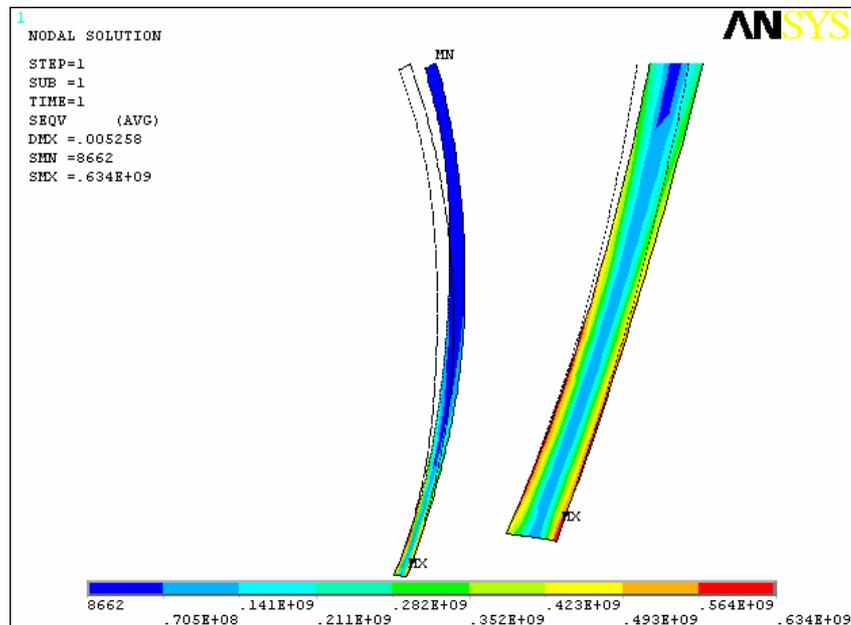
Figura 4-29. Desplazamiento del Alabe



Diseño de los Autores

Ahora pasando a la otra solución es necesario determinar los esfuerzos, que para todos nuestro modelos trabajamos los Von misses el cual nos permite representar el esfuerzo total sin vectorizarlo en x, y o z.

Figura 4-30. Esfuerzos en el Alabe

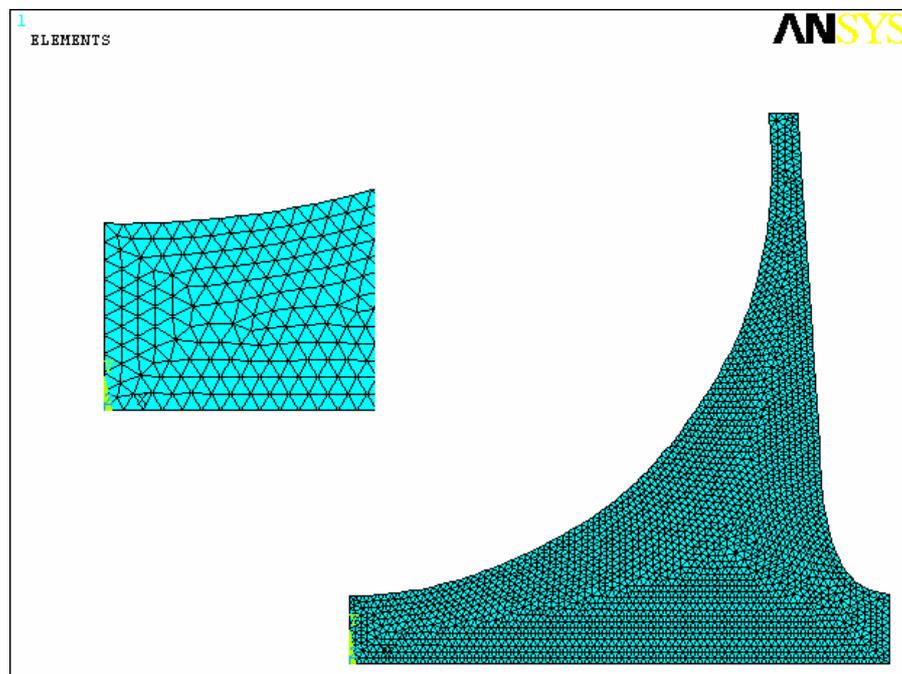


Diseño de los Autores

Como se puede analizar los mayores esfuerzos están ubicados en la raíz del alabe (root) ya que es allí donde esta empotrado el alabe. Al igual se puede analizar que estos valores de máximos esfuerzos están en el orden de 634 MPa y de aquí podemos observar que no se traspasa el limite del modulo de elasticidad ya que es de 70 GPa.

Ahora pasamos al otro modelo del compresor el cual es el disco, el cual como pudimos observar anteriormente del análisis de la determinación de sus propiedades de contorno se determino el mismo triangulo de presiones del alabe. Para el tipo y propiedades del tipo de elemento finito se analizo con el mismo que el alabe Plane 42, y es aquí donde se observa mejor como se convierte en elementos triangulares, sin embargo en esta grafica no podemos observar sus empotre y restricciones. Ver anexo D

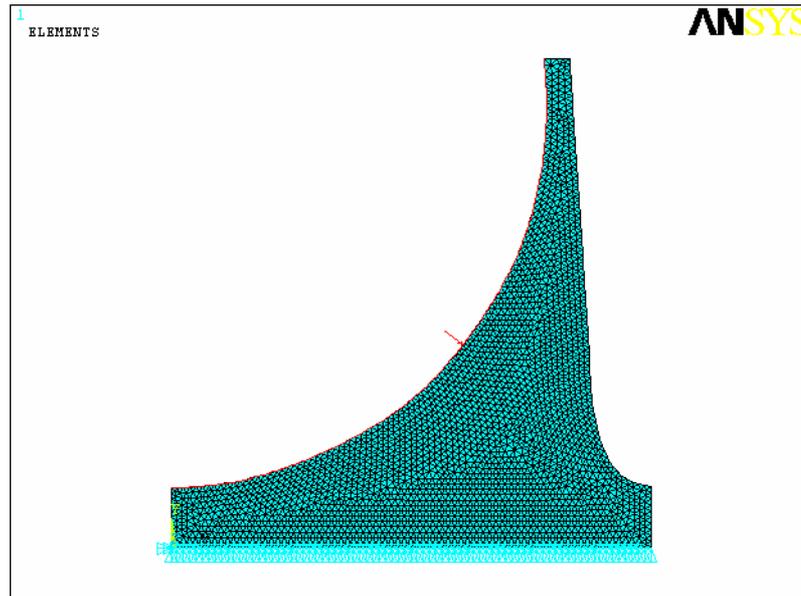
Figura 4-31. Geometría del Disco del Compresor



Diseño de los Autores

Ahora como se dijo anteriormente en cuanto a sus condiciones de contorno se tomo un perfil de presiones sobre la superficie expuesta a esta, en la siguiente grafica se observan sus restricciones las cuales están sobre su acople con el eje, es decir toda la parte inferior.

Figura 4-32. Condiciones de contorno del disco

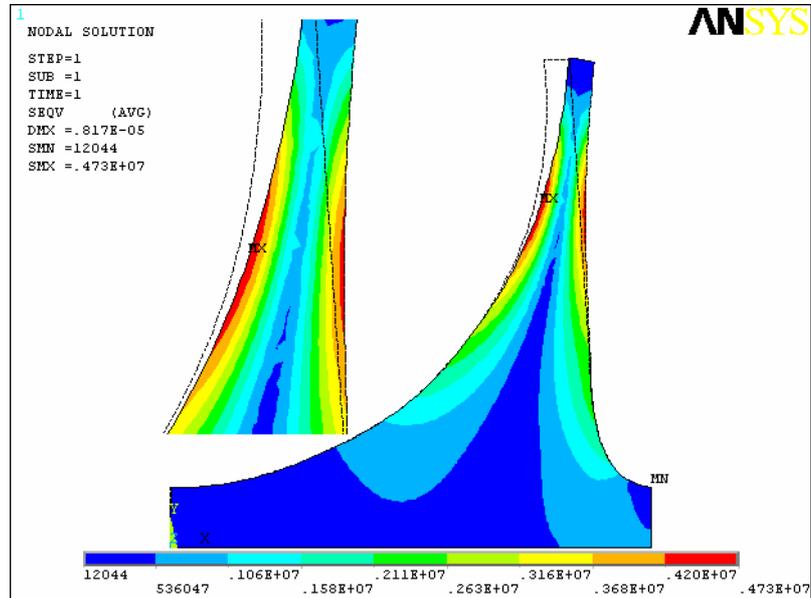


Diseño de los Autores

Sucede lo mismo que con el anterior modelo, el vector mostrado sobre la superficie representa la presión sobre el centro de presiones; Ansys nos permite fijar un perfil de presiones sobre una superficie, indicándole que en un lado sea un valor y en otro lado un valor mayor como es teóricamente el perfil termogasodinámico de presiones para cumplir con la relación de compresión.

En cuanto a su solución se puede analizar que en primer lugar no se traspasa el límite de fluencia que como sabemos es de 70 GPa en este modelo se determina que su mayor esfuerzo está dentro de 4.73 MPa es aún más bajo que el del alabe y es lógico ya que la sección es mucho más gruesa.

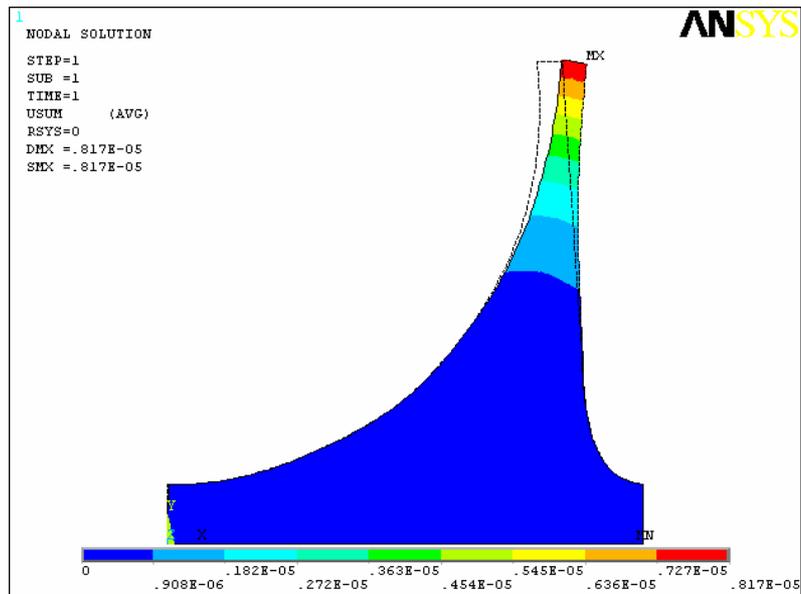
Figura 4-33. Esfuerzos del Disco



Diseño de los Autores

En cuanto a su deformación la solución arroja que el desplazamiento es moderado sin embargo es de cuidado para su rozamiento con el difusor. Su desplazamiento máximo es de  $0.817 \cdot 10^{-5}$  m.

Figura 4-34. Desplazamiento del disco

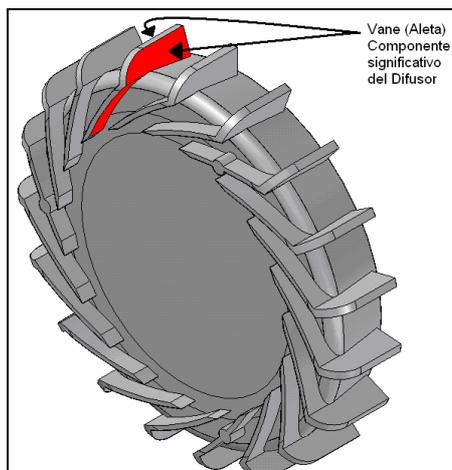


Diseño de los Autores

#### 4.4.2 Difusor

Para este componente por su difícil geometría se simplificó el modelo a trabajar el elemento más significativo el cual es propiamente la aleta que dirige el aire hacia la cámara de combustión. Por tanto se analizó la aleta y se determinó como el componente significativo del difusor.

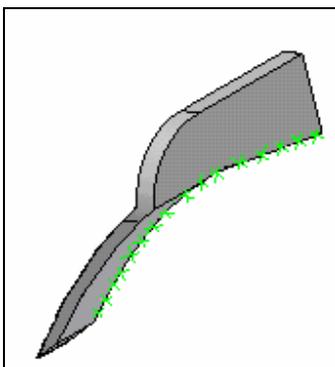
Figura 4-35. Componente significativo del difusor



Diseño de los Autores

Este componente se ubica espacialmente empotrándolo sobre su sección inferior, para así finalizar la primera fase de la definición de geometría y puntos nodales.

Figura 4-36. Elemento significativo del Difusor

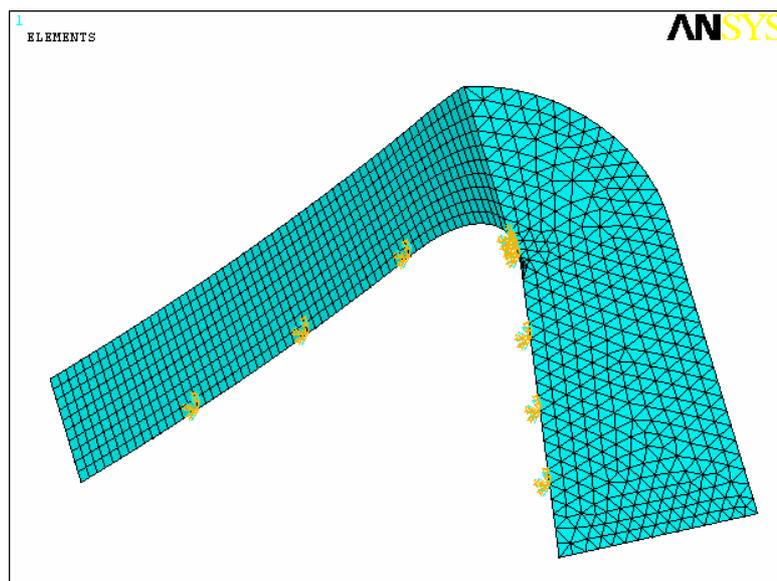


Diseño de los Autores

Ahora podemos observar su modelamiento en Ansys en el cual se maneja otro tipo de elemento finito el cual es Sheel 63, este tipo de elemento nos permite trabajar el componente con un enmallado triangular y cuadrado, la importancia de este elemento es que nos permite trabajar el modelo como una lamina de un espesor determinado. Sin embargo no lo representa como un sólido sino como una lamina pero para sus cálculos matriciales lo trabaja como una lamina. Ver anexo D

Este componente a diferencia que los dos modelos del compresor por su configuración geométrica y tipo de elemento finito se analizo en tres dimensiones mientras que los anteriores se analizaron en dos dimensiones.

Figura 4-37. Geometría del Difusor



Diseño de los Autores

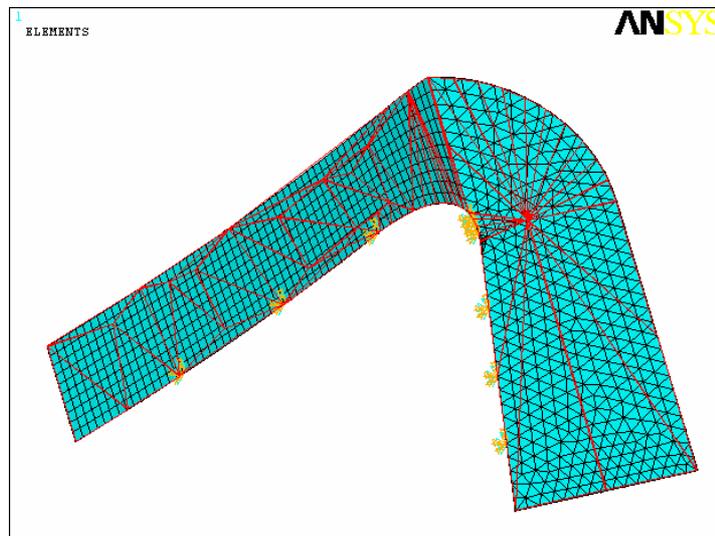
Entonces se puede analizar que este tipo de elemento finito es adecuado ya que maneja elementos cuadrados y triangulares, y así se pudo determinar que el lado que viene del compresor que es una sección recta simplificada se analizaría con elementos cuadrados y la zona que es propiamente el difusor se analizo con

elementos triangulares y así lograr una unión adecuada de los elementos. Como se puede ver su empotre es en toda la parte inferior del componente el cual es la sección que esta unida al cuerpo central del difusor.

En la definición de las propiedades del material de la ardua recopilación de información que el material con el que fue diseñado es aluminio 1100 y las propiedades las podemos ver en la tabla 8-2.

Ahora bien para definir las condiciones de contorno analizamos y el modelo se trabaja por presión aplicada sobre las superficies que se observan en la figura 4-31 pero nada mas trasladado al elemento significativo y simplificado como se muestra en la siguiente figura, con un valor nominal de presión de 1.6 Bar.

Figura 4-38. Condiciones de Contorno



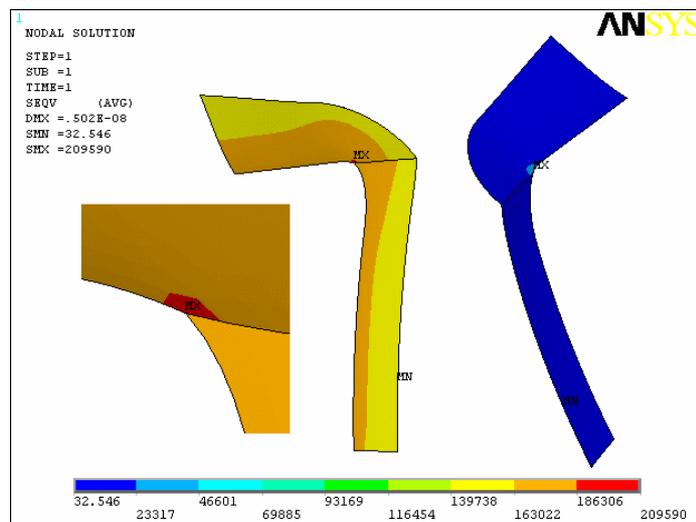
Diseño de los Autores

Como podemos ver se aplica un perfil de presión sobre toda la superficie que se ve con líneas, en este tipo de elemento finito no sucede lo mismo de representar

con un vector la presión distribuida, sino que la representa y la aplica sobre la superficie.

Ahora su solución después de haber tenido arduos inconvenientes con la configuración del componente por su complicada geometría se logro tener resultados acordes con la operación. Se puede observar en la siguiente figura que el mayor esfuerzo es 209.59 KPa el cual no pasa el limite de fluencia de 70 GPa, el cual se da en el lado posterior ya que por un lado sufre tensión y por el otro compresión sin embargo al realizar una revolución del componente para multiplicar por el numero de vanes que hay en el difusor se contrarresta este y el material por todos sus lados sufrirá compresión. Este esfuerzo máximo se da en el quiebre el cual por teoría sabemos que es un concentrador de esfuerzos.

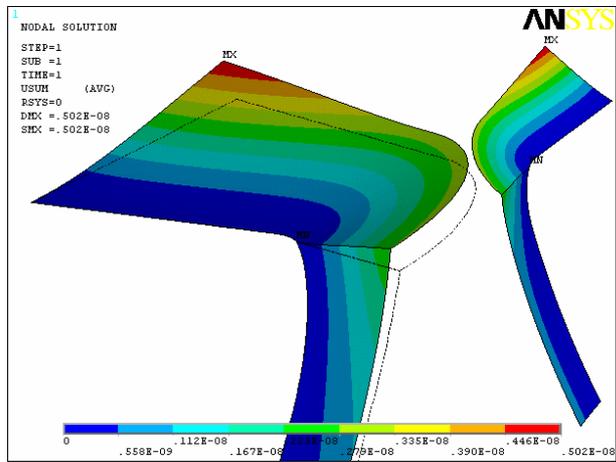
Figura 4-39. Esfuerzos en el difusor



Diseño de los Autores

En cuanto a su desplazamiento observamos que el componente tiene una deformación máxima de  $0.502 \times 10^{-8}$  m la cual es muy pequeña pero en la figura se ve un gran desplazamiento; cabe resaltar que Ansys como programa de FEA nos exagera las deformaciones para poder captar el concepto.

Figura 4-40. Desplazamiento del Difusor



Diseño de los Autores

La deformación máxima se tiene en el lessvane diffuser el la esquina del vane donde tiene menos influencia de las restricciones del elemento en el componente del cuerpo central.

## 5 ANALISIS DE LA ZONA CALIENTE C1

### 5.1 ANÁLISIS CUALITATIVO

La combustión es un proceso de oxidación rápida o quema de una sustancia con evolución simultánea de calor y, por lo general, luz. En el caso de combustibles comunes, el proceso es una de combinación química con el oxígeno atmosférico para producir productos principales como el dióxido de carbono, el monóxido de carbono, y el agua, juntos con productos como el dióxido de azufre que puede ser generado por los componentes menores del combustible.

El término de combustión, sin embargo, también abraza la oxidación en el amplio sentido químico, y el agente que se oxida puede ser el ácido nítrico, ciertos percloratos, o hasta el cloro o el flúor.

#### 5.1.1 La liberación de Energía

La Mayor parte combustión procesa la energía de liberación, o el calor, para la producción de poder, para el empleo en procesos industriales, y para la calefacción doméstica y la iluminación. La combustión es también el medio de producir un producto oxidado deseado, como en la quema de azufre para producir el dióxido de azufre y en última instancia ácido sulfúrico. Además, esto es un método para la eliminación de desechos. La energía liberada por la combustión causa una subida de temperatura de los productos de combustión. La temperatura lograda depende de la tarifa de liberación y la disipación de la energía y la cantidad de productos de combustión. El aire es la fuente más barata de oxígeno, pero el peso del nitrógeno es tres cuartas partes del aire, se hace el componente principal de los productos de combustión, y la subida de la temperatura es considerablemente menos que si el oxígeno puro hubiera sido usado.

Teóricamente, en cualquier combustión, una proporción mínima de aire para repostar es requerida para la combustión completa.

La combustión, sin embargo, puede ser hecha completa más fácilmente, y maximizar la energía liberada, aumentando la cantidad de aire. Un exceso de aire, sin embargo, reduce la temperatura última de los productos y la cantidad de la energía liberada. Por lo tanto, una proporción de aire-combustible óptima casi siempre puede ser determinada, según la tarifa y grado(ampliada) de combustión y la temperatura final deseada. El aire con el contenido de oxígeno enriquecido o el oxígeno puro, como en el caso de la antorcha de oxiacetileno, puede ser usado para producir temperaturas altas (visto el Acetileno). La tarifa de combustión puede ser aumentada finamente dividiendo el combustible para aumentar su área de la superficie y de ahí su tarifa de reacción, y por mezclándolo con el aire para proporcionar la cantidad necesaria de oxígeno al combustible. Si la energía es liberada sumamente rápido, como en el caso de cohetes, el oxidante puede ser incorporado directamente en el combustible durante la fabricación del combustible.

#### 5.1.2 La combustión en el papel de la producción de energía.

Mucho esfuerzo de investigación es dedicada al encuentro de modos de quemar combustibles de manera más eficiente. Los investigadores también procuran reducir los agentes contaminadores liberados por la combustión, ya que estos productos contribuyen enormemente a problemas ambientales como la lluvia Ácida. Los científicos en los laboratorios de combustión emplearon sofisticadas sondas de láser para estudiar calderas y sistemas de motor en la operación, para descubrir los sitios de desechos de combustible y mejorar el diseño de estos sistemas quemando combustible. También pueden usar láser para sondear los secretos químicos de las llamas, y para entender mejor los caminos (maneras) y los empleos de fuego.

En las últimas décadas la generación de nuevas fuentes de poder han sido establecidas enfocándose en la utilización de turbojets. Esta posición dominante ha sido cogida para impresionantes avances en la tecnología de turbinas a gas y por la disponibilidad de los hidrocarburos. Probablemente en un futuro cercano la tecnología de turbinas a gas impondrá una posición fuerte en el sector de generación de energía, pero no necesariamente con un incremento del consumo de hidrocarburos.

El sistema de combustión diseñado puede ser ofendido prematuramente al intentar modificar el uso de combustible jet a1 por hidrógeno como combustible, porque las características principales como la velocidad de combustión, el rango de flamabilidad, el alto valor calorífico por unidad de peso y su alta estabilidad de llama son unas fuertes diferencias con los hidrocarburos.

### 5.1.3 Parámetros para el diseño de la cámara de combustión

La cámara de combustión consta de un tubo de llama, inyectores y bujías contando también con la carcaza y el protector del eje. Para diseñar una cámara de combustión es necesario tener en cuenta:

- Estabilidad de la combustión sin fallo
- El volumen mínimo es la cantidad de calor de combustible sobre el volumen de cámara de combustible por la presión.
- Buena refrigeración y mínimas pérdidas de calor para que así la llama no llegue a la turbina.

- La temperatura que sale de la cámara de combustión debe ser uniforme a la entrada de la turbina.
- Mínimas pérdidas de presión por obstáculos.
- Seguridad de la mezcla y componentes.
- Fácil acceso a los componentes y organización del proceso de combustión.

#### 5.1.4 Trabajo de la cámara de combustión

El trabajo de la cámara de combustión se da en diferentes procesos:

- Pulverización del combustible
- Vaporización del combustible
- Mezcla de los vapores del combustible con aire
- Inflamación y combustión de la mezcla
- Mezcla de los productos de la combustión con el aire terciario

Todo lo anterior ocurre simultáneamente y en algunos casos superpuestas.

De lo anterior se trata de analizar que cargas se producen por el trabajo realizado por la cámara de combustión y así evaluar su diseño. Tenemos en cuenta que esta cámara de combustión es anular y usa un vaporizador para inyectar, vaporizar y después quemar el combustible, este se calienta con gas hasta una temperatura determinada y después se inyecta el combustible Jet A-1 para iniciar la combustión, el medio de turbulencia es dado por el flame holder (ver análisis esquemático) la dirección de la tapa frontal y el vaporizador.

### 5.1.5 Diseño actual de la cámara de combustión

La cámara de combustión es un componente del motor en el cual ingresa el aire comprimido a una presión determinada y a una velocidad de la corriente relativamente pequeña, al cual se añade combustible que se quema en forma ininterrumpida. Los gases producto de la combustión salen de la cámara a una determinada temperatura y velocidad elevadas, los cuales tienen una energía cinética y térmica, que son más adelante utilizadas para mover la turbina (Compresor) y a su vez proveer un chorro de empuje, convirtiendo parte de la energía térmica y cinética en mecánica y potencial.

El aire entra en la cámara de combustión a través de un difusor con P2 (presión), T2 (temperatura) y C2 (velocidad) determinadas, que por medio de la combustión y aceleración del gas se obtienen unos parámetros P3, T3 y C3.

Tabla No 5-1. Parámetros de presión, densidad y Temperatura en la turbina de la microturbina

<b>PARAMETROS</b>	<b>2</b>	<b>3</b>
PRESION (Bar)	1,6	1,52
TEMPERATURA (K)	314,23	1000

Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura.

#### 5.1.5.1 Diseño real

##### 5.1.5.1.1 Flame tube

La cámara de combustión es de tipo anular de flujo reverso la cual tiene la mejor distribución de temperatura y además es de bajo peso. El dispositivo de admisión anular con estabilizador cónico de la llama es un poco menos eficaz que otros

dispositivos para la formación de la mezcla pero las fuerzas hidráulicas son menores. El estabilizador da los vórtices necesarios para el flujo turbulento y también se logra una velocidad menor de la corriente.

El proceso de combustión es la reacción química de oxidación de carbono e hidrogeno y la descomposición de moléculas complejas acompañados de efectos térmicos por tanto es necesario para obtener una buena combustión tener en cuenta la composición del combustible para así tener el suficiente poder calorífico el cual es la cantidad de calor soltado con combustión completa y enfriamiento de componentes hasta una temperatura inicial.

Para lo cual este termino juega un papel importante en la cantidad necesaria de aire para una unidad de combustible en la que denomina el Coeficiente de exceso de aire que idealmente debe ser de 1,  $\alpha < 1$  hay exceso de combustible (rica)  $\alpha > 1$  mezcla pobre; que significa que la cantidad teórica de aire debe ser igual a la real y la cantidad de exceso de aire real del motor es de 15 : 1 y la teórica es de 14.7 para la cual el coeficiente de exceso de aire ( $\alpha$ ) es de 1.02<sup>8</sup>.

Apartándonos de la teoría en la siguiente figura nos podemos dar cuenta que la cámara de combustión en los que tiene que ver con el flame tube o tubo de llama fue construido en dos componentes; un cilindro exterior y un cilindro interior acoplados por soldadura en la figura No 5-1 observamos el cilindro exterior y en la figura No 5-2 el cilindro interior.

---

<sup>8</sup> Escobar Garzon, Arnold. Metodología de Diseño para turborreactores de bajo flujo masico, Bogota, Colombia. 2005.

Figura 5-1. Cilindro exterior del flame tube



Archivo fotográfico de la primera investigación

Figura 5-2. Cilindro interior del flame tube



Archivo fotográfico de la primera investigación

En la figura No 5-3 se puede observar la construcción o ensamblaje de la cámara de combustión, como se menciono anteriormente ver ésta fue elaborada en dos componentes principales como lo son el cilindro exterior y el cilindro interno con la tapa frontal los acoples fueron realizados con soldadura TIG la cual muestra grandes cualidades en piezas que sufren esfuerzos grandes.

Figura 5-3. Ensamble del flame tube



Archivo fotográfico de la primera investigación

Después de haber soldado cuidadosamente los integrantes de la primera investigación obtuvieron una cámara de combustión anular de flujo reverso, como se puede observar, en las siguientes dos figuras (figura 5-4 y figura 5-5), la parte trasera del flame tube Figura 5-4 en donde se encuentran los orificios por donde están ensamblados internamente los vaporizadores (los huecos mas pequeños sin troquelar) y por donde además se acoplan los inyectores y los otros orificios para contribuir al proceso de dilución.

En esta figura nos podemos dar cuenta de la presencia del cilindro interno y al fondo los vaporizadores.

Figura 5-4. Conjunto del flame tube.



Archivo fotográfico de la primera investigación

En la figura 5-5 observamos la parte delantera del flame tube y se percibe el flame holder, que como nos podemos dar cuenta esta parte no cuenta con ningún tipo de orificios ya que este dispositivo nos ayuda a disminuir aun mas la velocidad del flujo y ha crear el flujo turbulento para después acelerar los gases producto de la combustión.

Figura 5-5. Sección delantera del flame tube (flame holder)



Archivo fotográfico de la primera investigación

- Longitud de la cámara

La longitud de la cámara es inversamente proporcional a la presión y a la raíz cuadrada de la temperatura. De la primera investigación de la microturbina para determinar esta longitud realizaron un triángulo de semejanzas con otra cámara de parámetro parecidos de lo cual resulto una longitud de  $L = 0.09 \text{ m}$  y un diámetro, que según la experiencia se mantiene la misma relación longitud – diámetro por tanto este es  $D_e = 0.128 \text{ m}^9$ .

- Orificios

Para la mezcla de flujo con el combustible es necesario de orificios que guíen el aire necesario para la unidad de combustible de lo cual depende la configuración gasodinamica para los dispositivos de admisión. El flujo es dividido en tres secciones: el aire primario es aquel que hace que el combustible se pulverice por el inyector o vaporizador, el aire secundario es aquel que en la zona de combustión forma la mezcla aire/combustible, inflamando la mezcla y formando la ignición, estos dos flujos hacen parte de la zona de combustión. En la zona de

---

<sup>9</sup> Escobar Garzon, Arnold. Metodología de Diseño para turborreactores de bajo flujo masico, Bogota, Colombia. 2005.

mezcla esta el aire terciario, en el cual se hace la dilución y se dimensionan estos orificios. La configuración Gasodinámica depende de la forma y colocación de los dispositivos de admisión del aire primario y secundario ya que estos dos estabilizan el frente de llama.

Su dimensionamiento y forma son experimentales en función de la mezcla óptima del aire con los productos de la combustión, con pérdidas hidráulicas mínimas, este aire junto con el secundario refrigeran el tubo de llama y se hacen con el fin de formar una capa. En este caso se usó un factor de escala que permite determinar la cantidad y tamaño de los orificios.

De esto resulta que el área para el flujo primario (zona de combustión) es igual a  $0.0072 \text{ m}^2$  y para el flujo secundario (zona de mezcla) es de  $0.0019 \text{ m}^2$  <sup>10</sup>.

Figura 5-6. Flame Tube



Archivo fotográfico de la primera investigación

- Sistema de inyección de combustible

En la mayoría de microturbinas se usan vaporizadores para la inyección de combustible y en este caso también se usaron, este sistema de vaporización consiste de unos vaporizadores y de unos inyectores, los vaporizadores son una parte del flame tube el cual esta ensamblado con soldadura a la parte trasera del

flame tube y dejan unos orificios por donde entran libremente los inyectores por donde es transportado el combustible.

Figura 5-7. Inyectores de Combustible



Archivo fotográfico de la primera investigación

Para tener un adecuado proceso de combustión, los vaporizadores se calientan hasta una temperatura determinada de aproximadamente  $400^{\circ}\text{K}$  para vaporizar el combustible y después atomizarlo con el aire primario, formando un flujo turbulento y vaporizándose las gotas de combustible antes de llegar al frente de llama. Este sistema de vaporización es bueno ya que hay mayor temperatura en la zona de permanencia de las gotas antes de la llama lo que proporciona una por la dirección del gas una combustión completa. En las siguientes figuras (5-8 y 5-10) observamos los vaporizadores ensamblados en la pared trasera del flame tube del conjunto del cilindro exterior.

Figura 5-8. Vaporizadores



Archivo fotográfico de la primera investigación

---

<sup>10</sup> Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura. Noviembre, 2004

Por medio de los vaporizadores y la forma de acople de los inyectores se logra una turbulencia determinada, entre mas turbulencia halla habrá mas velocidad de combustión por el intercambio turbulento de calor, esta velocidad de propagación depende del coeficiente de exceso. Si este es diferente de 1 la temperatura de los productos se reduce mucho y por esto no habría ignición. Y para obtener una combustión apropiada la velocidad de propagación debe ser igual a la velocidad de la corriente proveniente del compresor. En al figura No 5-8 podemos observar el ensamble del flame tube con los inyectores los cuales entran en el minúsculo cilindro de los vaporizadores.

Figura 5-9. Ensamble de Inyectores, vaporizadores y Flame Tube

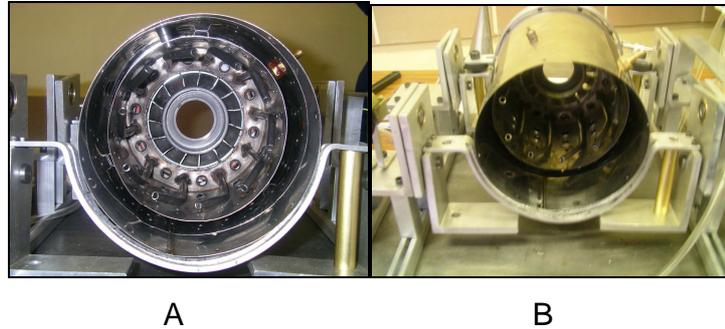


Archivo fotográfico de la primera investigación

#### 5.1.5.1.2 Cubierta o envelope

Este es un componente muy importante en el motor ya que este permite que no hallan fugas y por tanto se pierda el trabajo total realizado por el motor, también soporta la presión contenida en la cámara de combustión y soporta altas temperatura a este componente se le conoce como envelope o outer wall. Este fue construido con una lamina de acero AISI 304 de grosor de 0.5 mm. En la figura 5-10 la podemos observar e identificar como el cilindro mas grande, en la sección a nos podemos dar cuanta que es quien cubre todo el motor y tiene que tener buena estabilidad porque soporta la presión en la cámara de combustión.

Figura 5-10. Configuración del sistema de inyección



Archivo fotográfico de la primera investigación

Realmente a este componente muchas veces no se le presta la real atención que merece por tanto es de vital importancia tenerlo en cuenta por que de lo contrario sufriríamos perdidas trascendentales y además podría producirse una explosión en al medida en que el material no soporte la presión es decir que el cambio de presión de operación sea mayor que el que soporta el material.

#### 5.1.5.1.3 Protector del Eje o Inner Wall

Este componente al igual que la cubierta o envelope es importante por lo mismo, ya que además de contener la presión pero interna para que no afecte al eje, también protege a este de las llamas y calor excesivo por la combustión protegiendo a el eje a que no se dilate de forma excesiva y no sobrecarga en el una presión.

Figura 5-11. Inner Wall



Archivo fotográfico de la primera investigación

Sin embargo es componente soporta mínimos cambios de presión ya que la presión interna en la cámara del eje es la misma que en la cámara de combustión pero la cámara interna posee atomización de lubricante, esto por medio de un inyector de lubricante pero que al cual también le siguen partículas de aire. Esta al igual que el difusor del motor esta construido en aluminio 1100.

#### 5.1.5.1.4 Materiales utilizados

Es necesario tener en cuenta el tipo de materiales a utilizar ya que la temperatura de los componentes depende del estado inicial de la mezcla, Nivel de pérdidas térmicas y el coeficiente de exceso. La temperatura máxima de los productos se logra cuando el coeficiente de exceso es 1, si el coeficiente de exceso disminuye la temperatura de los productos de la combustión también se reduce por tanto la temperatura soportada por la cámara también disminuye desarrollando una combustión incompleta.

Para los vaporizadores al igual que para la cámara de combustión son en acero inoxidable formando un solo anillo del cual se desprenden diez inyectores uniformemente distribuidos, para la cámara de combustión se emplearon aceros inoxidables sustituidos a partir de aleaciones de níquel.

Este material, con el cual están fabricados los anteriores componentes, tiene las siguientes características mecánicas:

Tabla No 5-2. Propiedades del AISI 304

<b>ACERO INOXDIBLE 304</b>	
<b>PROPIEDAD</b>	<b>VALOR</b>
MODULO DE ELASTICIDAD	187.5 GPa
DENSIDAD	8.027 g/cm <sup>3</sup>
COEFICIENTE DE EXPANSION TERMICA	18.5 * 10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>
COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD TERMICA	16.3 W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
RELACION DE POISSON	0.3

<http://www.goodfellow.com/>

Este material tiene buena resistencia a la corrosión en atmósferas industriales y salinas. Resiste a casi todos los agentes de corrosión, se suelda fácilmente y se puede soldar con metales no ferrosos, no obstante las zonas recalentadas deben ser sometidas a un hipertiempo. Un efecto negativo es que tiene una maquinabilidad regular. El uso de este material en este tipo de aplicaciones es bueno ya que es un material para atmósferas agresivas como lo es la exposición del material a altas temperaturas y además un ambiente con combustible Jet A-1 y gas propano.

Tabla No 5-3. Propiedades Al 1100

<b>ALUMINIO 1100</b>	
<b>PROPIEDAD</b>	<b>VALOR</b>
MODULO DE ELASTICIDAD	70 GPa
DENSIDAD	2.71 g/cm <sup>3</sup>
COEFICIENTE DE EXPANSION TERMICA	23.6 * 10 <sup>-6</sup> °F <sup>-1</sup>
RELACION DE POISSON	0.32
COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD TERMICA	16.3 W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>

<http://www.goodfellow.com/>

Esta aleación es aluminio puro comercial con excelentes características de conformabilidad. Usado comúnmente en canastillas, recipientes de almacenamiento, intercambiadores de calor de aletas, diales y marquillas, utensilios de cocina, piezas decorativas, remaches, reflectores, y en trabajo de lámina.

Esta aleación tiene una muy buena maquinabilidad. Se obtienen los mejores resultados cuando el mecanizado se realiza con la aleación endurecida. Se usan preferiblemente herramientas de carburo, pero también pueden usarse herramientas de acero rápido.

#### 5.1.5.2 Diseño Virtual

Ahora bien apartándonos del diseño con figuras reales de la microturbina nos centraremos al diseño virtual describiendo con mas detalle y específicamente cada componente de estudio con las fuerzas que actúan en el.

Como se menciono anteriormente la cámara de combustión de este motor es una cámara anular de flujo reverso, ya que este tipo de configuración, haciendo énfasis al compresor centrífugo necesita de una cámara de combustión de flujo reverso. Este tipo de cámara tiene una muy buena distribución de temperatura y además es de muy bajo peso, sus perdidas hidráulicas son bastante altas. El sistema de inyección de combustible que es llamado vaporización es bueno a altas temperaturas por tanto tiene un buen comportamiento en este motor por que la temperatura que se maneja esta entre 400°F y 1000° F<sup>11</sup>.

---

<sup>11</sup> Escobar Garzon, Arnold. Metodología de Diseño para turborreactores de bajo flujo masico, Bogota, Colombia. 2005.

Para este análisis es necesario tener en cuenta los siguientes parámetros de operación del motor además de los ya antes nombrados:

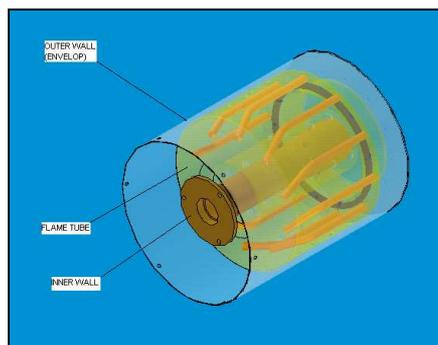
Tabla No 5-4. Parámetros de operación del motor

Relación de Compresión $\pi_c$	1.6
Flujo másico	0.16 Kg/s
Velocidad angular	80000 RPM
Caudal	0.098 m <sup>3</sup> /s

Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

Como se menciona el análisis estructural del motor esta dividido en tres partes, en esta sección se analizara la parte de la sección caliente C1, esta parte comprende el Casing o carcaza del motor que en nuestro lenguaje le llamaremos outer wall, la cámara de combustión o Flame tube y el protector del eje o mejor llamado inner wall. A continuación se muestra el modelo virtual de este conjunto.

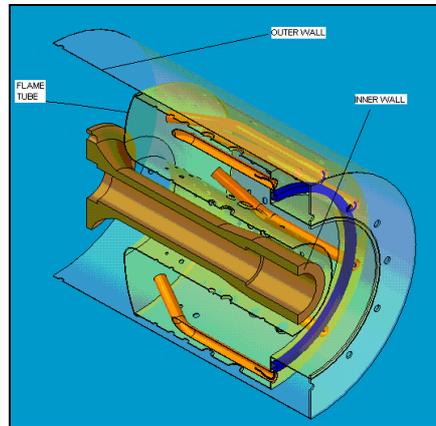
Figura 5-12. Componentes de la Zona Caliente C1



Diseño de los autores

Para facilitar el entendimiento de la configuración y de los componentes a estudiar de esta sección C1 se muestra la siguientes figura como un corte longitudinal del motor donde se puede ver con mas detalle cada sección.

Figura 5-13. Corte de la Sección C1



Diseño de los autores

En la anterior figura se observan tres componentes con su respectivo nombre los cuales son los que se analizan; los otros que aparecen de color azul y naranja son los inyectores y vaporizadores respectivamente, que no son tenidos en cuenta en este análisis ya que no constituyen un elemento significativo estructuralmente. Por tanto nos centramos en el outer wall, flame tube e inner wall.

El flame tube, El outer wall y el inner wall de la microturbina están construidos en acero inoxidable 304 con un grosor de lamina ( $\delta$ ) de 0.5 mm, exceptuando al Inner wall el cual tiene un espesor de 4.61 mm aproximadamente en su sección mas larga<sup>12</sup>. En este análisis se evaluarán las tres piezas antes mencionadas sin contar con los vaporizadores ni los inyectores.

Para el análisis estructural de estos tres componentes se identifican diferentes tipos de fuerzas actuando en la zona caliente C1 como lo son:

---

<sup>12</sup> Diseño de una Microturbina, Universidad de San buenaventura. Noviembre, 2004

- Estáticas:

Debido al gas

$\sigma_{\text{BEND}}$

$T_{\text{TORSION}}$

Debido a la temperatura

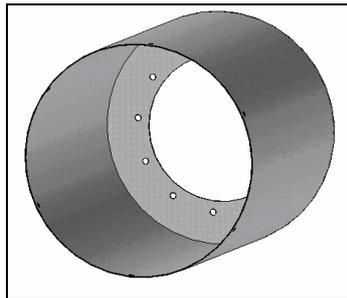
- Dinámicas

Debido a la vibración

A continuación se describirá cada componente en detalle desde la perspectiva virtual:

#### 5.1.5.2.1 Outer Wall o Envelop

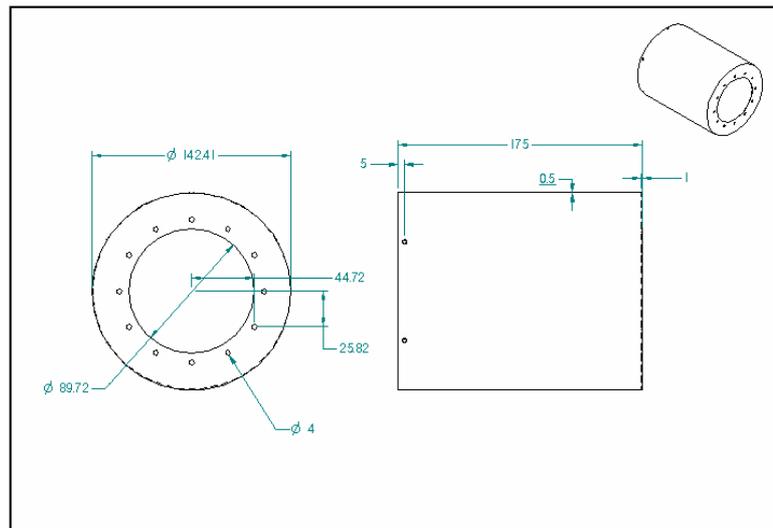
Figura 5-14. Envelope



Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

Este componente es una lamina de acero inoxidable 304 el cual soporta cargas por cambios de presión y sufre deformaciones térmicas debido a su exposición en los gases calientes de la zona C1; el grosor de esta lamina es de 0.5 mm<sup>13</sup>.

Figura 5-15. Dimensiones del Envelope



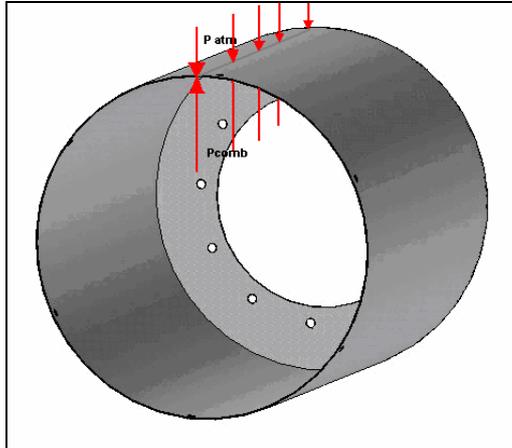
Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

Este envelope o cubierta (outer wall) esta soportando fuerzas por el delta de presión al cual esta expuesta por la diferencia de presiones entre el ambiente en el que el motor opera y la presión de la cámara de combustión en este proceso, que aproximadamente es de 1 bar (100 kilo Pascales). También esta soportando las deformaciones térmicas que son causadas a la causa anterior pero como mas adelante veremos esta cubierta tiene una retención en todos los sentidos ya que no se puede perder la presión existente en esta zona ni tampoco tener libre expansión térmica porque se perdería la seguridad de los demás componentes.

---

<sup>13</sup> Diseño de una Microturbina, Universidad de San buenaventura. Noviembre, 2004.

Figura 5-16. Estabilidad en el Envelope

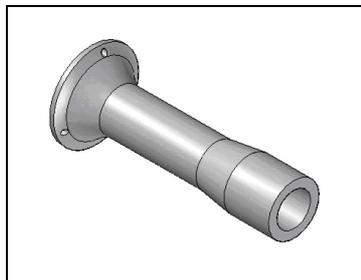


Diseño de los autores

#### 5.1.5.2.2 Inner wall

Este componente también es llamado protector del eje, que es quien protege al eje de los gases calientes generados de la combustión. Como anteriormente se dijo este es aluminio 1100<sup>14</sup> pero no es un componente en lamina si no que es un elemento trabajado y maquinado en torno, es de gran grosor y al igual que el envelope esta sufriendo dilataciones térmicas pero no esta soportando cargas por cambios de presión ya que el medio del eje tiene la misma presión que la del flame tube debido a un orificio de conexión de cámaras.

Figura 5-17. Inner Wall



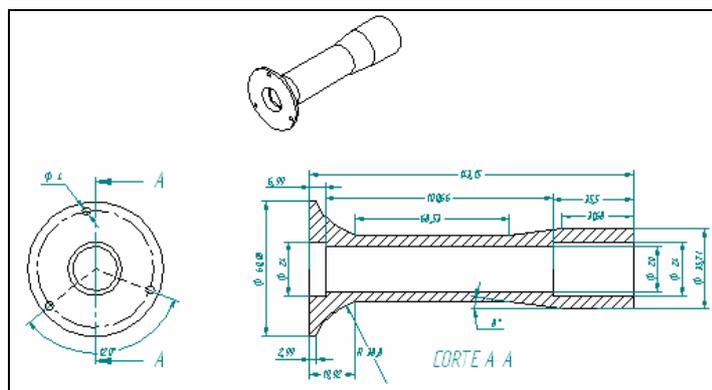
Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

---

<sup>14</sup> Diseño de una Microturbina, Universidad de San buenaventura. Noviembre, 2004.

Este componente esta expuesto a altas temperaturas y tiene una libre expansión térmica en el sentido axial ya que el acople con el estator de la turbina en la parte trasera, esta dado por un slip joint que permite que este componente se expanda libremente, sin embargo este componente en su expansión radial esta contenido por todo el ensamble.

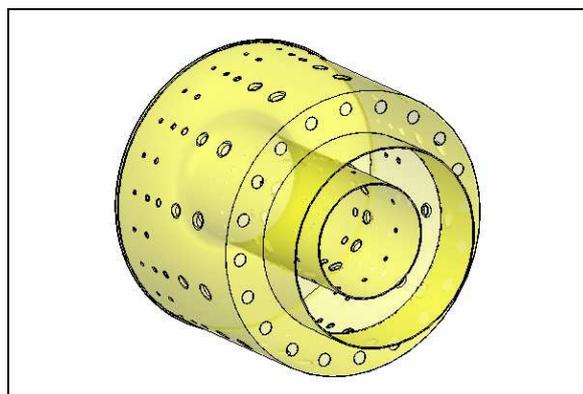
Figura 5-18. Dimensiones del Inner Wall



Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

### 5.1.5.2.3 Flame Tube

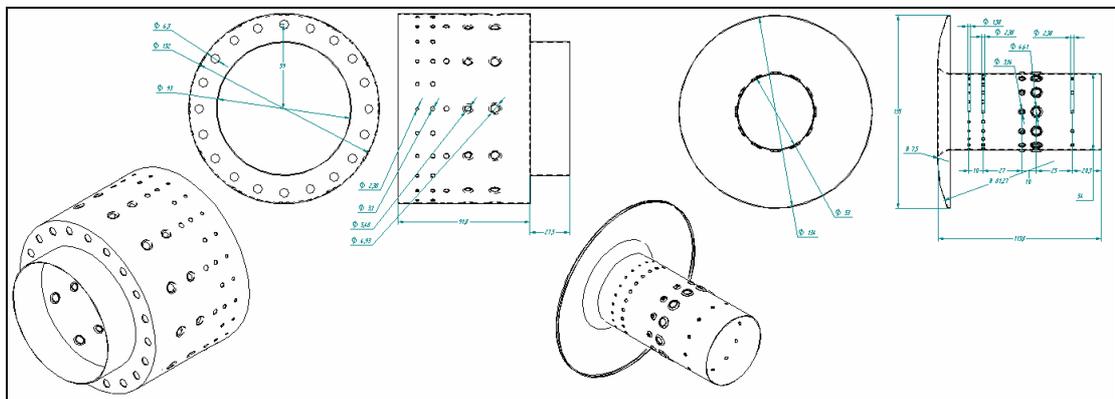
Figura 5-19. Flame Tube



Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

Este es quizá el componente de más importancia en el análisis de esta sección ya que es quien soporta lata temperatura y esta expuesto a múltiples esfuerzos por la dilatación térmica. Como se puede observar este componente no soporta presión ya que por sus orificios el flujo se dispersa y no recae esta presión sobre la cámara sino sobre el outer wall, sin embargo si soporta altas temperaturas por el proceso de combustión en aproximadamente temperaturas que por el calculo teórico se estiman en  $1000^{\circ}\text{K}$  <sup>15</sup>.

Figura 5-20. Dimensiones del flame tube



Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

Este componente tiene una unión con su soporte en el estator de la cámara de combustión que es donde se sostiene, denominada slip joint la cual permite que el flame tube se expanda libremente en la dirección axial, para mayor detalle ver análisis esquemático.

<sup>15</sup> Diseño de una Microturbina, Universidad de San buenaventura. Noviembre, 2004.

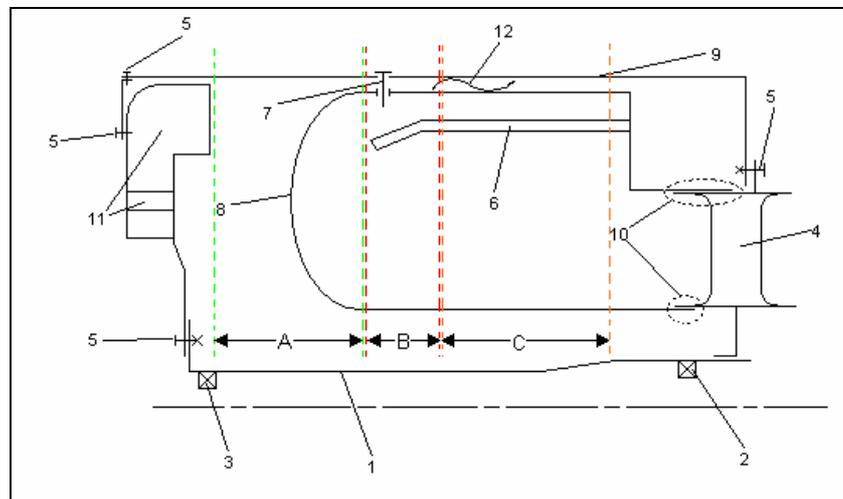
## 5.2 ANALISIS ESQUEMATICO

Ahora analizaremos la estructura de la sección C1 esquemáticamente:

### 5.2.1 Esquema de la Cámara de Combustión

#### 5.2.1.1 Esquema

Figura 5-21. Esquema Zona Caliente C1



Diseño de los autores

1. Inner wall (Protector del eje)
2. Bearing (Rodamiento 2)
3. Bearing (Rodamiento 1)
4. Stator vane (Estator)
5. Bolt (tornillo)
6. Vaporization (Vaporizador)
7. Spark plug (Vujia)
8. Flame tube (Tubo de llama)
9. Outer wall, envelop (carcaza)
10. Slip joint (Union)

11. Diffuser (difusor)

12. Securing and expansion device, Thermal Compensator (compensador térmico)

A. Diffuser Zone (Zona de difusión)

B. Burning Zone (Zona de combustión)

C. Dilution Zone (Zona de dilución)

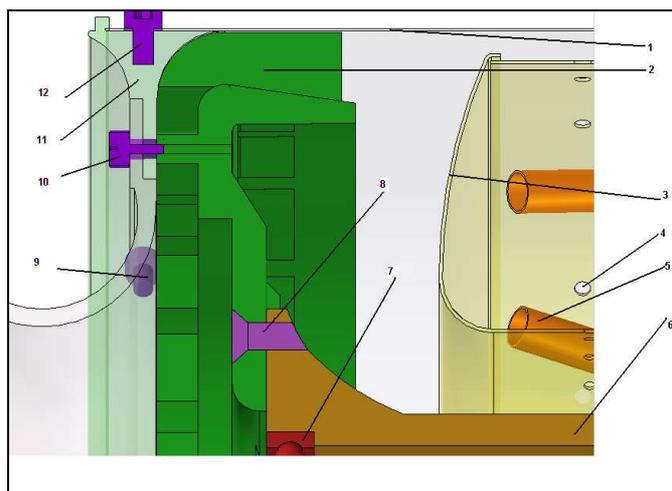
### 5.2.1.2 Tipo de Cámara de Combustión

Esta cámara de combustión es anular es de flujo reverso con sistema de inyección de combustible por vaporizadores.

### 5.2.2 Zona de Difusión

#### 5.2.2.1 Esquema del Difusor

Figura 5-22. Esquema del Difusor



Diseño de los autores

1. Envelope (Cubierta)
2. Diffuser (Difusor)
3. Flame tube (Tubo de llama)
4. Diffusion hole (Hueco para Difusión)
5. Vaporization (Vaporizador)
6. Inner Wall (Protector del eje)
7. Bearing (Rodamiento)
8. Bolt (Tornillo de aseguramiento para el Frame)
9. Bolt (tornillo)
10. Axial Pin (Pin axial)
11. Forward Cover (Tapa delantera)
12. Radial Pin (Pin Radial)

#### 5.2.2.2 Tipo de Difusor

Este difusor es un difusor cónico el cual como anteriormente se dijo disminuye la velocidad del flujo de aire y además toma parte en la acción de división del flujo de aire primario y secundario, este difusor es de Smooth Expansion y es llamado "less vane diffuser"<sup>16</sup>. Este es un componente estático el cual guía el aire del compresor a la cámara de combustión, esta a su vez conectado con el inner wall por medio del Bolt 8 para conformar el Frame del motor.

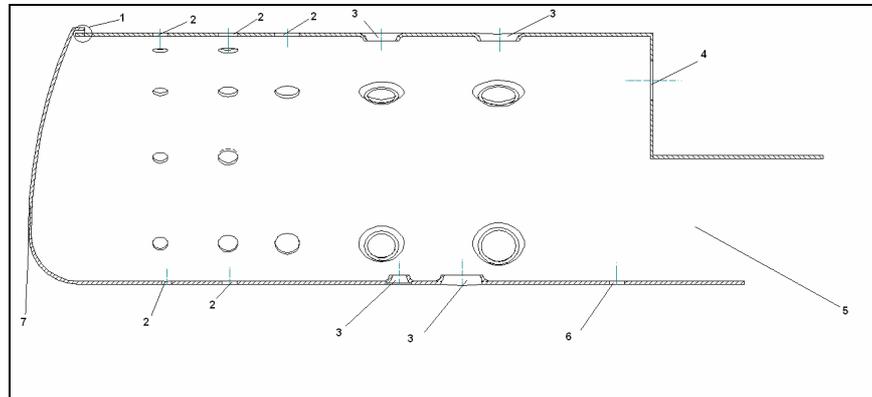
#### 5.2.3 Flame Tube

##### 5.2.3.1 Esquema del Flame Tube

---

<sup>16</sup> Construcción y Resistencia de Motores, Dr. Sergey Doroshko

Figura 5-23. Esquema del Flame tube



Diseño de los Autores

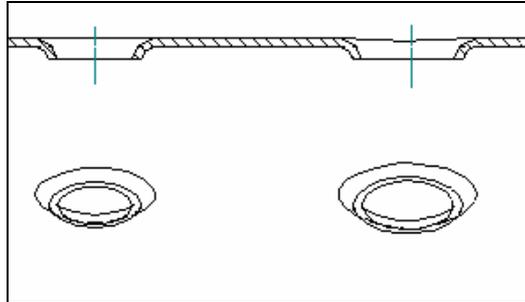
1. Manufacturer joint (Acople de fabricación del flame tube)
2. Diffusion hole (hueco para difusión)
3. hueco para dilución
4. Hole to fuel injection system (hueco para vaporizadores e inyectores)
5. Nozzle box (Campo de expulsión de gases)
6. Dilution hole (Orificio de Dilución)
7. Flame tube wall (Tubo de llama)

#### 5.2.4 Flame Holder

El flame holder es toda la parte carcasa interior de la cámara de combustión que le quita velocidad al flujo.

#### 5.2.5 Sistema de Dilución

Figura 5-24. Orificios de Dilución



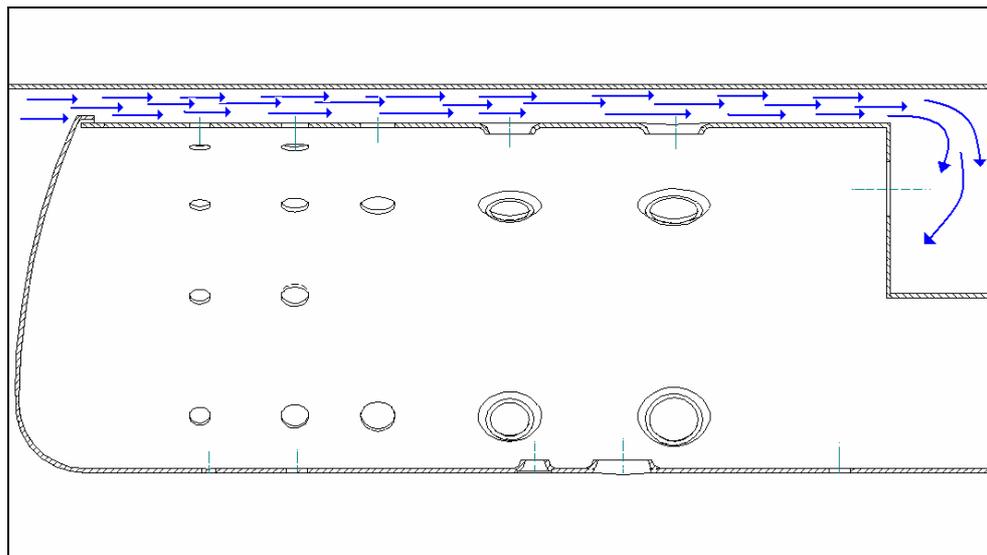
Diseño de una los Autores

El sistema de dilución esta conformado por Huecos los cuales permiten que el aire secundario entre en el flujo del flame tube específicamente a la zona de dilución y se convierta en un flujo terciario y complete el proceso de combustión del gas.

### 5.2.6 Sistema de Refrigeración (Cooling)

Al realizar un minucioso análisis resulta que esta cámara de combustión posee un método de enfriamiento no muy apropiado ya que solamente un método de convección, ya que el aire que viene del difusor (compresor) hace contacto con el flame tube.

Figura 5-25. Sistema de Refrigeración

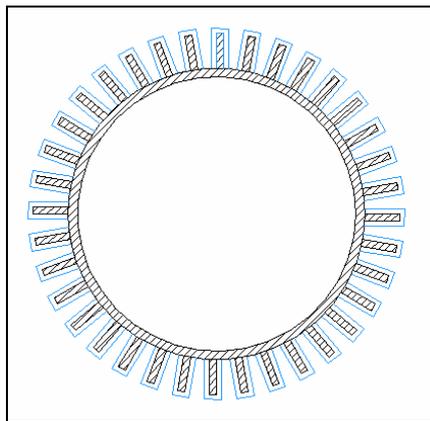


Diseño de una los Autores

Pero no posee adecuados componentes para generar un óptimo proceso de enfriamiento. Se analiza que por su proceso de construcción se tienen dos alternativas para mejorar este sistema:

El primero y de mas fácil manufactura se puede realizar un flame tube con aletas (ribs) para canalizar este aire frío y poseer mas área de contacto con el flujo secundario.

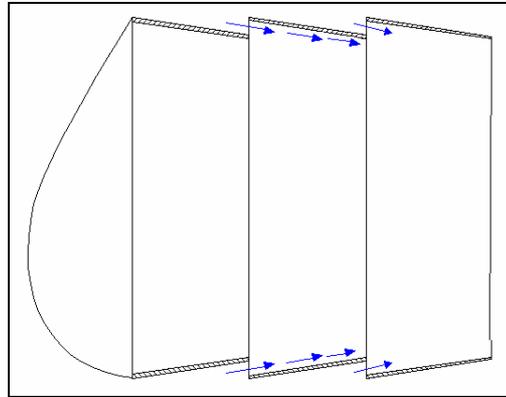
Figura 5-26. Flame Tube Ribs



Diseño de una los Autores

Otro método puede ser la construcción de la cámara por anillos para así generar por medio de huecos un método de enfriamiento de película o mejor llamado Film Cooling y a su vez construir condensadores térmicos, claro que por el tamaño de la cámara de combustión esta opción es muy complicada de fabricar.

Figura 5-27. Film Cooling

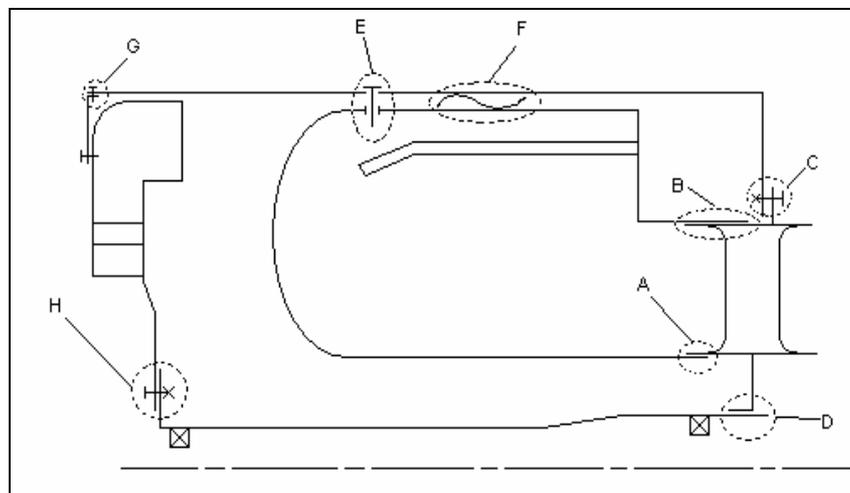


Diseño de una los Autores

### 5.2.7 Seguridad de la Cámara de Combustión

#### 5.2.7.1 Esquema de Seguridad del Flame Tube

Figura 5-28. Seguridad en el Flame Tube



Diseño de una los Autores

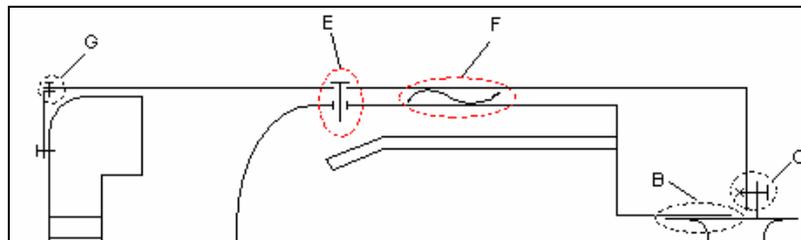
La seguridad del tubo de llama o bien llamado flame tube, en el Inner wall y en el Outer wall esta dada en tres direcciones ya que el movimiento de la cámara puede ser axial, radial y tangencial, debido a que las explosiones y aceleración de los

gases producen un choque del gas en las paredes de la cámara y en toda la sección C1 generando un movimiento en las direcciones antes mencionadas.

#### 5.2.7.1.1 Seguridad Axial:

En la dirección axial la seguridad en el Flame tube esta dada por el circulo denominado "E" el cual esta compuesto por la bujía o Spark Plug la cual impide que el tubo de llama se mueva en la dirección axial ya que esta entra en la cámara asegurándose sobre el outer wall (Ver figura 5-29), además nos proporciona seguridad la sección "F" la cual es un seguro que nos proporciona fuerza de rozamiento sobre el outer wall dando fuerza de retención en la dirección axial, sin embargo en la operación del motor esta fuente de seguridad se dilata y proporciona menos seguridad y permite mas expansión y movimiento pero nos sigue aportando una fuerza de retención no muy grande.

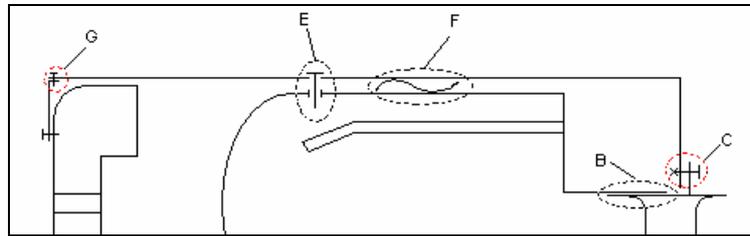
Figura 5-29. Seguridad Axial del Flame tube



Diseño de una los Autores

Retomando el análisis de retención axial seguimos con otro elemento llamado anteriormente Outer Wall o Envelope el cual esta soportando altas cargas por estabilidad ya que soporta una variación de presión de aproximadamente 0.6 Bar aproximadamente, la retención axial que tiene esta dada por el Bolt "C" en la parte trasera que es la mas importante ya que en esta parte es donde se expone a mayores cambios de presión y temperatura y por el Bolt "G" en la parte delantera.

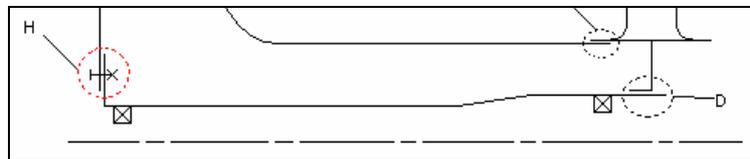
Figura 5-30. Seguridad del Envelope



Diseño de una los Autores

Otro componente para analizar en la seguridad axial es el Inner Wall el cual esta asegurado axialmente en la parte delantera bloqueando el movimiento en la dirección axial. Este componente esta soportando la presión emergente de la combustión para así proteger al eje y los componentes aledaños como lo son los rodamientos y resorte para el ajuste en la corrida del motor, por tanto para su retención contamos con el bolt “H” el cual asegura el inner wall con una parte del difusor.

Figura 5-31. Seguridad del Inner Wall

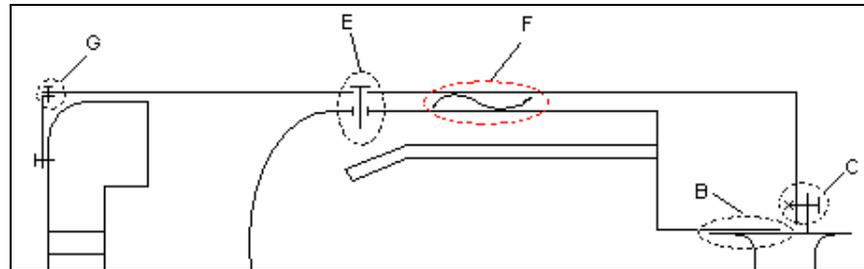


Diseño de los Autores

#### 5.2.7.1.2 Seguridad Radial:

Ahora bien dirigiéndonos a la retención en la dirección radial del flame tube esta dada por tres fuentes de retención “F” ubicadas simétricamente a 120° cada una las cuales aseguran el flame tube al el envelope en la dirección radial generando una retención antes de operar buena sin embargo en operación estas aletas en forma de resorte se dilatan y permiten un moderado movimiento amortiguado en la dirección radial.

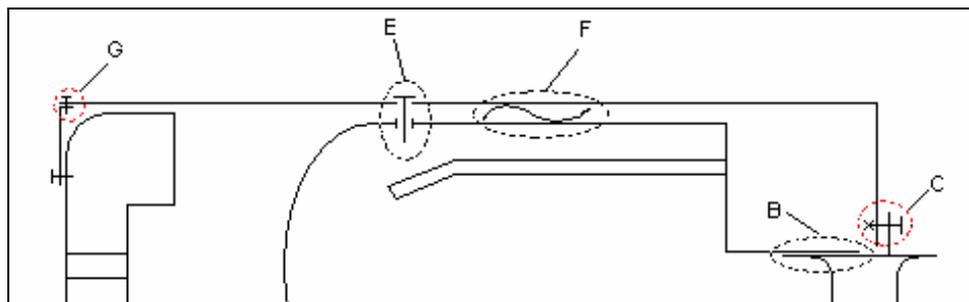
Figura 5-32. Seguridad Radial del Flame Tube



Diseño de los Autores

Hablando del Outer Wall o Envelope se analiza que es necesario que este componente tenga una seguridad radial ya que la presión que esta adentro de esta cámara es mayor que la de ambiente en aproximadamente 0.6 Bar por tanto esta presión actúa en forma conspicua sobre las paredes internas y es necesario contenerla para no crear fugas y por tanto perdidas de presión que se ven reflejadas finalmente en el empuje, por tanto esta retención esta dada por el Bolt "G" y "C".

Figura 5-33. Seguridad Radial del Envelope



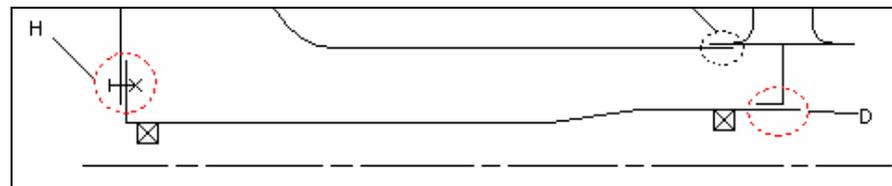
Diseño de los Autores

Ahora seguimos a analizar la retención radial del inner Wall el cual al igual que el outer Wall esta expuesto a alta presión ya que es necesario proteger al eje de elevadas temperaturas porque su maneja unas RPM elevadas alrededor de

80.000 RPM<sup>17</sup> y además para evitar fugas; la seguridad radial esta proporcionada en la sección delantera por el bolt “H” que conecta a el inner wall con el difusor y en la parte trasera con el acople “D” de este con el estator de la turbina.

Como nos pudimos dar cuenta la bujía nos aporta seguridad en dos direcciones (axial y radial) por tanto esta sometida a grandes esfuerzos y por tanto esta fabricada en materiales cerámicos los cuales permiten una gran rigidez y además poca dilatación térmica.

Figura 5-34. Seguridad Radial del Envelope



Diseño de los Autores

#### 5.2.7.1.3 Seguridad tangencial:

Refiriéndonos a la seguridad dada en la dirección tangencial que bien puede estar producida por la torsión generada por el torque dado por el movimiento producido de la conversión de energía calórica y potencial en energía mecánica para transmitirla hacia el compresor por parte de la turbina; en el caso del flame tube esta dada por el Spark Plug “E”, las fuentes de seguridad “F” que nos proporcionan una fuerza de retención moderada ya que como estos seguros están soldados con TIG<sup>18</sup> en el Flame tube cuando esta en operación están ejerciendo

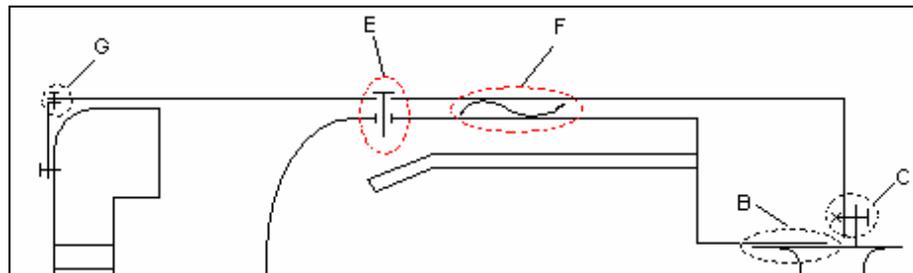
---

<sup>17</sup> Escobar, Arnold. Diseño de una Microturbina, Universidad de San buenaventura. Noviembre, 2004.

<sup>18</sup> Diseño de una Microturbina, Universidad de San buenaventura. Noviembre, 2004.

una fuerza sobre el outer wall produciendo una fuerza de resistencia al movimiento cuando el flame tube intente moverse en esta dirección.

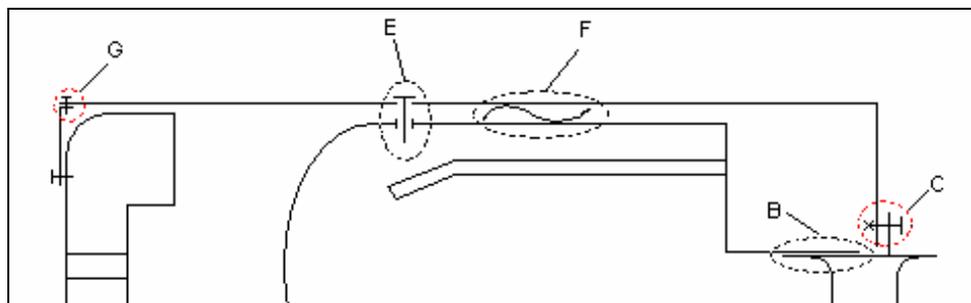
Figura 5-35. Seguridad Tangencial del Inner wall



Diseño de los Autores

En el caso del Outer Wall la retención tangencial esta dada en la parte trasera por el bolt "C" que hace el acople con el estator al igual también el bolt "G" nos proporciona retención en la parte delantera.

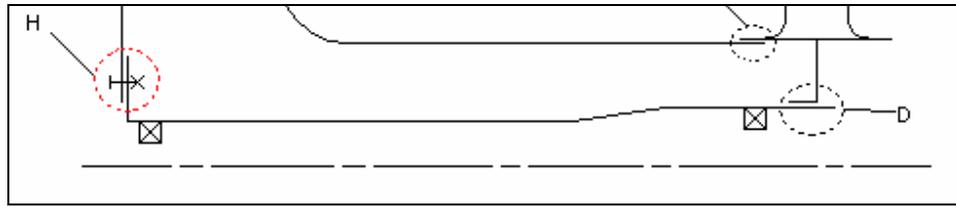
Figura 5-36. Seguridad Tangencial del Envelope



Diseño de los Autores

El componente ahora para analizar es el inner Wall o como anteriormente lo llamaron el protector del eje esta sometido a una retención tangencial en su sección delantera por parte del Bolt "H".

Figura 5-37. Seguridad Tangencial del Inner Wall



Diseño de los Autores

### 5.2.7.2 Expansión térmica

Ahora analizaremos la expansión térmica la cual es generada por la liberación de energía calorífica producto de la combustión, esta nos proporciona un aumento de temperatura en la cámara de combustión que por su composición y coeficiente de reactividad térmica se expandirá o dilatará ya que esta expuesta a una temperatura aproximada en el diseño de  $1000^{\circ} \text{K}$ <sup>19</sup>.

Al igual que la retención analizaremos la libre expansión térmica en las direcciones axial, radial y tangencial.

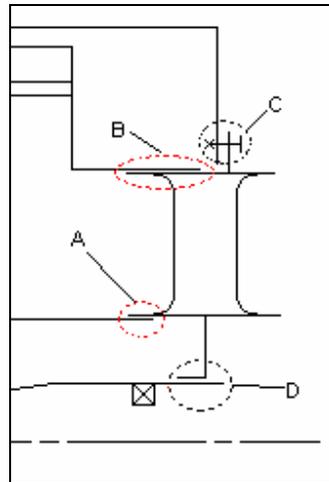
#### 5.2.7.2.1 Expansión térmica Axial:

La libre expansión térmica en la dirección axial del fuste de tubo está dada en la parte por la unión Slip Joint "B" y "A" con el estator de turbina la cual permite que la cámara se expanda en la dirección axial; más adelante se analizará y determinará esta expansión y si se mantiene la suficiente tolerancia en el diseño para que la cámara se expanda libremente.

---

<sup>19</sup> Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura. Noviembre, 2004.

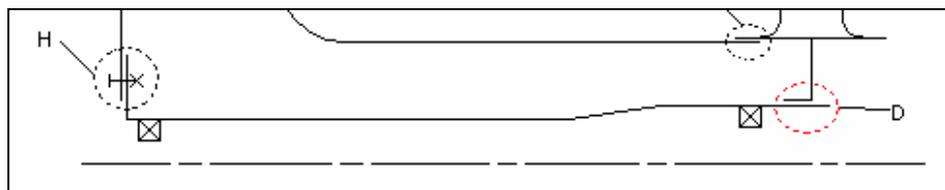
Figura 5-38. Expansión Térmica Axial del Flame Tube



Diseño de los Autores

Ahora del análisis de la expansión térmica en la dirección axial del Inner Wall resulta que se cuenta con otra unión del estator de la etapa de turbina con el Inner Wall la cual es por Slip Joint la cual permite que este se expanda libremente en la dirección axial ya que este componente esta sometido también a altas temperaturas al igual que el Flame tube.

Figura 5-39. Expansión Térmica Axial del Inner Wall



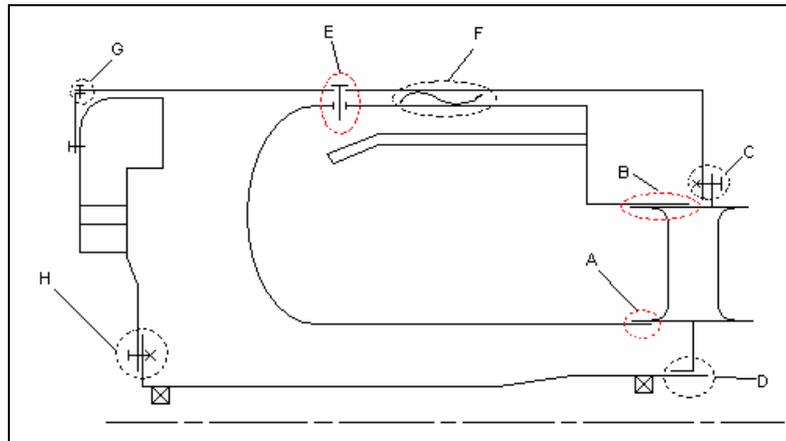
Diseño de los Autores

La expansión térmica del outer wall en la dirección axial esta bloqueada por los diferentes componentes ya que esta parte de la sección caliente C1 es necesario que tenga un buen sellado para que no permita fugas de presión.

### 5.2.7.2.2 Expansión térmica radial

Ahora bien la libre expansión térmica en la dirección radial en el Flame Tube esta dada en primer lugar por el acople entre el Spark Plug y el Flame Tube denominado "E" el cual permite que halla una expansión libre ya que este acople no tiene un aseguramiento en el falme tube y por tanto deja que este se expanda en dirección ascendente y descendente radial. Otro acople que nos da libre expansión térmica en esta dirección es el slip joint "B" y "A" antes nombrado ya que por su configuración permite que el flame tube se expanda en direcciones radiales extrínsecamente de el conducto de fuga del flujo de gas.

Figura 5-40. Expansión Térmica Radial del Flame Tube



Diseño de los Autores

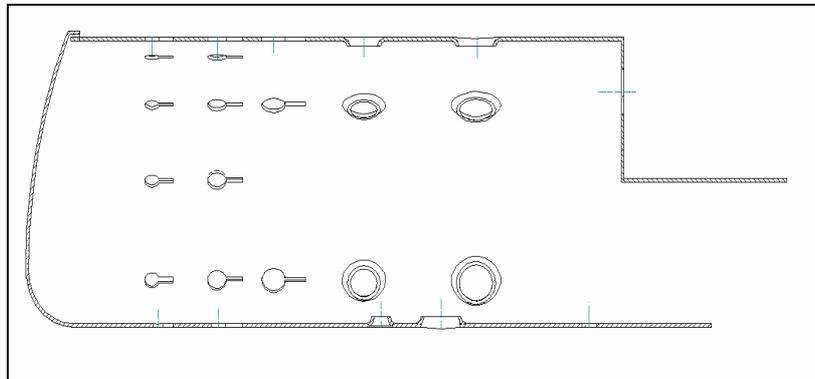
La expansión térmica que sufre radial que sufre tanto el outer Wall como el Inner Wall esta limitada por los diferentes componentes como el Bolt "G" y "C" y por el bolt "H" y la unión "D" respectivamente. Se analiza que el envelope no requiere de una expansión libre en la dirección radial ya que como esta expuesto a una temperatura ambiente se crea una refrigeración por conveccion. Por otra parte se analiza que la expansión térmica del flame tube tiene buenas fuentes de

expansión radial que no provocan esfuerzos por expansión térmica limitada siempre y cuando se mantengan las tolerancias necesarias.

#### 5.2.7.2.3 Expansión térmica tangencial:

La expansión térmica tangencial esta limitada en todos los componentes y del análisis resulta que es necesario tener canales para dilatación tangencial especialmente en el flame tube y se pueden fabricar tanto en los huecos de dilución como en los acoples Slip joint "A" y "B"; en el inner wall ni en el outer Wall no es necesario tener este tipo de configuración o construcción ya que esta pieza debe estar diseñada para soportar estos esfuerzos con las propiedades mecánicas suficientes del material que mas adelante se entrara en detalle para evitar perdidas ya que su diseño no lo permite. Así mismo resulta que en la parte delantera vemos que se da una retención por el Bolt "H" y por tanto no hay una libre expansión térmica tangencial en la parte delantera de la sección C1.

Figura 5-41. Sistema de Libre Expansión Térmica Tangencial



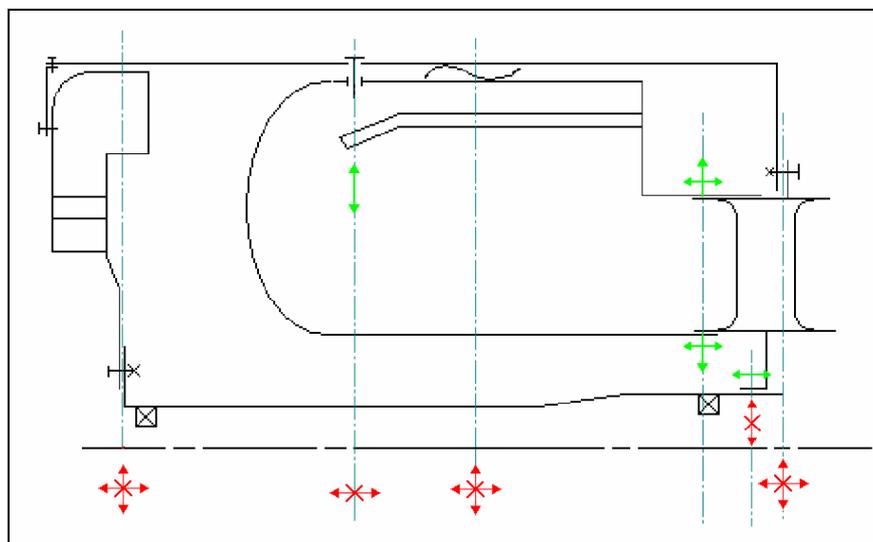
Diseño de los Autores

En la anterior figura encontramos un método para permitir la expansión térmica tangencial en el flame tube de la cámara de combustión que consiste en un espaciado pequeño en algunos de los huecos para difusión que permite que el

material se expanda tangencialmente actuando como compensadores térmicos. Sin embargo este modelo puede presentar problemas para el proceso de difusión ya que se altera el área de entrada de aire en la cámara, pero se puede construir un modelo similar con la construcción de anillos que es la mas conveniente mostrada en la figura 5-27

Para concluir con esta parte del análisis estructural de la cámara de combustión se presenta a continuación un esquema en el cual se puede observar la seguridad y expansión de la cámara de combustión.

Figura 5-42. Esquema de Seguridad y Expansion de la Zona C1



Diseño de los Autores

En esta figura se resume en una cierta medida el análisis de retención axial, radial y la libre expansión térmica en las mismas direcciones. Como podemos observar las líneas rojas nos indican la seguridad dada por un componente marcada su posición por el eje; las líneas verdes nos muestran la libre expansión térmica.

### 5.3 ANALISIS CUANTITATIVO

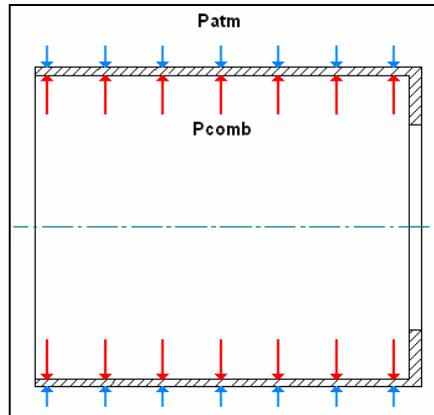
En esta parte del análisis estructural de la microturbina se pretende cuantificar algunas de las variables descritas ya que como se menciono en las limitaciones muchas de estas no son posibles de cuantificar debido a su complejidad de representación y por tanto se resalta su presencia cualificativa.

Para este análisis se tendrán en cuenta aspectos como la expansión térmica de los componentes y su estabilidad, no tendrán mayor relevancia los esfuerzos ya que este motor por su configuración, relación de compresión y por limitaciones de medición de parámetros estructurales en la operación real del motor no son posibles de obtener.

#### 5.3.1 Envelope

Empezaremos entonces por un componente el cual es casi el de mayor importancia en este análisis el cual es el envelope, a este componente no es necesario evaluarlo térmicamente ya que no se permite su libre expansión por razones ya antes mencionadas, pero si tiene que ser evaluado en cuanto a su estabilidad; ya que si el cambio de presión de operación real es mayor al teórico, el componente estaría soportando grandes esfuerzos y podría fallar en cualquier instante.

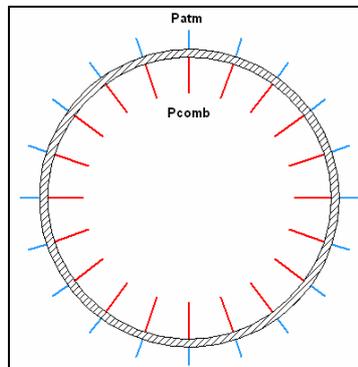
Figura 5-43. Estabilidad en el Envelope



Diseño de los Autores

En este componente la expansión térmica como se explica en el análisis esquemático esta retenida ya que por su función de cubierta tiene que retener la presión sin dejar pasar flujo por fugas y además no expandirse ya que la presión disminuiría por que el volumen aumentaría y por ende el trabajo del compresor se perdería y además se podría provocar una explosión.

Figura 5-44. Estabilidad en Perspectiva Frontal al Motor



Diseño de los Autores

Ahora analizaremos la estabilidad calculando el cambio de presión crítica del material y después lo compararemos con el cambio de presión real que sufre el componente para analizar si la pieza soporta estos saltos de presión.

### 5.3.1.1 Salto de presión crítico

Ecuación 5-1

$$\Delta P_{CRITICO} = 0.918 \frac{E \delta^2}{R * L} \sqrt{\frac{\delta}{R}}$$

Tomando en cuenta las propiedades del material enunciadas en la tabla No 2 y con un grosor de lámina de  $\delta = 0.5$  mm, un radio de 71.205 mm y un largo de 175 mm obtenemos<sup>20</sup>:

$$\Delta P_{CRITICO} = 0.918 \frac{185 \text{ G Pa} * 0.5e - 03 \text{ m}^2}{71.205e - 03 \text{ m} * 175e - 03 \text{ m}} \sqrt{\frac{0.5e - 03 \text{ m}}{71.205 \text{ m}}}$$

$$\Delta P_{CRITICO} = 285.519 \text{ KPa}$$

Ahora tenemos que hacer una aproximación teórica del cambio de presión que sufre el componente en operación la cual es dada por la exposición de la lamina a la presión de la cámara que aproximadamente es de 160 KPa y por la exposición del otro lado de la lamina a la presión ambiental de aproximadamente 101.3207 KPa como se muestra en la figura No 7-43 y figura No 7-44.

### 5.3.1.2 Salto de presión de operación

Ecuación 5-2

$$\Delta P_{OPERACION} = \|P_{COMB} - P_{ATM}\|$$

$$\Delta P_{OPERACION} = 58.68 \text{ KPa}$$

---

<sup>20</sup> Escobar, Arnold. Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura. Noviembre, 2004.

Observamos que la relación se cumple satisfactoriamente sobrepasando por una fracción muy considerable por tanto la estabilidad del outer wall es buena ya que  $\Delta P_{OPERACIÓN}$  es menor que el  $\Delta P_{CRÍTICO}$ , esto quiere decir que el cambio de presión de operación real no alcanza a llegar a el salto de presión crítico del material.

Ahora tenemos que analizar la estabilidad con respecto al torque transmitido por el movimiento del compresor y a su vez el de la turbina, de la misma manera que analizamos la estabilidad de la presión del componente:

### 5.3.1.3 Momento crítico

Ecuación 5-3

$$M_{CRÍTICO} = 4.9 * 10^{-3} * E * R * \delta^2 \sqrt{\frac{\delta * R}{L^2}}$$

$$M_{CRÍTICO} = 4.9 * 10^{-3} * 185 * 10^9 Pa * 71.205 * 10^{-3} m * (0.5 * 10^{-3} m)^2 \sqrt{\frac{0.5 * 10^{-3} m * 71.205 * 10^{-3} m}{(175 * 10^{-3})^2}}$$

$$M_{CRÍTICO} = 0.55 Nm$$

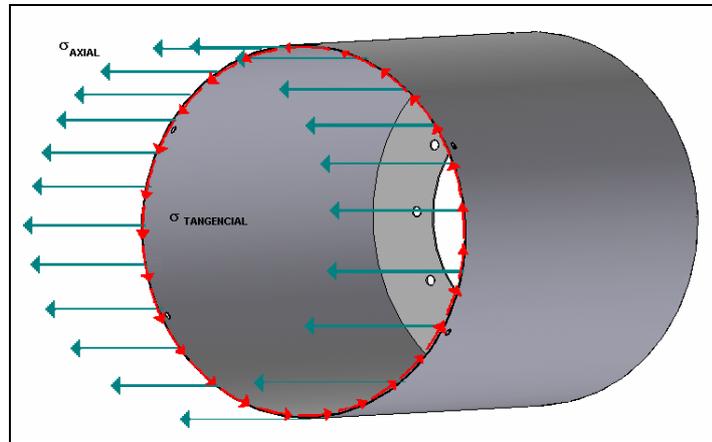
### 5.3.1.4 Esfuerzos

Ahora analizamos los esfuerzos axiales y tangenciales sin embargo por la relación de compresión del motor que como se ve en la tabla No 3 es  $\pi_c = 1.6^{21}$  es muy pequeña estos esfuerzos no son significativos pero se cuantificaran.

---

<sup>21</sup> Escobar, Arnold. Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura. Noviembre, 2004.

Figura 5-45. Esfuerzos en el Outer Wall



Diseño de los Autores

En la anterior figura se puede observar como actúan los esfuerzos axiales y tangenciales en el envelope.

#### 5.3.1.4.1 Esfuerzo axial

Ecuación 5-4

$$\sigma_{AXIAL} = \frac{\Delta P * R}{2 * \delta}$$

Teniendo en cuenta que el salto de presión axial que sufre es de 8 KPa ya que por perdidas hidráulicas la presión con la que sale el flujo del difusor es de 160 KPa (1.6 Bar) y se reduce a 152 KPa por tanto se deduce que el salto de presión al que esta expuesto es de 8 KPa.

$$\sigma_{AXIAL} = \frac{8 * 10^3 Pa * 71.205 * 10^{-3} m}{2 * 0.5 * 10^{-3} m}$$

$$\sigma_{AXIAL} = 569.640 KPa$$

#### 5.3.1.4.2 Esfuerzo tangencial

Ecuación 5-5

$$\sigma_{TANGENCIAL} = \frac{\Delta P * R}{\delta}$$

El cambio de presión tangencial se toma como 0 ya que no podemos medir ni aproximarnos a este valor por tal motivo  $\sigma_{TANGENCIAL} = 0$ , sin embargo tomamos un salto de presión igual al axial para homogenizar el flujo y normalizar las presiones.

$$\sigma_{TANGENCIAL} = \frac{8 * 10^3 Pa * 71.205 * 10^{-3} m}{0.5 * 10^{-3} m}$$

$$\sigma_{TANGENCIAL} = 1.14 MPa$$

Podemos analizar que el esfuerzo es de 1.14MPa, es un valor grande sin embargo no alcanza a producir algo critico en el material ya que su modulo de elasticidad es de 185MPa, si se sobrepasara este valor si se produciría fluencia en el componente e incluso llegar a la rotura.

#### 5.3.1.5 Elongación

Ahora analizaremos la elongación esférica y cilíndrica que sufre el componente debido a la presión:

##### 5.3.1.5.1 Elongación esférica

Ecuación 5-6

$$\epsilon_{\theta\_esferica} = \frac{\Delta P * R}{2 * \delta * E} * (1 - \nu)$$

Siendo  $\nu$  la relación de Poisson que para los aceros como lo podemos ver en la tabla No 2 es igual a 0.3.

Tomando como salto de presión 8 KPa

$$\varepsilon_{\theta\_esferico} = \frac{8 * 10^3 Pa * 71.205 * 10^{-3} m}{2 * 0.5 * 10^{-3} m * 185 * 10^9 Pa} * (1 - 0.3)$$

$$\varepsilon_{\theta\_esferico} = 2.15539E - 06$$

Tomando como salto de presión 58.68 KPa

$$\varepsilon_{\theta\_esferico} = \frac{58.68 * 10^3 Pa * 71.205 * 10^{-3} m}{2 * 0.5 * 10^{-3} m * 185 * 10^9 Pa} * (1 - 0.3)$$

$$\varepsilon_{\theta\_esferico} = 1.58098E - 05$$

#### 5.3.1.5.2 Elongación cilíndrica

Ecuación 5-7

$$\varepsilon_{\theta\_cilindrico} = \frac{\Delta P * R}{2 * \delta * E} * (2 - \nu)$$

Tomando como salto de presión 8 KPa

$$\varepsilon_{\theta\_cilindrico} = \frac{8 * 10^3 Pa * 71.205 * 10^{-3} m}{2 * 0.5 * 10^{-3} m * 185 * 10^9 Pa} * (2 - 0.3)$$

$$\varepsilon_{\theta\_cilindrico} = 5.2345E - 06$$

Salto de presión 58.68KPa

$$\varepsilon_{\theta\_cilindrico} = \frac{58.68 * 10^3 Pa * 71.205 * 10^{-3} m}{2 * 0.5 * 10^{-3} m * 185 * 10^9 Pa} * (2 - 0.3)$$

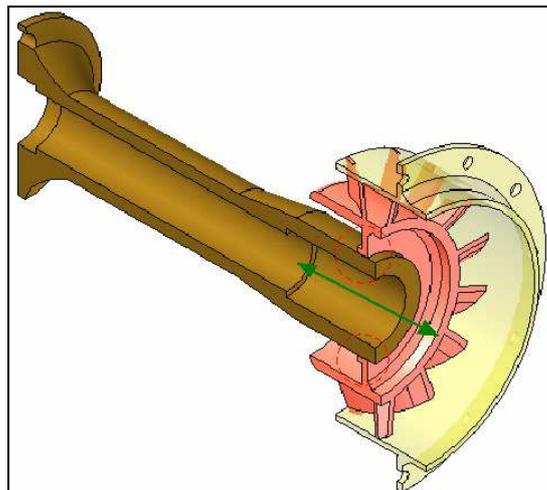
$$\varepsilon_{\theta\_cilindrico} = 3.83953E - 05$$

### 5.3.2 Inner Wall

Nuestro otro componente de análisis es el inner wall el cual esta soportando altas temperaturas para que no alteren al eje, ya que por su alta velocidad angular de 80.000 rpm seria catastrófico que recibiera bruscamente la temperatura generada por la combustión. Como se dijo anteriormente este componente esta expuesto a alta temperatura y por tanto esta sufriendo deformaciones térmicas.

Como se puede observar en el análisis esquemático de este componente se observa que tiene una libre expansión térmica en la parte trasera del inner wall, en la unión en forma de slip joint con el estator de la turbina.

Figura 5-46. Expansión del Inner Wall



Diseño de los Autores

### 5.3.2.1 Expansión térmica

Ecuación 5-8

$$\varepsilon_t = \alpha * \Delta T$$

Siendo  $\alpha$  el coeficiente de expansión térmica que se puede examinar en la tabla No 2 el cual es de  $9.2213 \cdot 10^{-8} \text{ K}^{-1}$  y  $\Delta T^{22}$  el cambio de temperatura al cual esta expuesto.

$$\varepsilon_t = 9.2213 \cdot 10^{-8} * (1000^\circ K - 314.23^\circ K)$$

$$\varepsilon_t = 6.3237 * 10^{-5}$$

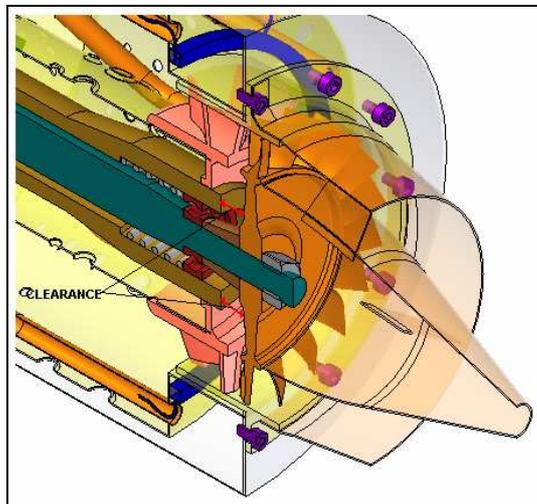
Ecuación 5-9

$$\Delta l = l * \varepsilon_t$$

$$\Delta l = 143.15 \text{ mm} * 6.3237 * 10^{-5}$$

$$\Delta l = 9.05 * 10^{-3} \text{ mm}$$

Figura 5-47. Tolerancia para Expansion del Inner Wall



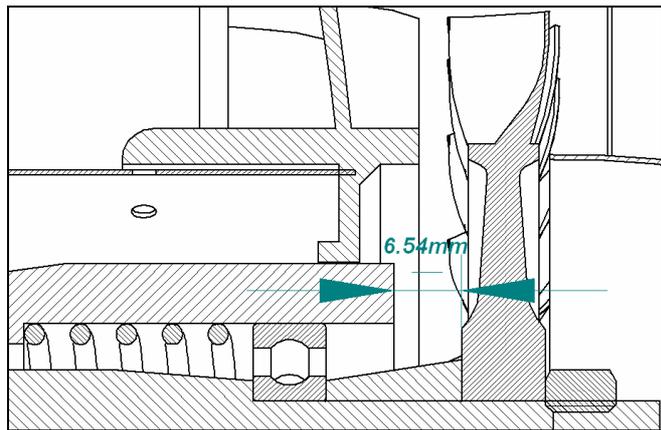
Diseño de los autores

---

<sup>22</sup> Escobar, Arnold. Diseño de una Microturbina, Universidad de San buenaventura. Noviembre, 2004.

Por tanto con se muestra en la grafica el clearance o tolerancia que debe existir es de 0.009 mm+0.3 mm para que el inner wall pueda desplazarse libremente.

Figura 5-48. Tolerancia del Inner Wall



Diseño de los Autores

Como se puede ver en la figura numero seis el diseño actual cuenta con una tolerancia de 6.54 mm de aquí se analiza que es una tolerancia muy grande la cual esta siendo mantenida por un buje acoplado al eje y teniendo al disco de la turbina. Se plantea entonces reducir el tamaño del buje en aproximadamente 1 mm.

### 5.3.2.2 Esfuerzo térmico

Ecuación 5-10

$$\sigma_t = \varepsilon_t * E$$

$$\sigma_t = 6.3237 * 10^{-5} * 70 * 10^9 Pa$$

$$\sigma_t = 4.42659 MPa$$

### 5.3.2.3 Presión térmica

Ecuación 5-11

$$P_t = \sigma_t * 2 * \pi * R * \delta$$

Como espesor de la lámina tomamos 6.31mm como espesor promedio del componente ya que presenta varias secciones con distintos espesores.

$$P_t = 4.42659 * 10^6 \text{ Pa} * 2 * \pi * 71.205 * 10^{-3} \text{ m} * 6.31 * 10^{-3} \text{ m}$$

$$P_t = 12.495 \text{ kN}$$

### 5.3.2.4 Estabilidad

En cuanto a la estabilidad del componente se observa que no sufre un salto de presión ya que la cámara del eje y la cámara de combustión están conectadas por un orificio por tanto el cambio de presión es cero y por ende una estabilidad buena.

De la ecuación 5-1 obtenemos

$$\Delta P_{CRITICO} = 0.918 \frac{70 \text{ G Pa} * 6.31 \text{ e} - 03 \text{ m}^2}{14.7 \text{ e} - 03 \text{ m} * 143.15 \text{ e} - 03 \text{ m}} \sqrt{\frac{6.31 \text{ e} - 03 \text{ m}}{14.7 \text{ e} - 03 \text{ m}}}$$

$$\Delta P_{CRITICO} = 796.89 \text{ MPa}$$

De la ecuación 5-3 obtenemos

$$M_{CRITICO} = 4.9 * 10^{-3} * 70 * 10^9 \text{ Pa} * 14.7 * 10^{-3} \text{ m} * (6.31 * 10^{-3} \text{ m})^2 \sqrt{\frac{6.31 * 10^{-3} \text{ m} * 14.7 * 10^{-3} \text{ m}}{(143.15 * 10^{-3})^2}}$$

$$M_{CRITICO} = 13.506 \text{ Nm}$$

### 5.3.2.5 Esfuerzos

Este componente no tiene definido el cambio de presión al cual esta expuesto por tanto no es posible determinar con precisión si estos esfuerzos, sin embargo se

sabe de la primera investigación como se menciona anteriormente que el flujo sale del difusor con una presión de 1.6 Bar y por pérdidas hidráulicas (debido a la configuración de la cámara de combustión) el flujo pierde presión y queda con al final de la cámara de combustión con una presión de 1.52Bar; por tanto se deduce que el cambio de presión axial que esta sufriendo este componente al igual que el envelope es de 0.08 Bar es decir que en nuestro sistema de medidas es 8 KPa.

#### 5.3.2.5.1 Axiales

$$\sigma_{AXIAL} = \frac{\Delta P * R}{2 * \delta}$$

$$\sigma_{AXIAL} = \frac{8kPa * 14.7mm}{2 * 6.31mm}$$

$$\sigma_{AXIAL} = 9.318kPa$$

#### 5.3.2.5.2 Esfuerzo tangencial

$$\sigma_{TANGENCIAL} = \frac{\Delta P * R}{\delta}$$

$$\sigma_{TANGENCIAL} = \frac{8kPa * 14.7mm}{6.31mm}$$

$$\sigma_{TANGENCIAL} = 18.637kPa$$

#### 5.3.2.6 Elongación

##### 5.3.2.6.1 Elongación esférica

$$\epsilon_{\theta\_esferica} = \frac{8kPa * 14.7mm}{2 * 6.31mm * 70GPa} * (1 - 0.3)$$

$$\varepsilon_{\theta\_esferica} = 9.31 * 10^{-8}$$

#### 5.3.2.6.2 Elongación cilíndrica

$$\varepsilon_{\theta\_cilindrico} = \frac{8kPa * 14.7mm}{2 * 6.31mm * 70GPa} * (2 - 0.3)$$

$$\varepsilon_{\theta\_cilindrico} = 2.26 * 10^{-7}$$

#### 5.3.3 Flame Tube

Esta parte del motor y específicamente de la sección C1 es la que tiene que soportar mas altas temperaturas ya que es donde se genera la combustión por tanto la liberación de energía calorífica es muy grande y este componente esta sufriendo deformaciones térmicas muy grandes.

En cuanto a la presión el flame tube no es un componente que soporte presión ya que por su configuración los orificios de difusión, dilución y su orificio de escape de los gases se confabulan para que el flujo se ha despedido por la zona de escape y siga hacia la turbina y por esto no sufre esfuerzos significativos en su estructura con respecto a la presión.

Explicado esto nos dedicaremos a calcular la elongación térmica que tiene este componente.

### 5.3.3.1 Elongación térmica

$$\varepsilon_t = \alpha * \Delta T$$

$$\varepsilon_t = 0.01268675$$

Para determinar cuanta es la elongación en metros tomamos la siguiente ecuación; sin embargo para determinar ésta debemos dividir este estudio ya que el flame tube lo conforman dos cilindros de diferente radio y longitud, además se soportan en partes distintas sobre el estator de la turbina; por tal motivo se tiene que dividir este análisis por que sus elongaciones son diferentes y es necesario tomar en cuenta la tolerancia en cada parte del flame tube y determinar si en el diseño real existe el Clearance adecuado para que este componente se expanda libremente.

$$\Delta l = l * \varepsilon_t$$

#### 5.3.3.1.1 Cilindro interno

$$\Delta l = 113.8mm * 0.01268675$$

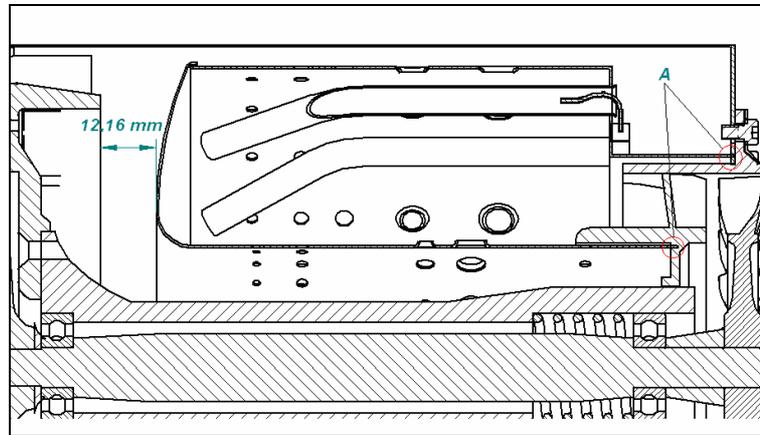
$$\Delta l = 1.4437mm$$

#### 5.3.3.1.2 Cilindro externo

$$\Delta l = 119.3mm * 0.01268675$$

$$\Delta l = 1.5135mm$$

Figura 5-49. Tolerancia para expansión del flame tube



Diseño de los Autores

En la figura 5-49 se observa que el espacio para que la cámara de combustión se expanda libremente en la dirección axial no está dada en el slip joint sino que este componente puede expandirse en la parte delantera por el difusor y tiene 12.16 mm de espacio para expandirse, sin embargo este espacio no puede ser reducido ya que esta zona de difusión hace parte del flame holder y debe mantener esta medida.

### 5.3.3.2 Esfuerzo térmico

$$\sigma_t = 0.01268675 * 185 GPa$$

$$\sigma_t = 2.347 GPa$$

### 5.3.3.3 Presión térmica

#### 5.3.3.3.1 Cilindro externo

$$P_t = 2.347 GPa * 2 * \pi * 132 mm * 0.5 mm$$

$$P_i = 973.297kN$$

#### 5.3.3.3.2 Cilindro interno

$$P_i = 2.347GPa * 2 * \pi * 54mm * 0.5mm$$

$$P_i = 398.158kN$$

### 5.4 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

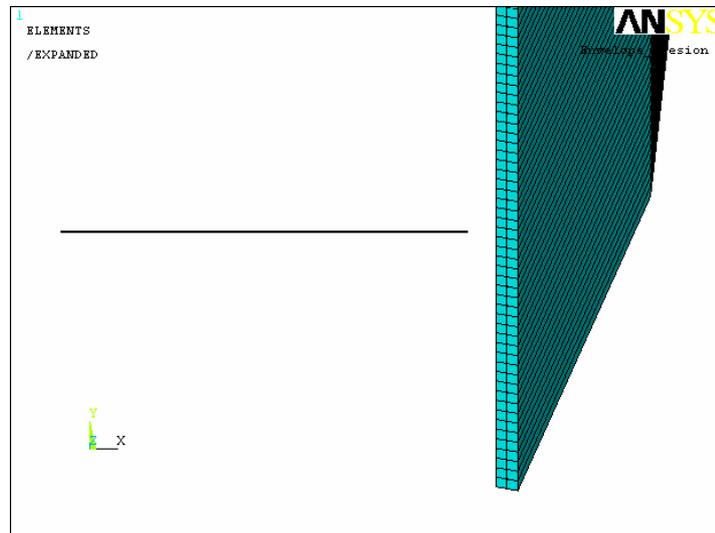
Para este análisis como lo mencionamos anteriormente se realizó un análisis en donde determino cuales eran los componentes significativos, y para el análisis de elementos finitos se simplificaron los componentes principales de la zona C1 como lo son el envelope, el flame tube y el inner wall.

El primer componente se simplificó a un cilindro, el segundo, el flame tube se simplificó a su configuración como cilindros omitiendo los orificios de difusión y dilución y el tercer componente, el inner wall, se analizó como un sólido en tres dimensiones y tomando solamente la mitad de su geometría radial.

#### 5.4.1 Envelope

En la primera fase del análisis de elementos finitos donde es necesario definir la geometría y los nodos este componente como se dijo anteriormente se trabajó como un cilindro, de 142.41 mm de diámetro con un grosor de pared de 0.5 mm y con una longitud de 175 mm.

Figura 5-50. Geometría del Envelope



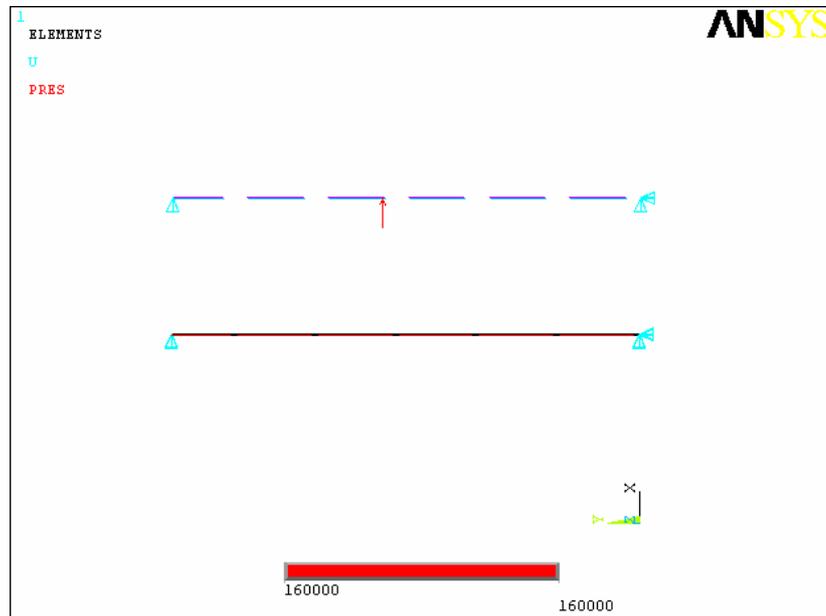
#### Diseño de los Autores

El tipo de elemento finito con el cual se decidió trabajar este componente fue Plane 42 pero la diferencia con los del compresor es que este es Axisimétrico el cual nos permite repetir el resultado y revolucionarlo. En este tipo de elemento finito es de vital importancia mantener la relación 20:1 en cuanto a su ancho y largo, ya que este es el máximo que se permite para obtener buenos resultados. Ver anexo D.

En la fase de definición de materiales se determina que este componente es de acero inoxidable 304 al cual nos podemos referir a la tabla 8-2 para observar sus propiedades.

Ahora bien en la determinación de las condiciones de contorno se analiza al igual que en el análisis cuantitativo la estabilidad en presión y así pues interiormente con una presión de 1.6 bar. sin tomar en cuenta las perdidas hidráulicas para así someter el material a una presión mayor y exteriormente a una presión atmosférica.

Figura 5-51. Condiciones de Contorno del Envelope

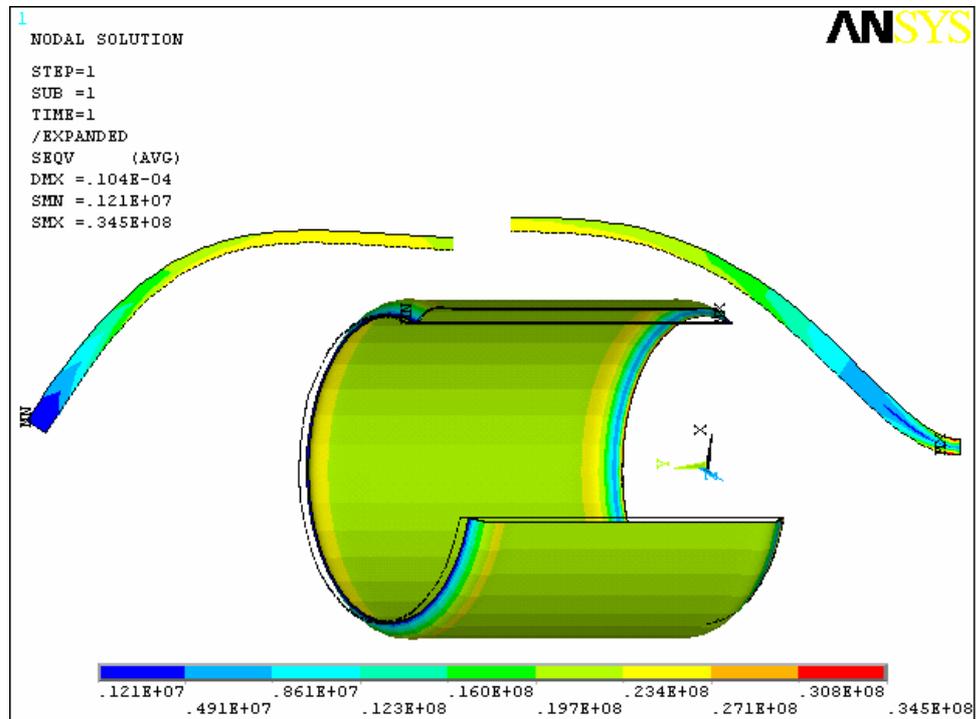


Diseño de los Autores

Como se puede observar en la parte inferior de la anterior figura se encuentra el envelope como elemento de 2D, con sus restricciones las cuales estan dadas con se analizo en secciones anteriores por los tornillos axiales y radiales de aseguramiento, sin tomar en cuenta las mordadas conos que cuenta el motor en el banco de prueba. Como ya se explico el perfil de presiones esta representado por el vector rojo.

A la hora de la solución de este modelo nos causo impacto como usando este tipo de elemento finito podemos revolucionar en 3D un elemento trabajado en 2D es decir Plane 42 y de aquí los valores de esfuerzo, al igual que todos en Von Misses, esta dado en máximo por 34.5 MPa en el extremo donde esta acoplado el frame trasero el mínimo se da en donde esta el frame delantero ya que no cuenta con las mismas restricciones.

Figura 5-52. Esfuerzos en el envlope

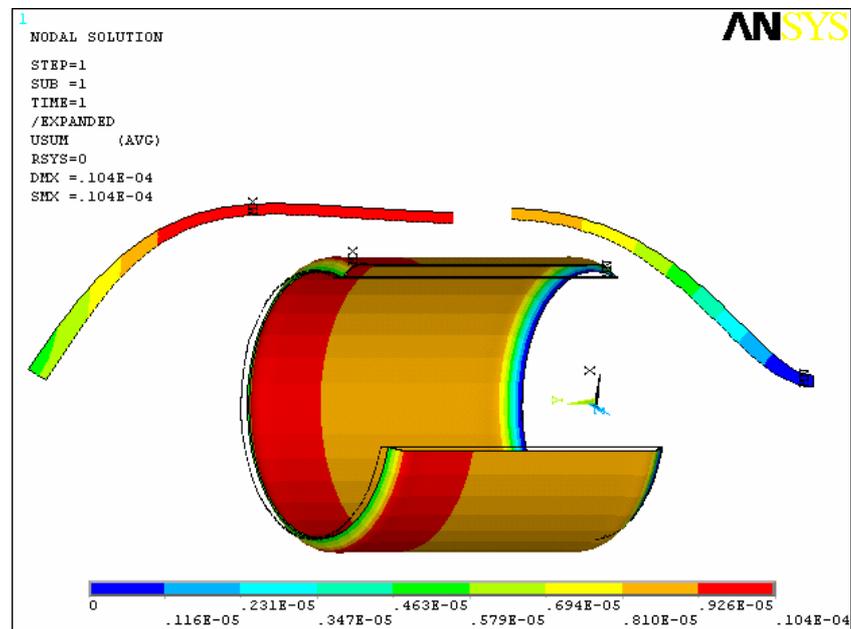


Diseño de los Autores

Se puede entonces analizar que el componente no sobrepasa el limite de fluencia del material ya que esta en 187.5 GPa.

La deformación de este componente se da por las cargas conspicuas las cuales hacen que el componente contenga la presión del motor; las mayores deformaciones se obtienen en la parte delantera donde la restricción es distinta a la trasera. La deformación máxima esta en el orden de  $0.104 \cdot 10^{-4}$  m.

Figura 5-53. Deformación del Envelope

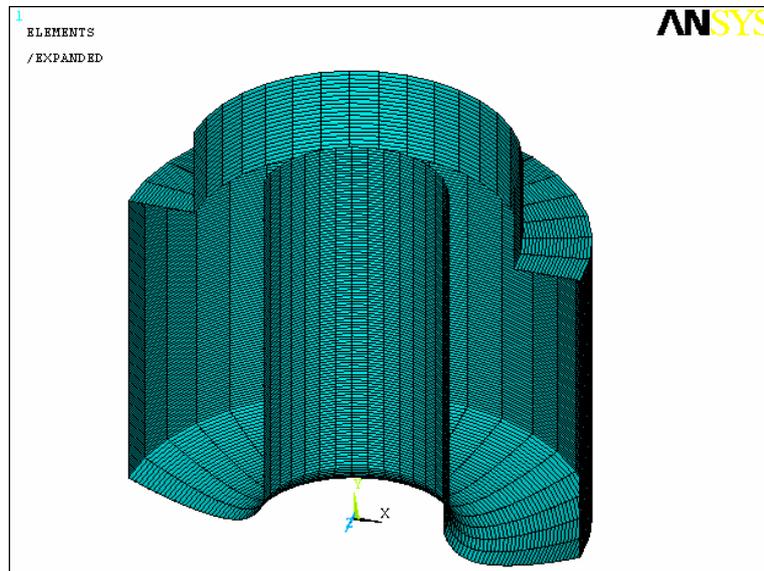


Diseño de los Autores

#### 5.4.2 Flame tube

Este componente en su primera fase de la definición de geometría y simplificación del modelo se trabajó al igual que el envelope como una unión de dos cilindros y como placas con un grosor de lámina de 0.5mm.

Figura 5-54. Geometría del Flame Tube



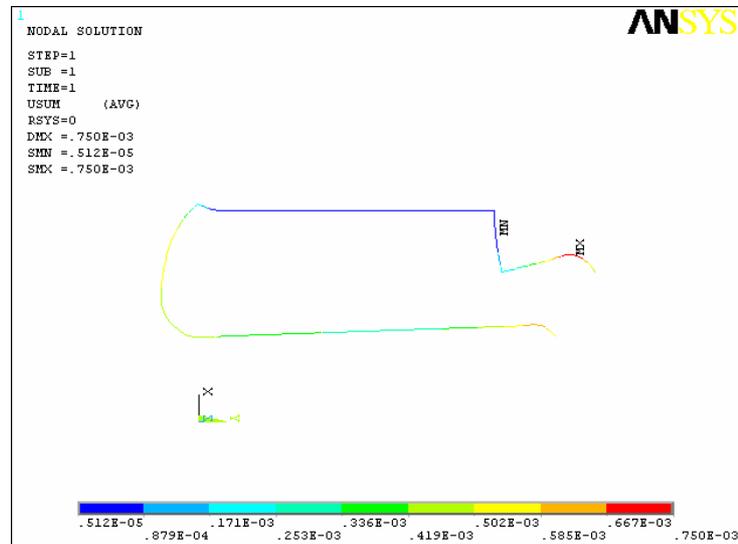
Diseño de los Autores

El tipo de elemento utilizado es Shell 51 el cual pues nos permite como ya dijimos anteriormente trabajar el componente como una lamina con un grosor de 0.5 mm. Ver anexo D.

En la fase de determinación de materiales se determino que el material en el que fue construido fue de acero inoxidable 304 el cual se puede observar con sus propiedades en la tabla 8-2.

En cuanto a sus condiciones de contorno se determino que se realiza análisis térmico aplicando un cambio de temperatura axial de 686 °K con una temperatura inicial de 314.23 °K y una temperatura final de 1000 °K. Esto se determino ya que por el nozzle box, los orificios de dilución y difusión este componente no esta soportando una presión critica ya que la presión se escapa o introduce por los anteriores componentes.

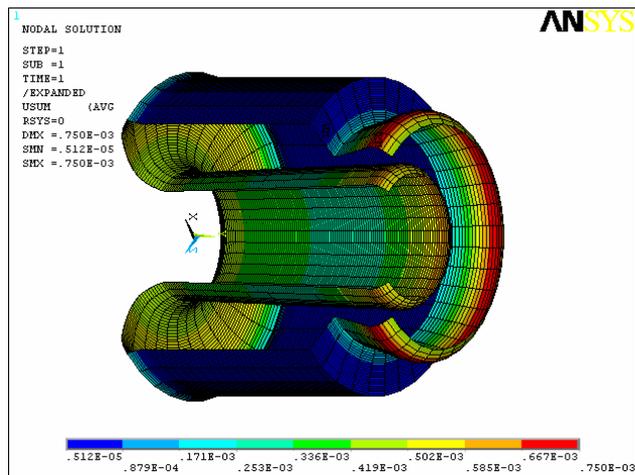
Figura 5-55. Condiciones de Contorno



Diseño de los Autores

Ahora bien después de poner a correr el modelo obtuvimos que tenemos una deformación máxima  $0.750 \cdot 10^{-3}$  m. en la zona del flame holder ya que esa aquí donde recae casi toda la temperatura y empieza la turbulencia del flujo.

Figura 5-56. Deformación del Flame Tube

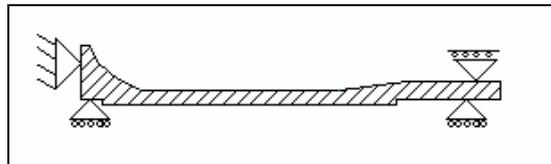


Diseño de los Autores

### 5.4.3 Inner Wall

En su primera fase de definición de la geometría este componente se analizo como una pared en el cual se definió su geometría definiendo y delimitando por puntos.

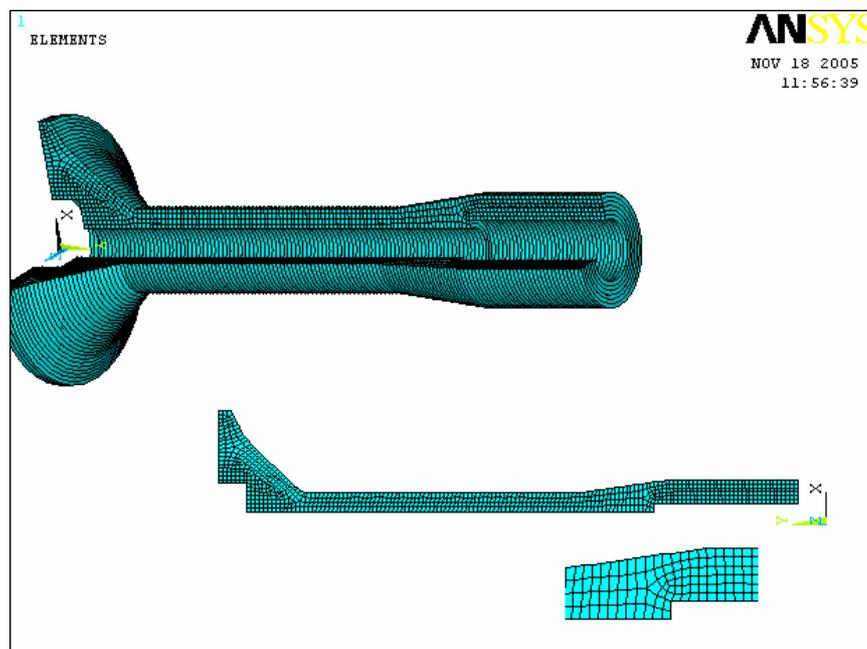
Figura 5-57. Simplificación geométrica del inner wall



Diseño de los Autores

Ahora podemos ver el componente modelado en Ansys con el tipo de elemento finito Plane 42 Axisimétrico que como analizamos anteriormente este componente nos permite trabajar en 2D pero podemos revolucionar el resultado. Ver anexo D.

Figura 5-58. Geometría del Inner Wall

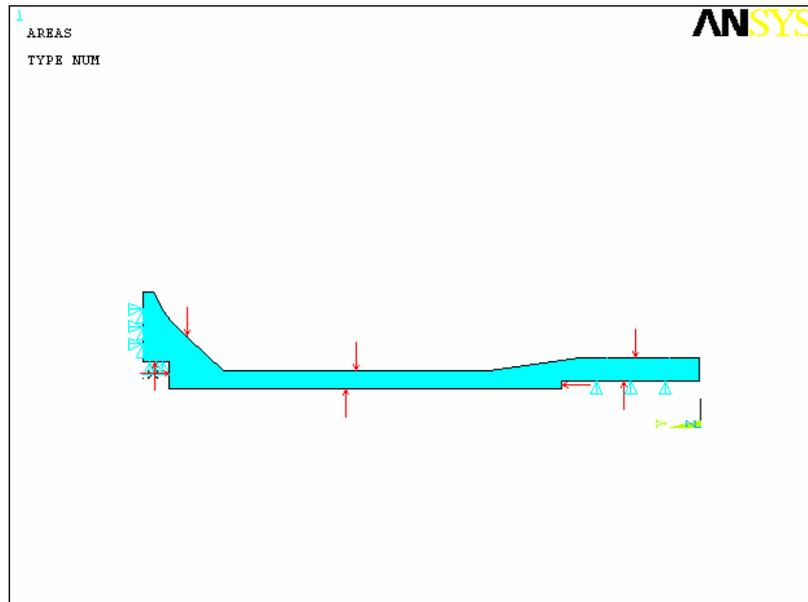


Diseño de los Autores

Ya después de haber definido la geometría y el tipo de elemento finito a trabajar proseguimos a definir las propiedades del material el cual es en aluminio 1100 con sus propiedades en la tabla 8-2.

Ya para proceder a la solución del modelo procedemos a establecer las condiciones de contorno en las cuales se determino que el modelo se trabaja un análisis por presión aplicada sobre la superficie superior e inferior ya que el flujo de lubricante para los rodamientos sale con las misma presión con la que el combustible se inyecta en la cámara y para homogeneizar el concepto de estabilidad se concluye adecuado trabajar sin un cambio de presión pero con una presión sobre las superficies; al igual el modelo se trabaja realizando un análisis térmico con un cambio de temperatura de 686 °K.

Figura 5-59. Condiciones de Contorno

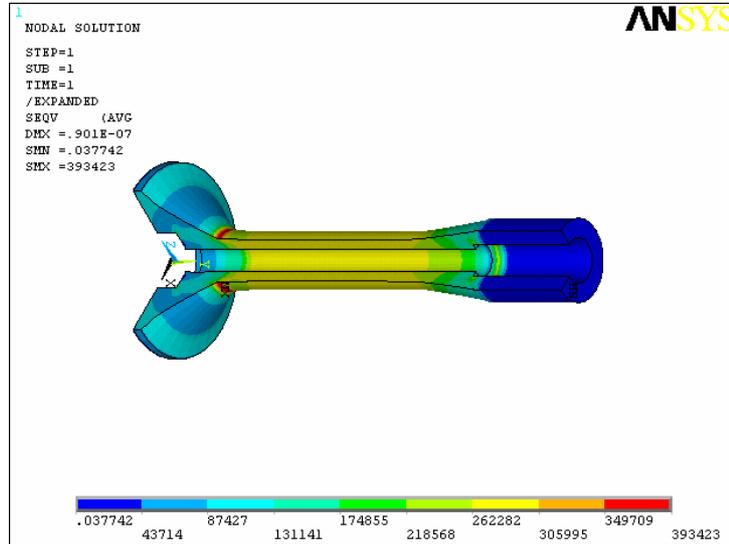


Diseño de los Autores

Ahora bien a la hora de la solución se determino que tiene un desplazamiento máximo de  $0.369 \cdot 10^{-7}$  m. claro que esta deformación máxima se dio en una esquina la cual es un concentrador de esfuerzo y para la cual el motor cuenta con

un resorte para pujar la carrera externa del rodamiento trasero. Sin embargo vemos que su desplazamiento axial esta acorde a la operación del motor.

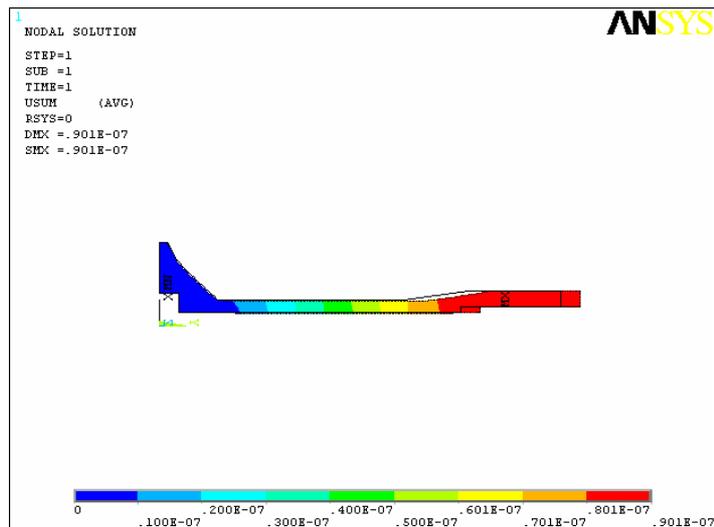
Figura 5-60. Esfuerzos en el Inner Wall



Diseño de los Autores

En cuanto a su deformación vemos que se elonga axialmente con un máximo de  $0.901 \cdot 10^{-7}$  m vemos que es una deformación muy pequeña por la cual se puede reducir aun mas la tolerancia entre este y el disco de turbina.

Figura 5-61. Deformación en el Inner Wall



Diseño de los Autores

## 6 ANALISIS DE LA ZONA CALIENTE C2

### 6.1 ANALISIS CUALITATIVO

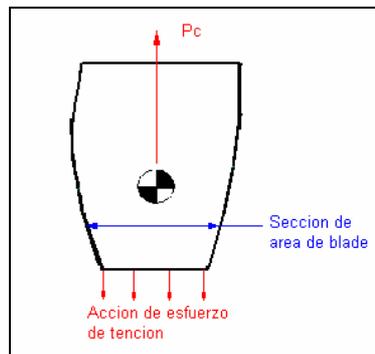
#### 6.1.1 Clasificación de esfuerzos en el blade. (Cargas estáticas)

Para realizar un buen análisis cualitativo de la turbina primero debemos reconocer las cargas a las cuales se va a ver enfrentado, en primera instancia describiremos las cargas en el blade.

##### 6.1.1.1 Carga centrífuga.

Esta carga se presencia debido a la carga inercial del material, en este caso la masa del disco de turbina. Esta a su vez esta directamente relacionada al movimiento centrífugo. La explicación grafica de esta carga se vera a continuación.

Figura 6-1. Carga centrífuga en el Blade



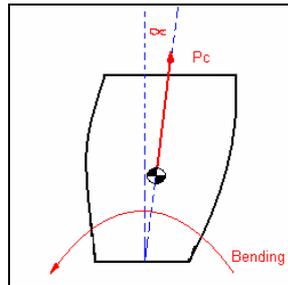
Diseño de los Autores

Por el análisis de la grafica vemos que el esfuerzo de tensión dependen del tamaño de blade (sección de área  $f$ ), por lo que tendríamos que  $\delta_{ten}=P_c/f$ . Este tipo de carga esta analizada estáticamente

### 6.1.1.2 Bending – inclinación

La inclinación es dada por la inclinación del blade debido a giro del conjunto rotor, en el cual esta presente  $P_c$ . La cual se mostrara a continuación.

Figura 6-2. Bending en el alabe

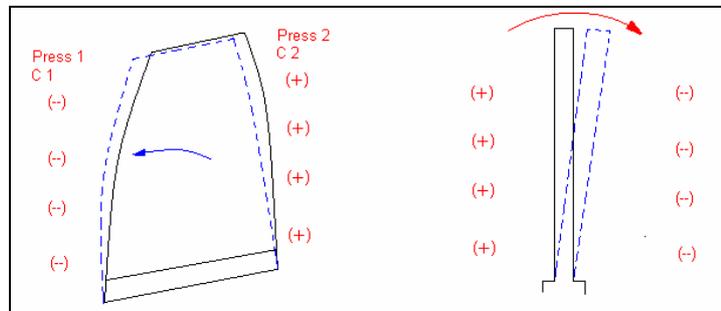


Diseño de los Autores

### 6.1.1.3 Carga del gas

Esta carga se debe al paso de gas a través de los alabes de la turbina, se presenta de la siguiente manera.

Figura 6-3. Carga del Gas en al Alabe



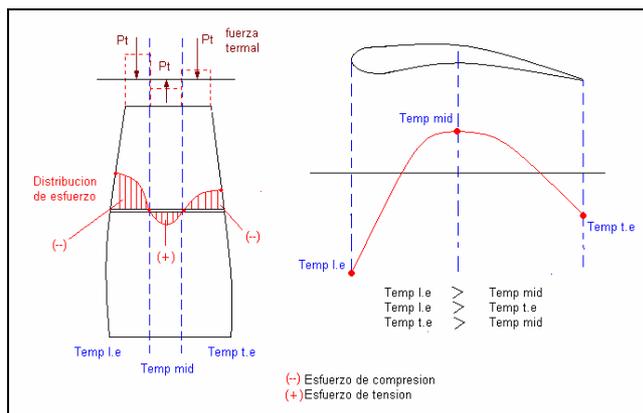
Diseño de los Autores

Las líneas en negro es en una condición estática en donde  $P_1 = P_2$ , pero en operación estas cambian, esta variación se muestra con la línea punteada en azul y se debe a la variación de presión que se encuentra el blade

#### 6.1.1.4 Cargas debido a deformaciones térmicas

Estas cargas son originadas por la presencia del material bajo altas temperaturas, lo cual crea que la deformación a través del blade sea diferente como se muestra gráficamente a continuación.

Figura 6-4. Cargas por la deformación térmica



Diseño de los Autores

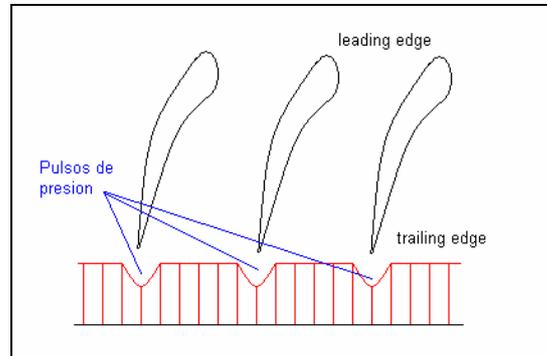
Por las graficas se deduce que la mayor temperatura se encuentra en el leading edge, y luego en el trailing edge, por ende es donde mas se muestra la deformación, lo cual se ve en las líneas punteadas.

#### 6.1.2 Cargas Dinámicas

Las cargas dinámicas manejan el mismo principio de las cargas estáticas, lo que cambian es que estas estarán ahora en función del tiempo, es decir, el tiempo que duran operando, y los esfuerzos cíclicos.

Existe otra carga dinámica presente en los rotables, y son las vibraciones, las cuales se crean en parte por los pulsos de presión que se generan a la salida de cada blade, es decir en cada training edge. Como se ve a continuación:

Figura 6-5. Cargas Dinámicas



Diseño de los Autores

## 6.2 ANALISIS ESQUEMATICO

### 6.2.1 Esquema de la Turbina

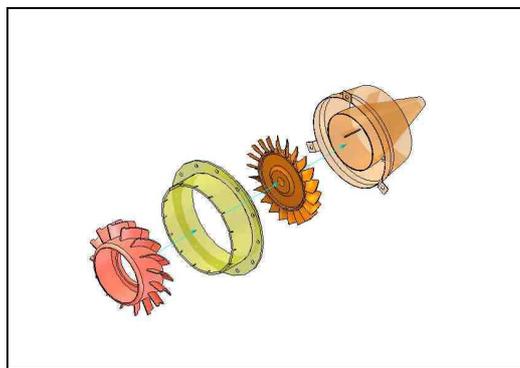
La turbina es de tipo axial, consta de una etapa rotora (5) y una estatora (4), las cuales son concéntricas al eje (1) mediante un rodamiento (2), el cual ayuda a transmitir las cargas.

Las turbinas de gas operan en condiciones extremas frecuentemente en el límite del diseño de los alabes, rodamientos y componentes de combustión, lo que significa que tales componentes tienen una vida útil limitada y tienen muchas probabilidades de presentar más fallas de otras piezas menos sometidas a esfuerzos. Entre las condiciones de operación se encuentran: altas temperaturas, fatiga de materiales por esfuerzos cíclicos, ambientes altamente corrosivos, fricción, variaciones del ambiente; como son la temperatura, la humedad, la presión entre otras. Básicamente están sometidas a esfuerzos radiales, generados principalmente por la acción de los esfuerzos centrífugos y tangenciales.

Los materiales y recubrimientos de los componentes de sección caliente se degradan cuando se exponen al funcionamiento. El nivel de degradación depende

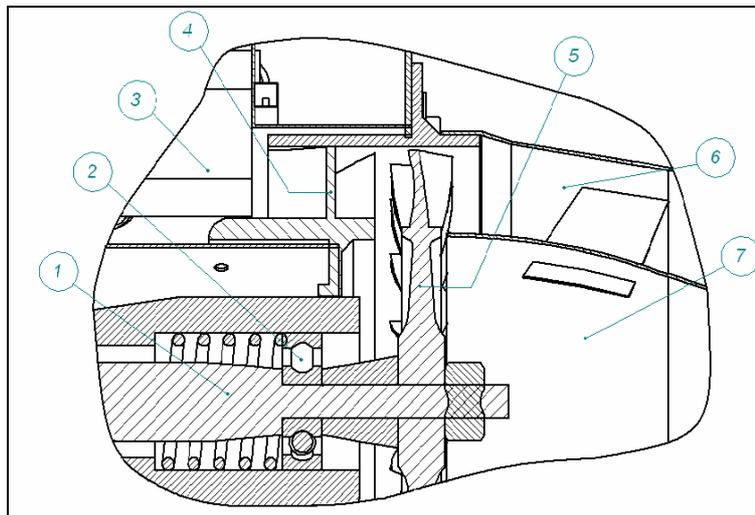
tanto de la temperatura del metal como del tiempo de servicio. En un componente frío, la degradación del material y del recubrimiento varia de un sitio a otro, el nivel de degradación aumenta al aumentarse la temperatura del metal o el tiempo deservicio. La degradación del material y el recubrimiento en operación disminuye las propiedades mecánicas, lo que acorta la vida util de los componentes.

Figura 6-6. Ensamble de la zona Caliente C2



Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

Figura 6-7. Sección de Turbina.



Diseño de los Autores

1. Shaft (eje)

2. Ball bearing (rodamiento de bola)
3. From combuster (cámara de combustión)
4. Stator Vane (álabe del estator)
5. Disk/blade turbine (álabe/disco de turbina)
6. To exhaust (a la atmósfera)
7. Cone (cono de la tobera de escape)

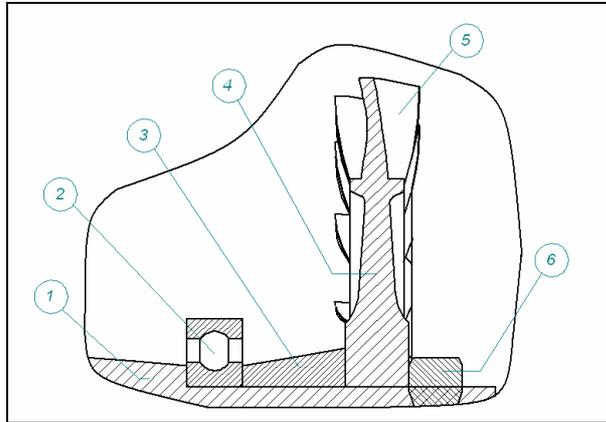
### 6.2.2 Esquema Rotor

El conjunto rotor es la sección cuya función principal es extraer la energías proveniente del flujo de gas que viene expulsado de la cámara de combustión a gran velocidad, el paso de flujo a través de ella hace que el conjunto rotor se mueva (gire), este movimiento a su vez es transmitido al compresor ya que tienen un eje solidario, esta experimenta una serie de condiciones de operación críticas para su diseño, entre las que se pueden encontrar: va a estar sometida a cargas radiales  $P_r$  cargas axiales  $P_a$  y cargas tangenciales  $P_t$ , además de esfuerzos térmicos  $\bar{\delta}_{therm}$ , esfuerzos radiales  $\bar{\delta}_r$  y tangenciales  $\bar{\delta}_t$ . por lo que las propiedades del material deben ser mas exigentes.,

Los alabes de sección caliente suelen fallar por fractura ínter granular, oxidación, fatiga de acuerdo al esfuerzos cíclicos. Los factores coadyuvantes suelen incluir el ataque ambiental, la corrosión, cargas cíclicas, arranques excesivos o reconstrucciones inadecuadas.

Los alabes de sección caliente son aditamentos con vida util limitada y requieren de reconstrucción y reemplazo a intervalos que dependen de la exposición térmica.

Figura 6-8. Parte rotora de la sección C2



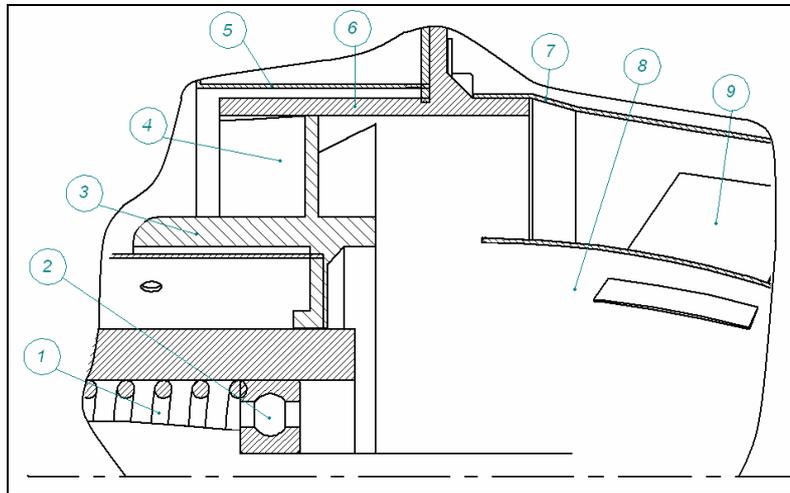
Diseño de los Autores

1. Shaft (eje)
2. Ball Bearing (Rodamiento de bola)
3. Bush (buje)
4. Turbina disk (disco de turbina)
5. Turbine blade (alabe de turbina)
6. Nut (tuerca)

### 6.2.3 Esquema del Estator

El conjunto estator tiene la finalidad de aumentar la velocidad del flujo proveniente de la cámara de combustión, además de dirigir el flujo hacia el conjunto rotor, por ser la primera etapa que recibe el flujo caliente expulsado de la cámara de combustión, el material (aleaciones inoxidables) del cual está diseñado debe cumplir con propiedades especiales, entre las cuales la más importante es soportar la alta temperatura. Este elemento consta de un estator Vane (4), que ayuda a transmitir las cargas entre el rodamiento (2) y el Turbina casing (5).

Figura 6-9. Esquema del Estator



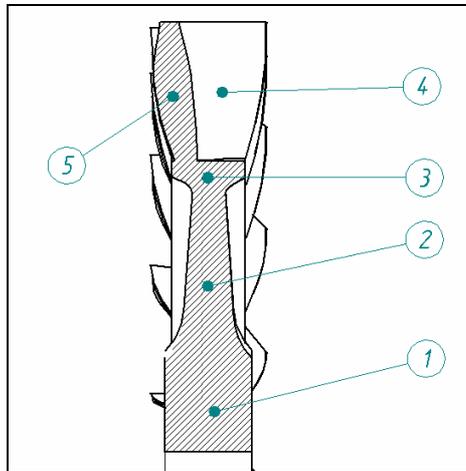
Diseño de los Autores

1. Spring (resorte)
2. Ball Bearing (rodamiento de bola)
3. Inner shroud of Vane (cilindro inferior del estator)
4. Vane Section (sección de alabe)
5. Envelope (cubierta del motor)
6. Turbine Casing (cubierta de turbina)
7. Nozzle (Tobera de escape)
8. Exhaust Cone (cono de escape)
9. Guide Nozzle (guía de gases de escape)

#### 6.2.4 Disco / Blade

El disco y el blade son de una misma pieza, pertenecientes al conjunto rotor, esta constituida de un disco con un hueco central, el cual entra dentro del eje y es asegurado a este a través de una rosca (6), la cual además de asegurar el disco ayuda a transmitir cargas al eje, este tiene una fila de 21 blades.

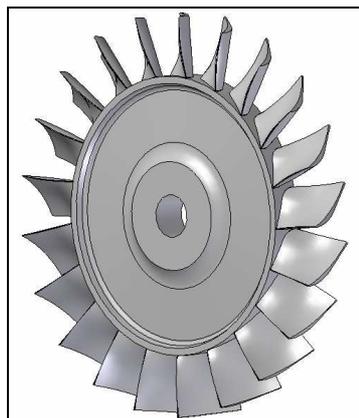
Figura 6-10. Disco y Blade de la Turbina



Diseño de los Autores

1. Turbine Disk Hub (raíz del disco de turbina)
2. Disk Body (Cuerpo del disco)
3. Turbine Rim Disk
4. Turbine Blade (álabe de turbina)
5. Blade Section ( Sección de álabe)

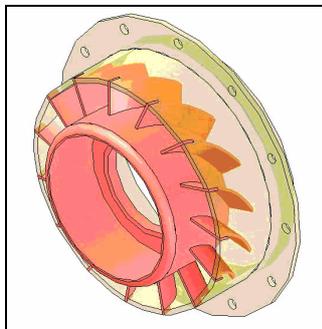
Figura 6-11. Configuración de la Turbina



Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

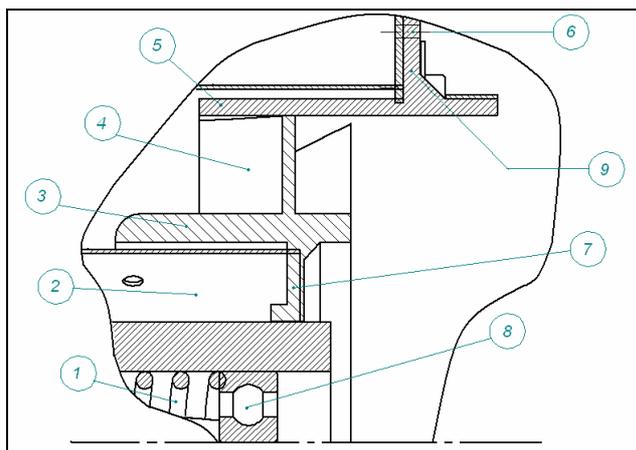
### 6.2.5 Sección del Estator

Figura 6-12. Estator de la turbina



Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

Figura 6-13. Esquema de la Etapa de turbina



Diseño de los Autores

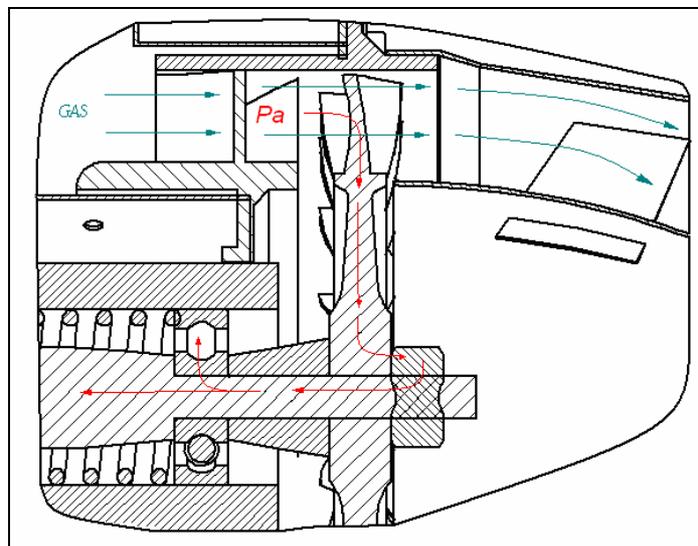
1. Spring (resorte)
2. Inner Flame tube wall (cilindro inferior del tubo de llama)
3. Inner Shroud Vane (cilindro inferior del estator)
4. Vane (álabe del estator)
5. Outer Shroud Vane (cilindro exterior del estator)
6. Hole for Bolt (orificio para aseguramiento por medio de un tornillo)
7. Stator Flange
8. Ball Bearing (Rodamiento de bola)
9. Stator Flange

## 6.2.6 Transmisión de cargas

### 6.2.6.1 Transmisión de carga axial en el conjunto rotor

La carga axial es la ejercida por el gas al salir expulsado de la cámara de combustión, es transmitida desde el blade al eje, por medio de disco y la tuerca

Figura 6-14. Transmisión de carga axial

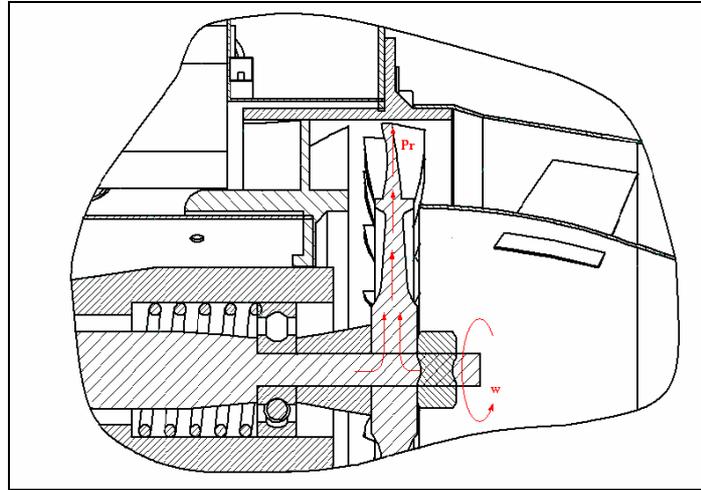


Diseño de los Autores

### 6.2.6.2 Transmisión de carga radial

Esta carga se debe al movimiento centrífugo ( $P_c$ ) por parte de las parte móviles (conjunto rotor), además de que en este influye la masa del material, por lo que este conjunto debe ser lo mas liviano posible, debido a que el exceso de masa genera un esfuerzo radial pues tenemos que el esfuerzo es igual al producto de la fuerza por el área, si aumentamos el área se sección transversal, estaríamos incrementando el esfuerzo.

Figura 6-15. Transmisión de Carga Radial

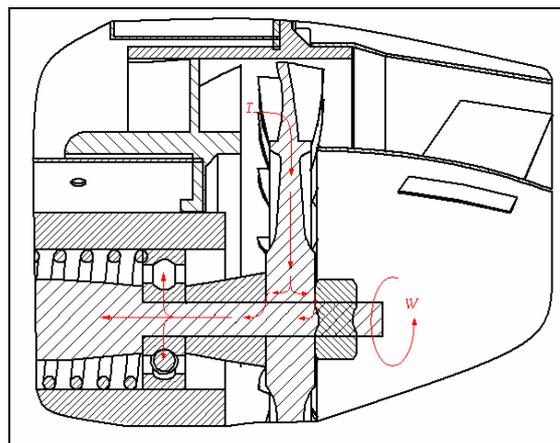


Diseño de los Autores

### 6.2.6.3 Transmisión de torque en el conjunto rotor

El Torque es el movimiento ejercido por el disco/blade de turbina debido al paso de flujo de gas a través de los canales entre blades, este es transmitido al eje directamente por el sistema de auto ajuste el cual consiste en un roscado invertido en cada extremo del eje, lo cual hace que cuando el conjunto rotor gire el sistema se ajuste apretándose entre si al eje, que este a su vez lo transmitirá al compresor, haciéndolo mover.

Figura 6-16. Transmisión de torque



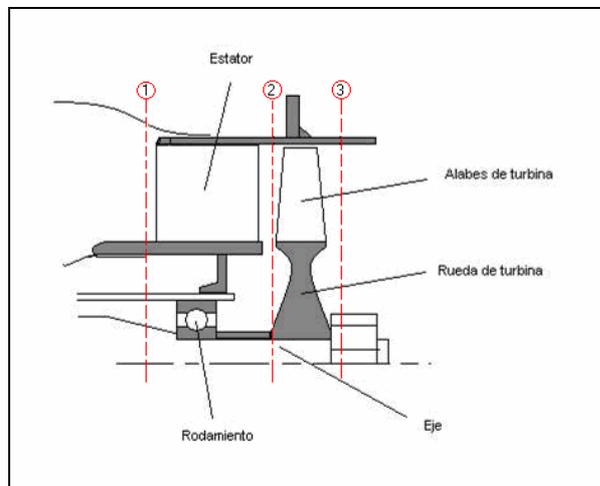
Diseño de los Autores

## 6.3 ANALISIS CUANTITATIVO

6.3.1 Disposiciones iniciales sobre parámetro de la turbina referente a la primera investigación<sup>23</sup>.

6.3.1.1 Esquema de la etapa de la turbina

Figura 6-17. Esquema Etapa de Turbina



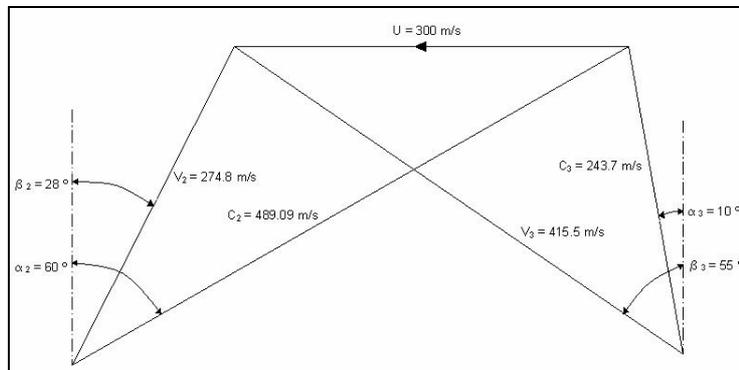
Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

6.3.1.2 Triangulo de velocidades

---

<sup>23</sup> Escobar Garzón, Arnold. Metodología de Diseño para turborreactores de bajo flujo másico. Bogotá. 2005,

Figura 6-18. Velocidades en la Turbina

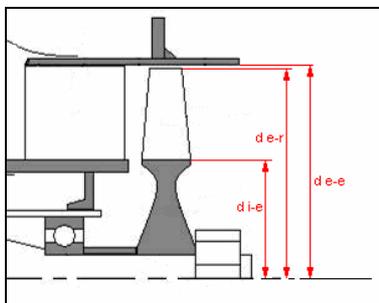


Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

- Gasto Masico  $m$  0.16
- Temperatura de entrada  $T_{01}$  1000 °K
- Salto de Temperatura  $T_{0s}=T_{01}-T_{03}$  122 °K
- Rendimiento Isentrópico  $\eta_t$  0.75
- $N = 80000 \text{ RPM} = 1333 \text{ RPS}$
- $U = 300\text{m/s}$
- Coeficiente de pérdida del estator  $\lambda_n$  de 0.05
- Coeficiente de salto de temperatura  $\psi$  de 3.12
- Coeficiente de flujo  $\phi = 0.8$
- $C_1$  velocidad relativa a la entrada del estator
- $C_2$  velocidad relativa a la salida del estator de 489.09 m/s
- $C_3$  velocidad a la salida del rotor de turbina de 243.7 m/s
- $C_{a2}$  velocidad axial entre el estator y rotor de la turbina de 240 m/s
- $C_{a3}$  velocidad axial a salida del rotor
- $A_2$  área de la sección anular del estator 2 de 0.00164 m<sup>2</sup>
- $A_3$  área de la sección anular del estator 3 de 0.00161 m<sup>2</sup>
- $A_{1-2}$  Promedio de áreas para el rotor de 0.00145 m<sup>2</sup>
- $A_{2-3}$  Promedio de áreas para el estator de 0.00163 m<sup>2</sup>

### 6.3.1.3 Diámetros

Figura 6-19. Diámetros de la etapa de Turbina



Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

$d_{i-e}$  diámetro externo del estator de 0.0603 m

$d_{e-e}$  diámetro externo del estator de 0.086 m

$d_{e-r}$  diámetro externo del rotor de 0.085 m

### 6.3.1.4 Geometría de los alabes para rotor y estator

h. altura

c. cuerda

s. paso

s/c relación paso/cuerda

h/c Relación de aspecto

Tabla No 6-1. Medidas del disco de turbina

TURBINA	h [mm]	c [mm]	s [mm]	s/c	h/c
Estator	12,80	23,27	15,59	0,67	0,55
Rotor	13,00	13,54	11,51	0,85	0,96

### 6.3.2 Determinación de Fuerzas que Actúan en un Disco.

El disco de turbina ayuda a transmitir cargas hacia el eje, que a su vez van a ser entregadas al compresor, entre las que encontramos carga axial  $P_a$ , carga radial  $P_r$  y carga tangencial  $P_t$ .

#### 6.3.2.1 Carga Axial

Carga axial utilizando la ecuación A en donde se suma la fuerza estática, debida a la diferencia de presiones a lado y lado de la rueda de turbina, con la fuerza dinámica, debida a la velocidad de los gases que impactan con el rotor (ref tesis).

Ecuación 6-1

$$P_a = \dot{m}(C_{a2}) + A_{2-3}(P_3 - P_2)$$

Donde:

$m$  Gasto másico = 0.17 [kg/s]

$C_{a2}$  Velocidad axial entre el rotor y estator de la turbina [240 m/s]

$A_{2-3}$  Área de sección anular 2 -3 = [0.00163 m<sup>3</sup>]

$P_3 - P_2$  Diferencia de presión

Por lo que tenemos que  $P_a = 35.91$  N

#### 6.3.2.2 Carga Radial

Carga radial utilizando la ecuación B, en donde se encuentra una variable  $K$  relativa a la excentricidad del rotor, que para motores pequeños se asume entre 2 - 3.

Ecuación 6-2

$$P_r = kmg$$

Donde:

$K$  variable relativa a la excentricidad = [ 3 ]

$m$  masa = [0.08 kg.]

$g$  Gravedad = [9.81 m/s<sup>2</sup>]

por lo que se tiene una carga radial de = 2.35 N

### 6.3.2.3 Carga Tangencial

Carga tangencial, para lo que utilizaremos la ecuación C para la cual se toma el valor de la potencia P, requerida por el compresor, y se calcula el torque que debe generar a turbina en su operación por la Ecuación D.

Teniendo  $P = 19730$  W y  $\omega = 8377.58$  rad/s

Ecuación 6-3

$$T = \frac{P}{\omega}$$

Se reemplaza y se sabe que el torque es = 2.235 Nm

Ahora teniendo el valor del Torque se puede hallar la carga tangencial, sabiendo que  $r_{e-r} = 0.0425$  m

Ecuación 6-4

$$P_t = \frac{T}{r_{e-r}}$$

Por lo que el valor de de  $P_t = 52.6$  N

Constantes:

Modulo elástico E

Poisson ratio  $\mu$

Densidad del material  $\rho = 7800$  [kg/m<sup>3</sup>]

Coefficiente de expansión térmica para Acero H13<sup>26</sup> para una temperatura de operación entre 27-816°C que equivalen a 300-1089°K  $\alpha = 13.5 \times 10^{-6}$  /°K

#### 6.3.2.4 Velocidad angular $\omega$

La velocidad angular esta dada por la expresión:

Ecuación 6-5

$$\omega = 2\pi N$$

En donde N= 80000 r.p.m. por lo que remplazando obtenemos que  $\omega$   
= 8377.58

#### 6.3.2.5 Incremento de temperatura $\Delta T$

Para realizar el calculo del incremento de temperatura se toma los valores de operación a los cuales se va a encontrar sometido el motor, para lo cual se toma una temperatura mínima de 300 K, y una temperatura máxima de 1089 K, por lo que se tiene un  $\Delta T = 789$  K.

#### 6.3.3 Determinación de esfuerzo elástico en un disco de turbina

Uno de los problemas en el diseño de discos de turbina, es la determinación de los esfuerzos bajo las condiciones a las que opera. Entre las que se puede contar con el comportamiento del material bajo esfuerzos térmicos, de tensión, de compresión.

La distribución de los esfuerzos se basa en asumir un esfuerzo y deformación lineal, esto con el fin de hacer mas fácil los cálculos, ya que una de las dificultades que se puede encontrar en la elaboración del análisis para un disco con alto gradiente de temperatura es que sus propiedades físicas tales como el modulo elástico, el Poissons Ratio y los coeficientes de expansión térmica varían al aumentar la temperatura en las zonas del disco.

Para la elaboración de este estudio se asumirá:

- El esfuerzo es proporcional a la deformación y el material del disco es completamente elástico a la distribución de esfuerzos inducidos por los efectos térmicos y centrífugos.
- Todas las propiedades del material y las condiciones de operación se asumen simétricas a lo largo del eje de rotación.
- Los esfuerzos axiales son despreciados y a algunos radios el esfuerzo radial y tangencial se asume uniforme en la sección transversal del disco.
- Las temperaturas son tomadas en el plano central perpendicular al eje del disco.

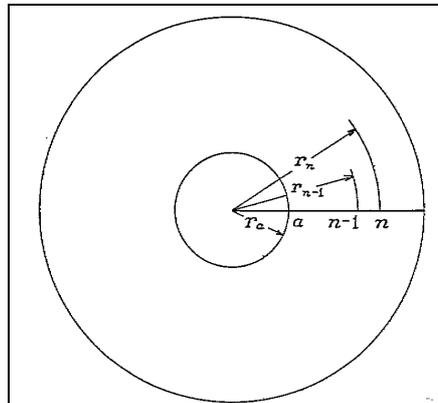
En un disco rotante de variable sección transversal, el estado de algunos radios puede ser definido por dos principales esfuerzos, el esfuerzo radial  $\bar{\sigma}_r$  y tangencial  $\bar{\sigma}_t$ .

Para un disco con hueco central como el que estamos analizando la estación de referencia es seleccionada a el interior del radio, donde el esfuerzo radial es 0, por lo tanto, los esfuerzos en todas las estaciones en el disco son expresadas en la variable desconocida del esfuerzo tangencial, en el caso en que tuviéramos un disco sólido, la estación de referencia es tomado en un punto cercano al centro del disco (a un 5% del radio del disco), en esta región el esfuerzo radial y tangencial puede ser asumido igual, por lo tanto sería una única variable desconocida, esta puede ser determinada por las condiciones límites en el Rim del disco, donde el esfuerzo radial es igual a la carga centrífuga en el blade.

Para este análisis utilizaremos dos métodos, los cuales son recomendados por el “National Advisory Committee for Aeronautics”<sup>24</sup>.

Primero que todo, como esta distribución será en función del radio (distancia radial del disco desde el *Hub* hasta el *Rim*), Un número de puntos son tomados a lo largo del radio del disco como se muestra en la figura 6-20 si es asumido que la distribución de esfuerzos en el disco ya han sido determinado, las cantidades podrán ser calculadas en las ecuaciones (1) y (2), para los puntos determinados de radio.

Figura 6-20. Puntos en el disco de turbina para los Esfuerzos



<http://naca.larc.nasa.gov/>

Entonces, para un punto determinado  $r_A$  a lo largo del radio del disco se usaría la siguiente expresión:

Ecuación 6-6

$$r_A = \frac{1}{2}(r_{n-1} + r_n)$$

Por lo que para el término  $rh\delta_r$  en el punto determinado  $r_A$  se tiene:

---

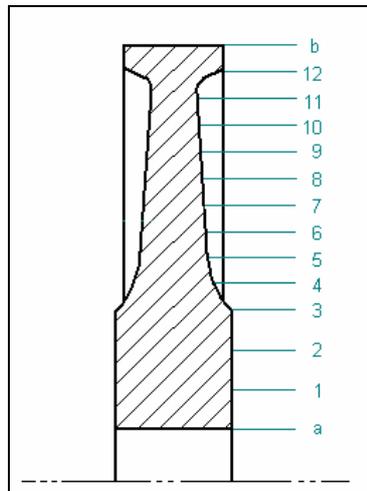
<sup>24</sup> S.S. Manson, National Advisory Committee for Aeronautics, Report No 871. Determination of elastic stresses in gas turbine Disks.

Ecuación 6-7

$$(rh\sigma_r)_A \approx \frac{1}{2}(r_{n-1}h_{n-1}\sigma_{r,n-1} + r_n h_n \sigma_{r,n})$$

Para nuestro análisis se seleccionaron se tomaron 14 estaciones proporcionales tomadas arbitrariamente, ver figura 6-21.

Figura 6-21. Puntos en el Disco



Diseño de los Autores

#### 6.3.4 Método solución teórica

El primer método empleado es la solución teórica de esfuerzos; para el cual utilizaremos las ecuaciones de equilibrio 6-8 y 6-9 y con el conocimiento de las condiciones límites, es suficiente para resolver las dos variantes  $\bar{\sigma}_r$  y  $\bar{\sigma}_t$ , porque  $\rho$ ,  $\mu$ ,  $\alpha$ ,  $\Delta T$ ,  $E$  y  $h$  están en función del radio  $r$ .

Ecuación 6-8

$$\frac{d}{dr}(rh\sigma_r) - h\sigma_t + \rho\omega^2 hr^2 = 0$$

Ecuación 6-9

$$\frac{d}{dr} \left( \frac{\sigma_t}{E} \right) - \frac{d}{dr} \left( \frac{u\sigma_r}{E} \right) + \frac{d}{dr} (\alpha\Delta T) - \frac{(1+u)(\sigma_r - \sigma_t)}{Er} = 0$$

Cuyas soluciones quedan de la siguiente manera:

Ecuación 6-10

$$\frac{r_n h_n \sigma_{r,n} - r_{n-1} h_{n-1} \sigma_{r,n-1}}{r_n - r_{n-1}} - \frac{h_n \sigma_{t,n} + h_{n-1} \sigma_{t,n-1}}{2} + \frac{\omega^2}{2} (\rho_n h_n r_n^2 + \rho_{n-1} h_{n-1} r_{n-1}^2) = 0$$

Ecuación 6-11

$$\frac{\frac{\sigma_{t,n}}{E_n} - \frac{\sigma_{t,n-1}}{E_{n-1}}}{r_n - r_{n-1}} - \frac{\frac{u_n \sigma_{r,n}}{E_n} - \frac{u_{n-1} \sigma_{r,n-1}}{E_{n-1}}}{r_n - r_{n-1}} + \frac{\alpha_n \Delta T_n - \alpha_{n-1} \Delta T_{n-1}}{r_n - r_{n-1}} - \frac{1}{2} \left[ \frac{(1+u_n)(\sigma_{r,n} - \sigma_{t,n})}{E_n r_n} + \frac{(1+u_{n-1})(\sigma_{r,n-1} - \sigma_{t,n-1})}{E_{n-1} r_{n-1}} \right] = 0$$

Donde:

- $\rho$  Densidad del material
- $\mu$  Poisson ratio
- $\alpha$  Coeficiente de expansión térmica
- $\Delta T$  Incremento de temperatura
- $E$  Modulo elastico
- $h$  axial thickness del disco
- $r$  distancia radial

Para la determinación de las deformaciones se usaran las siguientes formula:

Ecuación 6-12

$$\epsilon_r = \frac{du}{dr} = \frac{\sigma_r - u\sigma_t}{E} + \alpha\Delta T$$

Ecuación 6-13

$$\epsilon_t = \frac{u}{r} = \frac{\sigma_t - u\sigma_r}{E} + \alpha\Delta T$$

Donde  $\epsilon_r$  es deformación radial y  $\epsilon_t$  es deformación tangencial

Para el desarrollo de estas ecuaciones empleamos una hoja de cálculo que nos permite determinar los valores que se requieren, para al final obtener la

correspondiente distribución de esfuerzos. La resolución de las siguientes ecuaciones se muestra en los anexos a y b.

Las primeras 7 columnas son valores que se conocen debido al material seleccionado estas son:  $r$ ,  $h$ ,  $\rho$ ,  $\mu$ ,  $E$ ,  $\alpha$  y  $\Delta T$ , con estos valores iniciales se empieza la determinación de los esfuerzos. Ver anexo 1.

### 6.3.5 Método de Diferencias Finitas

En este método empleamos muchas ecuaciones, las cuales son reducidas en coeficientes, de igual manera para resolver este método usamos una hoja de calculo la cual no determinara los valores para todas las estaciones que en primera instancia se tomaron, en la parte superior de cada una de las columnas se muestra el calculo que se hace con el fin de llegar a esos coeficientes, de la misma forma que el anterior método se busca determinar la distribución de esfuerzos en cada una de las estaciones seleccionadas,

Ecuación 6-14

$$C_n = r_n h_n$$

Ecuación 6-15

$$C'_n = \frac{u_n}{E_n} + \frac{(1 + u_n)(r_n - r_{n-1})}{2E_n r_n}$$

Ecuación 6-16

$$D_n = \frac{1}{2}(r_n - r_{n-1})h_n$$

Ecuación 6-17

$$D'_n = \frac{1}{E_n} + \frac{(1+u_n)(r_n - r_{n-1})}{2E_n r_n}$$

Ecuación 6-18

$$F_n = r_{n-1} h_{n-1}$$

Ecuación 6-19

$$F'_n = \frac{\mu_{n-1}}{E_{n-1}} - \frac{(1+\mu_{n-1})(r_n - r_{n-1})}{2E_{n-1} r_{n-1}}$$

Ecuación 6-20

$$F'_n = \frac{u_{n-1}}{E_{n-1}} - \frac{(1+u_{n-1})(r_n - r_{n-1})}{2E_{n-1} r_{n-1}}$$

Ecuación 6-21

$$G_n = \frac{1}{2}(r_n - r_{n-1})h_{n-1}$$

Ecuación 6-22

$$G'_n = \frac{1}{E_{n-1}} - \frac{(1+u_{n-1})(r_n - r_{n-1})}{2E_{n-1} r_{n-1}}$$

Ecuación 6-23

$$H_n = \frac{1}{2}\omega^2(r_n - r_{n-1})(\rho_n h_n r_n^2 + \rho_{n-1} h_{n-1} r_{n-1}^2)$$

Ecuación 6-24

$$H'_n = \alpha_n \Delta T_n - \alpha_{n-1} \Delta T_{n-1}$$

Ecuación 6-25

$$K_n = \frac{F'_n D_n - F_n D'_n}{C'_n D_n - C_n D'_n}$$

Ecuación 6-26

$$K'_n = \frac{C_n F'_n - C'_n F_n}{C'_n D_n - C_n D'_n}$$

Ecuación 6-27

$$L_n = \frac{G'_n D_n + G_n D'_n}{C'_n D_n - C_n D'_n}$$

Ecuación 6-28

$$L'_n = \frac{C'_n G_n + C_n G'_n}{C'_n D_n - C_n D'_n}$$

Ecuación 6-29

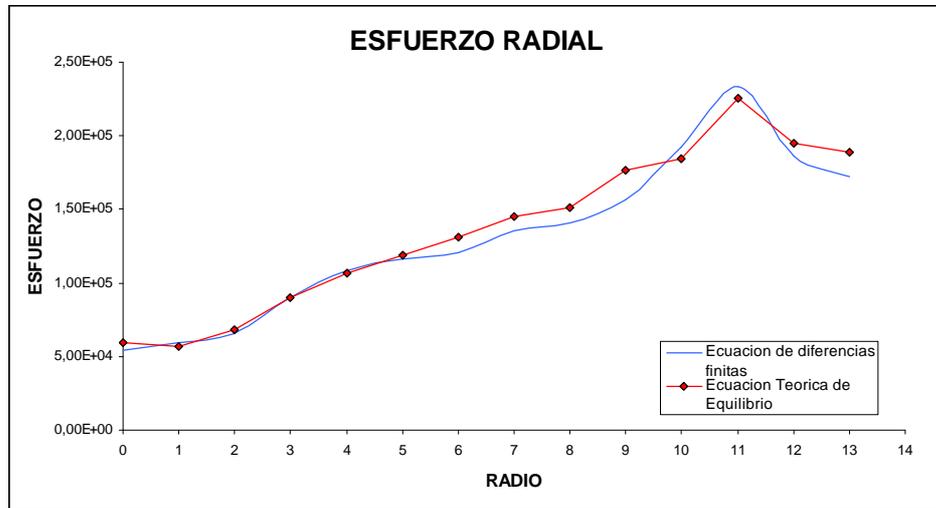
$$M_n = \frac{H'_n D_n + H_n D'_n}{C'_n D_n - C_n D'_n}$$

Ecuación 6-30

$$M'_n = \frac{C'_n H_n + C_n H'_n}{C'_n D_n - C_n D'_n}$$

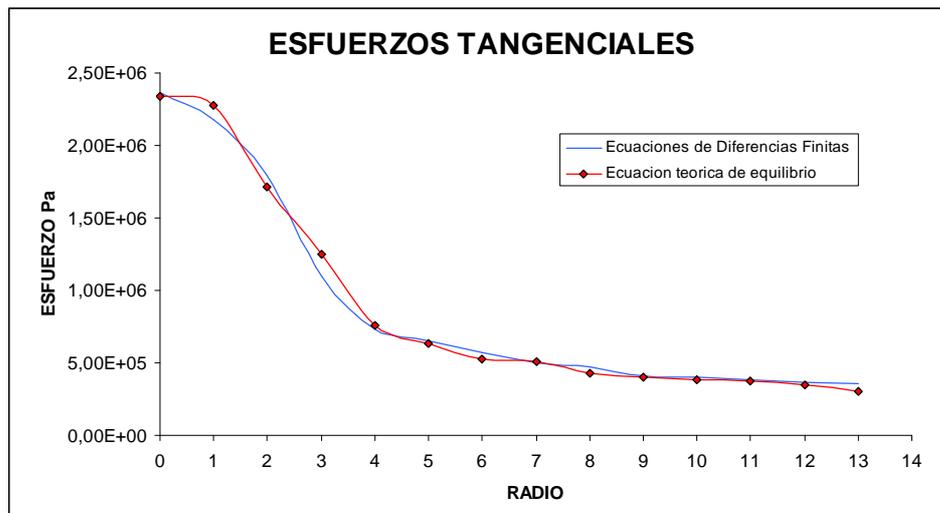
El resumen del empleo de todas estas ecuaciones, así como de los dos métodos antes mencionados es mostrado en la siguiente grafica, el cual muestra la distribución de los esfuerzos radiales y tangenciales a lo largo de disco de turbina. El modo de uso de las ecuaciones se resume en el anexo 1.

Figura 6-22. Distribución de Esfuerzos Radiales



Diseño de los autores

Figura 6-23. Distribución de Esfuerzos Tangenciales



Diseño de los autores

#### 6.4 ANALISIS DE ELEMENTOS FINITOS

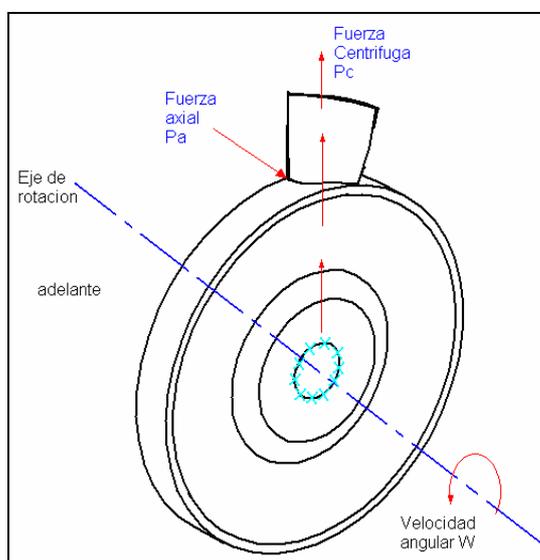
En esta sección para el análisis de elementos finitos determinamos como componentes significativos a la turbina y la tobera de escape. Estos componentes

ya que en primer lugar es rotatorio y segundo por que la tobera esta expuesta a una presión de salida la cual acelera los gases y va a flectar la lámina.

#### 6.4.1 Turbina

Para realizar el análisis de elementos finitos a este componente se realizo una simplificación del disco y del alabe analizándolos por separado. En primera instancia analizaremos el alabe de la turbina.

Figura 6-24. Diagrama de cuerpo libre de turbina

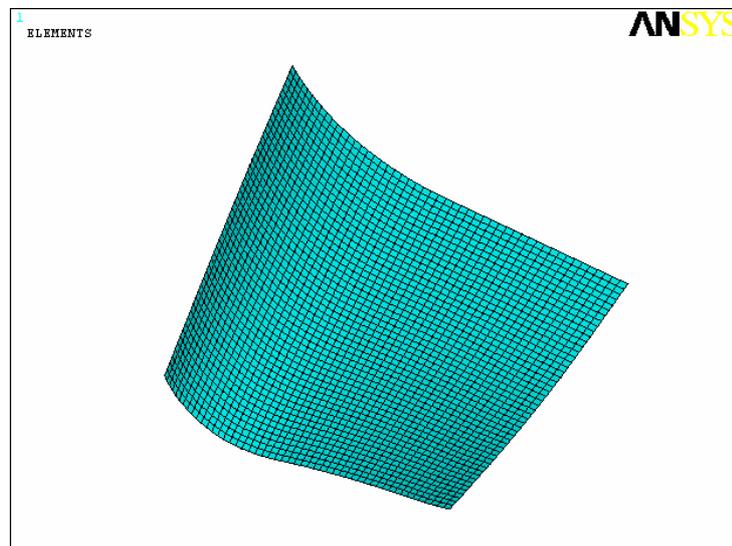


Diseño de los autores

En la primera fase para el FEA es necesario, como ya lo hemos visto metodológicamente páginas atrás, realizar y determinar la simplificación de la geometría adecuada para realizar el análisis y además definir el tipo de elemento finito a trabajar.

En el caso del alabe se determino una geometría para el análisis en forma de lamina es decir que se realizo por medio del tipo de elemento finito Shell 63, que como ya explicamos anteriormente se dan las coordenadas del contorno y después se introduce el grosor promedio del alabe. Por lo tanto este modelo es trabajado en tres dimensiones. Ver anexo D.

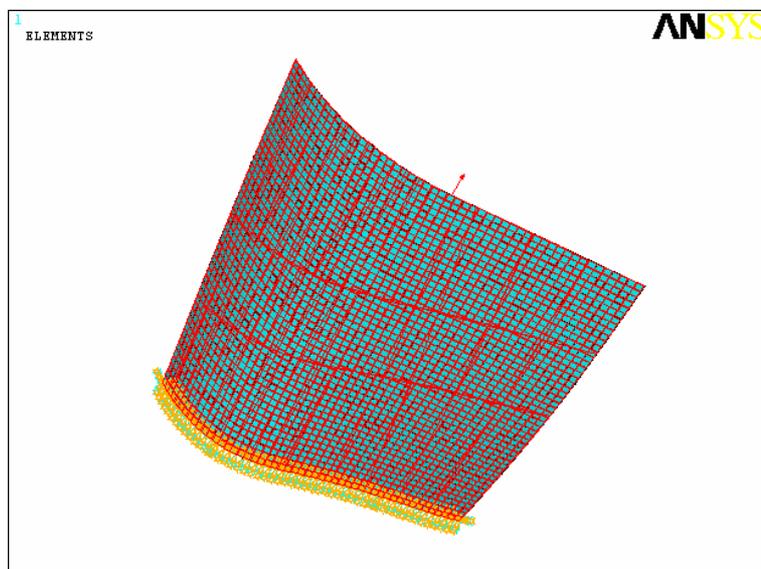
Figura 6-25. Geometría del Alabe de Turbina



Diseño de los autores

Después de haber definido geometría y tipo de elemento proseguimos a determinar las condiciones de contorno, en la cual una presión distribuida sobre el alabe de 1.08 Bar.

Figura 6-26. Condiciones de Contorno en el Alabe

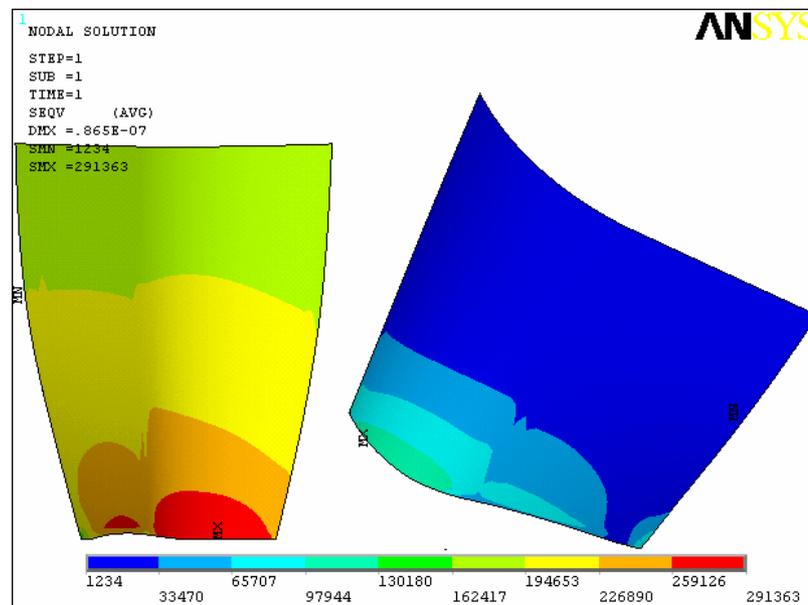


Diseño de los autores

Como se puede observar en la anterior figura el perfil de presiones se distribuye sobre la superficie, además podemos ver que el alabe esta empotrado en la pared inferior la cual es donde esta unido con el disco.

Ahora ya bien habiendo definido las condiciones de contorno proseguimos a correr el modelo y solucionarlo; de esto resulta el Von Misses un esfuerzo máximo de 291.363 KPa por la parte interna del alabe en la raíz y el mínimo en el leading edge. De aquí podemos analizar que no se traspasa el limite de fluencia de 187.5 GPa.

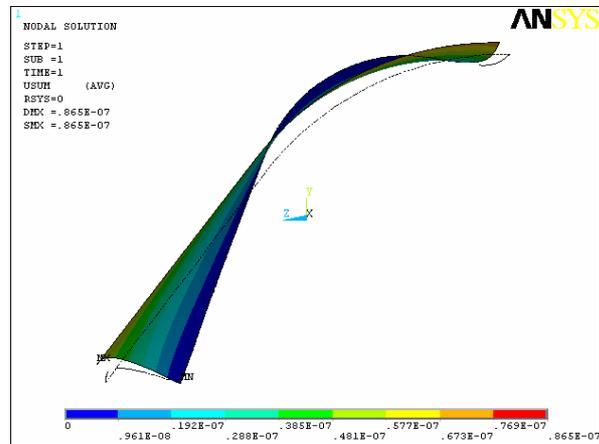
Figura 6-27. Esfuerzos en el Alabe



Diseño de los autores

Ahora se analiza la deformación que sufre el alabe, la cual en la siguiente figura podemos analizar desde una vista superior del alabe con una deformación máxima de  $0.865 \cdot 10^{-7}$ .

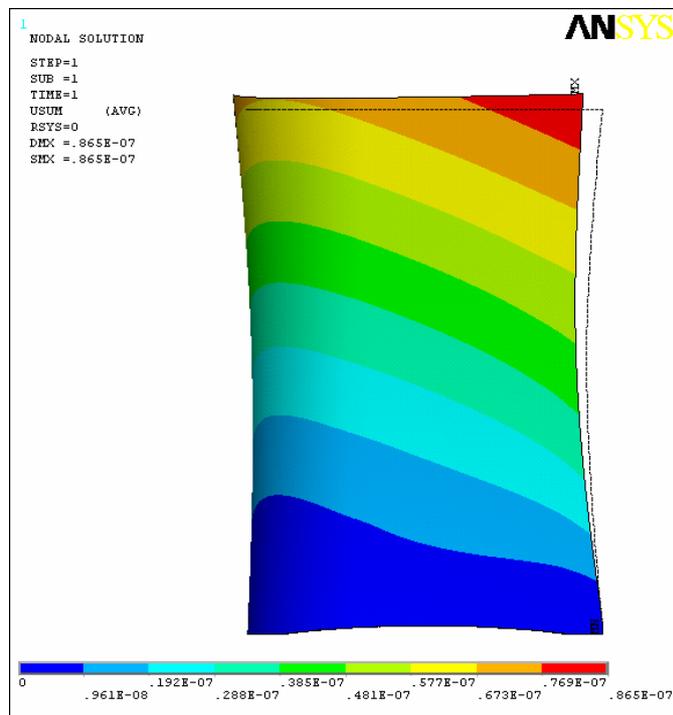
Figura 6-28. Deformación de Tip con respecto al Root



Diseño de los autores

Ahora en la siguiente figura podemos observar la deformación radial que sufre el alabe en la misma proporción que la anterior figura.

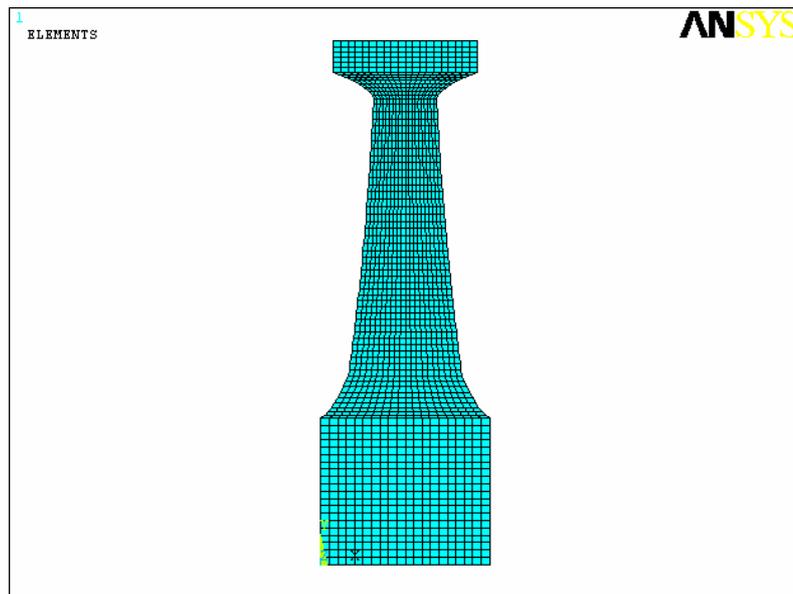
Figura 6-29. Deformación Radial en el alabe



Diseño de los autores

Ahora seguimos con el disco de la turbina el cual en su primera fase de la determinación de su geometría y tipo de elemento finito a aplicar se determino que el disco se analiza por la parte frontal y el tipo de elemento finito es Plane 42 Axisimétrico. Ver anexo D

Figura 6-30. Enmallado de disco de turbina 2-D

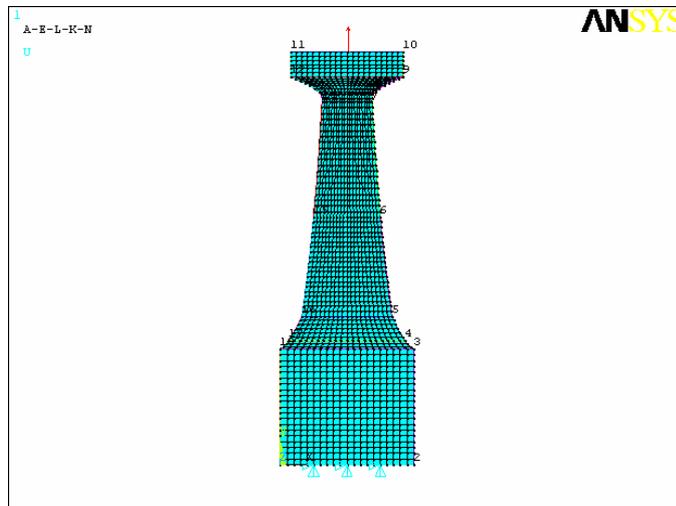


Diseño de los autores

En cuanto a las propiedades del material se refiere nos remitimos a la tabla 8-2 en la cual veremos las propiedades del material en el que esta construido el componente el cual es AISI 304. Ahora en la determinación de las condiciones de contorno se determina que el empotre debe ser en la parte donde esta acoplado con el eje y que al igual se aplica la fuerza centrífuga  $P_c$ .

Por tanto para este análisis se tendrá en cuenta la fuerza radial, la cual se muestra a continuación.

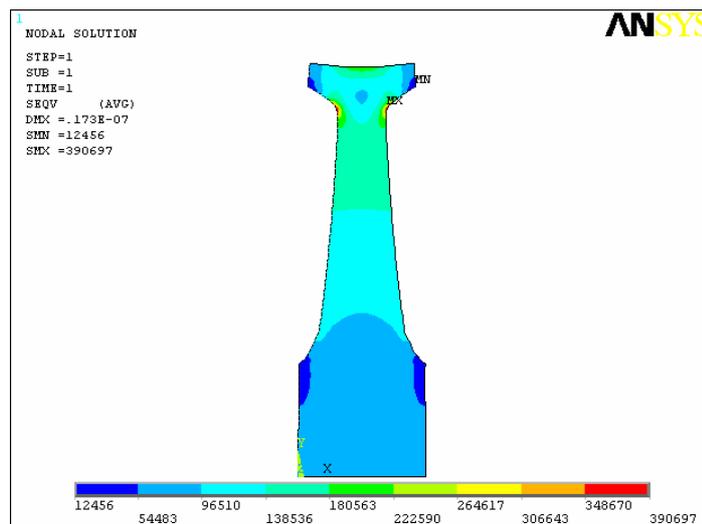
Figura 6-31. Carga axial en el disco



Diseño de los autores

Ahora procedemos a solucionar el modelo del cual obtenemos que el esfuerzo máximo es de 390.697 KPa, y por tanto no se excede el límite de fluencia. Se puede observar que estos valores máximos están en la reducción de área del disc rim en la parte superior del Disc body. Esto se da ya que estas aristas son concentradoras de esfuerzo. Vemos que en la raíz sufre un esfuerzo de 55 KPa aproximadamente.

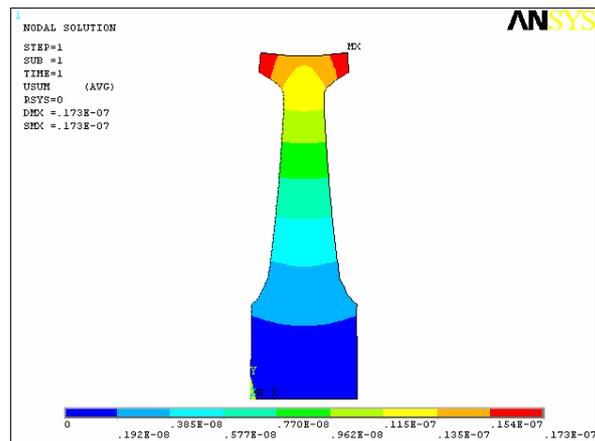
Figura 6-32. Esfuerzos radiales en 2-D



Diseño de los autores

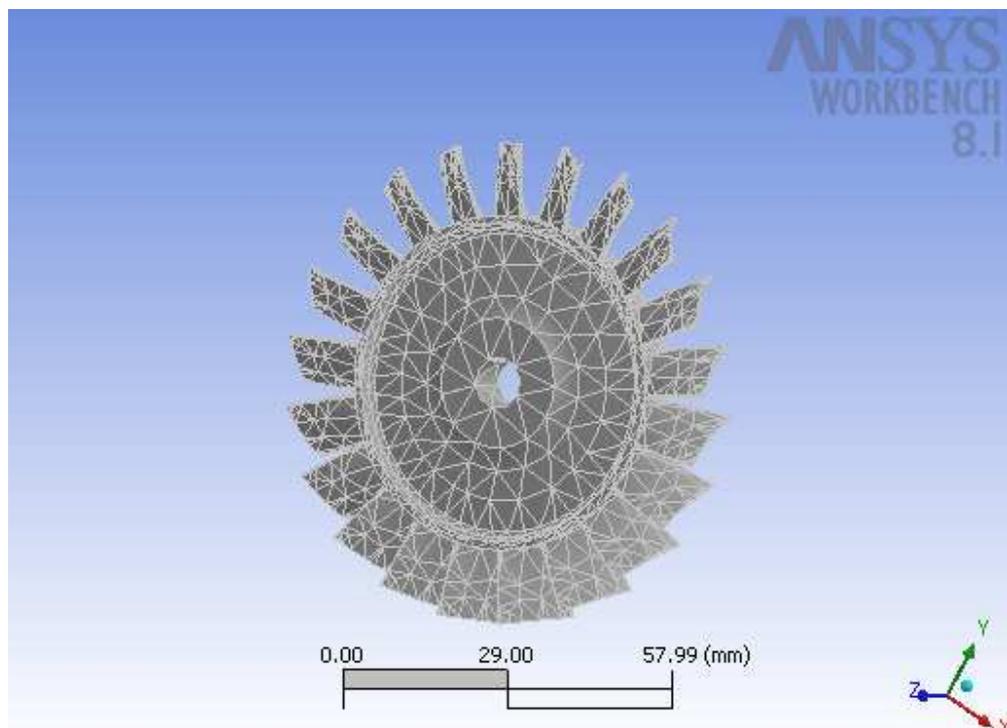
Respecto al desplazamiento podemos ver que el valor máximo de desplazamiento es en el Disc Rim en los extremos donde se une con el alabe y tiene un valor máximo de  $0.173 \cdot 10^{-7}$ .

Figura 6-33. Deformación del disco



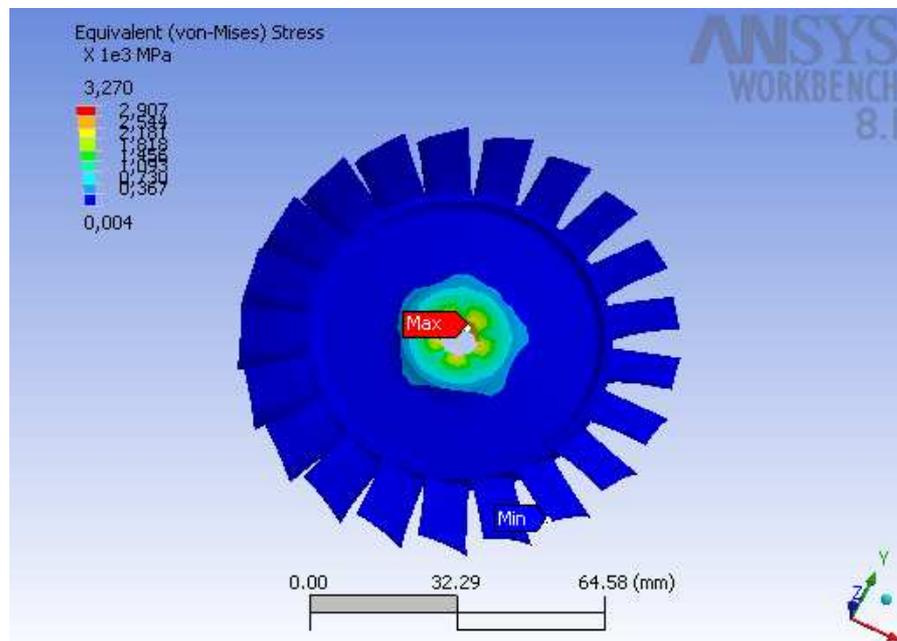
Diseño de los Autores

Figura 6-34. Enmallado de la Turbina



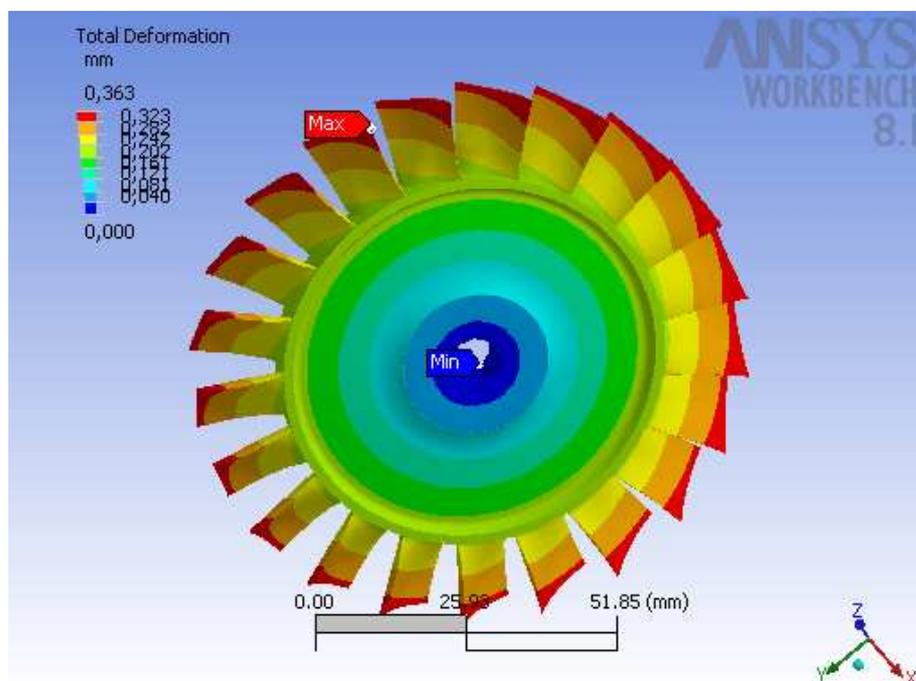
Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

Figura 6-35. Distribución de esfuerzos en la turbina



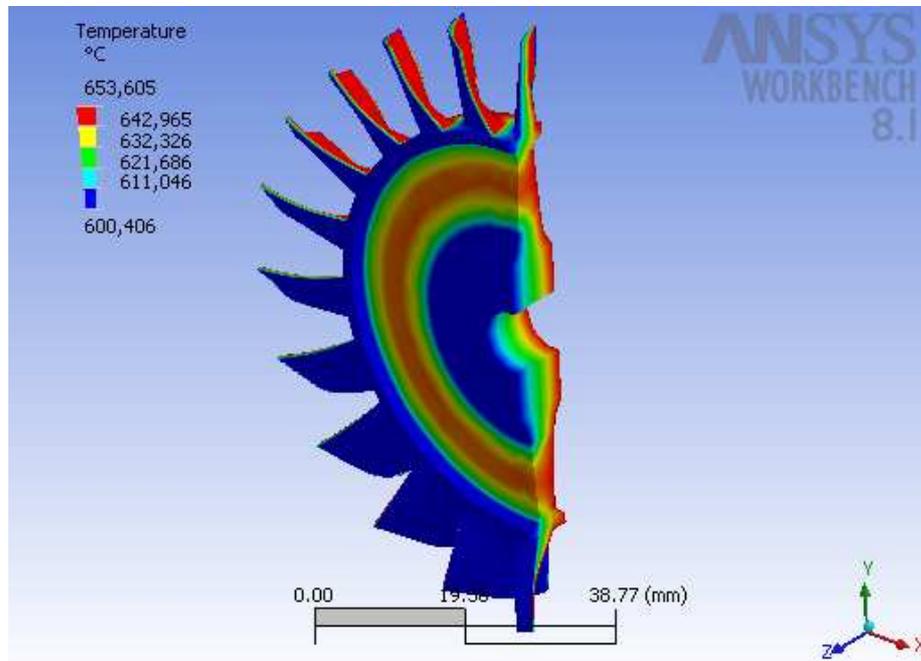
Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

Figura 6-36. Deformación de la turbina



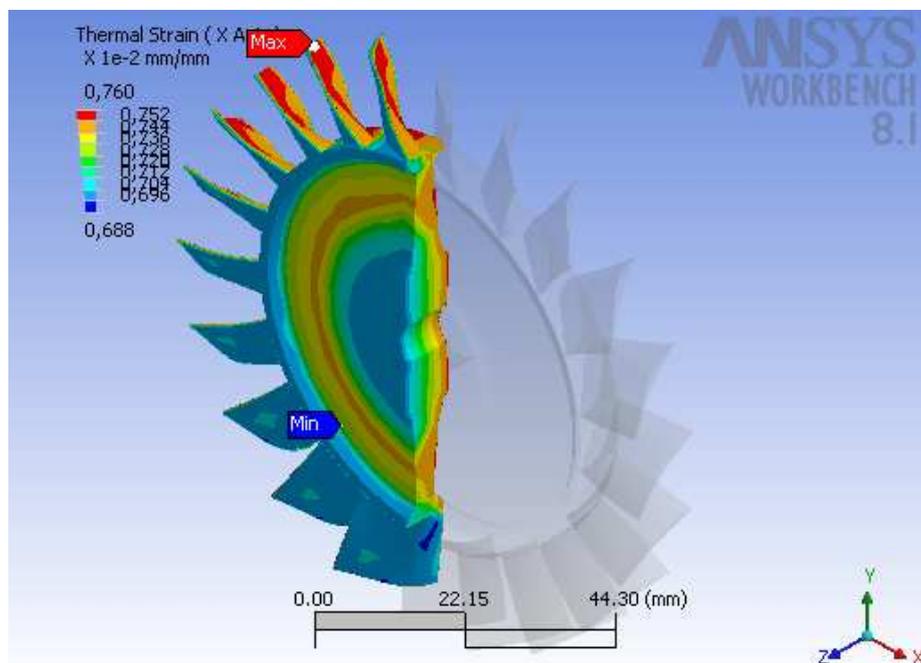
Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

Figura 6-37. Distribución de temperatura



Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

Figura 6-38. Deformación térmica



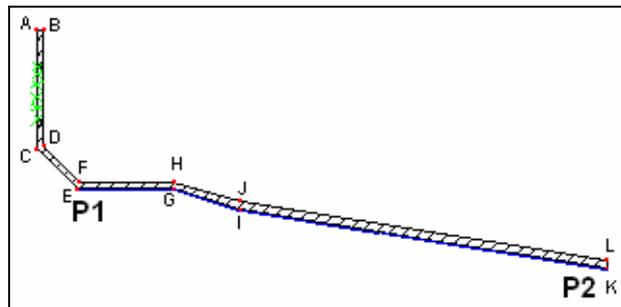
Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

#### 6.4.2 Tobera de Escape

Este componente como ya explicamos esta expuesto a temperatura y a una presión de salida de los gases; la simplificación de este componente se realizo para llegar a trabajar el componente en dos modelos; uno que es el anillo exterior y otro, el anillo interior.

En primer lugar se determino la geometría la cual fue la siguiente para el anillo exterior.

Figura 6-39. Forma geometrica del anillo exterior de la tobera

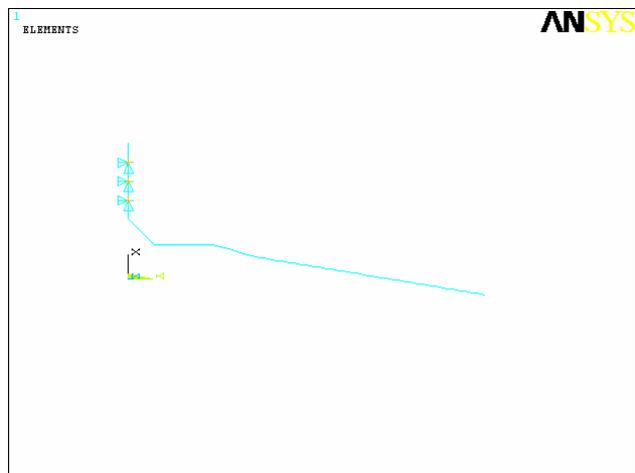


Diseño de los Autores

- A. 0, 0
- B. 0.5, 0
- C. 0, -9
- D. 0.5, 8.8
- E. 3, -12
- F. 3.20, -11.5
- G. 10, -12
- H. 10, -11.5
- I. 15.1, -13.5
- J. 15.1, -13.5
- K. 42.2, -18
- L. 42.2, 17.5

Por tanto del modelamiento resulta la siguiente geometría en Ansys:

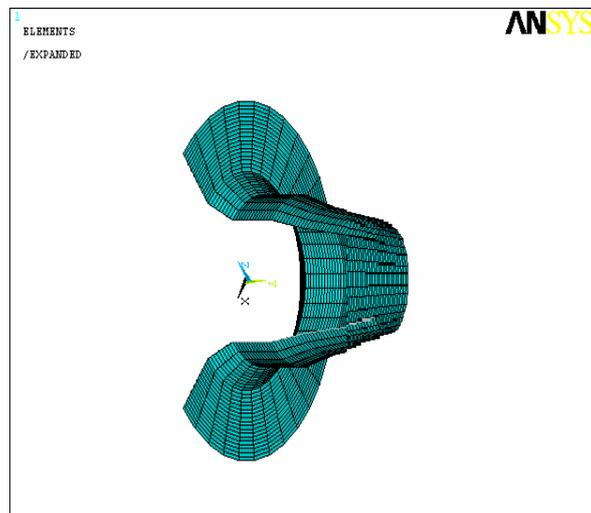
Figura 6-40. Geometría del anillo exterior



Diseño de los Autores

El tipo de elemento finito con el que se trabaja es Shell 51, es decir como una lamina la cual nos permite revolucionarla. En la anterior figura podemos observar el empotre del componente. Ver anexo D.

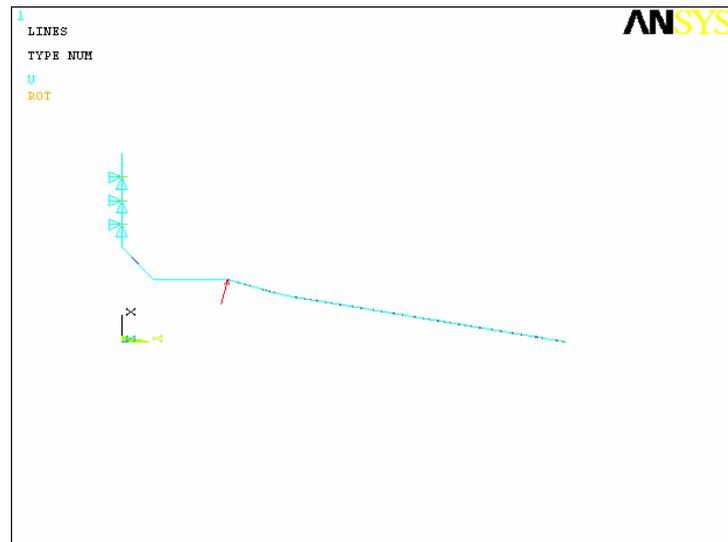
Figura 6-41. Enmallado del anillo exterior de la tobera



Diseño de los Autores

Respecto a las condiciones de contorno dos figuras atrás vemos el empotre de este elemento de la tobera y se aplica un perfil de presión, con una presión inicial (P1) de 1.0496 Bar y final (P2) de 1 bar.

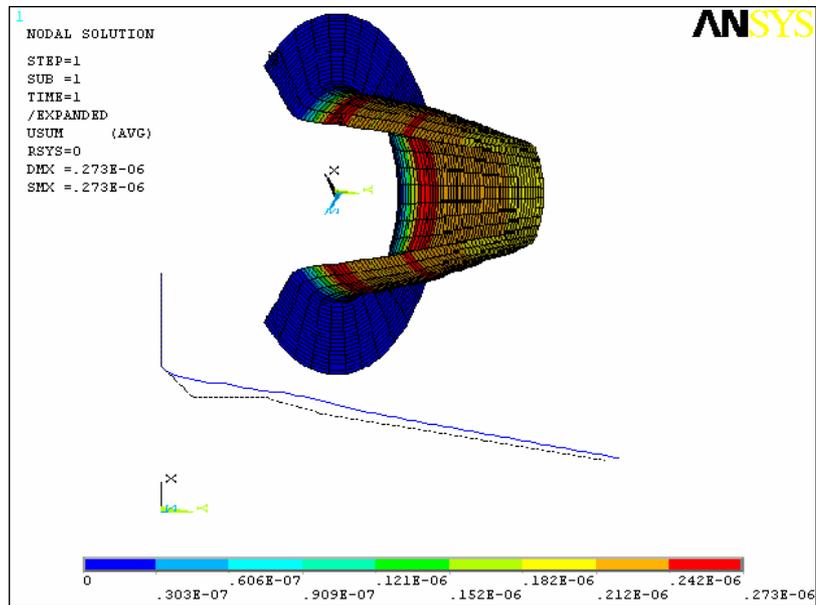
Figura 6-42. Condiciones de contorno



Diseño de los Autores

Ahora procedemos a solucionar el modelo y obtenemos que sufre una deformación bastante considerablemente pequeña la cual es máxima donde tenemos cambios de sección, con un máximo de  $0.273 \cdot 10^{-6}$  m.

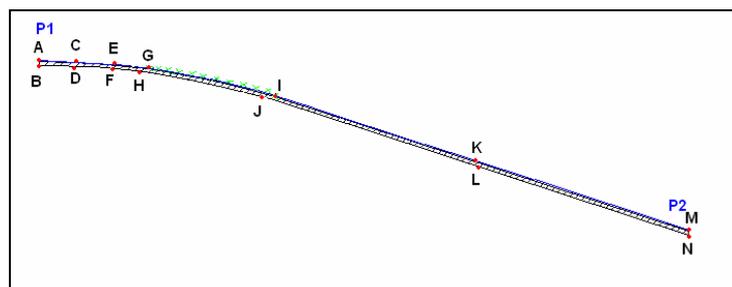
Figura 6-43. Deformación de la tobera



Diseño de los Autores

Ahora seguimos con el anillo interior de la tobera el cual fue trabajado igual con la diferencia del elemento finito ya que es de mas utilidad ver como se deforma en la forma lineal de la tobera como se muestra en la anterior grafica en la parte inferior.

Figura 6-44. Forma geométrica del anillo interno de la tobera



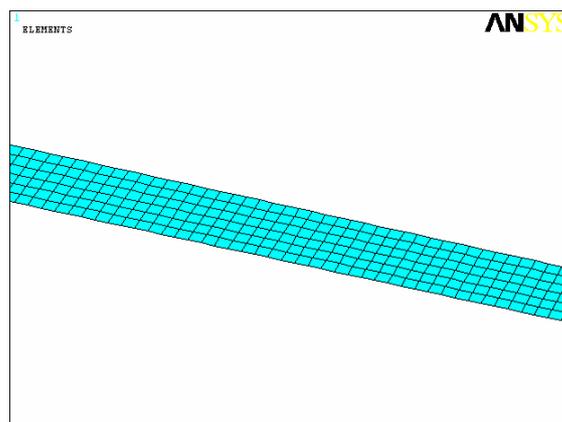
Diseño de los Autores

- A. 0, 0
- B. 0, -0.5
- C. 6, -0.2

- D. 6, -0.7
- E. 11, -0.5
- F. 11, -1
- G. 15.3, -1
- H. 14.86, -1.46
- I. 32.61, -4.86
- J. -32.44, -5.3
- K. 60, -12
- L. 60, -12.5
- M. 89.89, -23.5
- N. 89.89, -24

Como se muestra en la anterior figura este componente esta empotrado donde están las x verdes, el tipo de elemento finito que se usa es Plane 42, que nos permite trabajarlo en dos dimensiones. Ver anexo D.

Figura 6-45. Detalle del enmallado

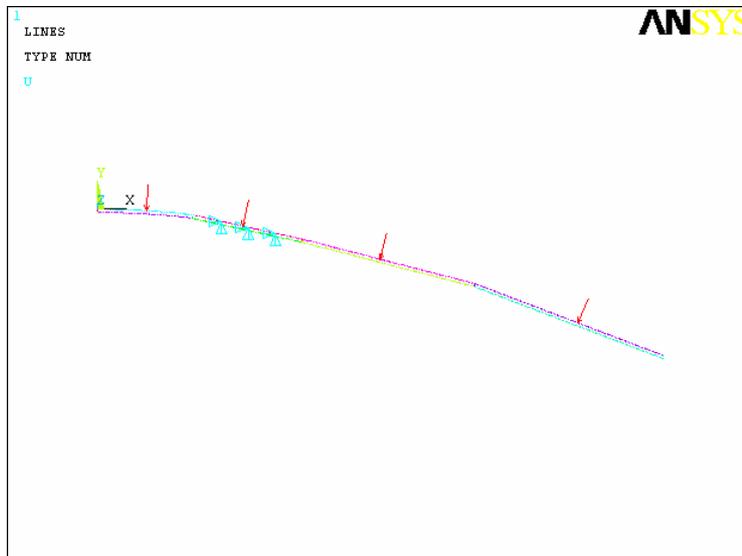


Diseño de los Autores

Respecto a las propiedades del material nos referenciamos a AISI 304 ya que es el material en el que esta construido dicha tobera.

En cuanto a las condiciones de contorno como se analizo anteriormente el componente esta empotrado como muestra la siguiente figura y se le aplica un perfil de presión sobre la superficie exterior de inicial (P1) de 1.0496 Bar y final (P2) de 1 bar.

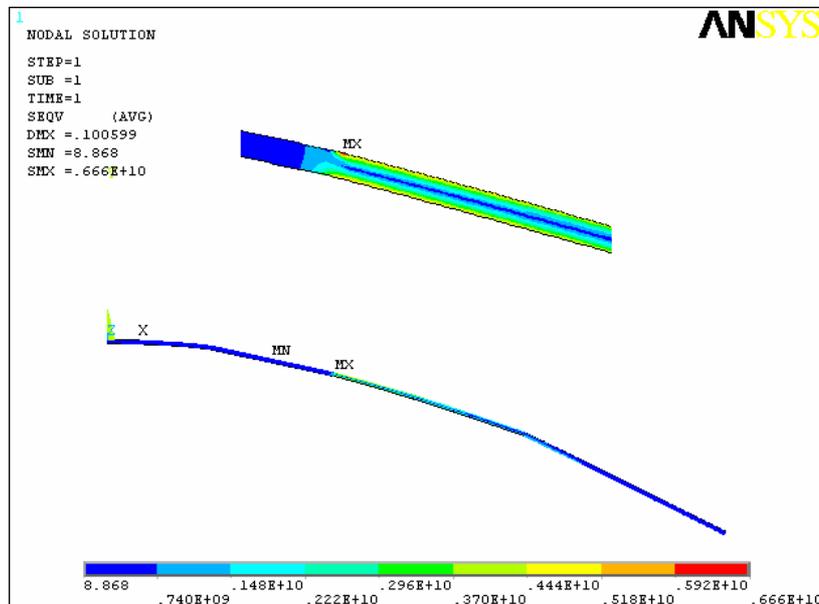
Figura 6-46. Condiciones de Contorno



Diseño de los Autores

Ahora después de correr el modelo y obtener la solución resulta que tenemos un esfuerzo bastante grande de 6.66 GPa en un borde donde esta asegurado el componente, sin embargo no se sobrepasa el limite de fluencia.

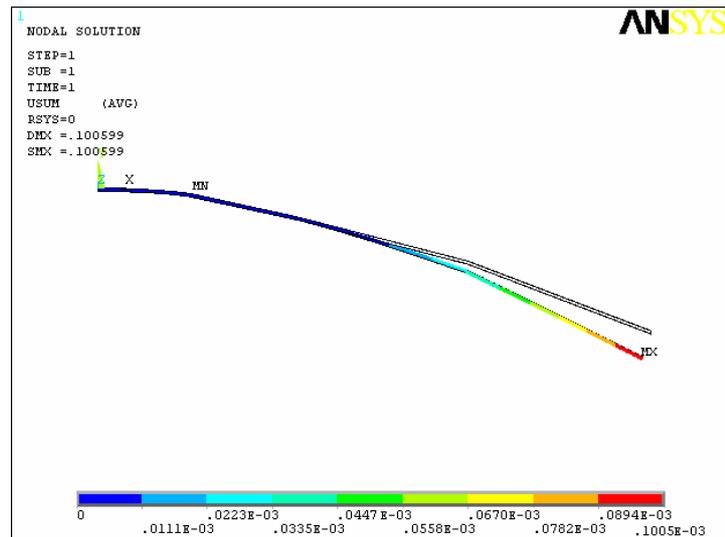
Figura 6-47. Esfuerzos en al tobera de escape



Diseño de los Autores

Ahora determinamos la deformación que sufre el componente y resulta que la mayor deformación esta en el final del anillo exterior de la tobera con una deformación máxima de  $0.1 \cdot 10^{-3}$  m.

Figura 6-48. Deformación del anillo interno de la tobera de escape



Diseño de los Autores

## 7 ANALISIS DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

### 7.1 ANALISIS CUALITATIVO

La estructura general de la microturbina es aquella en la que se soportan todos los componentes del motor como lo es el eje, los rodamientos y el frame (estructura principal). Es aquí donde la parte rotatoria como el compresor centrífugo y la única etapa de turbina (rotor) giran para proporcionar el empuje. En esta parte del análisis estructural se mostrara el análisis de estos componentes para dar la idea de su trabajo estructural. Sin embargo en los análisis específicos de cada sección también se explican las funciones de estos componentes ya que tiene varias funciones dentro de la estructura del motor.

A la hora de diseñar un frame es necesario tener en cuenta la configuración del motor, ya que es necesario determinar que tan grandes son los componentes que el frame o esqueleto principal la estructura ha de soportar. ya que si se diseña un frame que no es lo suficientemente bueno para la configuración del motor se generaran vibraciones excesivas que resultaran en desajustes en el motor y además desacoples involuntarios. Es importante tener en cuenta también que esta estructura no debe ser demasiado rígida porque también no se eliminarían las vibraciones y entraríamos en el mismo problema. Este motor por su configuración, relación de compresión y tamaño no posee elementos elásticos que absorban estas frecuencias. Por otra parte hay que centralizar las cargas sometidas en el proceso de acción y reacción para que las cargas se distribuyan adecuadamente por medio de los rodamientos y al envelope generalmente.

Se debe distribuir y proporcionar las partes de las estructuras de manera que tengan suficiente resistencia, su montaje sea práctico y sean económicas. Y se tiene que tener en cuenta la seguridad, el costo y la factibilidad.

- Seguridad: Las estructuras no solo deben soportar las cargas impuestas, sino que además las deflexiones y vibraciones resultantes, no sean excesivas alarmando a la operación normal del motor, o provoquen agrietamientos (límite de servicio).
- Costo: Se debe siempre procurar abatir los costos de construcción sin reducir la resistencia, algunas ideas que permiten hacerlo son usando secciones estándar haciendo detallado simple de conexiones y previendo un mantenimiento sencillo.
- Factibilidad: Las estructuras diseñadas deben fabricarse y montarse sin problemas, por lo que se debe adecuar al equipo e instalaciones disponibles debiendo realizar la fabricación y el montaje de las estructuras para poder detallarlas adecuadamente, teniendo en cuenta las tolerancias de montaje, dimensiones máximas de acople, especificaciones sobre instalaciones.

En un principio, los frames y estructuras se diseñaron empleando esfuerzos permisibles o de trabajo, que limitaban el esfuerzo normal o tangencial de una pieza o una fracción del esfuerzo de fluencia del material, razón por la cual se le denomina comúnmente "diseño elástico" aunque es más correcto el término: "diseño por esfuerzos permisibles o de trabajo".

Pero para el diseño de motores siempre se construye con diseño elástico ya que no es adecuado tener plasticidad en un elemento sin embargo algunos componentes se diseñan plásticamente, pero no es lo adecuado.

Como se menciona anteriormente en esta sección del análisis se tomaran en cuenta, como piezas principales para objeto de análisis el envelope, difusor, inner wall, rodamientos, eje y el estator de turbina los cuales conforman al estructura principal de la micro turbina. Sin embargo no se entrara en detalle de todas sus funciones sino que solo se tendrán en cuenta sus funciones como estructura principal (frame) ya que en las anteriores secciones de esta labor investigativa ya se han tratado específicamente estas funciones.

### 7.1.1 Diseño Actual de la Estructura del Motor

#### 7.1.1.1 Estructura Real del Motor

Como se menciona anteriormente en esta parte del análisis nos dedicaremos a analizar netamente las características estructurales como aporte al Frame de la micro turbina de los diferentes componentes que lo componen (el frame).

##### 7.1.1.1.1 Inner Wall

En primera instancia nos dedicaremos a analizar el inner wall; este componente como ya lo habíamos analizado en la sección C1 esta construido en aluminio 1100 este nos provee el espacio para que los rodamientos se apoyen, es decir nos proporciona el bearing housing y nos provee también con su parte anterior en conjunto con el primer rodamiento el soporte para el difusor, cover del compresor, el elemento de la tapa de delantera y la parte delantera del envelope.

Figura 7-1. Inner Wall



Diseñada por los autores

Como se puede observar en la figura No 7-5 este componente en su parte delantera posee tres orificios por entre los cuales pasa un tornillo (Tight fitting bolt) que sujeta a el difusor, el cover del compresor y el elemento de la tapa frontal del motor y así generar el frame del motor.

En esta figura también podemos observar como se acoplan los rodamientos en este componente junto con el resorte de apoyo para el movimiento de la carrera exterior del segundo rodamiento.

#### 7.1.1.1.2 Rodamientos

Los rodamientos son SKF 609 este tipo de rodamientos es muy resistente a fuerzas radiales y axiales. Ambos rodamientos (delantero y trasero) son de este tipo; y en ambos casos su bearing housing esta dado por el inner wall.

Figura 7-2. Rodamiento Ensamblado



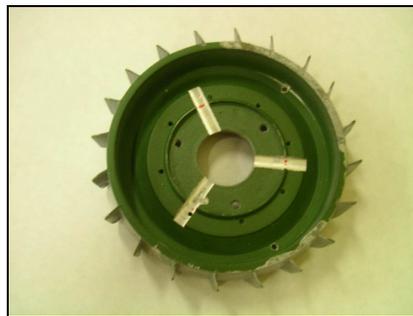
Archivo Fotográfico de la Primera Investigación

#### 7.1.1.1.3 Difusor

El difusor esta construido de acero inoxidable 304 y se acopla por medio de bolts a el inner wall; y por medio de otros tornillos se acoplan el cover y el elemento de la

tapa delantera. En la siguiente figura se muestra la parte trasera del difusor en donde se puede ver claramente los orificios en primer orden los tres de acople para el inner wall y los de tercer orden (los mas externos) para acople del elemento de la tapa delantera y el cover del compresor; estos dos últimos elementos van ajustados por la parte delantera del difusor.

Figura 7-3. Parte trasera del Difusor



Archivo fotográfico Primera Investigación

#### 7.1.1.1.4 Estator

Seguimos ahora con el frame delantero el cual esta generado básicamente por el estator de la turbina, este componente tiene un casing el cual se acopla por ajuste a los alabes de los estatores para después por medio de un Flange y tornillos sujetarse a la parte trasera del envelope.

Figura 7-4. Ensamble de Estator



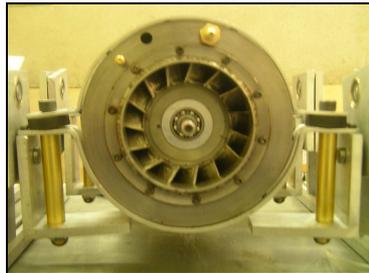
Archivo fotográfico Primera Investigación

#### 7.1.1.1.5 Envelope

Como pudimos observar, en el análisis de C1, este componente en su parte posterior tiene una tapa la cual ya no es axial sino radial, la cual tiene como función proporcionar el elemento de soporte y los orificios para que el flange del estator se sustente allí y también para que la tobera de escape también se soporte allí.

En su parte delantera se acopla con tornillos radiales al elemento de la tapa delantera, mientras que en la parte trasera se acopla con tornillos axiales.

Figura 7-5. Parte Trasera del Motor (Envelope)



Archivo fotográfico Primera Investigación

#### 7.1.1.1.6 Eje

Este componente tal vez es el más importante en esta parte del análisis porque es el que soporta las diferentes cargas soportando a los diferentes componentes ya nombrados y además al compresor centrífugo y a la turbina (parte rotora). Este componente está construido en acero 4130 pero se puede construir en 4140 además su proceso de maquinado es por torno y estos materiales son maquinables.

Figura 7-6. Eje



Archivo fotográfico Primera Investigación

#### 7.1.1.1.7 Materiales

Los materiales en los que esta construido esta estructura principal es en acero inoxidable AISI 304 (envelope), aluminio 1100 (difusor e inner wall), acero 4130 (eje) sin tener en cuenta a los tornillos.

A continuación se dan las características de los materiales utilizados en los frames:

- Acero 304

Utilizado en: estator turbina, envelope, Tobera de salida

Este material tiene buena resistencia a la corrosión en atmósferas industriales y salinas. Resiste a casi todos los agentes de corrosión, se suelda fácilmente y se puede soldar con metales no ferrosos, no obstante las zonas recalentadas deben ser sometidas a un hipertiempo. Un efecto negativo es que tiene una maquinabilidad regular.

- Aluminio 1100

Utilizado en: Difusor e Inner wall

Esta aleación es aluminio puro comercial con excelentes características de conformabilidad. Usado comúnmente en canastillas, recipientes de almacenamiento, intercambiadores de calor de aletas, diales y marquillas, utensilios de cocina, piezas decorativas, remaches, reflectores, y en trabajo de lámina.

Esta aleación tiene una muy buena maquinabilidad. Se obtienen los mejores resultados cuando el mecanizado se realiza con la aleación endurecida. Se usan preferiblemente herramientas de carburo, pero también pueden usarse herramientas de acero rápido.

- Acero 4130

Utilizado en: eje

Tipo: Acero de baja aleación cromo-molibdeno.

Formas y Acabados: Barra redonda, cuadrada, hexagonal y solera laminadas o forjadas en caliente, peladas o maquinadas. Barra hueca. Placa laminada caliente. Discos.

Por tener un contenido de 0.30% de carbono, éste acero alcanza una magnífica penetración al temple. Puede soldarse mediante cualquiera de los procesos comunes de soldadura.

Se emplea normalmente tratado; principalmente en la industria automotriz, para discos de turbinas a vapor, cigüeñales, rotores, ejes, árboles y tornillos de resistencia, entre otros. También se utiliza para juntas de herramientas, abrazaderas y fabricación de herramientas manuales.

Tabla No 7-1. Propiedades Acero 4130

<b>ACERO 4130</b>	
<b>PROPIEDAD</b>	<b>VALOR</b>
Resistencia a la tracción	86 ksi
Limite de fluencia	56 ksi
Alargamiento en 2 pulg	29 %
Reducción de área	57 %

<http://www.kjsteel.com.mx/>

#### 7.1.1.2 Diseño Virtual

El frame es el esqueleto estructural de cualquier conjunto, el cual soporta a otros componentes. Es usado en muchos campos para soportar grandes estructuras como pieza fundamental para realizar un ensamble de gran cuidado. Y en esta parte del análisis es nuestro objeto de estudio los siguientes componentes como soportes estructurales o elementos del frame.

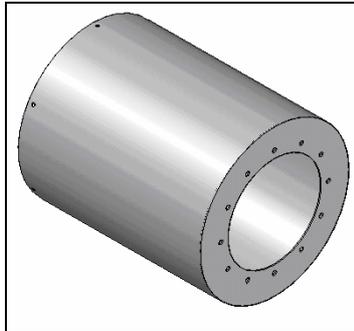
Como se nombro anterior mente en este motor tenemos dos frames, uno delantero y otro trasero, cada uno esta compuesto por diferentes componentes del motor como lo es el envelope, elemento de la tapa delantera, cover del compresor, difusor, inner wall, rodamientos, eje y el estator de turbina sin embargo no se analizara el cover del compresor ni el elemento de la tapa delantera ya que estos dos elementos no son componentes significativos en la estructura, pero para el funcionamiento del motor si lo son pero no es nuestro objeto de estudio.

Empezaremos ahora analizando el envelope como componente estructural:

#### 7.1.1.2.1 Envelope

Como se puede ver en la siguiente figura este componente posee unos orificios en su parte delantera los cuales sirven para sujetarse a el elemento de la tapa delantera del motor, en estos orificios entran tornillos axiales; los otros orificios que se observan son los de la parte trasera en los cuales se acoplan los tornillos para sujetar al estator de la turbina y a la tobera de escape.

Figura 7-7. Envelope

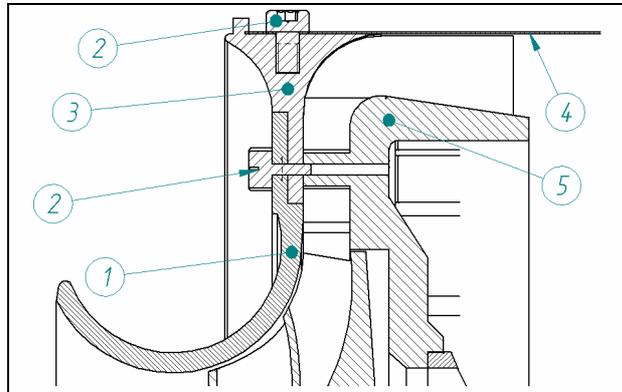


Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

Este componente esta sujetado al elemento de la tapa delantera por medio de un serie de tornillos (6 tornillos ubicados simétricamente) para así asegurarse a la tapa delantera del motor. Como se puede ver en la siguiente figura estos tornillos radiales están identificados por el No 2, el envelope por el No 4 y el elemento de la tapa delantera por el No 3.

Estos tornillos permiten que el envelope se acople ala estructura ya que el elemento de la tapa delantera esta sujeto por medio de otro tornillos pero axial a el cover del compresor y al difusor uniéndose así, el envelope, a el esqueleto principal del motor.

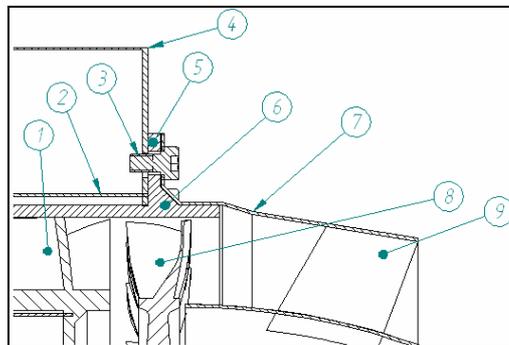
Figura 7-8. Sujeción Delantera del Envelope en la Estructura



Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

El otro tipo de acople que posee este componente para pertenecer por completo al esqueleto del motor son otra serie de tornillos axiales en el otro extremo del componente, son 12 tornillos, los cuales permiten que tres componentes del motor se sujeten como lo son el envelope, el flange del estator de la turbina y la tobera de escape. Estos tornillos en la siguiente figura esta identificado como No 3.

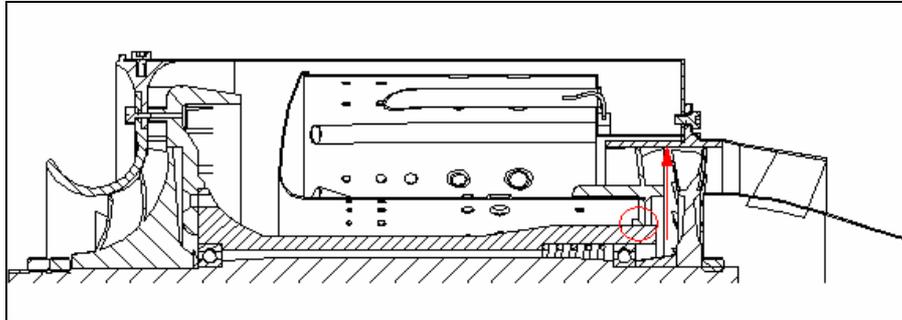
Figura 7-9. Sujeción Trasera del Envelope en la Estructura



Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

Como pudimos observar del análisis anteriormente hecho sobre este componente concluimos que este se acopla en dos puntos a los dos frames para hacer parte del esqueleto o estructura principal del motor y así poder disipar las cargas que se generen en la operación del motor.

Figura 7-10. Ausencia de Sujeción en el Frame Trasero

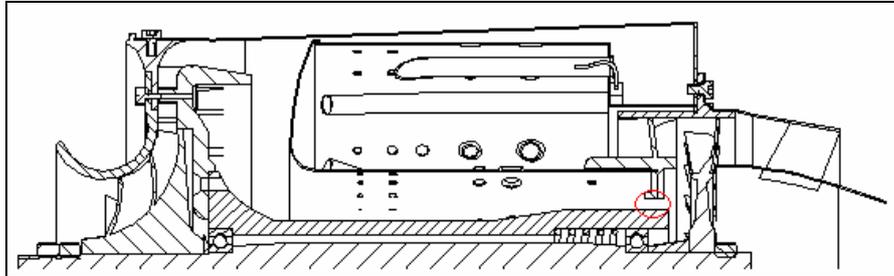


Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

Los métodos de unión son por medio de acoples por tornillos axiales y radiales, pero de su análisis se observa que en la parte delantera está sometido a grandes esfuerzos de bending ya que este componente es quien soporta las cargas en la parte trasera y allí no hay ningún tipo de acople que asegure en todas las direcciones la retención generando esfuerzos en la parte delantera, ya que las conexiones que hay en el frame trasero hacia el inner wall y por ende a el segundo rodamiento son por slip joint por tanto no sujeta completamente la estructura en la parte trasera y todo recae sobre el acople del frame delantero, creando un momento desde el frame trasero hasta el delantero sobre el envelope.

De esto generaría que la protección contra el calor se redujera ya que se produce una holgura que permite pasar el calor; esto se puede generar por expansión sometida en ese punto por ejemplo del estator de la turbina o por presiones y además el tip clearance de la turbina se aumentaría y se perdería rendimiento porque se le escaparía una porción del flujo y por tanto disminuiría las revoluciones por tanto menos flujo y menos empuje y también el disco de la turbina estaría sometido a mucha temperatura.

Figura 7-11. Amplificación de la tolerancia del slip joint del Inner Wall en la Parte Trasera

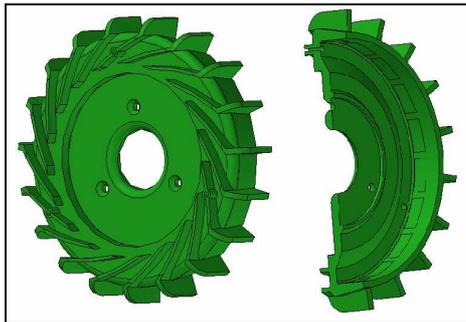


Diseño de los autores

#### 7.1.1.2.2 Difusor

El difusor es un componente intermedio del frame ya que es quien conecta estructuralmente al inner wall con el envelope. Este está sujeto al cover del compresor y al elemento de la tapa delantera por medio de un bolt axial (2) el cual atraviesa totalmente el difusor; y en su parte inferior esta sujeto al inner wall por medio de un bolt axial (1).

Figura 7-12. Difusor

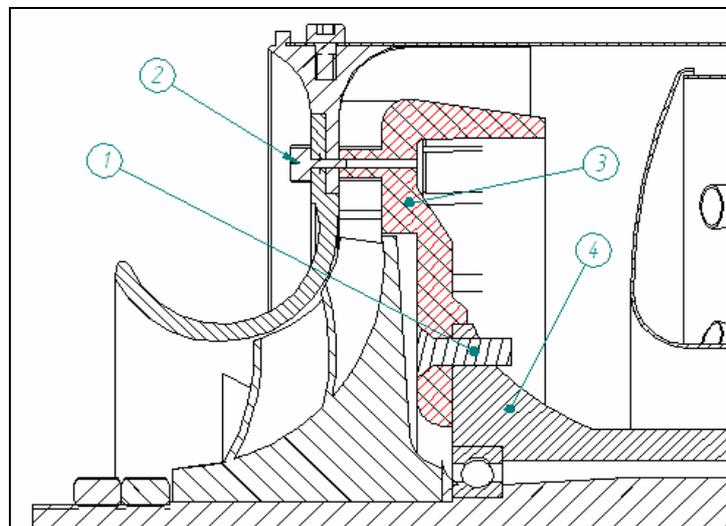


Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

Este componente esta sometido a tension ya que en sus acoples cuando el motor esta sobre sus montantes el esta sujetando al inner wall el cual esta sujetando al

eje en a su vez el cual sujeta al compresor y a la turbina por tanto, el difusor desde una perspectiva lineal y no circular por su forma estaría sometido a tensión por medio del tornillos (1) que lo podemos observar en la siguiente figura en conjunto con el difusor achurado en rojo e identificado por el numero 3.

Figura 7-13. Difusor como Parte del Frame



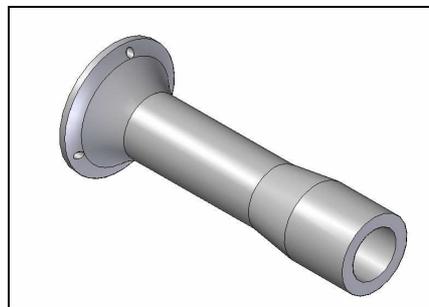
Diseño de los autores

De este análisis de este componente concluimos que esta adecuadamente sujeto, para disipar las cargas en la estructura y además conectando correctamente todos los componentes como lo son el inner wall y el envelope ya que como analizamos anteriormente el elemento de la tapa delantera esta sujeto al envelope y a su vez al difusor.

### 7.1.1.2.3 Inner Wall

Este componente es muy importante estructuralmente en la configuración de la microturbina, ya que es quien disipa las cargas desde los rodamientos por el resto de la estructura principal, como se puede notar es el bearing housing de los rodamientos y también es quien conecta como ya se dijo al resto de la estructura. Este componente esta sometido (como componente del frame) a dos fuerzas ubicadas puntualmente en la posición de los rodamientos.

Figura 7-14. Inner Wall



Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

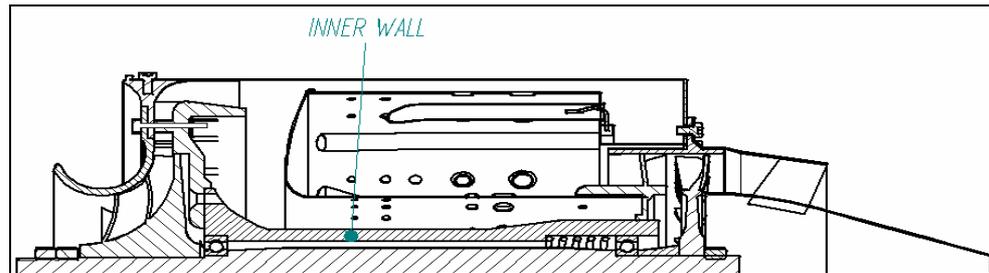
A este componente también llegan las cargas del estator de turbina, el falme tube de la cámara de combustión, la parte posterior del envelope y la tobera de escape para después pasar las cargas al rodamiento y después al eje.

Analizando la parte delantera este componente por medio de los tres orificios junto con los tornillos esta soportando las cargas del difusor del cover del compresor, del elemento de la tapa delantera y la parte delantera del envelope para después conectárselas al rodamiento y por ende a la parte anterior del eje. A este componente básicamente lo esta soportando los rodamientos y por ende principalmente el eje, por tanto el eje es quien sustenta a todos los componentes en este análisis estático.

En al anterior figura vemos las fuerzas a las que esta expuestos este componente en su parte anterior y posterior, siendo  $P_{td}$  la suma de las cargas generadas por el

difusor, el cover del compresor, el elemento de la tapa delantera y la parte delantera del envelope; y  $P_{tt}$  la sumatoria de las cargas generadas por el estator de la turbina, el flame tube, la parte trasera del envelope y la tobera de escape.

Figura 7-15. Inner Wall ensamblado eb el Motor



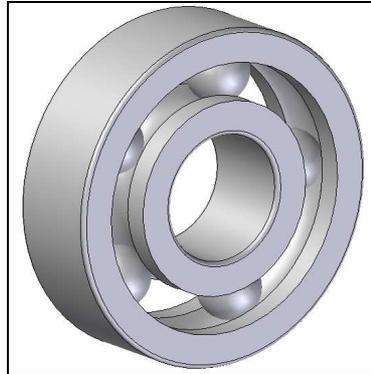
Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

#### 7.1.1.2.4 Rodamientos

El fin que debe cumplir un rodamiento es soportar una carga permitiendo el movimiento relativo entre dos piezas de una máquina. El término rodamiento es también visto como cojinete de contacto giratorio que se refiere a la extensa variedad de cojinetes en los que se utilizan bolas o algún tipo de rodamiento entre las piezas fijas y las movibles.

El tipo más común de cojinete soporta una flecha giratoria, que resiste cargas radiales simples o una combinación de cargas radiales y axiales, es decir de empuje como el rodamiento que la microturbina posee. Algunos cojinetes están diseñados para soportar sólo cargas de empuje. Casi todos los cojinetes se emplean en aplicaciones o usos que implican rotación, pero algunos se utilizan en aplicaciones de movimiento lineal.

Figura 7-16. Rodamiento SKF 609



Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

Los componentes de un cojinete de contacto giratorio son el anillo o pista de rodamientos internos, el anillo o pista de rodamiento externo y las piezas giratorias las cuales podemos observar con más detalle en el análisis esquemático. Por lo regular, la pista de rodamientos internos es presionada contra la parte giratoria y por lo tanto gira junto con ésta. Así, las bolas giran entre el anillo interno y el externo.

- Comparación de tipo de cojinetes.

TIPO DE COJINETE	CAPACIDAD DE CARGA RADIAL	CAPACIDAD DE CARGA DE EMPUJE	CAPACIDAD DE DESALINEACIÓN
Bola de hilera única. Ranura profunda.	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera, ranura profunda.	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable/buena	Excelente
Rodamiento ahusado	Excelente	Excelente	Pobre

<http://www.efunda.com/>

Nuestro motor cuenta con rodamientos de bola llamados cojinetes rígidos de una hilera de bolas los cuales cuentan con las siguientes características:

- Velocidad de operación: alta.
- Capacidad de carga radial: media.
- Capacidad de carga axial: media.
- Capacidad de carga mixta (combinada): media.
- Capacidad de desalineamiento: baja.

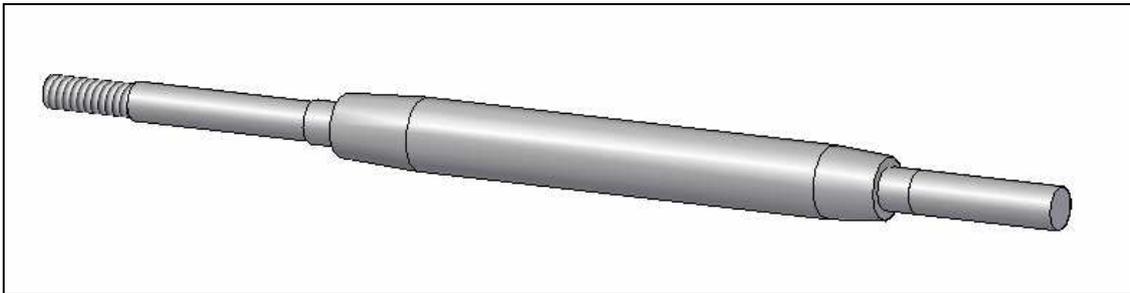
Por lo general, la pista de rodamientos interna se presiona contra el eje en el asiento del cojinete con un ajuste de interferencia pequeño para asegurar que gire junto con el eje. Las piezas esféricas giratorias, o bolas, giratorias, o bolas, giran dentro de una ranura profunda tanto en los anillos externos como en los internos. El espaciado de las bolas se mantiene mediante dispositivos de retención o “jaulas” estas las podemos ver en el diseño real.

La ranura permite que se soporte una carga considerable de empuje porque se le diseña con capacidad para soportar carga radial. La carga de empuje se aplicará en un lado de la pista de rodamientos interna mediante un hombro en el eje. La carga pasará a lo largo del lado de la ranura, a través de la bola, hacia el lado opuesto del anillo de bolas externo, y después hacia la carcasa. El radio de la bola es un poco más pequeño que el radio de la ranura para permitir el rodamiento libre de las bolas. En teoría, el contacto entre una bola y la pista de rodamientos se da en un punto, sin embargo, en realidad es un área circular pequeña, debido a la deformación de las piezas. Como la carga es soportada en un área pequeña, se presentan tensiones debidas al contacto muy altas a nivel local. Para incrementar la capacidad de un cojinete de hilera única, se debe utilizar un cojinete que tenga mayor número de bolas o bolas más grandes que funcionen en pistas de rodamientos más grandes. Por lo anterior podemos analizar que los rodamientos son adecuados ya que la velocidad angular de operación del motor es muy alta,

aproximadamente 80.000 RPM. Y además las cargas no son muy altas tanto axiales como radiales en comparación con otros mecanismos donde son usados este tipo de rodamientos, por tanto se asegura una buena operación de ellos.

#### 7.1.1.2.5 Eje

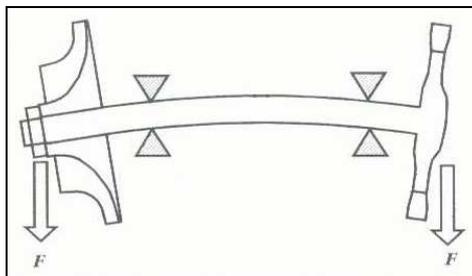
Figura 7-17. Eje



Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

El eje es el componente que nos soportara varios de los componentes del motor como lo son el compresor y la turbina (rotor) y por otra parte por medio de los frames este está acoplado a los rodamientos para ser soportado por el inner wall y transmitir las cargas hacia los frames. Por tanto los dos apoyos con los que cuenta el eje son los de los frames.

Figura 7-18. Deflexión del Eje

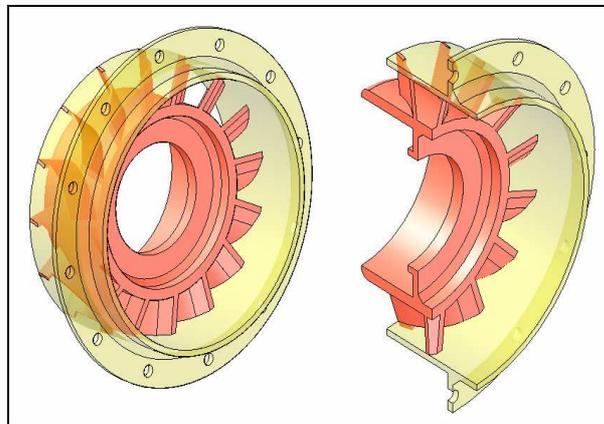


Diseñada por los autores

Como podemos observar en la anterior figura el eje soporta básicamente a estos dos componentes y el esta sustentado por los dos frames. Por tanto esta sometido a las dos fuerzas generadas por el compresor y la turbina pero con las reacciones en los apoyos del eje dados por el frame.

#### 7.1.1.2.6 Estator de la Turbina

Figura 7-19. Ensamble del Estator de la Turbina

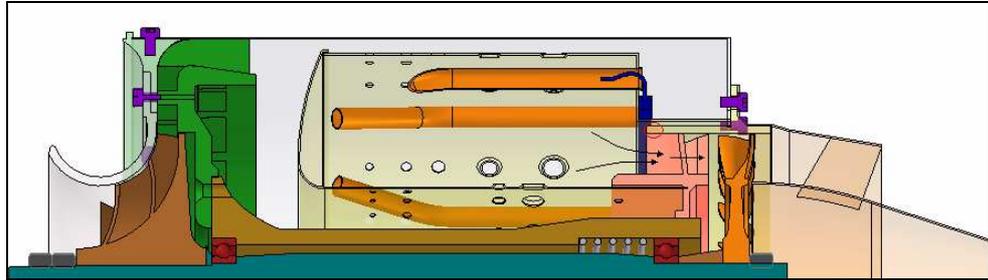


Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

Como podemos observar este componente consta de dos elementos ensamblados por ajuste; como lo son el cilindro exterior y los alabes; el ensamble se da ya que los alabes tienen una aleta en la parte delantera superior las cuales se acoplan al cilindro externo por medio de un ajuste.

El Cilindro externo por medio de los 12 orificios se acopla al envelope, ya que este también tiene la misma cantidad de orificios; para así terminar de conformar el frame trasero y transmitir las cargas.

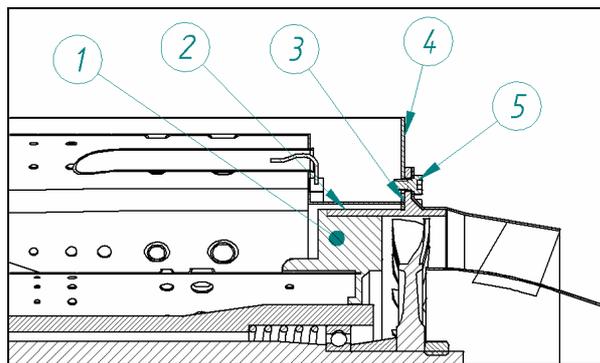
Figura 7-20. Seguridad de los Alabes en el Cilindro externo



Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

Como podemos observar en la anterior grafica el estator esta sometido a un flujo el cual, consecuentemente, puja el componente en el sentido de la salida de los gases por tanto de su análisis se concluye que el acople por ajuste de este componente (cilindro externo-alabes) no es el mejor pero debido a la salida de los gases se provee una fuerza que no permite que el elemento que conforman los alabes se desacople por un movimiento hacia la parte delantera ya que la salida de los gases es hacia la parte trasera asegurando contra el componente de los alabes hacia el cilindro exterior.

Figura 7-21. Frame trasero en corte del motor



Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

En la anterior figura podemos ver achurado todo el frame trasero y al elemento de los alabes del estator de la turbina denominado como 1, los gases producto de la combustión empujan este componente hacia el cilindro exterior denominado por el No 2, para así este componente conectarse por medio de su Flange (3) y del tornillo 5 (axial bolt) a el envelope denominado por el No 4.

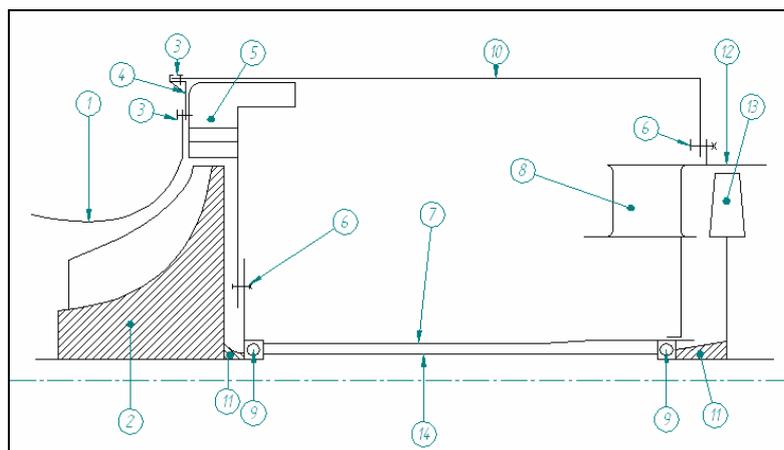
Este motor por su configuración no tiene muchas vibraciones por tanto como se menciona anteriormente este acople es adecuado pero no es el mejor por tanto se recomienda que este componente sea un solo elemento; eso se puede lograr por medio de la unión por soldadura. Se recomienda esto porque por las vibraciones puede ser (no muy probable) que se desacople y consecuente también lo haga el flame tube, ya que este esta acoplado por un slip joint a este componente.

## 7.2 ANALISIS DE ESQUEMATICO

### 7.2.1 Esquema del Conjunto Rotatorio del Motor

#### 7.2.1.1 Esquema de la Parte Rotatoria con el Frame

Figura 7-22. Parte Rotora con el Frame del motor



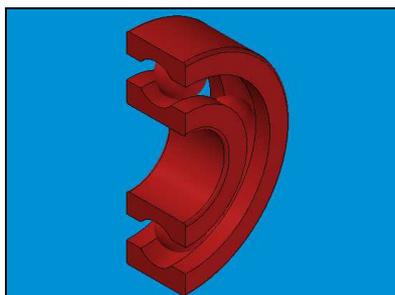
Diseño de los Autores

1. COVER DEL COMPRESOR
2. COMPRESOR CENTRIFUGO
3. BOLT
4. COMPONENTE DEL COVER
5. DIFUSOR
6. BOLT
7. INNER WALL
8. ESTATOR DE LA TURBINA
9. RODAMIENTO DE BOLA
10. ENVELOPE
11. BUJE
12. COMPONENTE DEL FRAME
13. TURBINA
14. EJE

Este ensamble rotatorio es dado por 2 rodamientos de bola en el esquema señalados por el número 9, los cuales soportan fuerzas en todas las direcciones.

#### 7.2.2 Tipo de Rodamiento y Cargas

Figura 7-23. Corte del Rodamiento

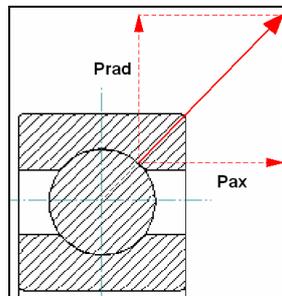


Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

Como se menciono anteriormente ambos soportes, en la parte delantera y trasera del motor, están dados por rodamientos de bola de igual dimensión. Estos rodamientos están soportando fuerzas axiales y radiales (radial/thrust), estas

cargas son generadas por la presión, deformaciones térmicas, rotación de los componentes como el compresor y turbina.

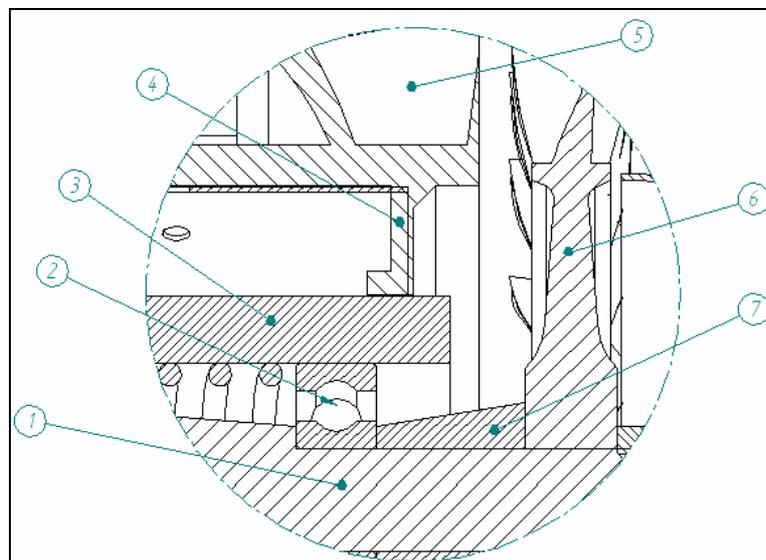
Figura 7-24. Fuerzas en el Rodamiento



Diseño de los Autores

### 7.2.3 Esquema del Soporte

Figura 7-25. Soporte Trasero



Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura

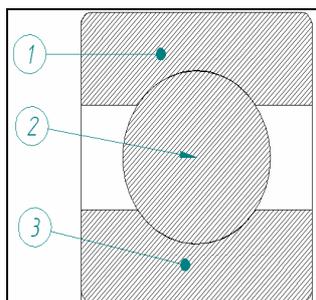
1. EJE
2. RODAMIENTO TRASERO DE BOLA
3. INNER WALL
4. ELEMENTO DEL FRAME (ESTATOR DE TURBINA)
5. ESTATOR DE LA TURBINA
6. ROTOR DE TURBINA
7. BUJE

#### 7.2.4 Rodamiento

El rodamiento es un rodamiento de bola SKF 609, esta marca es el líder a nivel mundial en rodamientos, este tipo de rodamiento es muy versátil y fácil de montar, Los rodamientos rígidos con una hilera de bolas soportan cargas radiales y axiales, además son apropiadas para revoluciones elevadas. Por su gran variedad de aplicaciones y debido a su precio económico, los rodamientos rígidos de bolas son los más utilizados entre todos los tipos de rodamientos. La adaptabilidad angular de los rodamientos es relativamente pequeña.

##### 7.2.4.1 Partes del Rodamiento

Figura 7-26. Partes del Rodamiento



Diseño de los autores

1. Outer race (carrera externa)
2. Bola
3. Inner race (carrera interna)

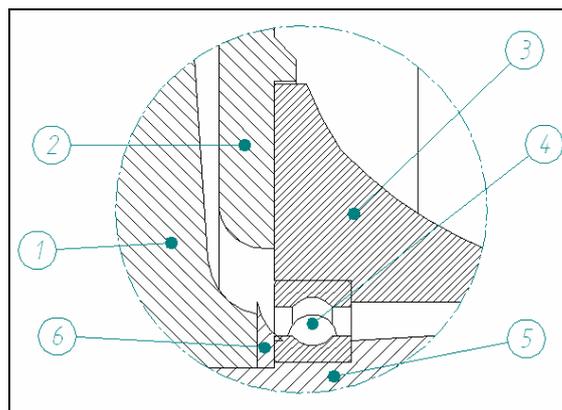
La carcasa o outer race (guía externa) esta señalada por el No 1 en la anterior figura, esta parte del rodamiento es la mas caliente ya que el inner race y la bola esta mas cerca al eje y esta lubricado. La otra parte del rodamiento la comprende la bola y la parte que esta en contacto con el eje del motor es el inner race enumerado como 3.

#### 7.2.5 Seguridad del Rodamiento en su Lugar de Acople

El análisis de la seguridad de los rodamientos lo separaremos y analizaremos por separado ya que no están en el mismo lugar y por tanto poseen distintas partes para su seguridad independientemente de ser el mismo tipo de rodamiento.

##### 7.2.5.1 Rodamiento Delantero

Figura 7-27. Rodamiento Delantero



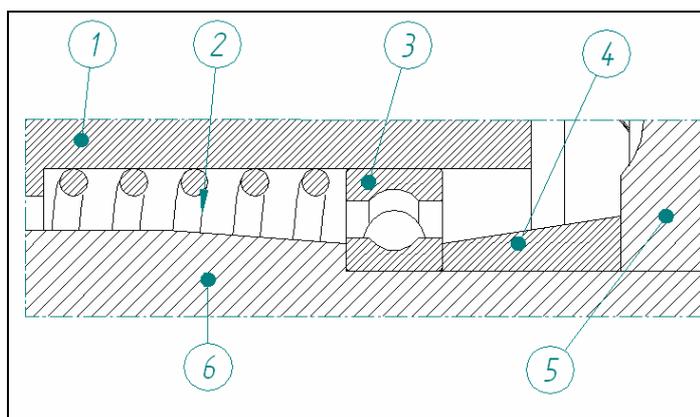
Diseño de una Microturbina

1. Compresor
2. Difusor (frame delantero)
3. Inner wall
4. Rodamiento de bola
5. Eje

Como pudimos ver en la anterior figura en este rodamiento contamos principalmente con dos elementos que nos dan la seguridad del rodamiento; en primera instancia contamos con el buje No 6 el cual permite que el rodamiento no tenga un desgaste en su carrera inferior por contacto con el disco del compresor, a si mismo esta asegurando el rodamiento al espacio creado entre el inner wall y el eje, el otro componente que asegura el rodamiento como se dijo anteriormente es el espacio o caja maquinada en la parte inferior del inner wall y en la parte superior del eje. Este tipo de acople asegura al eje en todas las direcciones.

#### 7.2.5.2 Rodamiento Trasero

Figura 7-28. Rodamiento Trasero

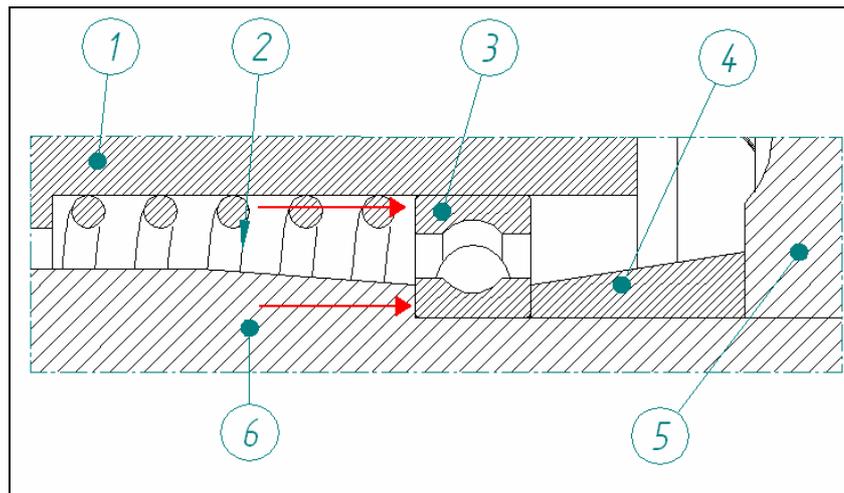


Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura

1. Inner wall
2. Resorte
3. Rodamiento de bola
4. Buje
5. Disco de turbina
6. Eje

Este rodamiento ya tiene un valor agregado para su aseguramiento en comparación con el rodamiento delantero el cual es el resorte. Como se puede observar en la anterior figura el buje No 4 proporciona seguridad axialmente, imposibilitando que el rodamiento haga contacto con el disco de la turbina, otro componente que nos da seguridad es la parte superior del inner wall al igual que la parte inferior del eje; como se dijo anteriormente a diferencia del primer rodamiento se cuenta con un resorte que nos ayuda a que la carrera exterior del rodamiento no se mueva al igual que la carrera inferior, ya que por las altas revoluciones y temperatura de operación del motor el eje sufre una deformación axial, por tanto en el tope superior del eje donde se acopla la carrera interior del rodamiento sufre una elongación llevándose esta carrera, por su parte el resorte empuja la carrera exterior del rodamiento para que no se desalinee el rodamiento.

Figura 7-29. Reacción del resorte en el Rodamiento Trasero



Diseño de los autores

1. Inner wall
2. Resorte
3. Rodamiento de bola
4. Buje
5. Disco de turbina
6. Eje

#### 7.2.6 Lubricación Del Rodamiento

La lubricación del rodamiento se da por salpicadura por medio del combustible combinado con lubricante, es decir que como se ve en los dibujos hay un conducto que lleva el combustible con lubricante en una proporción de 16:1 (16 de partes de combustible por una de lubricante)<sup>25</sup> la separación de cámaras (aire-lubricación) se da por el inner wall por tanto la cámara de aire y cámara de lubricación están divididas y por tal motivo el lubricante sigue una trayectoria hasta el rodamiento trasero y evacuándose a la atmósfera.

Figura 7-30. Conducto de lubricación



Archivo Fotográfico de la Primera Investigación

---

<sup>25</sup> Escobar, Arnold. Diseño de una Microturbina. Universidad de san Buenaventura. Noviembre, 2004

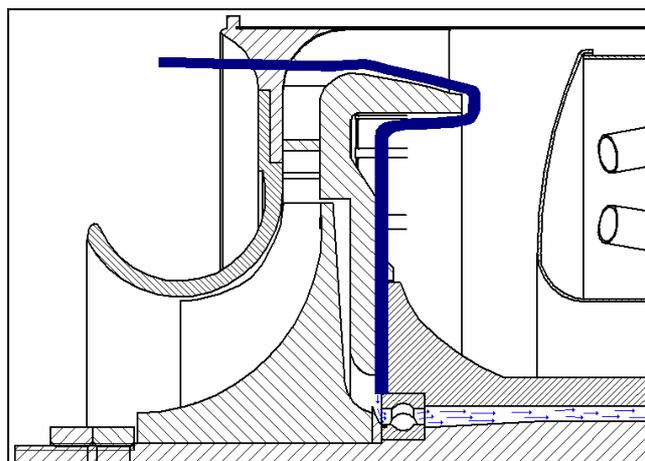
### 7.2.6.1 Entrada de Aceite

Como se puede observar en la siguiente figura la entrada de lubricante se proporciona por medio de un conducto que entra por la parte frontal del motor, el cual transporta el lubricante que como se dijo anteriormente es el mismo combustible Jet A-1 con aceite, pasa por un vane del difusor y luego se adapta por la parte trasera de este y se mete por un conducto vertical entre el difusor y el inner wall, llegando al rodamiento con la misma presión con la que llega el combustible a los inyectores ya que es la misma bomba la que suministra el combustible; luego sigue hacia el rodamiento trasero con menor presión por entre el conducto o cámara de lubricación generado entre el eje y el inner wall.

Para mostrar esquemáticamente la entrada de aceite a los dos rodamientos se mostrarán dos esquemas, unos para el rodamiento delantero y otro para el rodamiento trasero.

#### 7.2.6.1.1 Rodamiento Delantero

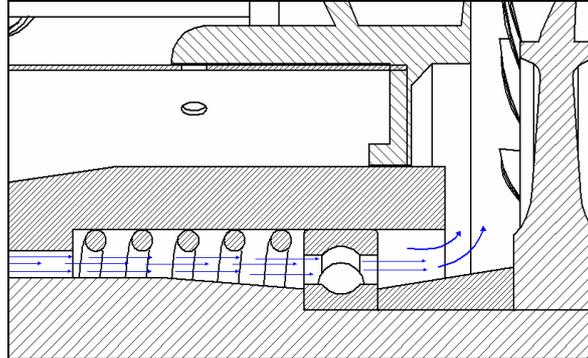
Figura 7-31. Lubricación del Rodamiento delantero



Diseño de los Autores

### 7.2.6.1.2 Rodamiento Trasero

Figura 7-32. Lubricación del Rodamiento Trasero

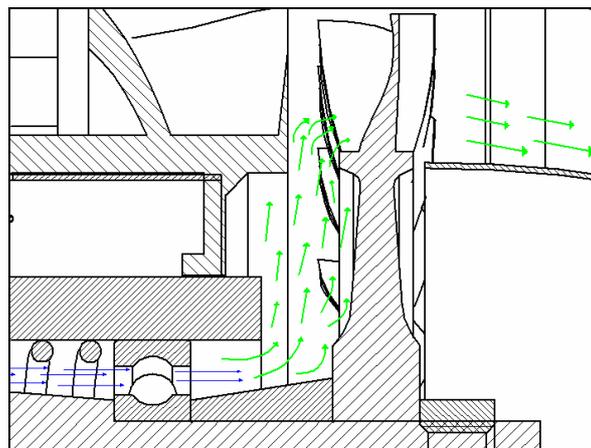


Diseño de los Autores

### 7.2.6.2 Salida de Aceite

La salida de aceite se genera por la diferencia de presiones, ya que después de pasar por el primer rodamiento el fluido lubricante pasa al segundo rodamiento y luego pasa por entre el buje y el extremo trasero del inner wall, posteriormente proporciona una refrigeración, aunque mínima, al disco de la turbina, después pasa al flujo de gases de salida del motor y finalmente se fuga a la atmósfera con los gases de salida.

Figura 7-33. Salida de Fluido de Lubricación



Diseño de los Autores

### 7.2.7 Sellado

El sellado de la cámara de lubricante y aire esta dado principalmente por el inner wall, al igual la tolerancia entre el compresor y el difusor no afecta para que el lubricante se fugue por ahí ya que al lado de la tolerancia pasa aire con una presión mayor, a su vez esta tolerancia se disminuye debido a la expansión sufrida en el disco del compresor y por otra parte por la viscosidad del fluido lubricante no pasa por este espacio este sistema de sellado es sin contacto.

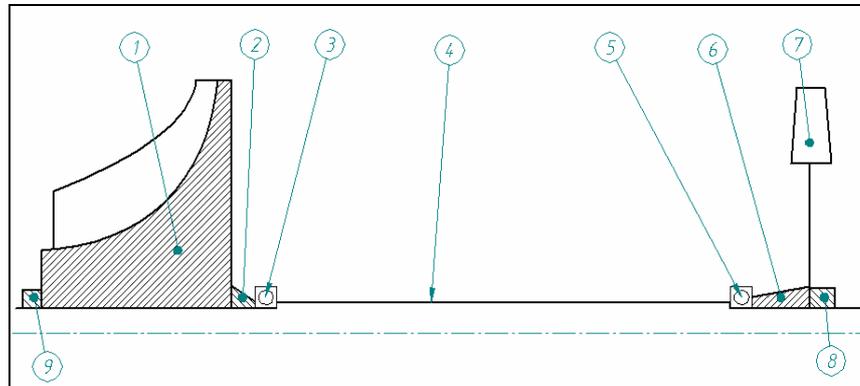
### 7.2.8 Protección Contra el Calor en el Soporte

La protección contra el calor o fuego en los soportes esta dada por sistema activo que es dado por la lubricación quien enfría los soportes con el aceite. También posee un dispositivo de protección contra el calor que es proveído por el inner wall quien no permite que el fuego producto de combustión pase a la cámara de lubricación (aceite), este elemento es de paredes gruesas por tanto la diferencia de temperatura es grande. Este motor no posee un sistema de convección ya que no hay aire frío en contacto con el inner wall para enfriar el mismo y por tanto proveer refrigeración a los rodamientos.

### 7.2.9 Estructura del Ensamble Rotatorio

#### 7.2.9.1 Esquema del Ensamble Rotatorio

Figura 7-34. Ensamble Rotatorio



Diseño de los Autores

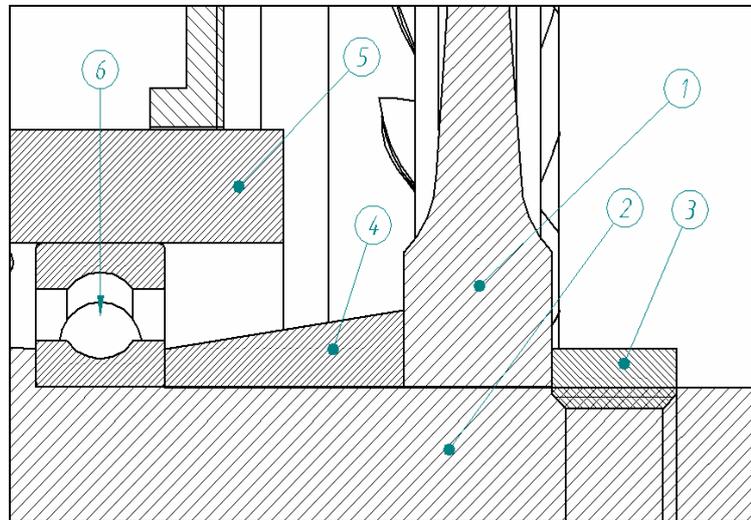
1. Compresor centrífugo (disco)
2. Buje
3. Rodamiento de bola delantero
4. Eje
5. Rodamiento de bola trasero
6. Buje
7. Rotor de turbina
8. Nut
9. Nut

#### 7.2.9.2 Tipo de Ensamble Rotatorio

El tipo de ensamble de la parte rotatoria es por dos soportes y es llamada  $\square$ taff Joint, en algunos casos es por Splines pero en este caso no es necesario del uso de estos ya que cuando el motor empieza a operar los nuts 8 y 9 aprietan al compresor y a la turbina respectivamente, ademas porque es de un solo eje.

## 7.2.10 Tipo de Acople Entre El Compresor y la Turbina

Figura 7-35. Acople entre Turbina y Compresor



Diseño de una Microturbina. Universidad de san buenaventura

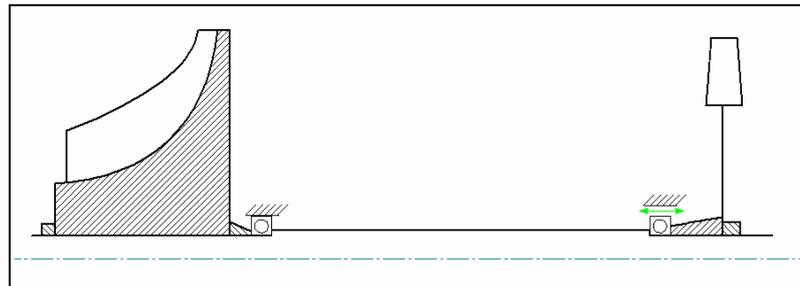
1. Disco de turbina
2. Eje
3. Nut
4. Buje
5. Inner wall
6. Rodamiento de bola

Como se menciono anteriormente el tipo de acople es Stiff joint

Ahora se muestra el diagrama de cuerpo libre de la estructura rotatoria para entender los movimientos y restricciones de los rodamientos como ya antes se había explicado. En la Figura 7-41 se puede ver que el rodamiento delantero esta restringido para moverse, pero el segundo rodamiento, el trasero, puede tener un movimiento de la carrera externa (outer race) axialmente apoyado sobre un resorte cuando el inner wall se expanda, por tanto la tolerancia existente entre el

rodamiento (outer race) y el inner wall en la parte trasera es lo suficientemente grande para permitir que este acople no sea tan rígido y la carrera exterior puede tener una porción de movimiento moderado.

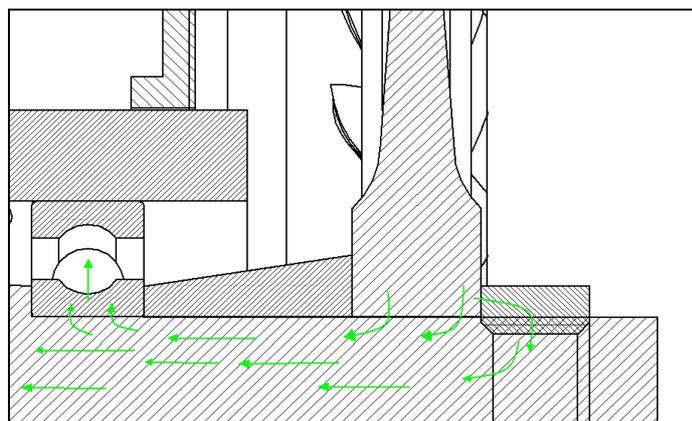
Figura 7-36. Diagrama de Cuerpo Libre de la Parte Rotora



Diseño de los autores

### 7.2.10.1 Transmisión de Torque

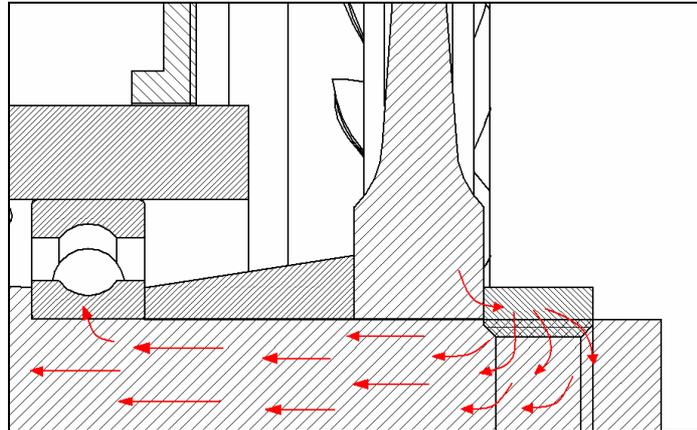
Figura 7-37. Transmisión de Torque.



Diseño de los Autores

### 7.2.10.2 Transmisión de la Fuerza Axial

Figura 7-38. Transmisión de la Fuerza Axial

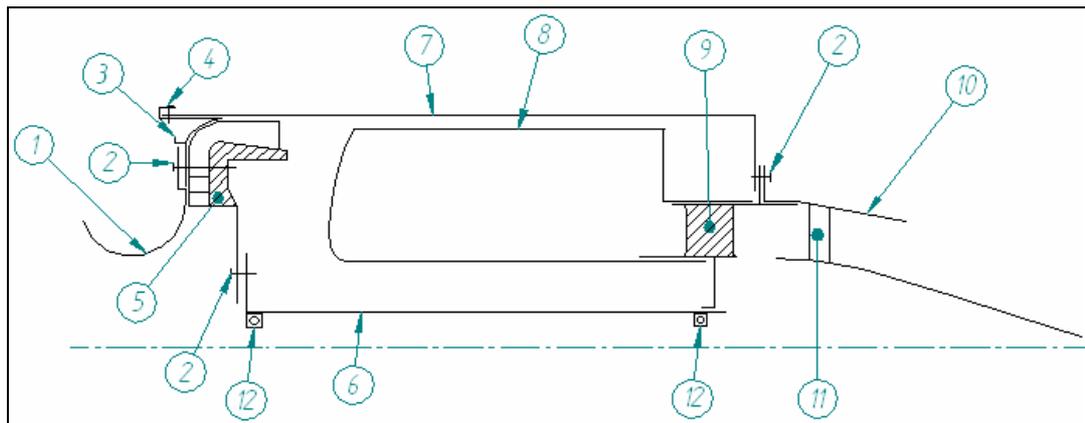


Diseño de los Autores

### 7.2.11 Estructura de la Sección Estática del Motor

#### 7.2.11.1 Esquema de la Estructura Estática

Figura 7-39. Estructura Estática

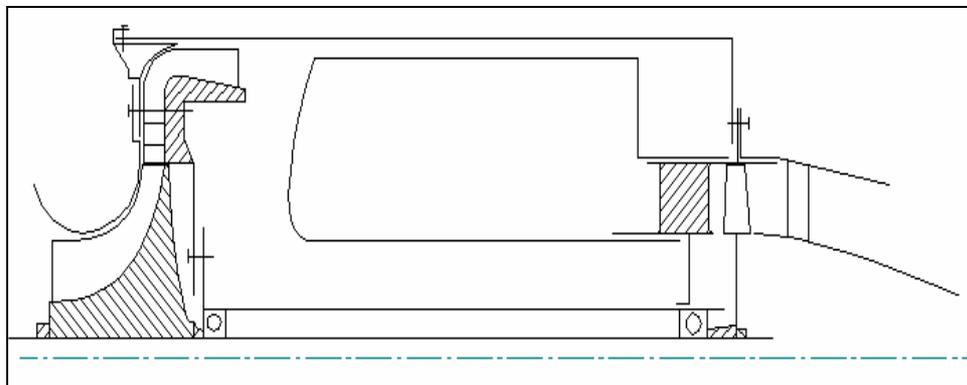


Diseño de los Autores

1. Cover del compresor
2. Bolt
3. Componente del cover
4. Bolt
5. Difusor (frame)
6. Inner wall
7. Envelope
8. Flame tube
9. Estator de turbina (frame)
10. Tobera de salida (jet nozzle)
11. Ogv (outlet guide vane)
12. Rodamiento de bola

#### 7.2.12 Estructura completa del motor

Figura 7-40. Estructura Completa del Motor



Diseño de los Autores

#### 7.2.13 Descripción de la Estructura del Motor

Como podemos observar la micro turbina es un turbojet sencillo de un solo eje (single spool engine), tiene un factor de compresión de 1.6; su parte rotatoria incluye un compresor centrífugo de una sola etapa, también posee una sola etapa

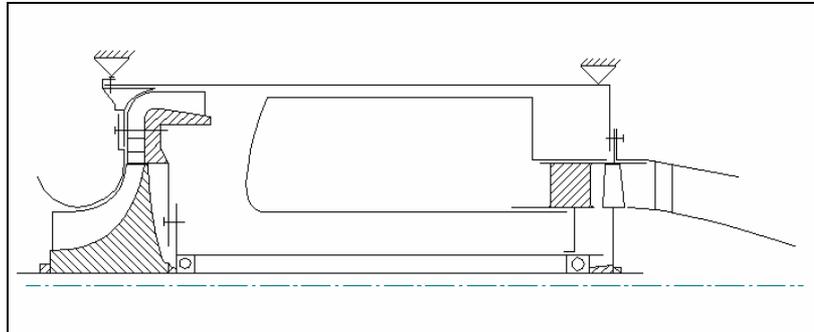
de turbina. Esta soportada por dos soportes, el primer rodamiento es de bola (radial/thrust), el segundo también es de bola. El acople entre el compresor y la turbina es dado por una unión sencilla llamada "Stiff joint", la unión consta de superficies cilíndricas que permiten el centrado de los componentes, también tiene tuercas (nut's) y bujes para la separación de los componentes y evitar el desgaste excesivo, los anteriores componentes permiten que halla una transmisión de torque, transmisión de la fuerza axial y radial.

La estructura estática del motor esta compuesta de "frames"; frame delantero y frame trasero; el frame delantero compuesto por el difusor, ubicado en el compresor esta soportado por el rodamiento delantero, también esta conectado por medio de bolts a el inner wall para llegar al rodamiento y conectado por bolt o tornillos a la tapa frontal del motor y mas arriba conectado a la carcaza o Envelope.

El frame trasero compuesto por el estator de la turbina y esta soportado por el rodamiento trasero del ensamble rotatorio y se une por medio de bolts y flanges a el envelope del motor; en la parte inferior se une al inner wall para después conectarse al rodamiento trasero por medio de un Slip joint.

De este análisis resulta que el motor carece de ubicación de los Engine Mounts los cuales sirven para que se ensamble el motor a una estructura como la de una aeronave, y de aquí es de donde colgara y se soportara el motor en vuelo por tanto se propone que la ubicación de estos engine mounts deben ser en donde están ubicados los frames. El principal seria en el frame delantero y el adicional seria ubicado en el frame trasero.

Figura 7-41. Ubicación de los Montantes del Motor



Diseño de los Autores

### 7.3 ANALISIS CUANTITATIVO

En este análisis se intenta cuantificar las fuerzas que actúan en la estructura principal del motor haciendo énfasis en el eje quien es uno de nuestros principales componentes en el frame.

En nuestro motor objeto de análisis, tenemos varias fuerzas actuando en su estructura como lo son: las cargas del gas, cargas internas, cargas por la deformación térmica y cargas de interacción; a continuaciones destacaran las cargas pero su cuantificación especifica en cada componentes esta en el análisis de cada sección, en esta sección se analiza el eje.

#### 7.3.1 Cargas del Gas

Las cargas del gas son aplicadas como su nombre lo indica gracias a los gases que fluyen por el motor, estas cargas en su mayoría son axiales y es el mismo empuje. Por tanto en las anteriores secciones se analizo con base a la presión existente en cada zona y en conjunto con la temperatura crítica a la que estaba sometido cada componente por tanto su análisis esta en las secciones anteriores y no es relevante volverlo a resolver ya que se encuentra en paginas atrás.

### Ecuación 7-1

$$P_{GAS_A} = G_a (C_{2a} - C_{1a}) + (P_2 F_{2a} - P_1 F_{1a})$$

### 7.3.2 Cargas Internas

Las cargas internas son generadas por el peso denotado por la formula

### Ecuación 7-2

$$G = mg$$

Este peso principalmente es el de el compresor y la turbina que recae sobre el eje, sus masas como ya se había mencionado antes es de 0.12 kg y 0.36 kg respectivamente<sup>26</sup>. Por tanto las cargas que se ejercen sobre el eje son de 1.17N y 3.53 N respectivamente. El eje es de acero 4130, y como se puede observar este tipo de acero tienen propiedades mecánicas de alta resistencia.

También están generadas por las fuerzas de rotación existentes ya que el eje rota a unas revoluciones por minuto de 80.000 y por tanto se generan cargas internas:

### Ecuación 7-3

$$P_C = mj_{cp}$$

### Ecuación 7-5

$j_{cp} = r\omega^2$  Que es la aceleración centrípeta y por tanto:

### Ecuación 7-6

$$P_C = mr\omega^2$$

De aquí lo mismo sucede con las cargas generadas por el peso del compresor y la turbina. Sine embargo es una análisis dinámico y el anterior un análisis estático.

---

<sup>26</sup> Escobar, Arnold. Diseño de una Microturbina. Universidad de san Buenaventura. Noviembre, 2004.

También las cargas internas están generadas por una fuerza de inbalance la cual es denotada por la siguiente expresión:

Ecuación 7-7

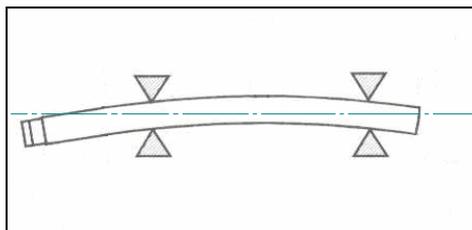
$$P_{im} = mew^2 = \delta w^2$$

Ecuación 7-8

$$\delta = me$$

Esta expresión nos da el inbalance siendo “e” la excentricidad pero para nuestro análisis como ya lo habíamos explicado en las limitaciones es imposible identificar y medir la excentricidad producida en el eje, ya que no es un valor promedio ni estadístico sino es una medida que hay que tomar instantáneamente durante la operación del motor. En la siguiente figura podemos ver la excentricidad en el eje la cual es conceptualizada como la desviación que tiene el eje físico con respecto al eje correcto de rotación ya que las cargas a las cuales esta sometido pueden variar su geometría haciendo que se pierda la concetricidad de la rotación convirtiéndola en excentricidad.

Figura 7-42. Deflexión del eje



Diseño de los autores

Esta fuerza centrífuga depende de la masa como se puede ver en la ecuación por tanto si queremos que nuestro motor soporte poca carga de este tipo es necesario que los pesos de los componentes a los extremos sean los mínimos para así no flectar el eje.

### 7.3.3 Cargas Debido a las Deformaciones Térmicas

Estas cargas se deben gracias a que hay una generación de calor la cual penetra en los componentes del motor haciendo que se elongen y tengan una deformación térmica. Cuando hay una libre deformación térmica las cargas debido a la deformación térmica es igual a cero:

Pero si por algún motivo tenemos restricciones de deformación térmica se somete a la pieza a un esfuerzo térmico:

$$\sigma_t = \frac{P_t}{A}$$

$$P_t = \sigma_t A$$

$$\sigma_t = \varepsilon_t E$$

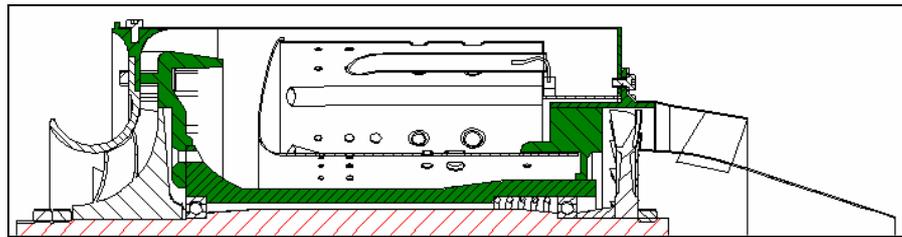
$$\varepsilon_t = \frac{\ell_t}{\ell} = \alpha \Delta T$$

Es necesario tener las suficientes tolerancias para que estas cargas no se generen por tanto en las anteriores secciones analizamos si estas tolerancias son las adecuadas para no infringir en este concepto y que no hayan restricciones, sin embargo no es posible controlar toda ya que también se generan restricciones internas en el material como pero ejemplo la deformación desigual en si mismo.

Ahora que analizamos las fuerzas en la estructura principal nos dedicaremos a analizar cuantitativamente el eje en cuanto a su comportamiento por cargas estructurales mas no por sus cargas por presión ni temperatura ya que los otros componentes no son susceptibles a flexión, tensión u compresión ya que son componentes bastante rígidos y de geometría adecuada, lo que es verdaderamente significativo en la estructura principal es el eje ya que como podemos ver su geometría es pequeña y tiene que soportar cargas de elementos grandes.

Nuestro eje esta entonces esta sometido a dos cargas estáticas principales las cuales son las de los pesos de los componentes que están acoplados a el, con dos soportes que son los que lo sujetan en la estructura que están dados por los dos frames por medio de los rodamientos.

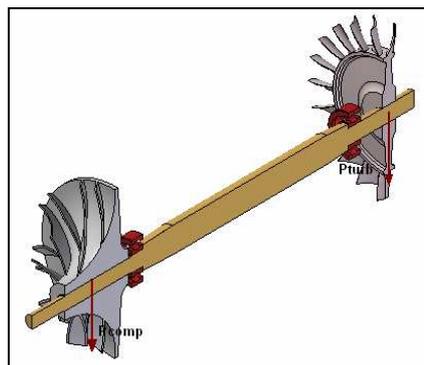
Figura 7-43. Frames del Motor



Diseño de los Autores

En la anterior figura podemos ver al frame trasero y delantero de color verde sosteniendo al eje achurado de color rojo, podemos analizar de esta figura que nuestra eje tiene dos apoyos como ya lo habíamos mencionado. Por tanto en la siguiente figura extraemos el eje y sus componentes acoplados a sus extremos para poder analizar cuantitativamente el eje y entender a que cargas esta sometido.

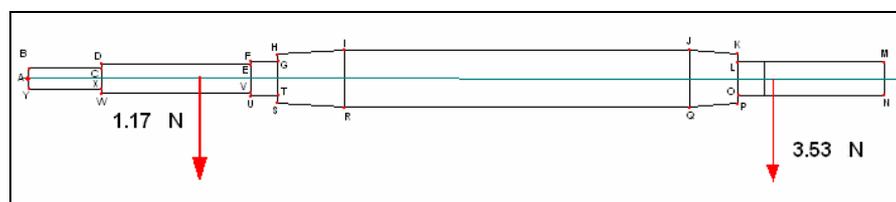
Figura 7-44. Cargas en el Eje



Diseño de los Autores

Entonces vemos que el eje esta sometido a estas dos fuerzas que de las cuales puede generarse una flexión y generando un esfuerzo cortante, con reacciones que estarían generadas por los frames y podemos ver como se podría deformar en la figura. Para resolver matemáticamente este problema necesitamos conocer las masas del compresor y de la turbina para así aplicar las respectivas cargas al eje que se hallaron anteriormente.

Figura 7-45. Cargas en el eje



Ahora hallaremos la fuerza por la rotación del eje.

$$P_C = mrw^2$$

Por el compresor:

$$P_C = 362.14MN$$

Por la turbina:

$$P_C = 1.071MN$$

Ahora bien hallaremos el imballance

Ecuación 7-9

$$P_{im} = mew^2 = \delta w^2$$

El coeficiente de excentricidad "Para motores pequeños se recomienda el rango de 2~3"<sup>27</sup>.

---

<sup>27</sup> Diseño de una Microturbina, Universidad de San Buenaventura. Noviembre, 2004.

Por el compresor

$$P_{im} = 0.12kg * 3 * 8377.53^2$$

$$P_{im} = 25.265MN$$

Por la turbina

$$P_{im} = 0.36kg * 3 * 8377.53^2$$

$$P_{im} = 75.797MN$$

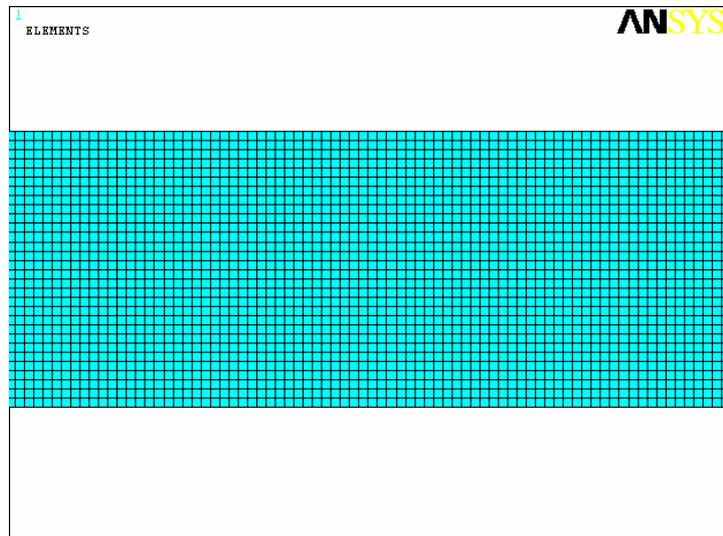
#### 7.4 ANALISIS DE ELEMENTOS FINITOS

En esta sección nos dedicaremos a analizar el eje en FEA ya que es el componente que nos hace falta por analizar por medio de elementos finitos. En primer lugar su simplificación es bien complicada sin embargo es posible trabajarlo como una viga. Su geometría para realizar su análisis se extrae de la figura 7-49 con la siguiente configuración de puntos:

A. 0,0	H. 66.3, 6.5	O. 189, -4.5	V. 59.3, -4
B. 0, 3.5	I. 84, 7.5	P. 189,-6.5	W. 19.3, -4
C. 19.3, 3.5	J. 176, 7.5	Q. 176, -7.5	X. 19.3, -3.5
D. 19.3, 4	K. 189, 6.5	R. 84, -7.5	Y. 0, -3.5
E. 59.3, 4	L. 189, 4.5	S. 66.3, -6.5	
F. 59.3, 4.5	M. 228, 4.5	T. 66.3, -4.5	
G. 66.3, 4.5	N. 228, -4.5	U. 59.3, -4.5	

Así pues determinada la geometría proseguimos a determinar el tipo de elemento finito Plane 42 de esfuerzo plano, este último aditamento es algo que es necesario para poder trabajarlo como un eje. Ver anexo D.

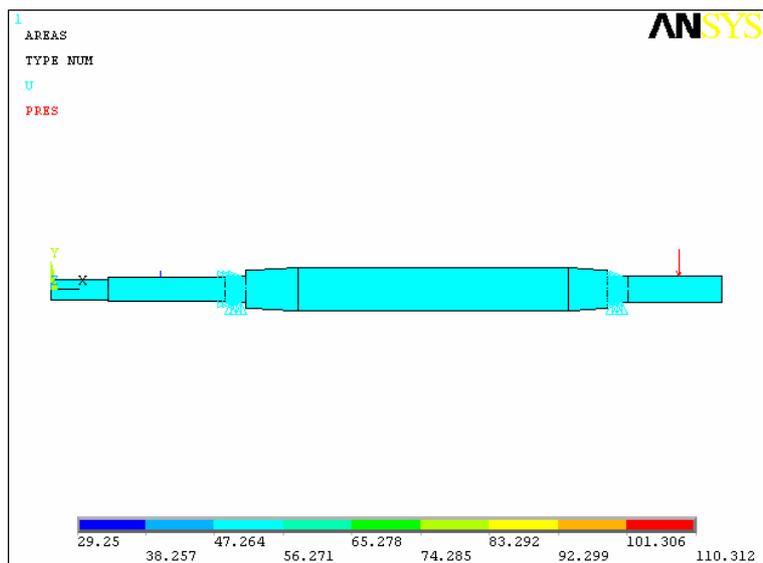
Figura 7-46. Detalle del enmallado



Diseño de los Autores

Como se puede observar en la anterior figura el tipo de elemento es cuadrado la sección que se muestra en ésta es el centro. Para las condiciones de contorno se trabajo los empotres proporcionados por los rodamientos y a su vez las cargas por la turbina y el compresor:

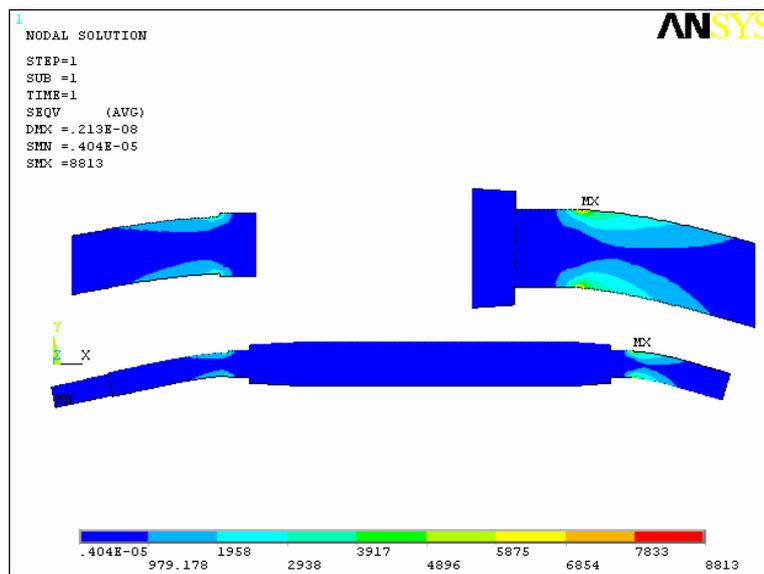
Figura 7-47. Condiciones de Contorno



Diseño de los Autores

Para las propiedades del material es acero 4130 el cual se puede ver sus propiedades en la tabla 8-2. y por tanto se corre el modelo y como solución obtenemos:

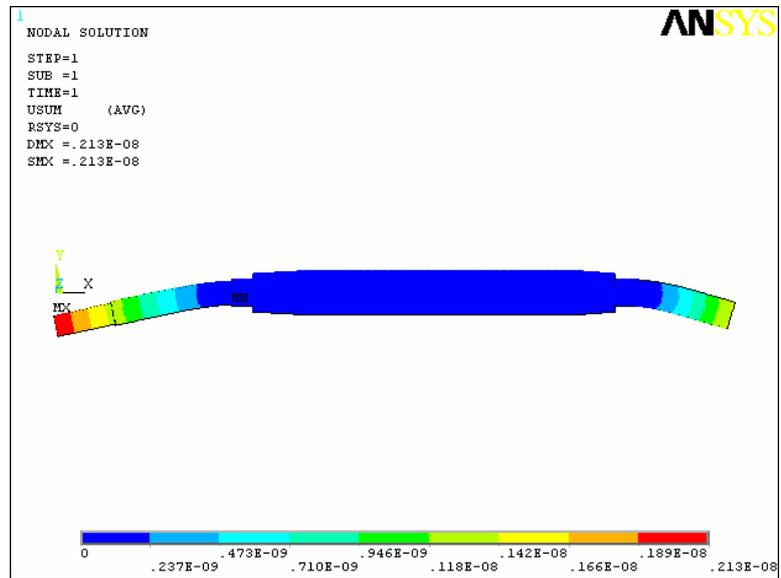
Figura 7-48. Distribución de Esfuerzos



Diseño de los Autores

Como se puede observar se tiene un esfuerzo máximo de 8.813 KPa donde esta empotrada la turbina y al igual otro máximo donde se acopla la turbina. Ahora cambiando a la deformación se obtiene de el eje se flecta en sus extremos y su mayor deflexión la tiene en el lado del compresor ya que es quien es mas grueso.

Figura 7-49. Deformación del eje



Diseño de los Autores

## 8 ANALISIS DE MATERIALES

### 8.1 DETERMINACION DE MATERIALES USADOS EN EL MOTOR

Como primera medida en este análisis compilaremos la información y características de los materiales que analizamos en las anteriores secciones para determinar así y más específicamente que materiales utilizamos en el motor.

Tabla 8-1. Materiales usados en el Motor

COMPONENTE	MATERIALES UTILIZADOS				
	AL SI	ALUMINIO 1100	AISI 304	ACERO 4130	ACERO H13
COMPRESOR	X				
DIFUSOR		X			
FLAME TUBE			X		
INNER WALL		X			
ENVELOPE			X		
ESTATOR			X		
TURBINA			X		X
TOBERA			X		
EJE				X	

Tabla 8-2. Propiedades de los Materiales Utilizados

MATERIAL	PROPIEDADES				
	MODULO DE ELASTICIDAD	DENSIDAD	EXPANSION TERMICA	CONDUCTIVIDAD TERMICA	RELACION DE POISSON
AL SI	70 GPa	2700 kg/m <sup>3</sup>	23*10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>	180-193 W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	0.28
AL 1100	70 GPa	2710 kg/m <sup>3</sup>	23.6*10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>	180-193 W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	0.3
AISI 304	187.5 GPa	8027 kg/m <sup>3</sup>	18.5*10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>	16.3 W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	0.3
4130					

Tabla 8-3. Parámetros a los Cuales están Sometidos los Componentes

COMPONENTE	FACTOR DE EXPOSICION		MATERIAL
	PRESION	TEMPERATURA	
COMPRESOR	101.3 kPa-160 kPa	288° k – 325° K	AL SI
DIFUSOR	160 kPa	-	AL 1100
FLAME TUBE	160 kPa-152 kPa	314.23°-1000° K	AISI 304
INNER WALL	160 kPa-152 kPa	314.23°-1000° K	AL 1100
ENVELOPE	160 KPa-152 kPa	1000° K	AISI 304
ESTATOR	152 kPa	1000°-921,95° K	AISI 304
TURBINA	152 kPa-104.96kPa	921,95°-878° K	AISI 304
TOBERA	104.96kPa-100KPa	878° K	AISI 304
EJE	1.17N, 3.53 N		4130

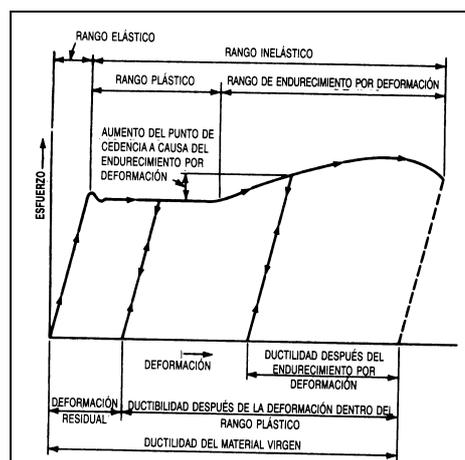
La ductilidad es una propiedad importante de los materiales estructurales ya que permite la redistribución de esfuerzos en miembros continuos y en puntos de altos esfuerzos locales, como lo son los agujeros u otras discontinuidades.

Por tanto es importante tener buena distribución de tensiones en los diferentes componentes que hacen parte del frame, y a su vez las partes rotatorias como lo son el compresor y la turbina, ya que estos componentes como se analizo en secciones anteriores soportan cargas importantes como las dinámicas por rotación las cuales hacen que el material sea necesariamente dúctil y evitar la fragilidad porque se podría generar una fractura y un desprendimiento que seria nefasto a esta velocidad angular.

## 8.2 EFECTO DEL TRABAJO EN FRIO SOBRE LAS PROPIEDADES A TENSION

En la fabricación de los componentes estructurales de un motor a menudo se forman a temperaturas ambiente en las formas deseadas. Estas operaciones de dar forma en frío causan deformación inelástica, ya que el acero conserva la forma que se le dio. De este modo una deformación residual, o deformación permanente, subsiste después de que se retira la carga.

Figura 8-1. Diagrama esfuerzo-deformacion



Si la cantidad de deformación plástica es menor que la necesaria para que aparezca el endurecimiento por deformación, el esfuerzo de cedencia del acero

deformado en forma plástica es aproximadamente el mismo material virgen. Sin embargo, si la cantidad de deformación plástica es suficiente para ocasionar endurecimiento por deformación, el esfuerzo de cedencia del acero es mayor. En cualquiera de los dos casos, la resistencia a la tensión sigue siendo igual, pero la ductilidad, medida a partir del punto de recarga, es menor. Como se indica en la figura en 1.6, la ductilidad es casi igual a la cantidad de predeformación inelástica.

La mayor parte de los efectos del trabajo en frío sobre la resistencia y la ductilidad de los aceros estructurales, pueden eliminarse mediante tratamientos térmicos como los de alivio de esfuerzos, normalización, o recocido. Sin embargo tales tratamientos a menudo no son necesarios. Este tipo de alivio de tensiones se puede observar en la primera investigación hecha en al turbina.

En primer lugar el difusor fue fabricado a partir de maquinado en frío; “Con los planos ya determinados y su material se construye el núcleo principal utilizando el torno, dando precisión en las dimensiones principales y la superficie cilíndrica ya que esta da la concentricidad del conjunto rotor, quizás esta concentricidad es la mas difícil de obtener, a causa de la tecnología aplicada.”<sup>28</sup>

Siguiendo con el trayecto hacia el análisis de materiales del motor llegamos la cámara de combustión entre esta el Inner Wall que al igual que el difusor esta fabricado en aluminio 1100 este componente esta maquinado en frío; “La construcción de este elemento es un trabajo únicamente de torno, donde se taladra el agujero del centro y con una barra buril se dan las tolerancias para alojar los rodamientos y la cámara de refrigeración”<sup>29</sup>.

---

<sup>28</sup> Escobar, Garzon, Arnold. Metodología de Diseño para turborreactores de bajo flujo másico. 2005

<sup>29</sup> Ibid

El estator de turbina fue construido en tres partes en primera instancia el anillo exterior: “Esta pieza se desarrolla por mecanizado en el torno. Para el trabajo de este acero en el torno, se hace necesaria la consecución de buriles de tungsteno por la alta dureza del material”<sup>30</sup>.

Otro componente que es maquinado en frío es el eje el cual es de acero 4130. “Para la construcción del eje se utiliza acero 4130, este se ubica entre puntos en el torno, y se maquina dándole el ajuste y tolerancia para los rodamientos”.

### 8.3 EFECTOS DE LAS TEMPERATURAS ELEVADAS SOBRE LAS PROPIEDADES A TENSION.

El comportamiento de los aceros estructurales sometidos a cargas de corta duración a temperaturas elevadas, se determina por lo común a partir de pruebas a tensión de corta duración. En general, la curva esfuerzo – deformación resulta más redondeada y la resistencia a la cedencia y la resistencia a la tensión se reducen a medida que las temperaturas aumentan. Las razones de los valores a temperaturas elevadas a los valores de temperatura ambiente de las resistencias a la cedencia y a la tensión de diversos aceros estructurales.

El modulo de elasticidad disminuye con el aumento de temperatura. La relación mostrada es casi la misma para todos los aceros estructurales. La variación en el modulo de cortante con la temperatura es semejante a la que se muestra para el modulo de elasticidad. Pero la relación de Poisson no varía en este rango de temperatura.

---

<sup>30</sup> Ibid

La ductilidad de los aceros estructurales, indicada mediante los valores de elongación y de reducción de área, disminuye con el aumento de temperatura hasta que se alcanza un valor mínimo. Posteriormente, la ductilidad aumenta a un valor mucho mayor que el de la temperatura ambiente. El efecto exacto depende del tipo y el espesor del acero. La disminución inicial de la ductilidad es causada por el envejecimiento de deformación y es más pronunciada en el intervalo de temperaturas de 300 a 700° F. El envejecimiento por deformación también contribuye a aumentar la resistencia a la tensión en el intervalo de temperatura expuesto.

Bajo cargas de larga duración a temperaturas elevadas, deben considerarse los efectos del flujo plástico.

Podemos entonces determinar que los componentes que operan a elevadas temperaturas son principalmente el Flame Tube, el Envelope, el Inner Wall, el estator, la turbina y la tobera de escape. Es necesario entonces que los componentes rotatorios sean dúctiles para que no se fracturen, y además por las cargas que soporta, es importante resaltar que en esos componentes esta ductilidad se vera afectada por los altos intervalos de temperatura entre los 1000 °K.

#### 8.4 FRACTURA FRÁGIL

Bajo combinaciones suficientemente adversas de esfuerzo a tensión, temperatura, velocidad de carga, discontinuidad geométrica y restricción, un miembro de acero puede experimentar una fractura frágil. No es necesario que todos estos factores estén presentes. En general, una fractura frágil es una falla que ocurre por agrietamiento con poca indicación de deformación plástica. En contraste, una

fractura dúctil ocurre principalmente por corte, por lo general precedida por una considerable deformación plástica.

El diseño contra fractura frágil exige selección del grado apropiado de acero para la aplicación, así como evitar defectos similares a las muescas tanto de diseño como de fabricación. Es importante estar alerta sobre este fenómeno, de manera que puedan darse pasos para minimizar la posibilidad de este tipo de falla indeseable y frecuentemente catastrófico.

La fractura frágil puede presentarse en cualquiera de nuestros componentes ya que los anteriores parámetros para que ocurra este tipo de fractura se presentan en la mayoría de los componentes. En los componentes rotatorios podemos analizar que es muy susceptible a este tipo de daño ya que por las elevadas revoluciones estos componentes tienen que ser dúctiles para permitir una deformación y que no halla un desprendimiento de material que ocasione DOD (Domestic Object Damage).

## 8.5 ANALISIS DE ESFUERSOS RESIDUALES

Los esfuerzos que quedan en los miembros estructurales después del laminado o la fabricación, se conocen como esfuerzos residuales. La magnitud de estos esfuerzos se determina usualmente mediante la remoción de secciones longitudinales y la medición de la deformación resultante. Por lo general solo se miden los esfuerzos longitudinales. Esta medición en nuestro caso no es posible de realizarla ya que no se cuenta con las herramientas suficientes para tal.

Los componentes que poseen esfuerzos residuales por su proceso de manufactura son principalmente, como se nombro anteriormente los que son

laminados, entre esos podemos destacar al envelope, el flame tube, el anillo exterior e interior del estator y la tobera de escape.

## 8.6 EFECTOS DEL TAMAÑO DE GRANO

El tamaño final del grano depende de la temperatura por encima de la línea a la cual se calienta el metal. Cuando el acero se enfría, el grosor relativo de los granos pasa a la fase ferrita más perlita.

Por tanto a las temperaturas de laminado y forjado muchos aceros presentan granos gruesos. Sin embargo, el trabajado en caliente refina el tamaño del grano. La temperatura en la etapa final del proceso de trabajado en caliente determina el tamaño de grano final. Cuando dicha temperatura es alta los granos pueden ser gruesos cuando el acero es enfriado al aire. En este caso el tamaño de grano puede reducirse si el acero es normalizado.

Los granos finos mejoran muchas propiedades de los aceros. Si los otros factores son iguales, los aceros que tienen tamaño de grano mas fino tienen mejor tenacidad de muesca debido a las menores temperaturas de transición que los aceros de grano más grueso. Por otra parte, la disminución del tamaño de grano mejora la doblabilidad y ductibilidad. Además en aceros templados y revenidos, el grano fino mejora la resistencia a la cedencia; así mismo hay menor distorsión, menor agrietamiento en el temple y menores esfuerzos internos en los productos tratados térmicamente.

Por otra parte, para algunas aplicaciones son preferibles los aceros de grano grueso ya que permiten un endurecimiento mas profundo. Si los aceros deben utilizarse en servicio a alta temperatura como en nuestro caso, ofrecen mayor

capacidad de carga y mayor resistencia al flujo plástico que los aceros de grano fino. Por tanto es preferible en el motor usar en las secciones calientes aceros de grano grueso.

El crecimiento de grano austenítico puede inhibirse mediante carburos que se disuelven lentamente o quedan sin disolver en la austenita o mediante una dispersión apropiada de inclusiones no metálicas. Los aceros producidos de esta manera se denominan aceros de grano fino pero en nuestros casos no son los apropiados; los aceros que no se hacen con inhibidores de crecimiento de grano se denominan aceros de grano grueso los cuales son adecuados para el motor.

Cuando se calientan por encima de la temperatura crítica, 1340 °F los granos de los aceros de grano grueso crecen de manera gradual. Los granos de los aceros de grano fino crecen solo ligeramente hasta que alcanza cierta temperatura denominada temperatura de engrosamiento. Por encima de esta ocurre un engrosamiento inesperado. El tamaño del grano resultante puede ser mayor que el del acero de grano grueso a la misma temperatura. Debe observarse además que los aceros pueden tratarse térmicamente para que sean de grano fino o de grano grueso.

## 8.7 RECOCCION Y NORMALIZACION

Los aceros estructurales pueden ser recocidos para aliviar los esfuerzos inducidos por el trabajo en frío o en caliente. Además, a veces el recocido se utiliza para suavizar el metal con el fin de mejorar su formabilidad o su maquinabilidad.

El recocido implica austenitizar el acero calentándolo por encima de la línea de temperatura entre 1670 y 1340 °F, luego enfriándolo lentamente, por lo general en

un horno. Este tratamiento mejora la ductilidad pero disminuye la resistencia a la tensión y el punto de cedencia. Como resultado puede ser necesario un tratamiento térmico adicional para mejorar estas propiedades. Los aceros estructurales pueden normalizarse para refinar el tamaño de grano. Como se menciono anteriormente, el tamaño de grano depende de la temperatura final en el proceso de laminado en caliente. Un recocido seria adecuado para el difusor, el eje, el Inner Wall y la Turbina, claro esta que será necesario un tratamiento térmico posteriormente.

La normalización consiste en calentar el acero por encima de la temperatura entre 1670 y 1340 °F y luego enfriar el material en aire. De este modo, la velocidad de enfriamiento es mayor que en la recocción. La práctica usual consiste en normalizar entre 100 y 150 °F por encima de la temperatura critica. Temperaturas mas altas engrosan los granos.

La normalización tiende a mejorar la tenacidad de muesca al disminuir las temperaturas de transición de ductilidad y de fractura. Las placas gruesas se benefician más de este tratamiento que las delgadas.

Al requerir menos pases de rodillo, las placas gruesas tienen una mayor temperatura final y se enfrían mas lentamente que las placas delgadas; así tienen una estructura de grano más inconvenientemente. De ahí que la mejora obtenida con la normalización sea mayor para las placas gruesas. Estas secciones gruesas las podemos ver en el Inner Wall, el disco de la turbina y el eje.

## 8.8 EFECTOS DE LOS COMPONENTES QUIMICOS EN EL ACERO

Utilizando aceros aleados se puede lograr:

- Piezas de gran espesor con elevadas resistencias en su interior
- Grandes durezas con tenacidad
- Mantener una resistencia elevada a grandes temperaturas
- Aceros inoxidable
- Aceros resistente a la acción de agentes corrosivos
- Herramientas que realicen trabajos muy forzados y que no pierdan dureza al calentarse

Esto nos muestra que la influencia que ejercen los elementos de aleación en los aceros es muy variada, lo cual nos permite obtener ciertas características que no se pueden obtener con los aceros ordinarios al carbono.

Las influencias directas de los diversos elementos de aleación antes mencionados en ciertas características de los aceros podrían señalarse en forma general como:

- La tendencia que tienen ciertos elementos a disolver ferrita o formar soluciones sólidas con el hierro alfa, y la tendencia que en cambio tienen otros a formar carburos
- La influencia de los elementos de aleación en los diagramas de equilibrio de los aceros
- La influencia de los elementos aleados sobre la templabilidad
- La influencia que tienen en retardar el ablandamiento que se produce en el revenido
- Mejoras en la resistencia a la corrosión, resistencia al calor, resistencia a la abrasión, etc.

A continuación se analizan los principales efectos de los elementos mas comúnmente hallados en los aceros al carbono y de baja aleación teniendo en cuenta los parámetros anteriormente descritos. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que los efectos de dos o mas de estos elementos químicos, cuando se utilizan en combinación, pueden diferir de los producidos cuando esta presente cada uno de manera independiente. También hay que tener en cuenta que las variaciones de la composición química para obtener combinaciones específicas de propiedades en un acero, generalmente aumentan su costo, puesto que se hacen más costosos los procesos de producción, laminado y fabricación.

#### 8.8.1 Níquel:

Desde que se empezó a usar el níquel en los aceros, se vio que este elemento mejora las propiedades de los aceros. El empleo de aceros con níquel es sobre todo interesante para la construcción de piezas de maquinas y motores de alta calidad. Una de las ventajas más importantes que reporta el empleo del níquel, es evitar el crecimiento del grano en tratamientos térmicos, lo que sirve para conseguir siempre con ellos gran tenacidad. Los aceros al níquel sometidos a temperaturas demasiado elevadas, quedan después del temple y revenido con muy buena tenacidad. El níquel, hace descender los puntos críticos y por ello los tratamientos térmicos pueden hacerse a temperaturas ligeramente mas bajas que las correspondientes a los aceros ordinarios. Experimentalmente se observa que con los aceros aleados con níquel se obtiene para una misma dureza, un límite de elasticidad ligeramente más elevado y mayores alargamientos y resistencias que con aceros al carbono. También es muy interesante señalar que para la misma dureza su resistencia a la fatiga es un 30% superior a la de los aceros de baja aleación.

Entre todos los elementos aleados, el níquel, que cristaliza como austenita en cubos de caras centradas, es el único que forma con el hierro una serie continua

de soluciones sólidas. El níquel hace descender la temperatura de transformación gamma-alfa y, por lo tanto, tiende a estabilizar a bajas temperaturas la fase austenítica de caras centradas. Las aleaciones con más de 30% de níquel son austeníticas a la temperatura ambiente, y poseen ciertas propiedades magnéticas.

El níquel es un elemento de extraordinaria importancia en la fabricación de aceros inoxidable y resistentes a altas temperaturas. La aleación hierro-níquel con menos de 0,10% de carbono y 36% de níquel tiene una dilatación muy baja, casi nula, entre 0°C y 100°C y recibe el nombre de invar .

El níquel aumenta la resistencia, la templabilidad, la tenacidad de muesca y la resistencia a la corrosión. Es un constituyente importante de los aceros inoxidables. Disminuye las temperaturas de transición de ductilidad y fractura y reduce la soldabilidad y por tanto lo vemos aplicado en los aceros austeníticos como lo es el AISI 304.

#### 8.8.2 Cromo:

Es uno de los elementos especiales más empleados para la fabricación de aceros aleados, usándose indistintamente en los aceros de construcción, en los de herramientas, en los inoxidables y en los de resistencia en caliente. Se emplea en cantidades diversas desde 0,3 a 30% de Cr según los casos, y sirve para aumentar la dureza y la resistencia a la tracción de los aceros, impide las deformaciones en el temple, aumenta la resistencia al desgaste, la inoxidabilidad, etc.

El cromo mejora la resistencia, la templabilidad, la resistencia a la abrasión y la resistencia a la corrosión atmosférica. Sin embargo, reduce la soldabilidad. Con pequeñas cantidades, los aceros de baja aleación tienen mas alta resistencia al flujo plástico que los aceros al carbono y se utilizan donde se necesita mayor resistencia para condiciones de servicio a elevadas temperaturas. Además el

romo es un constituyente importante de los aceros inoxidable. Por tanto se analiza que este componente es muy útil para los materiales usados en los diferentes componentes del motor ya que sus características nos proporcionan un mejor desempeño.

#### 8.8.3 Molibdeno:

Este elemento mejora la resistencia a la tracción, la templabilidad, la resistencia al <<creep>> de los aceros. Añadiendo pequeñas cantidades a los aceros cromo-níquel, se disminuye o elimina la fragilidad Krupp que se presenta cuando estos aceros son revenidos en la zona de los 450°C a 550° C.

También aumenta la resistencia de los aceros en caliente y reemplaza al wolframio en la fabricación de aceros rápidos, pudiendo emplear para las mismas aplicaciones aproximadamente una parte de molibdeno por cada dos de wolframio.

El molibdeno aumenta la resistencia de cedencia, la templabilidad, la resistencia a la abrasión y la resistencia a la corrosión. También mejora la soldabilidad. Sin embargo, tiene un efecto adverso sobre la tenacidad y la temperatura de transición. Con pequeñas cantidades de molibdeno, los aceros de baja aleación tienen mayor resistencia al flujo plástico que los aceros al carbono y se utilizan cuando se necesita más alta resistencia para servicio a temperaturas elevadas. Como se analiza el molibdeno es un componente importante para la fabricación en todas las partes del motor.

#### 8.8.4 Wolframio:

El wolframio es un elemento muy utilizado para la fabricación de aceros para herramientas, empleándose en especial en los aceros rápidos, aceros para herramientas de corte, y aceros para trabajos en calientes. Sirve para aumentar la

dureza a elevadas temperaturas y evitan que se desafilen o ablanden las herramientas, aunque lleguen a calentarse a 500° ó 600°C. También se usa para la fabricación de aceros para imanes.

#### 8.8.5 Manganeso

El manganeso aparece prácticamente en todos los aceros, debido, principalmente, a que se añade como elemento de adición para neutralizar la perniciosa influencia del azufre y del oxígeno, que siempre suelen contener los aceros cuando se encuentran en estado líquido en los hornos durante el proceso de fabricación. El manganeso actúa también como desoxidante y evita, en parte, que en la solidificación del acero se desprendan gases que den lugar a la formación de porosidades perjudiciales en el material.

Este se suele usar también como elemento de aleación. Al aumentar de 0,6 a 1,6% aproximadamente el porcentaje de manganeso en los aceros, se aumenta ligeramente su resistencia, se mejora su templabilidad, siendo interesante destacar que el manganeso es un elemento de aleación relativamente barato.

El manganeso aumenta la resistencia, la templabilidad, el límite de fatiga, la tenacidad de muesca y la resistencia a la corrosión. Disminuye las temperaturas de transición de ductilidad y fractura. También impide el envejecimiento. Además, contrarresta la fragilización en caliente debida al azufre. Para este último propósito, el contenido de manganeso debe ser de tres a ocho veces el contenido de azufre, dependiendo del tipo de acero. No obstante, el manganeso reduce la soldabilidad; sin embargo se añade este componente para los materiales utilizados en la construcción del motor sin importar la disminución de la soldabilidad ya que como se analizó anteriormente con otro componente contrarrestaríamos este efecto.

#### 8.8.6 Silicio

Este elemento aparece en todos los aceros, al igual que el manganeso, se añade intencionalmente durante el proceso de fabricación. Es un desoxidante más enérgico que el manganeso y se emplea como elemento desoxidante complementario del manganeso con objeto de evitar que aparezcan en el acero poros y defectos internos. Las adiciones de silicio se hacen durante la fabricación, suelen ser relativamente pequeñas y variables ( 0,2- 0,35% de Si).

Una clase de acero para muelles muy empleadas contiene cantidades de silicio de 1,5 a 2,25% de Si. En los aceros, el silicio sirve para aumentar ligeramente la templabilidad y elevar sensiblemente el límite elástico y la resistencia a la fatiga de los aceros sin reducir su tenacidad.

Se emplean aceros de 1 a 4,5% de Si para la fabricación de chapa magnética.

El silicio aumenta la resistencia, la tenacidad de muesca y la templabilidad. Disminuye la temperatura de transición de ductilidad, pero también reduce la soldabilidad. El silicio frecuentemente se utiliza como desoxidante en la producción del acero sin embargo vemos este componente en una aleación con aluminio en el compresor.

#### 8.8.7 Cobalto:

El cobalto se emplea casi exclusivamente en los aceros rápidos de más alta calidad. Este elemento, al ser incorporado a los aceros, se combina con la ferrita, aumentando su dureza y resistencia.

En los aceros de alto porcentaje de carbono reduce la templabilidad. En los aceros al wolframio endurece la ferrita con lo que facilita el mantenimiento de la dureza y de la aptitud de corte de las herramientas a elevada temperatura.

El cobalto se suele emplear en los aceros rápidos al wolframio de máxima calidad en porcentaje variable de 3 a 10%

Los aceros para imanes con cobalto, contienen además cromo y wolframio

#### 8.8.8 Aluminio

El aluminio se emplea como elemento de aleación en los aceros de nitruración, que suelen contener 1% aproximadamente de aluminio. También se usa en algunos aceros resistentes al calor. El aluminio es un elemento desoxidante muy enérgico y es frecuente añadir 300gr por tonelada de acero para desoxidarlo y afinar el grano.

En general los acero aleados de calidad contienen aluminio en porcentajes pequeñísimos de 0,001 a 0,008% de Al.

El aluminio cuando se adiciona al acero desoxidado por completo con silicio, disminuye la temperatura de transición y aumenta la tenacidad de muesca. Si se utiliza suficiente aluminio, hasta aproximadamente 0.20%, se reduce la temperatura de transición, incluso cuando no este presente el silicio. Sin embargo las mayores adiciones de aluminio dificultan la obtención de los terminados que se desean en la placa laminada. Además, el aluminio restringe el crecimiento del grano durante el tratamiento térmico y promueve la dureza de la superficie mediante nitrificación.

#### 8.8.9 Titanio:

Se suelen añadir pequeñas cantidades de titanio a algunos aceros muy especiales para desoxidar y afinar el grano. El titanio tiene gran tendencia a formar carburos y a combinarse con el nitrógeno. En los aceros inoxidables cromo-níquel, actúa como estabilizador de los carburos y evita la corrosión ínter cristalina.

#### 8.8.10 Boro

El boro es un elemento de aleación que a comenzado a ser empleado recientemente. Experimentalmente se ha visto que cantidades pequeñísimas de boro del orden 0,001 a 0,006%, mejoran notablemente la templabilidad, siendo en este aspecto el mas efectivo de los elementos aleados y el de mayor poder templante de todos. Su eficacia para mejorar la templabilidad es extraordinaria, y para 0,40% de carbono puede decirse que su efecto es, aproximadamente, unas 50 veces mayor que el del molibdeno, unas 75 veces mayor que el cromo, unas 150 veces mayor que el manganeso y unas 400 veces mayor que el níquel.

El boro en pequeñas cantidades aumenta la templabilidad de los aceros. Se utiliza para este propósito en los aceros aleados templados y revenidos, de bajo contenido de carbono. Sin embargo, mas de 0.0005 a 0.004% de boro no produce un aumento adicional de la templabilidad. Además, una muesca de boro aumenta la resistencia de acero a bajo contenido de carbono, de molibdeno simple (0.40%).

#### 8.8.11 Carbón

El carbón es el principal elemento que aumenta la resistencia en los aceros al carbono y e baja aleación. En general, cada 0.01% de aumento en el contenido de carbono aumenta el punto de cedencia en cerca de 0.5 klb / pulg<sup>2</sup>. Sin embargo, esto esta acompañado por un aumento en la dureza por reducciones de la ductilidad, tenacidad de muesca y soldabilidad; aumento de las temperaturas de transición y mayor susceptibilidad al envejecimiento.

De ahí que sea aconsejable limitar el contenido de carbono de los componentes estructurales. Generalmente, el máximo permitido es de 0.3% o menos, dependiendo de los otros elementos químicos presentes y de la soldabilidad y la tenacidad de muesca deseadas.

#### 8.8.12 Cobre

El cobre en cantidades de hasta aproximadamente 0.35% es muy efectivo para mejorar la resistencia de los aceros al carbono a la corrosión atmosférica. La mejora continua con aumentos en el contenido de cobre hasta aproximadamente de 1%, aunque no tan rápido. El cobre aumenta la resistencia, con aumento proporcionado en el límite de fatiga. También aumenta la templabilidad con solo una pequeña disminución de la ductilidad y poco efecto sobre la tenacidad de muesca y la soldabilidad. Sin embargo, los aceros que tienen mas de 0.60% de cobre, por lo general experimentan fragilización durante el trabajo en caliente, y desarrollan grietas o rugosidad en la superficie.

La adición de níquel en una cantidad igual a aproximadamente la mitad del contenido de cobre, es efectiva para mantener la calidad de la superficie. Este es otro componente (cobre) en los materiales utilizados es de gran importancia para evitar agrietamiento y mejorar su soldabilidad sin exceder 0.60%.

#### 8.8.13 Hidrogeno

El hidrógeno, el cual puede ser absorbido durante la producción del acero, lo fragiliza. La ductilidad mejora con el envejecimiento a temperatura ambiente a medida que el hidrógeno se difunde hacia afuera del acero, más rápidamente en las secciones delgadas que en las gruesas. Cuando el contenido de hidrógeno supera 0.0005%, pueden ocurrir descascaramientos, grietas internas o reventones cuando el acero se enfría después de laminado, en especial en las secciones gruesas.

En los aceros al carbono, el descascaramiento puede impedirse mediante un enfriamiento lento después del laminado, para permitir que el hidrógeno salga del acero. Este fenómeno es denominado oclusión de hidrogeno.

#### 8.8.14 Nitrógeno

El nitrógeno aumenta la resistencia, pero puede causar envejecimiento. También aumenta las temperaturas de transición de ductilidad y fractura

#### 8.8.15 Columbio

El columbio en cantidades muy pequeñas produce aumentos relativamente altos en el punto de cedencia pero aumentos más pequeños en la resistencia a la tensión de los aceros al carbono. Sin embargo, la tenacidad de muesca de las secciones gruesas se reduce de manera considerable.

#### 8.8.16 Fósforo

El fósforo aumenta la resistencia, el límite de fatiga y la templabilidad, pero disminuye la ductilidad y la soldabilidad y eleva la temperatura de transición de ductilidad. Sin embargo, adiciones de aluminio mejoran la tenacidad de muesca de los aceros que contienen fósforo. El fósforo mejora la resistencia a la corrosión del acero y trabaja de manera muy efectiva junto con pequeñas cantidades de cobre hacia este resultado.

#### 8.8.17 Azufre

El azufre, que entra durante el proceso de producción del acero, puede causar fragilización en caliente. Esto proviene de las inclusiones de sulfuro de hierro, que se ablandan y pueden romperse al calentarse. Además, las inclusiones pueden llevar a falla frágil al suministrar elevadores de esfuerzo que pueden dar inicio a fracturas. Y los altos contenidos de azufre pueden ocasionar porosidad y agrietamiento en caliente al soldar a menos que se tomen precauciones especiales. Sin embargo, la adición de manganeso, puede contrarrestar la fragilización en caliente. Este forma sulfuro de manganeso, que es más refractario que el sulfuro de hierro. De todas maneras, por lo general es aconsejable

mantener el contenido de azufre por debajo de 0.05%. este componente en nuestro caso no es muy aconsejable su uso sin embargo menos del 0.05% es mejor por las temperaturas de operación

#### 8.8.18 Titanio

El titanio aumenta la resistencia al flujo plástico y a la ruptura. Desempeña un papel importante en la prevención del envejecimiento. A veces se utiliza como desoxidante en el proceso de producción del acero e inhibidor del crecimiento del grano.

#### 8.8.19 Tungsteno

El tungsteno aumenta la resistencia al flujo plástico y a la ruptura, la templabilidad y la resistencia a la abrasión. Se utiliza en aceros para condiciones de servicio a temperaturas elevadas

#### 8.8.20 Vanadio

El vanadio, en cantidades de hasta un 0.12%, aumenta la resistencia a la ruptura y al flujo plástico, sin desmejorar la soldabilidad ni la tenacidad de muesca. También aumenta la templabilidad y la resistencia a la abrasión. A veces el vanadio se utiliza como desoxidante en el proceso de producción del acero e inhibidor del crecimiento del grano.

#### 8.8.21 Oxígeno

El oxígeno, como el nitrógeno, puede ser causa de envejecimiento y además, disminuye la ductilidad y la tenacidad de muesca.

En la práctica, el contenido de carbono se limita de modo que no desmejore la ductilidad, la tenacidad de muesca y la soldabilidad. Para obtener alta resistencia,

por tanto, se recurre a otros agentes que aumentan la resistencia para que mejoren estas propiedades deseables, o al menos no las desmejoren tanto como el carbono. Con frecuencia, cuanto mejor se requiere que estas propiedades sean a altas resistencias, probablemente más costosos resultarán los aceros.

Aunque el carbono suministra alta resistencia al acero de manera económica, no es un elemento necesario. Hay disponibles aceros de muy alta resistencia que contienen una cantidad tan pequeña de carbono que se consideran libres de carbono.

#### 8.9 EFECTOS DEL PUNZONAMIENTO DE HUECOS Y DEL CORTE CON CIZALLA

El excesivo trabajado en frío de los bordes expuestos de miembros de acero estructural puede ocasionar fragilización y grieta, y debe evitarse. El punzonamiento de huecos y el corte con cizalla durante la fabricación son operaciones de trabajado en frío que pueden ocasionar falla frágil.

Por ejemplo, los agujeros para difusión y dilución pueden formarse por perforación, punzonamiento o punzonamiento seguido de ensanche. El taladrado es preferible al punzonamiento, porque este último labra en frío drásticamente el material en el borde de un agujero. Esto hace que el acero sea menos dúctil y eleva la temperatura de transición. El grado de fragilidad depende del tipo de acero y del espesor de la placa. Además, existe posibilidad de que el punzonamiento pueda producir pequeñas grietas que se extiendan radialmente a partir del agujero. En consecuencia, la falla frágil puede iniciarse en el agujero cuando el miembro se somete a esfuerzo.

Si el material que rodea al agujero se calienta, se introduce un riesgo adicional de falla como lo es el Flame Tube. El calor, por ejemplo, puede ser suministrado por una operación adyacente de soldadura pero en nuestro caso es el calor producido por la combustión. Si la temperatura aumentara al intervalo de 400 a 850 ocurrirá envejecimiento por deformación en material que sea susceptible a éste. El resultado será una pérdida de ductilidad. Por tanto el material usado en el flame tube esta perdiendo ductilidad.

El corte con cizalla tiene casi los mismos efectos del punzonamiento. Si los bordes cortados se van a dejar expuestos, debe desbastarse 1/16 pulg o más del material, generalmente por esmerilado o fresado dependiendo del espesor. También el fresado brusco, por ejemplo, con cepilladoras de borde para hacer un corte profundo, puede producir los mismos efectos que el corte con cizalla o el punzonamiento. El envelope para su construcción fue cortado con cizalla, al igual que todos los componentes laminados. Vemos entonces que es de gran cuidado la manufactura de los orificios en el flame tube y al igual los orificios de acople para el frame trasero en el envelope.

#### 8.10 EFECTOS DE LA SOLDADURA

Rara vez ocurren fallas en el servicio, si es que las hay, en las soldaduras de diseño adecuado efectuadas apropiadamente. Si se presenta fractura, ésta se inicia en un defecto similar a una muesca. Las muescas se presentan por diversas razones. El borde de la soldadura puede formar una muesca natural. La soldadura puede contener fisuras que actúan como muescas. Un golpe del arco de soldadura en el metal base puede tener un efecto fragilizante, especialmente si no se deposita metal de aporte. Una grieta iniciada en este tipo de muescas se propagará a lo largo de una trayectoria determinada por los esfuerzos locales y la tenacidad de muesca del material adyacente.

El precalentamiento antes de soldar minimiza el riesgo de falla frágil. Su efecto primario es inicialmente reducir el gradiente de temperatura entre la soldadura y el metal de base adyacente. De esta manera hay menor probabilidad de agrietamiento durante el enfriamiento, y hay una oportunidad para que escape el hidrógeno atrapado, el cual representa una posible fuente de fragilización. Un efecto consecuente del precalentamiento es la mejora de la ductilidad y la tenacidad de muesca de los metales de base y de aporte, y una menor temperatura de transición de la soldadura.

El enfriamiento rápido de una soldadura puede tener un efecto adverso. Una razón para que los golpes de arco que no depositan metal de aporte sean peligrosos, es que el metal calentado se enfría rápidamente; esto ocasiona fragilización severa. Estos golpes de arco deben suprimirse por completo. El material debe precalentarse, para prevenir endurecimiento local, y el metal de aporte debe depositarse para llenar la depresión.

En los procesos que depositan metal de aporte bajo en hidrógeno y que tienen conveniente control de humedad, con frecuencia puede eliminarse la necesidad de precalentamiento. Tales procesos incluyen el uso de electrodos de bajo contenido de hidrógeno y soldaduras de arco inerte y de arco sumergido.

La segregación pronunciada del metal de base puede ocasionar que la soldadura se agriete bajo ciertas condiciones de fabricación. Estas incluyen el uso de electrodos de entrada de alta temperatura y la deposición de grandes cuentas a bajas velocidades, como en la soldadura automática.

A veces las soldaduras se martillan para impedir que haya grieta o distorsión, aunque las secuencias y procedimientos especiales de soldadura pueden ser más efectivos. Por lo común, las especificaciones prohíben el martilleo del primero y del último pase de soldadura. El martilleo del primer pase puede agrietar o perforar

la soldadura. El martilleo del último pase dificulta la inspección de grietas. El martilleo reduce considerablemente las propiedades de tenacidad e impacto del metal de aporte. Sin embargo, los efectos adversos se eliminan por la capa de soldadura de cubrimiento (último pase).

La soldadura fue usada en dos componentes los cuales son el Flame tube y en la unión de los alabes del estator. La soldadura que fue usada en estos componentes es soldadura TIG (tungsten inert gas) o llamada generalmente GMAW, la cual fue aplicada por un experto el cual debió aplicar los anteriores procedimiento para minimizar la probabilidad de falla.

Soldadura de arco metálico y gas (GMAW): Esta soldadura ocasiona coalescencia por el calor producido por un arco eléctrico entre un electrodo de metal de relleno y el metal de base. La atmósfera protectora se obtiene gracias a un gas o una mezcla de gases (que puede contener un gas inerte) o una mezcla de un gas y un fundente.

#### 8.11 RESISTENCIA A LA CORROSIÓN DE LOS ACEROS INOXIDABLES

Todos los aceros inoxidable contienen el cromo suficiente para darles sus características de inoxidable. Muchas aleaciones inoxidable contienen además níquel para reforzar aun más su resistencia a la corrosión. Estas aleaciones son añadidas al acero en estado de fusión para hacerlo "inoxidable en toda su masa". Por este motivo, los aceros inoxidable no necesitan ser ni chapeados, ni pintados, ni de ningún otro tratamiento superficial para mejorar su resistencia a la corrosión. En el acero inoxidable no hay nada que se pueda pelar, ni desgastar, ni saltar y desprenderse.

El acero ordinario, cuando queda expuesto a los elementos, se oxida y se forma óxido de hierro polvoriento en su superficie. Si no se combate, la oxidación sigue adelante hasta que el acero esté completamente corroído.

También los aceros inoxidable se oxidan, pero en vez de óxido común, lo que se forma en la superficie es una tenue película de óxido de cromo muy densa que constituye una coraza contra los ataques de la corrosión. Si se elimina esta película de óxido de cromo que recubre los aceros inoxidable, se vuelve a formar inmediatamente al combinarse el cromo con el oxígeno de la atmósfera ambiente.

El empleo de acero inoxidable estará bajo la dependencia de las características oxidantes del ambiente. Si imperan condiciones fuertemente oxidantes, los aceros inoxidable resultan superiores a los metales y aleaciones más nobles. Sin embargo, en la misma familia de los aceros inoxidable la resistencia a la corrosión varía considerablemente de un tipo al otro.

Son cinco los riesgos que amenazan el éxito del uso de los aceros inoxidable. Estos son: la corrosión intergranular, la corrosión por efecto galvánico, la corrosión por contacto, la corrosión en forma de picado o de pinchazos de alfiler, y la corrosión por fatiga. Muchos fracasos pueden ser evitados dándose cuenta sencillamente de los riesgos involucrados y adoptando las medidas apropiadas para eliminarlos.

#### 8.11.1 Corrosión intergranular

Un tratamiento térmico inadecuado del acero inoxidable puede producir una red de carburos en los aceros con más del 0,03 por ciento de carbono, o sin adición de titanio o de columbio. El metal que contenga tal red es susceptible de corrosión intergranular que podrá ser causa de fracaso en condiciones muy corrosivas y reducir la duración útil en muchos servicios relativamente ligeros. Los procedimientos normales de soldadura introducen en el metal la susceptibilidad a

la precipitación de los carburos. Que el acero sea susceptible de corrosión intergranular no significa necesariamente que será atacado por ella. En servicio, el resultado puede ser satisfactorio. Pero la posibilidad de corrosión intergranular deberá ser tenida en cuenta siempre que no quede excluida según la experiencia previa. La precipitación de carburos puede ser eliminada por uno de los tres procedimientos indicados a continuación:

Por recocido: una vez terminadas las operaciones de elaboración y de soldadura, el acero deberá ser calentado hasta una temperatura lo suficientemente alta para disolver los carburos, lo que es generalmente entre 1036 °C y 1150 °C, para enfriarlo luego con la rapidez suficiente para evitar que se vuelva a precipitar el carburo y utilizando para ello un chorro de aire o agua. Un tratamiento térmico localizado en la zona inmediatamente adyacente a la soldadura no da resultados satisfactorios. Para un recocido efectivo, toda la pieza deberá ser calentada y apropiadamente enfriada con rapidez.

Utilizando acero que contenga menos de 0,03 % de carbono.

Utilizando un acero estabilizado: el titanio o el columbio se combinan con el carbono y evitan las precipitaciones perjudiciales. Los aceros estabilizados son necesarios para todo servicio que implique prolongadas exposiciones a las temperaturas entre 426° C y 871 °C.

El peligro inherente a la precipitación de carburo de cromo ha llegado a ser tan bien conocido y tan fácilmente evitado que ocurran pocos fracasos debidos a esta causa.

#### 8.11.2 Corrosión galvánica

La corrosión galvánica ejerce una acción localizada que puede sobrevenir cuando una junta de unión entre dos metales disimilares está sumergida en una solución que puede obrar como electrolito. En un medio corrosivo, los dos metales

diferentes forman unos electrodos cortocircuitados y constituyen una celda electroquímica. De ello resulta la disolución del electrodo anódico, mientras que el cátodo permanece inalterable.

El empleo de distintos metales en una solución corrosiva no significa que la corrosión galvánica sea inevitable. Los factores que influyen la corrosión galvánica incluyen:

La corrosión se atribuye frecuentemente a la acción galvánica cuando su verdadera causa se debe efectivamente a unas condiciones anormales de operación. Así por ejemplo, el uso de ácido clorhídrico, para sustituir un material de limpieza normal, puede destruir la película pasiva del acero inoxidable. En tal caso se puede formar una celda galvánica que empezará a funcionar tan pronto como la pieza en cuestión entre en función. El volver a proyectar y a construir una pieza que sea completamente de acero inoxidable puede ser muy costoso y la nueva pieza proyectada puede ser difícil de fabricar. Así pues, cuando aparentemente la acción galvánica sea la única causa de un desperfecto en una unidad que, demostradamente, es de un buen diseño, convendrá realizar una verificación meticulosa para cerciorarse de que todas las condiciones de operación son normales.

### 8.11.3 Corrosión por contacto

El tercer riesgo es la corrosión por contacto. Una diminuta partícula de acero al carbono, una escama de óxido, cobre u otra sustancia extraña cualquiera incrustada en el acero inoxidable pueden ser suficiente para destruir la pasividad en el punto de contacto. El ataque empieza al formarse una celda galvánica con la partícula de material extraño como ánodo. Mientras dura la acción electroquímica que disuelve lo contaminado, iones de hidrógeno se liberan haciendo que el acero inoxidable se vuelva activo en el punto de contacto. La acción de picado puede

proseguir después de haber sido eliminada la partícula extraña por haberse constituido una celda activa-pasiva entre la diminuta superficie anódica atacada y la extensa área catódica circunvecina. Cuando las secciones inoxidables entran en servicio deberán estar limpias de escamas de óxido, de aceite, de pequeñas partículas metálicas procedentes de las herramientas, troqueles e hileras, así como de todo material extraño.

La corrosión por contacto puede iniciarse al cabo de mucho tiempo de estar la pieza en servicio si los métodos de limpieza empleados no son meticulosos. Óxido y suciedad en los conductos de vapor, herramientas impregnadas con acero al carbono, e inclusive aparatos de transporte sucios, pueden acarrear sustancias creadoras de corrosión por contacto hasta los recipientes de acero inoxidable durante un período de limpieza. Unas superficies limpias y lisas, así como la ausencia de arañazos y grietas reduce el riesgo de que se produzca corrosión por contacto.

#### 8.11.4 Picado o corrosión en forma de pinchazos de alfiler

Las soluciones que contengan cloruros podrían atacar por una acción de picado, y en las picaduras se podrán desarrollar celdas galvánicas. Los daños debidos a este picado son también llamados pinchazos de alfiler causados por la corrosión. Los cloruros ácidos, tales como el cloruro férrico y el cloruro sódico son particularmente peligrosos, pero cualquier cloruro en concentración apreciable puede ser la causa posible de perturbaciones. Generalmente los fracasos del acero inoxidable en un medio supuestamente a salvo de la corrosión son atribuibles a la presencia del ion cloruro en mayor concentración que la previsible.

El molibdeno aumenta la resistencia al picado. Estas aleaciones quedan sometidas a los desperfectos debidos a la corrosión por fatiga; así pues, los

recipientes deberán quedar tan exentos de tensiones como sea posible. Grietas, fisuras y bolsas de estancamiento deberán ser eliminadas ya que son las superficies limpias y en buen estado las que mejor resisten al picado, cualquiera que sea la calidad del acero inoxidable.

#### 8.11.5 Corrosión por fatiga

La corrosión por fatiga es otro de los riesgos que han de ser eliminados. Casi todos los metales y aleaciones, incluso el acero austenítico inoxidable, pueden fallar al agrietarse o quebrarse debido a la corrosión por fatiga en condiciones que impliquen esfuerzos aplicados o tensiones residuales combinadas con agentes ligeramente corrosivos. Las soluciones de cloruro son de lo más perjudicial al provocar el agrietamiento de los aceros inoxidables austeníticos.

El mecanismo causante de la corrosión por fatiga todavía no ha sido determinado. Es principalmente transgranular y puede ir acompañado de ataques de picado. Son muy susceptibles las piezas que han estado sometidas a un fuerte trabajo en frío, pero el acero recocido puede también agrietarse cuando se le somete a condiciones difíciles. Es más fácil que el agrietamiento se produzca en soluciones calientes que en las frías. El tipo 315 y el tipo 317, en la condición de recocido, ofrecen mayor resistencia al ion cloruro que el tipo 302 y el tipo 304. Pero si están bajo tensiones fuertes, pueden fallar lo mismo en un ambiente conducente a la corrosión por fatiga.

Tensiones fuertes y débiles en el mismo elemento producen una condición que fácilmente puede conducir a la corrosión por fatiga en presencia de cloruros. Ha sido investigado cierto número de fracasos debidos a planchas perforadas. Las grietas en forma de rayos que parten de los taladros son típicas del agrietamiento debido a la corrosión por fatiga. Los productores canadienses han resuelto este problema completamente recociendo a fondo las planchas después de taladradas.

Los aceros inoxidable, estirados, embutidos o trabajados en frío se agrietan fácilmente en sistemas que contengan sulfuro de hidrógeno acuoso. Distintos medios, incluso las soluciones cáusticas calientes bajo presión, han causado el agrietamiento según ha sido informado, aunque en la mayoría de estos casos pueden haber sido causadas por impurezas no observadas contenidas en el cloruro.

Para eliminar completamente las tensiones internas, sin perjuicio para la resistencia a la corrosión, se deberá recocer por encima de 926 °C, con enfriamiento rápido para que los carburos permanezcan en solución. Como no es posible hacer esto con los recipientes grandes, un tratamiento de revenido a 648 °C puede ser suficiente para reducir las tensiones residuales. Este tratamiento a 648 °C podrá ser aplicado únicamente para los tipos 304 L, 316 L, 317 L, 321 y 347, y para estos metales tan sólo cuando se sepa que el nivel de la tensión en el cual puede ocurrir la corrosión sea más bajo que lo que se espera después de semejante tratamiento térmico a baja temperatura. Cuando se utiliza acero inoxidable como forro para un recipiente de acero al carbono no será posible aligerar las tensiones debido a que los coeficientes de expansión son muy diferentes. Lo mismo ocurre cuando se trata de recipientes de acero inoxidable que lleven soldados refuerzos, soportes o sujeciones de acero al carbono.

Las precauciones generales que indicamos a continuación deberán ser adoptadas para prevenir la corrosión por fatiga:

- Asegurarse de que no se acumulen sales corrosivas procedentes del material aislante, del goteo o de pulverizaciones o salpicaduras corrosivas en el área del recipiente.
- Evitar toda cavidad donde se recoja agua durante el ciclo de operaciones, acumulándose una concentración de sales en la cavidad.

- Especificar que las planchas perforadas deberán ser tratadas para eliminar completamente las tensiones interiores después de haber sido taladradas, si han de ser utilizadas como pantalla para operaciones de las que se sabe corren el riesgo de que se produzca corrosión
- Elíjanse tubos con buena concentricidad y con unos límites de tolerancia muy estrechos en el grueso de las paredes, para los tubos destinados a los intercambiadores de calor, con el fin de evitar tensiones elevadas y desiguales cuando se los curva para los distribuidores.
- Evitar el unir por soldadura metales con coeficientes de dilatación diferentes cuando el recipiente deba ser calentado durante las operaciones. Los tipos de la serie 300 se dilatan aproximadamente de 1 a 1 1/2 veces más que los tipos de la serie 400.
- Utilizar los tipos con el 0,03% como máximo de carbono, 304 L, 316 L, y 317 L, para reparar recipientes respectivamente de los tipos 304, 316 y 317 siempre que se desee reducir localmente las tensiones después de hecha la reparación. Únicamente el acero con el 0,03 % de carbono como máximo deberá ser calentado a más de 426° C siempre que exista el riesgo de que se produzca corrosión intergranular.
- Evítese el curvado cíclico que repetidamente tensa el acero inoxidable por encima de su resistencia a la deformación o límite de elasticidad. Esto puede formar tensiones interiores que favorezcan la corrosión por fatiga inclusive en un medio de efecto moderado.

#### 8.11.6 Proyecto y fabricación. Cómo reducir al mínimo la corrosión

Los fracasos debidos a la corrosión pueden ser frecuentemente eliminados modificando apropiadamente el diseño sin necesidad de cambiar el tipo de acero.

La forma de las juntas, la continuidad de la superficie y la concentración de las tensiones deberán ser tomadas en consideración. Las soldaduras a tope son preferibles a las soldaduras en solapa, y se deberán utilizar buenos métodos de soldadura. El uso de piezas complementarias, tales como de planchas o placas de refuerzo rodeadas de costuras o cordones de soldadura, deberá ser reducido al mínimo ya que esto produce tensiones biaxiales difíciles de eliminar por tratamiento térmico.

Todo el equipo deberá ser meticulosamente limpiado a fondo para eliminar toda contaminación producida por óxidos, polvo de hierro, partículas procedentes de las herramientas, fundente de soldadura, suciedades y sustancias orgánicas.

Estas sustancias extrañas pueden ser eliminadas limpiándolas a chorro o por decapado. Una buena solución para el decapado consiste en el 10 por ciento de ácido nítrico y el 1 por ciento de ácido fluorhídrico.

Un ajuste defectuoso causa tensiones al forzar las piezas para ponerlas en posición. Cuando se fabrican piezas para una unidad que deba contener material corrosivo, será prudente reformar las piezas que ajusten mal y recocerlas de manera que las piezas en cuestión se ajusten limpiamente en el recipiente

Como es difícil reproducir en los ensayos de laboratorio las verdaderas condiciones que se presentan en la práctica, los resultados de dichos ensayos solamente podrán servir de guía. Los datos sobre la corrosión publicados como resultado de distintos ensayos, pueden estar basados sobre unas condiciones químicas, temperaturas, velocidades y aireación que difieran de las de la solución química que deba ser manipulada. Por este motivo y siempre que sea posible se deberá utilizar para los ensayos prácticos, el equipo existente y procedimientos similares o comparables.

En los ensayos de corrosión deberán incluirse muestras de los artículos por fabricar con el fin de poder juzgar del valor de los métodos de fabricación

propuestos. Las muestras soldadas y sensibilizadas permiten apreciar el depósito de soldadura y la zona influenciada por el calor en el ambiente corrosivo al que han de poder resistir. Convendrá someter a ensayos probetas con corrosión por fatiga y sometidas a varios niveles de esfuerzo o tensión con el fin de poder apreciar la susceptibilidad del acero al agrietamiento una vez terminadas de fabricar. Es esencial que los resultados de los ensayos sean apreciados en su justo valor.

## 8.12 RESUMEN DE TRATAMIENTOS TÉRMICOS APLICABLES AL MATERIAL

En general, un Tratamiento Térmico consiste en calentar el acero hasta una cierta temperatura; mantenerlo a esa temperatura durante un tiempo determinado y luego enfriarlo, a la velocidad conveniente. El objeto de los tratamientos térmicos es cambiar las propiedades mecánicas de los metales, principalmente de los aceros.

### 8.12.1 Temple

El temple tiene por fin dar a un metal aquel punto de resistencia y de dureza que requiere para ciertos usos. Los constituyentes más duros y resistentes son la martensita y la cementita. Para lograr estos constituyentes, se sigue este proceso:

Fase 1: El calentamiento se hace hasta alcanzar la austenización completa en los aceros de menos de 0.9% de C; y entre la A1 Ac<sub>m</sub> para los que pasan de 0.9% de C.

Fase 2: El mantenimiento debe ser suficiente para alcanzar la homogeneización entre el núcleo y la periferia. Las piezas gruesas necesitarán más tiempo que las

delgadas. Si la velocidad en la fase 1. fue grande, hay que alargar el tiempo de permanencia de la fase 2.

Fase 3: La velocidad de enfriamiento debe ser tal, que no penetre la curva de enfriamiento, hasta llegar a la temperatura de la martensita.

El éxito del temple estriba en el conocimiento exacto de los puntos de transformación y del empleo del medio adecuado para lograr la velocidad suficiente de enfriamiento

Martempering: Así se llama a cierto tipo de temple diferido que se realiza según el gráfico de la figura. La primera y segunda fase son iguales a las del temple con enfriamiento continuo.

En la fase tercera se enfría la pieza rápidamente, sin llegar a la temperatura y se la mantiene así unos momentos sin alcanzar la curva de principio de transformación. Con ello se logra una uniformidad térmica; se vuelve a enfriar seguidamente y se logra la transformación deseada: martensita. Seguidamente se enfría hasta la temperatura ambiente.

#### 8.12.2 Temple superficial

Es un nombre que, como su mismo nombre indica, no alcanza más que a la superficie de la pieza. Se emplea para obtener piezas superficialmente duras y resilientes en el núcleo.

Fase 1: Se calienta la pieza a gran velocidad, cuidando que sólo llegue a la temperatura de austenización el espesor deseado de la periferia.

Fase 2: No existe, ya que no interesa lograr la homogeneización.

Fase 3: Se enfría rápidamente para lograr la transformación martensítica de la periferia.

#### 8.12.3 Revenido

Es un tratamiento posterior al temple y que tiene por objeto: 1.º Eliminar las tensiones del temple y homogeneizar el total de la masa: 2.º transformar la martensita en estructuras perlíticas finas, menos duras pero más resilientes que la martensita.

Fase 1: Se calienta siempre por debajo del punto crítico A1. La temperatura alcanzada es fundamental para lograr el resultado apetecido.

Fase 2: En general, el mantenimiento no debe ser muy largo.

Fase 3: Se enfría en aceite, agua o al aire; en algunos aceros esta fase es muy importante.

#### 8.12.4 Tratamientos termoquímicos

A este grupo pertenecen los tratamientos de cementación, nitruración y cianuración.

La finalidad de todos ellos es la de obtener una capa exterior muy dura y resistente, mientras el núcleo de la pieza queda con menor dureza aunque con mayor resistencia.

#### 8.12.4.1 Cementación

Consta este tratamiento de dos fases fundamentales:

Enriquecimiento superficial de carbono. Se logra calentando el acero a unos 900° C, en presencia de sustancias ricas en carbono y capaces de cederlo, para unirse al hierro y formar carburo de hierro. La mayor o menor penetración, desde algunas décimas hasta 2 ó 3 mm de este enriquecimiento, depende de la duración de la operación de la energía de las sustancias y de la temperatura alcanzada. La duración ser de pocos minutos y hasta de varias horas. Las sustancias cementantes pueden ser sólidas, líquidas o gaseosas.

La segunda fase es el temple; con él se logra que la capa exterior adquiera gran dureza mientras el núcleo permanece sin cambios. Cuando la primera fase ha sido muy larga, se suele intercalar entre la primera y la segunda un recocido de regeneración. Los aceros empleados para cementar deben ser pobres en carbono.

#### 8.12.4.2 Nitruración

Es un procedimiento en el cual, por la absorción de nitrógeno, se obtiene una fina capa de nitruros de hierro de gran dureza. Para ello se colocan las piezas en una caja herméticamente cerrada por la que se hace circular gas amoníaco, que a 500° C cede el nitrógeno y se combina con el hierro. La operación es lenta, de 20 a 80 horas, y el espesor de la capa muy pequeño. No necesita temple posterior. El acero debe ser adecuado.

#### 8.12.4.3 Cianuración

Es una variante de la cementación y nitruración por la que las sustancias ceden nitrógeno y carbono. Se realiza con sustancias en estado líquido y tiene la ventaja de que es muy rápido. Se obtienen pequeñas penetraciones y el temple se hace aprovechando el calor de la primera fase. Influencia de los tratamientos térmicos

en las propiedades de los aceros. Cuando un acero está formado por un solo constituyente, sus características son las del constituyente.

Cuando está formado por varios, que es lo más común, entonces sus propiedades son un promedio de las propiedades de los mismos constituyentes.

Los tratamientos cambian los constituyentes de los aceros y por consiguiente cambian también sus propiedades mecánicas. En líneas generales se puede decir:

Del temple: que aumenta la dureza, la resistencia a la tracción, el límite elástico, y que disminuye la resiliencia y el alargamiento.

Del recocido: que aumenta el alargamiento y la resiliencia y disminuye la resistencia y la dureza; y que el revenido: disminuye la resistencia, el límite elástico y la dureza; mientras que aumenta el alargamiento y la resiliencia. Hay que cuidar mucho la temperatura, entre los 200 y 400° C para evitar efectos contrarios en la resistencia.

## 9 CONCLUSIONES

En primera instancia destacaremos que el diseño, configuración y construcción de la primera investigación fue todo un éxito, pues se cumplió con las expectativas y se construyó un motor el cual no se había realizado en nuestra institución. Es importante destacar que por ser la primera investigación y sus recursos con los que se contó, se lograron muchos avances los cuales generan muchos campos de investigación para un continuo avance y obtención de la mejor configuración del motor, este es en parte un aporte para contribuir con el desarrollo y la puesta a punto de este proyecto orgullo de nuestra comunidad. La microturbina es un motor de bajo flujo másico el cuenta con un compresor centrífugo de una etapa, cuenta con una cámara de combustión anular de flujo reverso y finalmente una etapa de turbina axial.

Empezaremos por el compresor siguiendo la tendencia metodológica del análisis; este componente como se pudo analizar en la sección 4, se denominó zona F1, la cual tiene como función aumentar la presión y disminuir la velocidad del flujo. Como se puede ver en esa sección las variables que actúan estructuralmente en esta sección es la presión, la temperatura pero no significativamente y la fuerza centrífuga por las elevadas revoluciones. Como componentes significativos de esta sección tenemos al compresor el cual significativamente tiene el disco y su alabe; y al difusor el cual significativamente se destaca el vane el cual es la aleta que dirige el aire.

Por tanto las cargas que actúan en el diseño del compresor son el perfil de presiones desde 1 Bar hasta 1.6 Bar a través de su sección compresora; es decir que en el alabe tenemos un perfil de presión analizándolo de frente actuando desde la raíz siendo la presión más pequeña, hasta el tip siendo la presión más



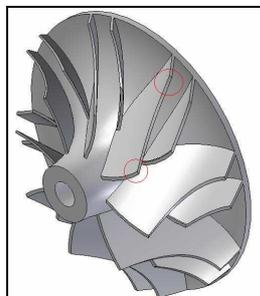
En cuanto al difusor es un componente que cumple la función de mantener la presión, disminuir aun mas la velocidad por el cambio de dirección del flujo y dirigir el flujo hacia el Flame Holder de la Zona C1, por tanto para este componente la principal variables estructural es la presión que actúa sobre cada vane, este componente además es un componente del frame.

El Difusor es de aluminio 1100 el cual no es el mas apropiado para esta aplicación debido a que las cargas estructurales a las cuales esta sometido este tipo de material son grandes y además es un componente de soporte estructural (Frame); este material no nos provee la suficiente resistencia en sus características mecánicas para soportar los esfuerzos producidos por la presión del gas, diferencia de temperatura y corrosión.

Como se dijo anteriormente los componentes representativos de esta zona son el compresor y el difusor. En cuanto al compresor se determinaron dos geometrías para realizar el FEA; uno en el cual se pude ver el alabe y otro para el disco, y así determinar el comportamiento de las dos partes del compresor.

En cuanto al alabe se determino trabajar, como se puede ver en la sección 4.4.1, se analizo con una geometría frontal del compresor para determinar que desplazamiento tenia el alabe, se pudo destacar que efectivamente el mayor esfuerzo y desplazamiento del alabe esta en el tip del alabe.

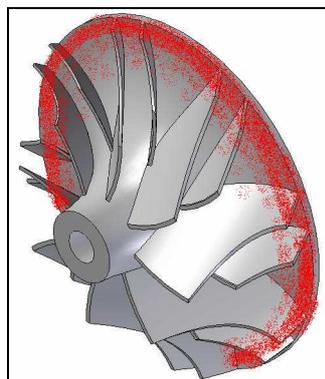
Figura 9-2. Puntos criticos del alabe del Compresor



Diseñada por los Autores

Hablando ahora del disco la geometría que se determino, que es la mas adecuada es una perspectiva lateral del compresor en el cual se puede observar la geometría del disco, en el cual por el perfil de presiones sufre un deformación y presión máxima en la parte superior del disco, ya que es donde el radio el mayor y por tanto la distancia. La distancia con la que cuenta el disco de la turbina para moverse es de 2.96 mm y lo que se flexa es 0.00817 mm.

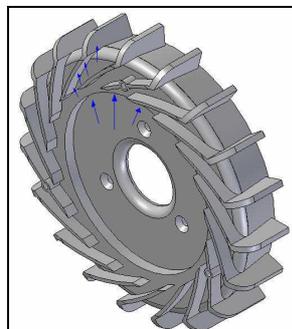
Figura 9-3. Zona Critica del Disco del Compresor



Diseño de los Autores

Siguiendo nos encontramos con el difusor el cual como ya se había descrito es un componente de esta zona el cual tiene un elemento significativo el cual es la aleta que dirige el flujo a la otra zona, el cual esta sujeto al cuerpo del difusor. Este elemento sufre una flexión lateral la cual es provocada por la dirección del flujo y como éste tiene una geometría en la cual esta pegando el flujo sobre la superficie del vane.

Figura 9-4. Flujo en el difusor



Diseño de los Autores

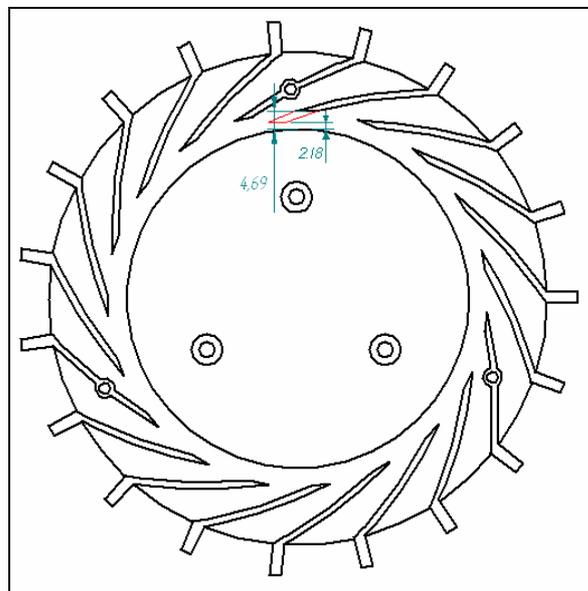
Por lo tanto como se muestra en la sección 4.4.2. el vane sufre una deformación determinada, y los esfuerzos máximos lo tiene en las aristas las cuales son concentradores de esfuerzo.

En esta sección del FEA se concluye que ningún componente sufrirá rotura o excederá el límite de fluencia ya que el factor de compresión del motor es muy bajo y no provoca cambios trascendentales.

Del difusor es necesario que se cambie el material de Aluminio 1100 ya que no es apto para aplicaciones estructurales y además por que no nos provee ninguna protección contra la corrosión.

Otro cambio que es importante realizar es que la aleta del difusor se puede ampliar para que el flujo se enfoque más en cada conducto. Entonces disminuir la distancia entre el borde en donde estaría a uno cuantos milímetros el compresor y la parte inferior de la aleta; disminuir de 4.69 mm a 2.18 mmm.

Figura 9-5. Disminución de la Distancia entre la aleta y el compresor



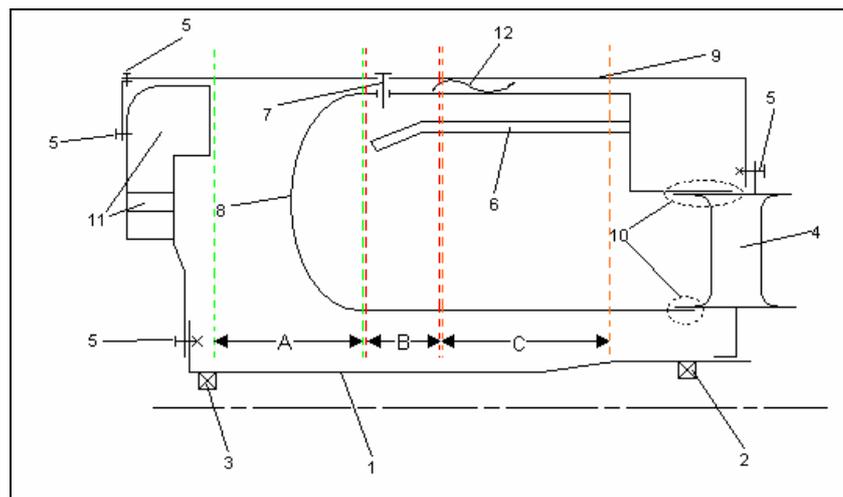
Diseño de los Autores

Ahora pasando de sección vamos a la zona C1 la cual comprende la cámara de combustión, la función de esta zona es la de mantener la presión y aumentar la velocidad de los gases de salida de la cámara, sin embargo no es el flame tube quien mantiene la presión sino el envelope. Por tanto como variables principales esta zona tiene presión y temperatura, ya que es por medio de la combustión es decir energía calórica, que se convierte en energía cinética acelerando el flujo.

Como componentes representativos de esta sección básicamente tenemos al Flame tube o tubo de llama, el Envelope o cubierta del Motor y el Inner wall o protector del eje. En cada uno de los anteriores componentes actúa en el caso del flame tube la temperatura como factor principal, en el caso del envelope actúa básicamente la presión, ya que es este quien contiene la presión; en el caso del inner wall actúa la presión por el lado inferior en interior.

En el análisis esquemático el cual se encuentra en la sección 5.2 se destaca que la configuración de la cámara de combustión anular de flujo reverso es acorde con la operación del motor.

Figura 9-6. Esquema de la Zona C1



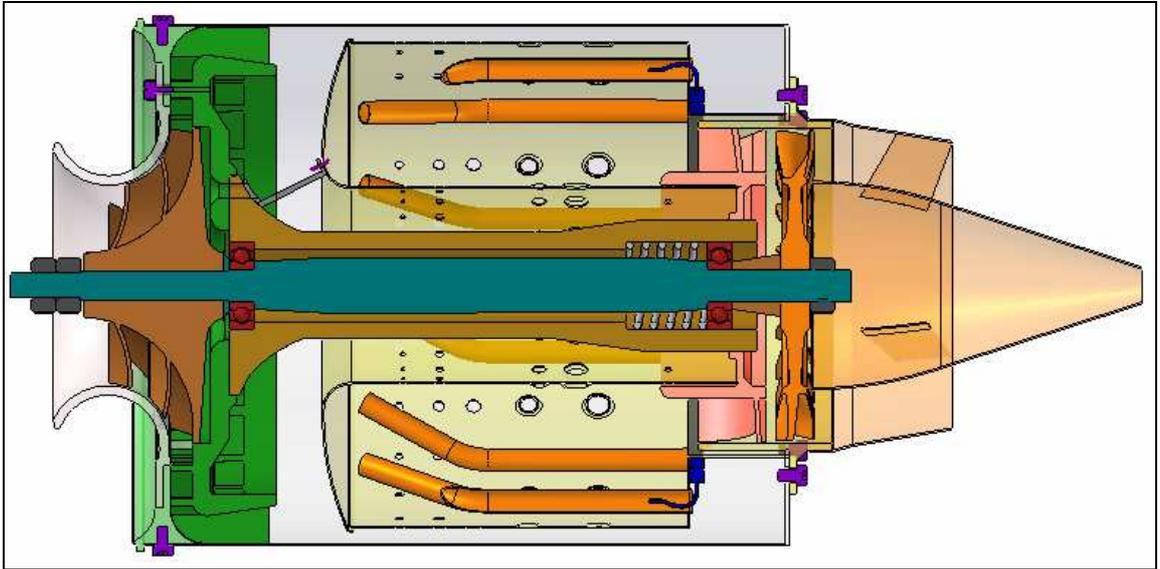
Diseño de los Autores

Siguiendo nos encontramos con la determinación de la geometría de los componentes significativos de esta zona; en primer lugar el envelope se simplificó a un cilindro el cual está empotrado en donde se sujetan los frames. Esto nos permitió valorar la estabilidad del componente. El otro componente a determinar geoméricamente fue el Flame tube al cual se determinó trabajar como una unión de dos cilindros obviando sus orificios de difusión y dilución, para así obtener la geometría más aproximada posible del componente. La otra determinación geométrica es la del Inner wall la cual concluyó en realizar el modelo dibujando su geometría como un corte transversal y después para hacerlo más acorde, revolucionarlo; para mayor detalle ver la sección 5.4.

Ahora se determinó del análisis de elementos finitos en cuanto al envelope que sufre una deformación por la presión contenida en su interior, al igual sufre unos esfuerzos los cuales son máximos en sus empotramientos. En cuanto al flame tube está sufriendo una deformación térmica por los productos de la combustión en la cual se tiene que mantener una tolerancia para que se pueda expandir libremente en la dirección axial. En cuanto al inner wall se puede ver que sufre compresión ya que tiene una presión por las dos superficies actuando se mantiene en la estabilidad del componente ya que el gradiente de presión no es grande.

Como nos pudimos dar cuenta en el análisis de la zona caliente C1, se encontró que en primera instancia el flame tube necesita otro medio de sujeción, ya que este solo se soporta por un split joint con el estator de la turbina. También respecto a este componente es necesario que se disminuyan los orificios de dilución ya que son demasiados y además de crear exceso de aire fragiliza el material, es necesario también desarrollar un mejor sistema de refrigeración para el flame tube ya que el sistema que tiene no es lo más adecuado, por tanto se propone un diseño por anillos. Además esta construcción por anillos debe tener una configuración en su forma que tenga Gaps para que permita la expansión tangencial del flame tube.

Figura 9-7. Soporte adicional en el Flame Tube



Diseño de los Autores

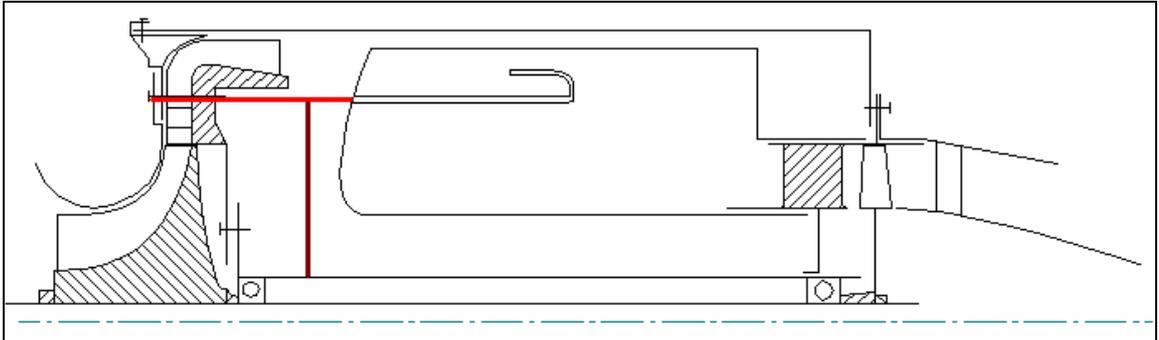
Como se puede ver en la anterior figura se propone el aditamento de un componente de sujeción para la cámara de combustión, el cual es una placa que para la configuración del motor es necesario que reubiquen tres en la circunferencia cada una a  $120^\circ$ . En acero inoxidable 304L. (ver anexo c).

En sus planos construidos por la primera investigación se destaca su elaboración pero se encuentran superposiciones las cuales no permiten determinar la tolerancia que debe existir para que este componente se expanda libremente en la dirección axial. Es necesario además que se cambie el material por acero AISI 304L ya que es necesario disminuir los porcentajes de carbono en el material porque por las altas temperaturas a las que está expuesto este componente surge una recristalización y por tanto se deteriora el material; y con el acero 304L se logra un mejor desempeño en medios calientes.

Sin embargo en cuanto a sus líneas de alimentación de combustible es necesario que sea reconfigurado ya que el aumento de temperatura está fluyendo hacia atrás. Por tanto las líneas tienden a calentarse demasiado, y se concluye que es

necesario crear un conducto parecido al del sistema de lubricación de los rodamientos. Pero con la línea entrando por donde se asegura.

Figura 9-8. Entrada delantera de las líneas de combustible



Diseño de los Autores.

Respecto al Inner Wall se concluyo del análisis de materiales que es indispensable que se cambie el material ya que este actualmente es de aluminio 1100, las series 1000 de aluminio no son adecuadas para usos estructurales y además no provee por su composición ninguna protección contra la corrosión producto de la combustión. Otra conclusión importante es que este componente debe estar sujeto al flange del estator de turbina ya que si se genera una carga conspicua entre el estator y rotor de turbina la carga estará recayendo nada mas sobre el envelope, por tanto es necesario una sujeción radial en esta zona; además si no se cuenta con esta sujeción se puede crear una holgura que permita el paso de de los gases de la combustión al disco de la turbina generando deformaciones. De su análisis cuantitativo se concluyo que gracias a su expansión axial, así sea con aluminio 1100 o AISI 304, se puede reducir el peso del motor en una pequeña cantidad y además disminuir las perdidas por presión, disminuyendo la longitud del buje de la parte trasera en 2 o 3 mm, esto evitara en primer lugar que la presión se canalice y se forme por turbulencia un tapón de gas y hallan perdidas y en segundo lugar se disminuirá peso. Es necesario también que se realice un normalizado como tratamiento térmico ya que este componente es maquinado en torno y por lo tanto sufre tensiones internas.

Respecto al envelope se concluye que por lo anterior si no es posible realizar la sujeción radial del inner wall es necesario que se fabrique de una material más resistente. Además se determino que los montantes del motor deben estar puestos sobre el envelope cerca de los frames del motor. Respecto a su acople con el difusor se concluye que es necesario que se ponga un sello el cual se acople entre el envelope y el difusor para que se disminuyan las perdidas de presión. Del análisis numérico se destaca que la estabilidad en cuanto a la presión de acuerdo al material es adecuada ya que no se alcanza con el cambio de presión máximo a llegar al crítico del material en ninguno de los tres componentes.

Ya para terminar llegamos a la zona C2 la cual comprende la turbina, esta zona tiene la función netamente de convertir la energía cinética en mecánica para que el flujo que sale de la cámara de combustión con una velocidad se aseste contra la turbina y la haga rotar y así se mueva el compresor y el motor se vuelva autónomo. Básicamente también se logra una expansión para que la presión disminuya. Ahora la función de la tobera de salida es lograr una expansión completa de los gases de escape. Por tanto en la turbina se tienen variables como la presión la fuerza centrífuga. En cuanto a la tobera de escape se manejan variables netamente de presión sobre sus paredes.

Como pudimos resaltar anteriormente los componentes representativos de esta sección, son en primera instancia la turbina analizada como disco y alabe independientemente y la tobera de escape.

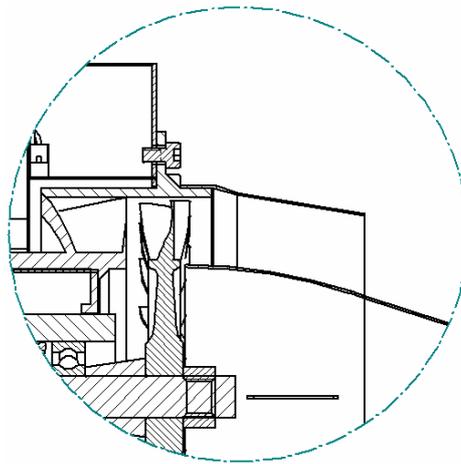
En cuanto a la turbina sabemos que es un componente el cual rota a 80.000 RPM, por tanto esta sometido a una carga centrífuga y a la vez a la presión de los gases en sus alabes específicamente.

Por otro lado, esquemáticamente, se determino que esta sección tiene una buena configuración en cuanto a su diseño, sin embargo podemos concluir que hay una

mala construcción de la sujeción de los alabes al anillo exterior del estator ya que estos entran por acople y por tanto es necesario que este acople no sea por ajuste si no por ejemplo por soldadura ya que hace parte del frame trasero.

En cuanto a la tobera podemos analizar que su configuración de sujeción es buena, además el cálculo termogasodinámico en la determinación de su geometría se encuentra adecuado.

Figura 9-9. Esquema de la Zona C2



Diseño de los Autores

También como se dijo anteriormente se puede reducir el buje que mantiene separado el disco del inner wall ya que la expansión axial del inner wall permite reducir su longitud. En cuanto al tip clearance el cual es de 0.72mm se propone poner un material que se desgaste en el anillo exterior para que así cuando la turbina rote valla desgastando lo que le sobra y así se disminuye el tip clearance. Ese material o dispositivo es llamado Abradable Soft Material.

Los materiales de su construcción son en acero AISI 304, en cuanto al análisis de materiales, determinamos que es necesario cambiar el material por uno de menos carbono, el cual es AISI 304L.

Para determinar la mejor geometría para trabajar los componentes significativos se determinó que la turbina tiene dos elementos principales que son el disco y el alabe, en el primer caso se decidió simplificar la geometría del disco en una sección de corte transversal; en cuanto al alabe trabajarlo en tres dimensiones como una lamina; y la tobera de escape se analizó por medio de una geometría de lamina pero trabajado desde la perspectiva geométrica de corte transversal en donde se puede ver el grosor; claro está que este componente al igual que el disco fue simplificado a dos componentes los cuales son el anillo exterior e interior.

Después de haber configurado todo lo cual fue arduo se corrió el modelo del disco de turbina en el cual solo se tuvo en cuenta el esfuerzo radial y obtuvimos que su mayor esfuerzo lo sufre en el rim pero al igual en la primera investigación el FEA se interpreta y los mayores esfuerzos están en la raíz del disco pero teniendo en cuenta todos los factores. Se determinó que la turbina en este material está adecuada pero sin embargo puede ser construida en Inconel 713 C el cual es el material con el que se construyen todo tipo de turbinas en la industria, que es una aleación a base de níquel con solución sólida.

La homogeneidad del material seleccionado contempla que la dilatación se va a comportar igual en la sección C2, además de tener en cuenta las dilataciones radiales axiales y tangenciales, ya que el material en el cual está construida esta sección es igual en sus componentes porque el estator, la turbina y la tobera son del mismo material.

En la primera investigación realizada por compañeros de la Universidad (la primera investigación) se determinó el comportamiento de la dilatación de la sección caliente C2, lo cual fueron acertados para el diseño, sin embargo es posible que en la etapa de construcción estas medidas no hallan sido exactas y

por ende producirían esfuerzos y pérdidas en el rendimiento. Cabe resaltar que el modo empleado de fabricación fue acorde a lo que se esperaba, y acorde con las herramientas con que se contaban.

La decisión de tener un disco y los blades como un solo conjunto es acertada, teniendo en cuenta el tamaño y los esfuerzos a los cuales va a ser enfrentado; el material empleado por ser inoxidable mejora drásticamente el comportamiento de esta sección por encima del uso de otros aceros; cumpliendo con el rendimiento mecánico dado en el diseño. Sin embargo al tener un número impar de blades en el disco de turbina deduce que existirá un desbalanceo, pues la fuerza generada por uno de los blades no tendrá una reacción en la dirección opuesta lo que crearía un desbalance con un desgaste desigual de las piezas, por ello en la primera investigación acertadamente se balanceó el conjunto rotor descartando esta posible fuente de vibraciones.

En la primera y única etapa estatora y rotora de turbina siendo más importante la primera se debe contemplar el uso de un recubrimiento superficial pues son las más expuestas a la alta temperatura, esto con el fin de prolongar la vida del material así como la mejora de las propiedades ante los efectos de corrosión, desgaste y fatiga.

En cuanto a la estructura principal del motor la cual son los Frames, se identificaron uno delantero y otro trasero los cuales están compuestos por el difusor y la parte delantera del inner wall y por el estator y la parte trasera del inner wall respectivamente los cuales tienen una configuración adecuada. Sin embargo es necesario disminuir el diámetro del inner wall para aliviar peso en el motor, es decir reducir el espesor de este componente.

Ahora hablando del eje el cual es otro componente significativo del motor el cual pues entra dentro de la estructura principal del motor se determina que funciona a

80.000 RPM las cuales son acordes con el tamaño del motor; este componente tiene como función traspasar el torque de la conversión de la energía cinética y calórica en mecánica, para hacerla llegar al compresor para que el gire y absorba aire. Por tanto podemos determinar que las variables de funcionamiento de este componente son las fuerzas generadas por el peso de la turbina y el compresor. Para la determinación de su geometría se trabajo como un corte transversal en dos dimensiones o mejor llamado un análisis de esfuerzo plano, esto ya que como era necesario trabajarlo en dos dimensiones para una mejor simplificación del modelo pues se dejo como un corte transversal con un cuidado especial en el tipo de elemento finito.

De este análisis se pudo concluir que al igual que en los otros componentes de todo el motor analizados en FEA no se traspasa el límite de fluencia. Respecto al material se determino que es el mejor pero que puede estar causando corrosión galvánica en los otros componentes y que es necesario realizar un tratamiento después de su maquinado.

En general para todos los modelos para el FEA se trabajaron mallas mapeadas excepto en la del disco de turbina la cual fue malla libre.

Para terminar se concluye que el motor en cuanto a su configuración esta adecuada por el tamaño tan reducido y que al igual se manejan unas revoluciones grandes debido al tamaño. De su estructura general además de haber concluido lo anterior sobre el eje se destaca en los rodamientos que es necesario cambiar los rodamientos por unos de contacto angular híbridos denominados GRW los cuales tienen un limite de revoluciones de 120.000 RPM ya que este es una restricción para los rodamientos originales SKF 608 los cuales aproximadamente tienen un limite máximo de 45.000 RPM. Por tanto se están excediendo los límites de fricción y carga de acuerdo a su tamaño. Los rodamientos GRW nos permiten

operar a mayores revoluciones además que son de materiales cerámicos y de contacto angular.

El diseño es simple y efectivo y contempla las variables de operaciones que se manejan en el diseño de motores como lo son las temperaturas, los esfuerzos cíclicos, ambientales, dilataciones y su termogasodinamica, lo cual garantiza un rendimiento optimo y la obtención del empuje requerido sin embargo es necesario es necesario realizar un estudio de CFD.

En cuanto a la corrosión la selección del AISI 304 nos proporciona buenas propiedades por el contenido de cromo, esto se puede mejorar con una adición de níquel en el estado de fusión. Su protección se da que se forma una película de cromo lo cual se convierte en una coraza contra los ataques.

En pro de proteger el motor contra la corrosión y prolongar su vida útil se deben reducir las áreas relativas de contacto entre materiales catódicos y anódicos, es decir que si tenemos uno anódico pequeño y un catódico grande nos aceleraría la corrosión en el material anódico; por ello deben evitarse las áreas de metal menos nobles. Debido a esto no se deben utilizar piezas de sujeción de aluminio para aceros inoxidables.

## 10 RECOMENDACIONES

Se recomienda realizar un análisis de CFD computacional fluids Dynamics, para corroborar el funcionamiento termogasodinámico del motor.

Además es necesario instalar instrumentos de medición que permitan conocer la expansión del motor como manómetros y termocuplas que permitan conocer presiones y temperaturas específicamente localizadas.

Para la fabricación de nuevas piezas se recomienda, luego de la manufactura, realizar maquinados para obtener superficies limpias y lisas así evitando los arañazos y grietas pues esto reduce considerablemente el riesgo de que se produzca corrosión por contacto. La utilización de molibdeno reduce la corrosión por picadura pues esto aumenta la resistencia mecánica superficial. Además en componentes claves es necesario cambiar el material de aluminio 1100 por un acero 304 específicamente en el inner wall y el difusor, asimismo en cuanto a la zona caliente se recomienda cambiar el material por un acero inoxidable 304L.

Para evitar discontinuidad de tensiones en los elementos nuevos se recomienda recocer el acero por encima de los 926 °C y enfriarlo rápidamente para que los carburos permanezcan en solución, opcional a este proceso es aplicable un revenido a 648 °C para reducir las tensiones residuales, cabe resaltar que debe ser uniforme en toda la pieza.

## BIBLIOGRAFIA

- Beer, Ferdinand. Mecánica de Materiales.
- Beltrán, Francisco. Teoría general del método de los elementos finitos. Departamento de mecánica estructural y construcciones industriales. Madrid. 1999.
- Bueno, Jaime; Escobar, Arnold; Saad, Luis. Diseño de una Microturbina. Universidad de San Buenaventura, Bogotá, Colombia. 2004.
- Compendio tesis y otros trabajos de grado. ICONTEC.
- Doroshko, Sergey. Construcción y Resistencia de Motores a Reacción 1y 2. Universidad de San Buenaventura, Bogotá, Colombia. 2004.
- E E Beer and E.R. Johnston, Vector Mechanics for Engineers—Statics and Dynamics, 5th ed., McGraw-Hill, Inc., New York.
- Escobar Garzón, Arnold. Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo másico, Bogotá, Colombia. 2005
- H. Cohen, H.I.H. Saravanamuttoo, G.F.C. Rogers. Teoría de Turbinas de Gas. Marcombo, Barcelona, 1983.
- J.L. Meriam, Mechanics, Part II: Dynamics, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- M.E. Shank, Control of Steel Construction to Avoid Brittle Failure, Welding Research Council, New York
- Naca. Larc.nasa.gov
- Oñate, Antonio Esteban. Turborreactores Teoría, Sistemas y Propulsión de Aviones.
- Roa, máximo; Garzón, Diego. Introducción al modelamiento por elementos finitos con Ansys. Universidad Nacional de Colombia, Mayo 2002. Bogotá.
- Shackelford, James F. Introducción a la Ciencia de Materiales para Ingenieros. 4.ª Edición. Prentice Hall, 1998, Madrid.

- Uribe, Jaime. Análisis de Estructuras. Escuela colombiana de ingeniería, Bogota, 2000.
- [www.autofea.com](http://www.autofea.com)
- [www.elprisma.com](http://www.elprisma.com)
- [www.librys.com](http://www.librys.com)
- [www.skf.com](http://www.skf.com)

# ANEXOS

ANEXO A. HOJA DE CALCULO PARA LOS ESFUERZOS EN EL DISCO

	1	2	3	4	5	6
n	r(n)	h(n)	$\rho(n)\omega^2$	$\mu(n)$	E(n)	$\alpha(n)$
0	0,0045	0,008	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
1	0,0065	0,008	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
2	0,0085	0,008	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
3	0,0115	0,008	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
4	0,0125	0,0064	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
5	0,0145	0,0048	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
6	0,0165	0,0045	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
7	0,0185	0,0042	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
8	0,0205	0,0039	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
9	0,0225	0,0036	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
10	0,0245	0,0033	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
11	0,0265	0,0031	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
12	0,0285	0,0068	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05
13	0,0305	0,0068	2000	0,3	1,88E+11	1,85E-05

7	8	9	10	11	12	13
$\Delta T(n)$	C(n)		D(n)	G(n)		
611,04	0,000036				0,000324	
611,04	0,000052	0,001	0,000008	0,000008	0,000676	0,001
611,04	0,000068	0,001	0,000008	0,000008	0,001156	0,001832
621,68	0,000092	0,0015	0,000012	0,000012	0,002116	0,003272
621,68	0,00008	0,0005	0,0000032	0,000004	0,002	0,004116
621,68	0,0000696	0,001	0,0000048	0,0000064	0,0020184	0,0040184
632,32	0,00007425	0,001	0,0000045	0,0000048	0,00245025	0,00446865
632,32	0,0000777	0,001	0,0000042	0,0000045	0,0028749	0,00532515
632,32	0,00007995	0,001	0,0000039	0,0000042	0,00327795	0,00615285
642,96	0,000081	0,001	0,0000036	0,0000039	0,003645	0,00692295
642,96	0,00008085	0,001	0,0000033	0,0000036	0,00396165	0,00760665
642,96	0,00008215	0,001	0,0000031	0,0000033	0,00435395	0,0083156
653,61	0,0001938	0,001	6,8E-06	0,0000031	0,0110466	0,01540055
653,61	0,0002074	0,001	6,8E-06	6,8E-06	0,0126514	0,023698

14	15	16	17	18	19	20
H(n)						C'(n)
	5,33E-12	1,60E-12	1,54E-09			
0,000001	5,33E-12	1,60E-12	1,07E-09	1,07E-12	1,54E-12	2,67E-12
1,832E-06	5,33E-12	1,60E-12	8,16E-10	8,16E-13	1,07E-12	2,42E-12
4,908E-06	5,33E-12	1,60E-12	6,03E-10	9,04E-13	1,22E-12	2,50E-12
2,058E-06	5,33E-12	1,60E-12	5,55E-10	2,77E-13	3,01E-13	1,88E-12

4,0184E-06	5,33E-12	1,60E-12	4,78E-10	4,78E-13	5,55E-13	2,08E-12
4,4687E-06	5,33E-12	1,60E-12	4,20E-10	4,20E-13	4,78E-13	2,02E-12
5,3252E-06	5,33E-12	1,60E-12	3,75E-10	3,75E-13	4,20E-13	1,97E-12
6,1529E-06	5,33E-12	1,60E-12	3,38E-10	3,38E-13	3,75E-13	1,94E-12
6,9229E-06	5,33E-12	1,60E-12	3,08E-10	3,08E-13	3,38E-13	1,91E-12
7,6067E-06	5,33E-12	1,60E-12	2,83E-10	2,83E-13	3,08E-13	1,88E-12
8,3156E-06	5,33E-12	1,60E-12	2,62E-10	2,62E-13	2,83E-13	1,86E-12
1,5401E-05	5,33E-12	1,60E-12	2,43E-10	2,43E-13	2,62E-13	1,84E-12
2,3698E-05	5,33E-12	1,60E-12	2,27E-10	2,27E-13	2,43E-13	1,83E-12

21	22	23	24	25	26	27
D` (n)	F` (n)	G` (n)		H` (n)		
			1,13E-02			
6,40E-12	5,93E-14	3,79E-12	1,13E-02	0,00E+00	-3,11E-16	0
6,15E-12	5,33E-13	4,27E-12	1,13E-02	0,00E+00	-3,99E-16	0
6,24E-12	3,76E-13	4,11E-12	1,15E-02	1,97E-04	-5,44E-16	0
5,61E-12	1,30E-12	5,03E-12	1,15E-02	0,00E+00	-4,43E-16	0
5,81E-12	1,05E-12	4,78E-12	1,15E-02	0,00E+00	-3,95E-16	0
5,75E-12	1,12E-12	4,86E-12	1,17E-02	1,97E-04	-4,18E-16	0
5,71E-12	1,18E-12	4,91E-12	1,17E-02	0,00E+00	-4,35E-16	0
5,67E-12	1,23E-12	4,96E-12	1,17E-02	0,00E+00	-4,46E-16	0
5,64E-12	1,26E-12	5,00E-12	1,19E-02	1,97E-04	-4,50E-16	0
5,62E-12	1,29E-12	5,03E-12	1,19E-02	0,00E+00	-4,48E-16	0
5,59E-12	1,32E-12	5,05E-12	1,19E-02	0,00E+00	-4,54E-16	0
5,58E-12	1,34E-12	5,07E-12	1,21E-02	1,97E-04	-1,07E-15	0
5,56E-12	1,36E-12	5,09E-12	1,21E-02	0,00E+00	-1,14E-15	0

28	29	30	31	32	33	34
L(n)	K` (n)	L` (n)	M(n)	M` (n)	A r-n	A t-n
				0	0	1
2,62E-01	2,98E-01	5,65E-01	-2,05E-02	-8,56E-03	2,62E-01	5,65E-01
2,09E-01	2,24E-01	6,79E-01	-2,82E-02	-1,11E-02	1,18E-01	4,42E-01
2,28E-01	2,49E-01	6,40E-01	-4,34E+06	-3,33E+07	1,01E-01	3,12E-01
8,70E-02	1,55E-01	8,92E-01	-2,61E-02	-8,72E-03	2,72E-02	2,94E-01
1,52E-01	2,37E-01	8,09E-01	-5,92E-02	-2,12E-02	4,49E-02	2,45E-01
1,18E-01	1,37E-01	8,39E-01	-2,12E+06	-3,50E+07	2,89E-02	2,11E-01
1,06E-01	1,26E-01	8,57E-01	-6,98E-02	-2,42E-02	2,25E-02	1,85E-01
9,68E-02	1,18E-01	8,71E-01	-7,83E-02	-2,67E-02	1,79E-02	1,64E-01
8,88E-02	1,12E-01	8,82E-01	-1,57E+06	-3,54E+07	1,45E-02	1,46E-01
8,22E-02	1,07E-01	8,92E-01	-9,54E-02	-3,20E-02	1,20E-02	1,32E-01
7,52E-02	9,32E-02	9,01E-01	-1,03E-01	-3,41E-02	9,93E-03	1,20E-01
4,85E-02	-1,01E-01	9,15E-01	-1,25E+06	-3,57E+07	5,82E-03	1,09E-01
6,35E-02	6,38E-02	9,14E-01	-1,16E-01	-3,80E-02	6,91E-03	9,99E-02

35	36	37	38	39
B r-n	B t-n	$\bar{\delta} t-a$	$\bar{\delta} r-n$	$\bar{\delta} t-n$
0	0	8,80E+07	5,42E+04	2,34E+06
-2,05E-02	-8,56E-03	8,80E+07	5,98E+04	2,18E+06
-3,00E-02	-2,15E-02	8,80E+07	6,56E+04	1,79E+06
-4,34E+06	-3,33E+07	8,80E+07	8,97E+04	1,10E+06
-2,90E+06	-3,04E+07	8,80E+07	1,08E+05	7,32E+05
-4,63E+06	-2,53E+07	8,80E+07	1,16E+05	6,52E+05
-5,11E+06	-5,68E+07	8,80E+07	1,20E+05	5,73E+05
-6,05E+06	-4,93E+07	8,80E+07	1,36E+05	5,04E+05
-4,77E+06	-4,37E+07	8,80E+07	1,41E+05	4,76E+05
-5,45E+06	-7,45E+07	8,80E+07	1,57E+05	4,13E+05
-6,12E+06	-6,70E+07	8,80E+07	1,92E+05	3,98E+05
-5,04E+06	-6,09E+07	8,80E+07	2,34E+05	3,85E+05
-4,21E+06	-9,10E+07	8,80E+07	1,86E+05	3,69E+05
-5,78E+06	-8,35E+07	8,80E+07	1,73E+05	3,54E+05

ANEXO B. HOJA DE CALCULO PARA ESFUERZOS EN DISCO DE TURBINA  
POR EL METODO DE ECUACION DE EQUILIBRIO

n	rh	hn	$\omega^2 \cdot \rho$	Un	En	an	$\Delta T$	A'	B'
0	0,0045	0,008	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	611,04	0,008	0,004
1	0,0065	0,008	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	611,04	0,008	0,004
2	0,0085	0,008	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	611,04	0,008	0,004
3	0,0115	0,008	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	621,68	0,008	0,004
4	0,0125	0,0064	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	621,68	0,0064	0,0032
5	0,0145	0,0048	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	621,68	0,0048	0,0024
6	0,0165	0,0045	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	632,32	0,0045	0,0023
7	0,0185	0,0042	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	632,32	0,0042	0,0021
8	0,0205	0,0039	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	632,32	0,0039	0,002
9	0,0225	0,0036	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	642,96	0,0036	0,0018
10	0,0245	0,0033	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	642,96	0,0033	0,0017
11	0,0265	0,0031	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	642,96	0,0031	0,0016
12	0,0285	0,0068	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	653,61	0,0068	0,0034
13	0,0305	0,0068	5,6E+11	0,3	1,88E+11	1,85E-05	653,61	0,0068	0,0034

C'	D'	J'	F'	G'	H'	X'
45632,08	4,1667E+13	7,2E-15	2,512053	843750000	3,5556E-10	-1,38889E+14
95207,6731	2,8846E+13	1,04E-14	1,739114	1,219E+09	2,4615E-10	-9,61538E+13
162810,755	2,2059E+13	1,36E-14	1,329911	1,594E+09	1,8824E-10	-7,35294E+13
298016,918	1,6304E+13	1,84E-14	1,000094	2,156E+09	1,3913E-10	-5,43478E+13
281679,506	1,5E+13	2E-14	0,920086	2,344E+09	1,28E-10	-5E+13
284270,958	1,2931E+13	2,32E-14	0,793178	2,719E+09	1,1034E-10	-4,31034E+13
345092,605	1,1364E+13	2,64E-14	0,708965	3,094E+09	9,697E-11	-3,78788E+13
404900,206	1,0135E+13	2,96E-14	0,63232	3,469E+09	8,6486E-11	-3,37838E+13
461665,669	9,1463E+12	3,28E-14	0,57063	3,844E+09	7,8049E-11	-3,04878E+13
513360,9	8,3333E+12	3,6E-14	0,528656	4,219E+09	7,1111E-11	-2,77778E+13
557957,808	7,6531E+12	3,92E-14	0,4855	4,594E+09	6,5306E-11	-2,55102E+13
613209,243	7,0755E+12	4,24E-14	0,448859	4,969E+09	6,0377E-11	-2,35849E+13
1555800,42	6,5789E+12	4,56E-14	0,424273	5,344E+09	5,614E-11	-2,19298E+13
1781820,05	6,1475E+12	4,88E-14	0,396452	5,719E+09	5,2459E-11	-2,04918E+13

Y'	n	$\delta r$	$\delta t$
7,7E-10	0	5,93E+04	11408020
5,33E-10	1	5,66E+04	23801918,25
4,08E-10	2	6,79E+04	40702687,56
3,02E-10	3	8,97E+04	74504230
2,77E-10	4	1,07E+05	82846944,12
2,39E-10	5	1,19E+05	118446233,3

2,1E-10	6	1,31E+05	153374493,3
1,87E-10	7	1,45E+05	192809623,8
1,69E-10	8	1,51E+05	236751625,6
1,54E-10	9	1,76E+05	285200222,2
1,42E-10	10	1,84E+05	338156248,5
1,31E-10	11	2,25E+05	395618864,5
1,22E-10	12	1,95E+05	457588352,9
1,14E-10	13	1,88E+05	524064735,3

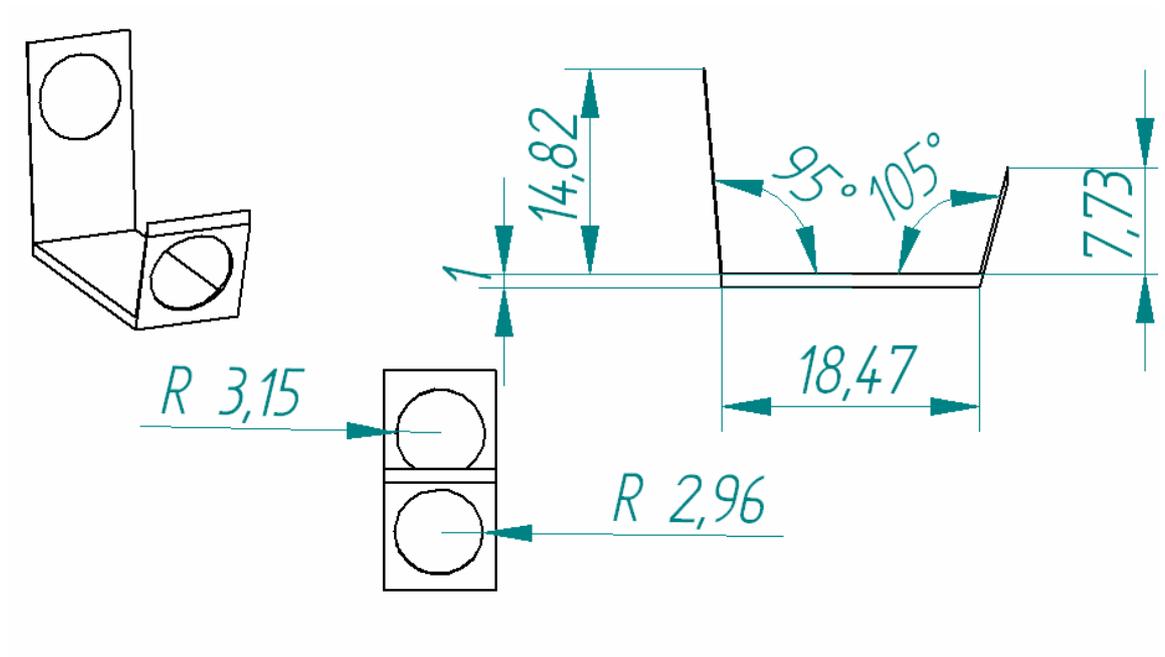
**Ecuacion #1**

0,008	$\delta r$	-	0,004	$\delta t$	+	45632,08
0,008	$\delta r$	-	0,004	$\delta t$	+	95207,673
0,008	$\delta r$	-	0,004	$\delta t$	+	162810,75
0,008	$\delta r$	-	0,004	$\delta t$	+	298016,92
0,0064	$\delta r$	-	0,0032	$\delta t$	+	281679,51
0,0048	$\delta r$	-	0,0024	$\delta t$	+	284270,96
0,0045	$\delta r$	-	0,00225	$\delta t$	+	345092,61
0,0042	$\delta r$	-	0,0021	$\delta t$	+	404900,21
0,0039	$\delta r$	-	0,00195	$\delta t$	+	461665,67
0,0036	$\delta r$	-	0,0018	$\delta t$	+	513360,9
0,0033	$\delta r$	-	0,00165	$\delta t$	+	557957,81
0,0031	$\delta r$	-	0,00155	$\delta t$	+	613209,24
0,0068	$\delta r$	-	0,0034	$\delta t$	+	1555800,4
0,0068	$\delta r$	-	0,0034	$\delta t$	+	1781820,1

**Ecuacion #2**

-1,38889E+14	$\delta r$	+	7,70394E-10	$\delta t$	+	2,5120533
-9,61538E+13	$\delta r$	+	5,33368E-10	$\delta t$	+	1,7391138
-7,35294E+13	$\delta r$	+	4,07888E-10	$\delta t$	+	1,3299106
-5,43478E+13	$\delta r$	+	3,01511E-10	$\delta t$	+	1,0000939
-5E+13	$\delta r$	+	2,774E-10	$\delta t$	+	0,9200864
-4,31034E+13	$\delta r$	+	2,39158E-10	$\delta t$	+	0,7931779
-3,78788E+13	$\delta r$	+	2,10189E-10	$\delta t$	+	0,7089648
-3,37838E+13	$\delta r$	+	1,87486E-10	$\delta t$	+	0,63232
-3,04878E+13	$\delta r$	+	1,69215E-10	$\delta t$	+	0,5706302
-2,77778E+13	$\delta r$	+	1,54194E-10	$\delta t$	+	0,528656
-2,55102E+13	$\delta r$	+	1,41627E-10	$\delta t$	+	0,4855004
-2,35849E+13	$\delta r$	+	1,30959E-10	$\delta t$	+	0,4488589
-2,19298E+13	$\delta r$	+	1,21789E-10	$\delta t$	+	0,4242732
-2,04918E+13	$\delta r$	+	1,13824E-10	$\delta t$	+	0,396452

ANEXO C. MEDIDAS DEL SOPORTE ADICIONAL DEL FLAME TUBE



## ANEXO D. TEORIA DEL TIPO DE ELEMENTOS FINITOS

- Elementos plane42 Y PLANE 82:

Los elementos PLANE encuentran su mayor aplicación en representaciones de estados de esfuerzo o deformación planos. Pueden también usarse como elementos axisimétricos (para modelado de problemas con simetría respecto a un eje).

La Figura 1 muestra el elemento PLANE42; este elemento se define a partir de cuatro nodos que definen su sistema coordenado. Los nodos tienen dos grados de libertad: traslaciones en la direcciones X y Y. Se pueden definir cargas de presión sobre el elemento; en este caso, la identificación de las caras y las direcciones positivas son las indicadas en la Figura. Requiere de la definición de las propiedades del material en direcciones ortogonales (material ortotrópico) y solicita el espesor si se desea trabajar con esta dimensión.

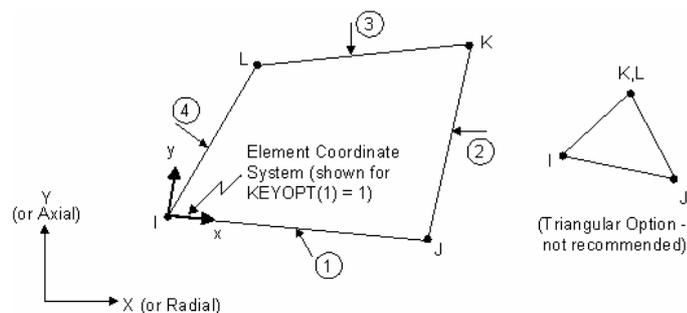


Figura 1. Elemento PLANE42.

El elemento PLANE82 se observa en la Figura 2. Es una versión de mayor orden del PLANE42; se define con 8 nodos, lo que permite utilizarlo en enmallados que mezclen elementos rectangulares y triangulares. Es muy apropiado para el modelamiento de fronteras curvas debido a su forma. Puede tolerar formas irregulares del elemento sin pérdida de precisión en la solución.

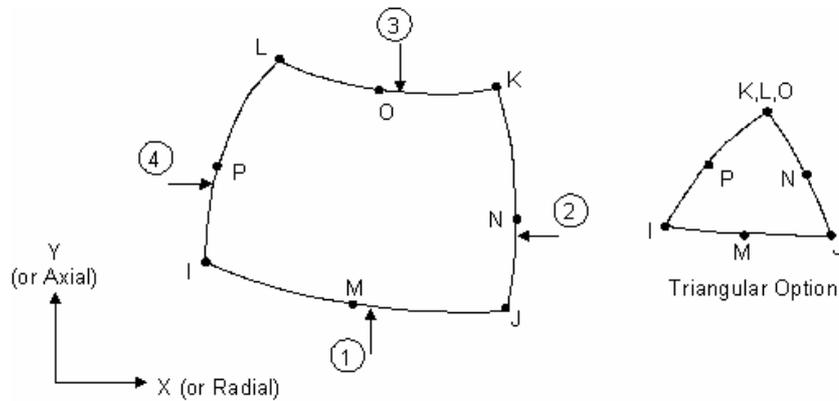


Figura 2. Elemento PLANE82.

Los dos elementos se pueden utilizar únicamente sobre el plano XY. Pueden usarse como elementos triangulares, aunque no es recomendado en el caso del elemento PLANE42. El elemento PLANE82 puede combinarse con el elemento triangular de seis nodos PLANE2 (Figura 3) en el caso de una geometría altamente irregular.

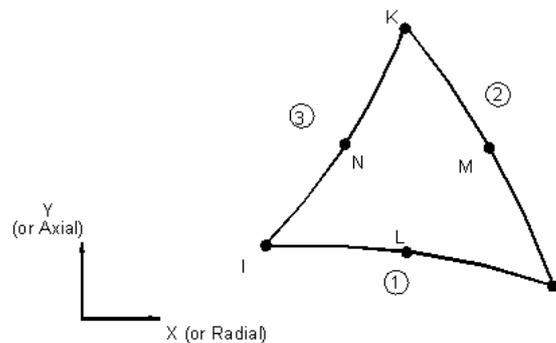


Figura 3. Elemento PLANE2.

- Modelamiento en 2D

En los modelamientos con elementos bidimensionales se involucran por lo general muchos más elementos y nodos que en los modelos con elementos unidimensionales. Por lo tanto, hay mayores fuentes de posibles errores de

ejecución y de precisión numérica. Los errores de ejecución se producen por un modelo sin suficientes restricciones, definiciones inadecuadas de elementos, constantes, materiales, etc. Estos errores son previstos por el programa, y ocasionan un mensaje de error o de advertencia. Los errores de precisión numérica pueden producirse por tres causas: distorsión de los elementos, violaciones de compatibilidad de los elementos o matrices de rigidez mal condicionadas.

La Figura 4 muestra varios ejemplos de distorsión de elementos cuadriláteros; idealmente, los elementos deberían conservar una forma aproximada a la de un cuadrado. Pueden ocurrir problemas como grandes diferencias en longitudes de los lados, ángulos internos muy pequeños o muy grandes, etc. Todos estos problemas causan errores de precisión numérica.

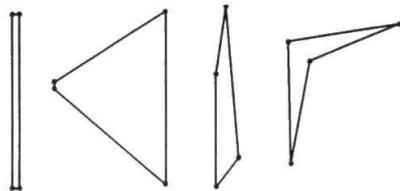


Figura 4. Elementos con gran distorsión.

Pese a que los programas de elementos finitos revisan la compatibilidad entre los elementos usados para el enmallado, pueden ocurrir problemas como los mostrados en la Figura 5. Estos ocurren especialmente cuando se combinan elementos de diferente naturaleza (por ejemplo, un PLANE42 con BEAM2). Para evitar estos problemas, se debe tener presente que todos los nodos de un elemento deben estar conectados con nodos de otros elementos; un nodo no puede estar desconectado del resto de la malla.

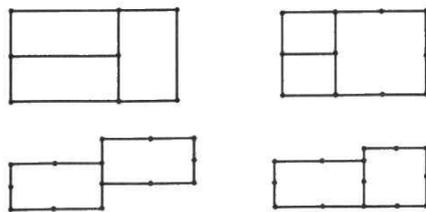


Figura 5. Problemas de compatibilidad en los elementos.

En muchos análisis resulta adecuado acomodar la malla de acuerdo a las variaciones en la solución del modelo. Así, en áreas de variación lenta se pueden usar elementos grandes, y en áreas de variación rápida se deben usar elementos más pequeños para obtener una buena precisión. Es natural entonces utilizar una combinación de elementos grandes y pequeños para realizar el enmallado; sin embargo, si la transición entre elementos grandes y pequeños ocurre muy rápido, puede producir matrices de rigidez mal condicionadas en la solución del sistema. Un ejemplo de este tipo de problema se observa en la Figura 6.

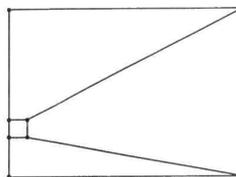


Figura 6. Transición rápida entre elementos grandes y pequeños.

La precisión de la solución en modelos bi y tridimensionales depende de la habilidad del usuario para evaluar los resultados y obtener una solución numérica convergente. Esta convergencia se logra revisando cuidadosamente los resultados del modelo y refinando el enmallado de acuerdo a la necesidad.

- ElementoS SHELL63 y shell93

Los elementos SHELL encuentran gran aplicación en el modelamiento de estructuras hechas a partir de láminas o en elementos de pared delgada. Algunas variaciones de este elemento (SHELL91) pueden utilizarse para modelar varias capas de elementos delgados, como ocurre en el modelamiento de materiales compuestos.

La Figura 7 muestra el elemento SHELL63. El elemento se define por cuatro nodos, y cada nodo tiene seis grados de libertad: tres de traslación y tres de rotación. Los ejes coordenados X y Y del elemento se definen en el mismo plano del elemento. El elemento tiene un espesor que se define en sus constantes reales; el espesor puede variar dentro del elemento. Además, el sistema coordenado del elemento define una cara superior (*Top*, número 1 en la Figura 7) e inferior (*Bottom*, número 2 en la Figura 7). Los números encerrados en círculo definen la identificación y dirección positiva de aplicación de cargas sobre las caras.

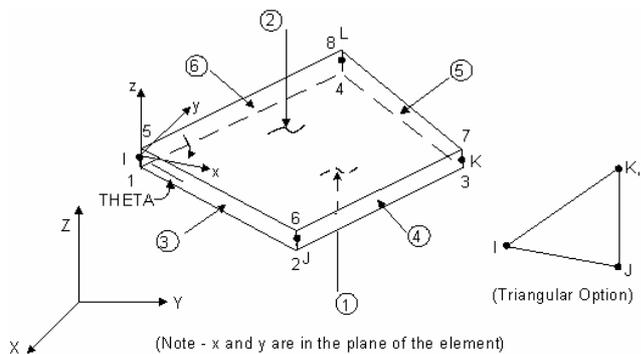


Figura 7. Elemento SHELL63.

El elemento SHELL93 se muestra en la Figura 8. Este elemento es similar al SHELL63, pero define un nodo adicional en la mitad de sus caras, completando así ocho nodos por elemento. Es muy apropiado para modelar elementos con superficies curvas. El elemento puede usarse con forma triangular.

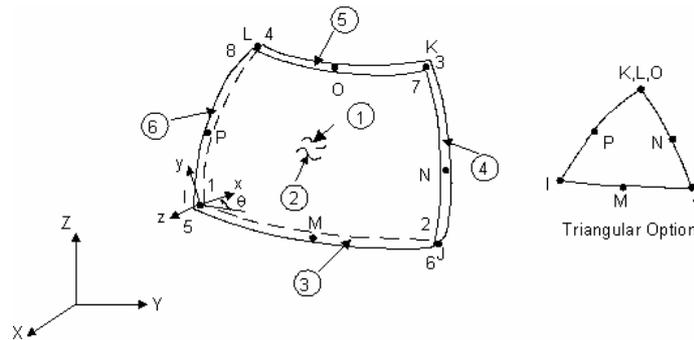


Figura 8. Elemento SHELL93.

- Elementos AXISIMÉTRICOS

Existen varios elementos en ANSYS capaces de modelar problemas axisimétricos, es decir, que posean simetría respecto a un eje. Entre ellos se encuentran el PLANE25, PLANE42, SHELL 51 y SHELL61. Estos modelos axisimétricos se realizan en un plano, de forma tal que el eje Y sea el eje de simetría.

Las cargas en un elemento axisimétrico pueden ser o no de tipo axisimétrico. Para cargas axisimétricas se pueden usar los elementos PLANE42 y SHELL51. Para cargas no axisimétricas (flexión, torsión, cortante) se deben usar los denominados elementos armónicos (debido a que la carga es representada matemáticamente por series de funciones armónicas, o de Fourier); estos elementos son el PLANE25 y el SHELL61. Sin embargo, los elementos armónicos no deben emplearse en análisis no lineales.

En la aplicación de este capítulo se usará el elemento SHELL51, que se observa en la Figura 9. El elemento está definido por dos nodos, cada uno con cuatro grados de libertad: desplazamiento en las tres direcciones, y rotación alrededor del eje nodal Z. La Figura 9 muestra además las direcciones positivas de aplicación de carga. El elemento puede tener un espesor variable. Si son importantes los efectos producidos en el espesor del elemento (o si la pared es muy gruesa) se recomienda el uso del elemento PLANE42.

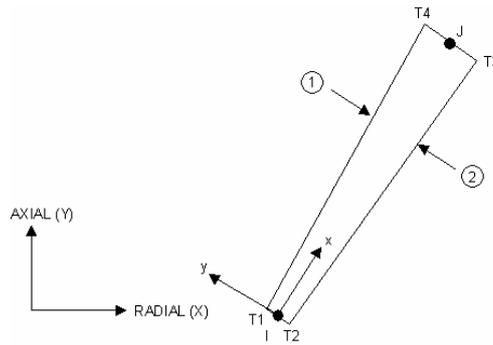


Figura 9. Elemento SHELL51.

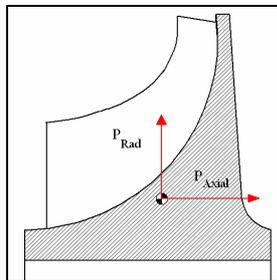
- Modelos AXISIMÉTRICOS

Siempre que exista simetría respecto a un eje, es conveniente utilizar un elemento axisimétrico. Esto reduce en gran cantidad el tiempo de solución comparado a un modelo equivalente realizado en tres dimensiones, y en general lleva a mejores resultados. La sección dibujada para el modelo debe yacer sobre el plano XY, con el eje X siendo el eje radial y el eje Y el eje de simetría del elemento.

## ANEXO E. COMPARACION ENTRE EL ANALISIS NUMERICO Y EL MODELAMIENTO DE ELEMENTOS FINITOS

Esta comparación nos permite visualizar directamente los resultados emitidos por los dos métodos usados ligadamente para obtener un comportamiento estructural de los componentes del motor, por tanto en algunos casos se visualizara que los resultados no tienden a aproximarse entre los distintos métodos. A continuación mostraremos por secciones cada uno de estos comparativos:

Empezando con la zona fría tenemos los componentes significativos como lo son el alabe del compresor y el disco del compresor. Del análisis numérico se sustrajeron las fuerzas que la primera investigación calculó, con base a la distribución de presiones en el compresor. Por lo tanto se tiene una fuerza radial y una fuerza axial en el compresor:



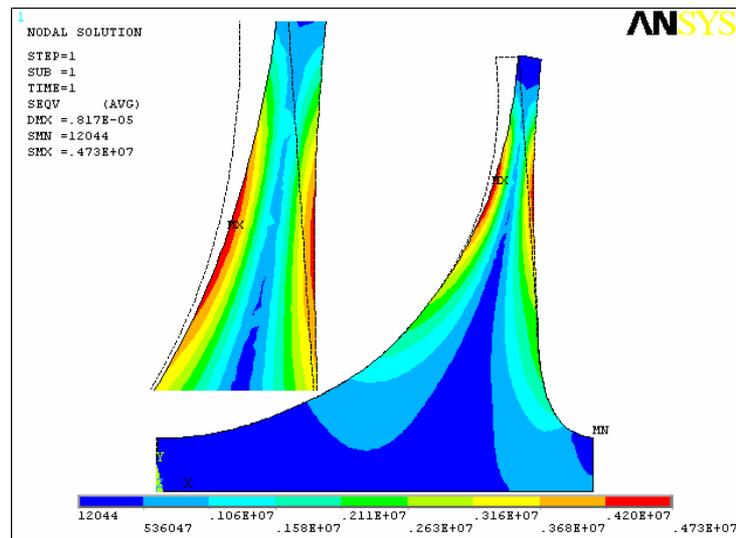
Por tanto como se puede ver en la sección 4.3, se obtiene una fuerza axial,

$$p_{ax} = 111N$$

Y una fuerza radial de:

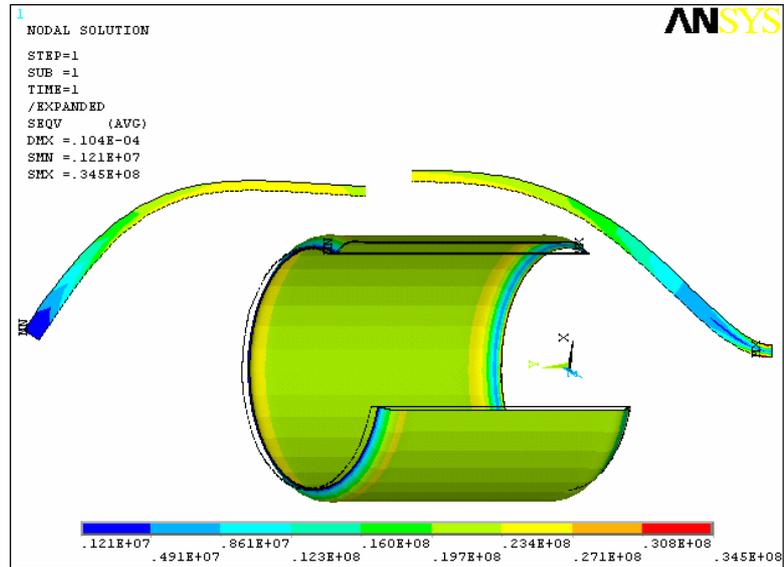
$$p_{rad} = 3.52N$$

Las cuales se dan de la descomposición de la distribución de fuerzas en el compresor. Del análisis de elementos finitos se obtuvo un esfuerzo máximo en el compresor de 4.73 MPa.



Ahora seguimos con la zona caliente 1, la cual comprende netamente el envelope o cubierta del motor, el flame tube o tubo de llama y el inner wall o protector del eje. Empezaremos entonces con el envelope; el cual fue evaluado principalmente en su estabilidad, del análisis numérico resulto que el cambio de presión critico es de 58.68 KPa, un esfuerzo axial de 569.6 kPa, esfuerzo tangencial de 1.14 MPa.

Entonces para comparar el análisis numérico con el de elementos finitos, se tiene que del modelo del envelope en ansys, se obtuvo un esfuerzo máximo de 34.5 MPa. Después de obtener la resultante de los esfuerzos axial y tangencial se obtiene 1.2 MPa. Se ve claramente que se obtiene un rango de error demasiado grande, pero es justificable ya que lo que se obtiene de elementos finitos es el Von misses que es la resultante de los esfuerzos en los tres ejes X, Y y Z. pero como se puede notar anteriormente en la resultante del esfuerzo en el análisis numérico no se tomo en cuenta el esfuerzo radial.

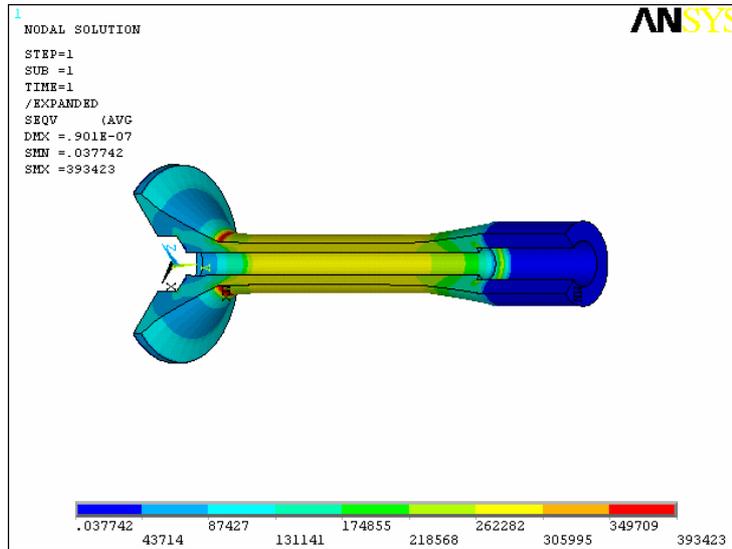


Por tanto el porcentaje de error que se obtiene es de:

$$\epsilon = \frac{1.2MPa - 34.5MPa}{34.5MPa} * 100\%$$

$$\epsilon = 92\%$$

En cuanto al inner wall el valor de la expansión del inner wall obtenida en el análisis numérico es igual a  $9.05e-03$  m, además se obtuvo un esfuerzo axial de 9.318 kPa y esfuerzo tangencial 18.637 kPa. Se calcula la resultante vectorial para poder comparar el resultado con los de Ansys ya que como se explico anteriormente lo que se obtuvo en Ansys es el Von misses, por tanto la resultante del análisis numérico es de 25.83 KPa. Del análisis de elementos finitos se obtuvo que el mayor esfuerzo esta en el orden de 350 KPa.

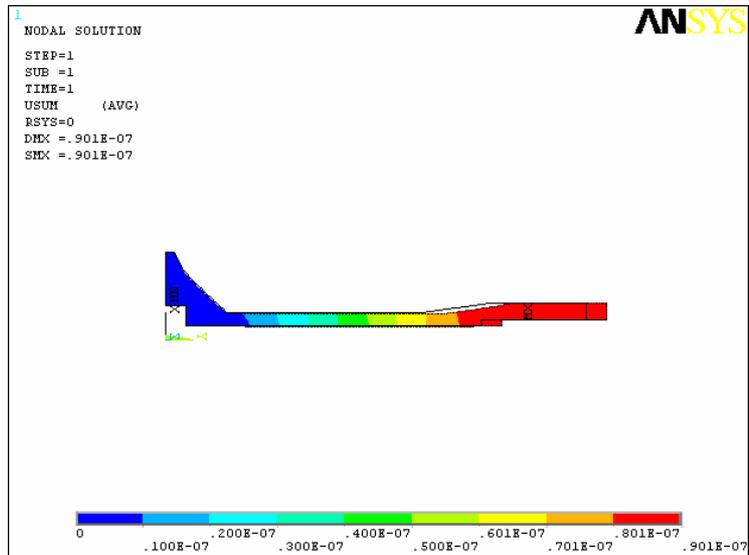


$$\epsilon = \frac{28.83kPa - 350kPa}{350kPa} * 100\%$$

$$\epsilon = 85\%$$

Como se puede ver el error es alto pero se incurre en el mismo inconveniente el cual pues es comprensible y además ya que el Doctor Sergey Daroshko nos recomendó no hallar numéricamente estos esfuerzos ya que de no ser posible de tomar exactamente los parámetros con los cuales trabaja el motor no se obtendría algo exacto.

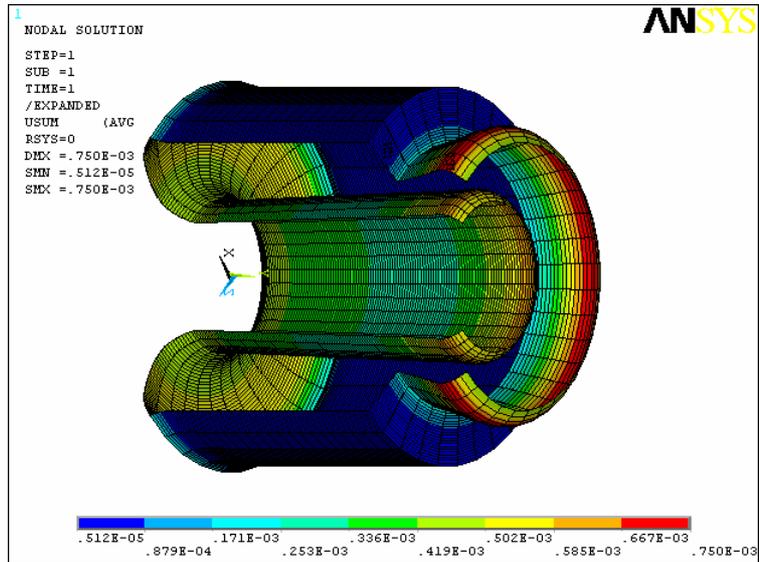
Sin embargo con respecto a la elongación se obtuvo algo más aproximado: siendo que en el análisis numérico se obtuvo una deformación máxima de 0.905e-07 y en el análisis de elementos finitos se obtuvo una deformación de 0.801e-07 por tanto se obtiene un error del 13 %.



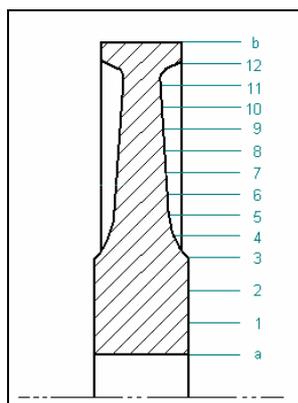
El flame tube como se analizó numéricamente está expuesto netamente a temperatura tiene una expansión máxima de 1.5 mm obtenida del análisis numérico, del análisis de elementos finitos se obtuvo una deformación de 0.75 mm lo que indica:

$$\epsilon = 50\%$$

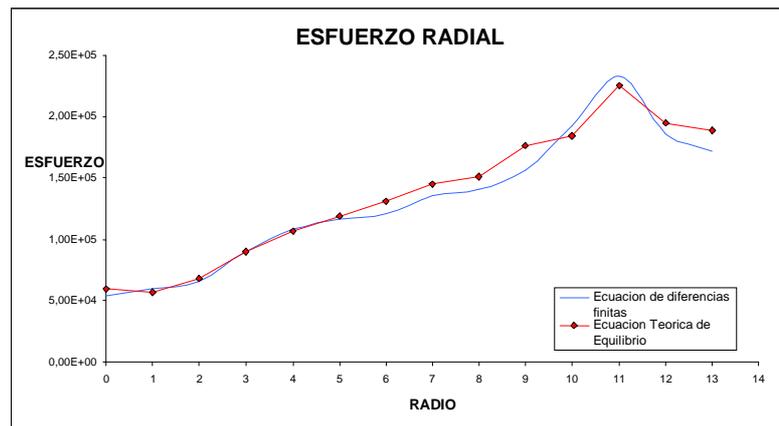
Lo que quiere decir que en comparación con los demás modelos analizados numéricamente en esta zona se obtiene un buen resultado ya que solo tenemos un error del 50%, esto se da gracias a que la apreciación que se toma en el análisis numérico no se da una distribución de la temperatura por tanto en el análisis de elementos finitos si se da una distribución o localización específica de un perfil de temperatura lo que quiere decir que en el análisis numérico el flame tube se toma como si estuviera uniforme la temperatura en todo el elemento mientras que en Ansys se puede localizar la temperatura lo que es más acorde para tener un buen resultado.



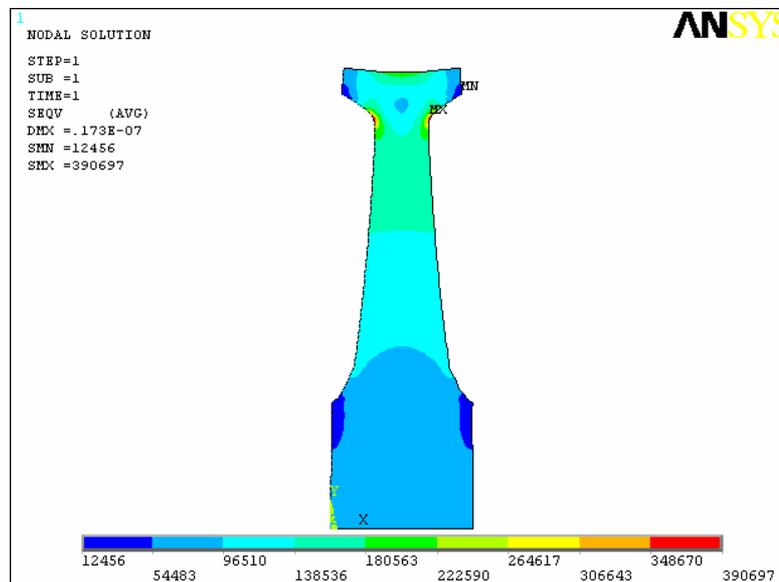
Lo primero que nosotros utilizamos para el análisis numérico de la sección C2 fue dividir el disco en trozos similares, con el fin de determinar el comportamiento en cada uno de los casos y encontrar la distribución de los esfuerzos radiales y tangenciales a lo largo del disco, para tal fin empleamos dos métodos (ecuaciones de equilibrio y ecuaciones de diferencias finitas), a continuación se muestra el numero de secciones tomadas por nuestro estudio.



Luego del desarrollo de las ecuaciones mostradas en la parte de análisis numérico de la sección C2, se determinó la distribución de los esfuerzos radiales en cada uno de los puntos tomados en estudio



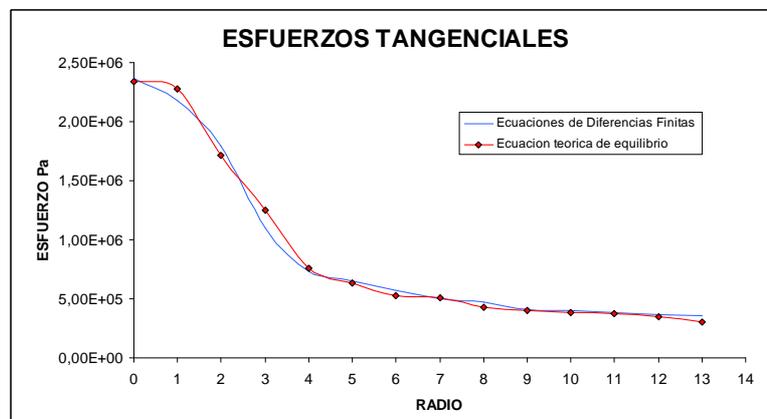
En complemento de este estudio numérico se realizó un análisis de elementos finitos sobre el comportamiento simulado del disco, el cual nos arrojó el siguiente resultado



Como se muestra a comparación entre el análisis numérico y el análisis por resolución de ecuaciones, vemos que el mayor esfuerzo ocurre entre las secciones

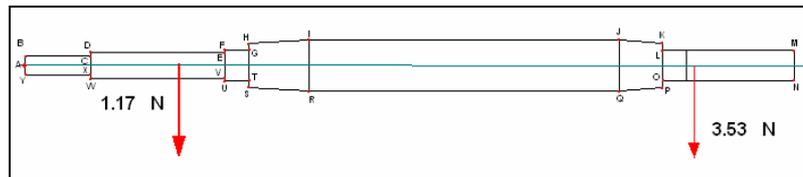
10 y 12 , ósea, la parte mas delgada de sección transversal, donde se encuentra un esfuerzo máximo de 348 KN, las partes que menos sufren por esfuerzo radial son las secciones del *Hub*, es decir las estaciones **a** a **3**, el esfuerzo del acero inoxidable es de 185 MPa, por lo que los limites exigidos por las condiciones de operación no son superadas.

De igual manera se hallaron los esfuerzos tangenciales, el cual nos dio la siguiente distribución



De dicho análisis numérico se concluyo que el mayor esfuerzo tangencial se encuentra en las secciones inferiores del disco, es decir las parte del *Hub*, la distribución de los esfuerzos como se muestra en la grafica van disminuyendo a lo largo del disco. Desde un esfuerzo de 2.5 MPa hasta 0.5 Mpa

Ahora nos referimos al eje al cual, como se puede ver en el análisis numérico se determinaron las fuerzas que actúan en el eje por el efecto del peso del compresor y turbina. Estas fuerzas fueron halladas y se obtuvo:



Por tanto se obtiene que el eje está sometido a unos esfuerzos cortantes, de aquí que es necesario hallar el esfuerzo cortante máximo ya que las fuerzas están normales, es decir perpendiculares al eje;

$$\tau_{MAX} = \frac{V * Q}{I * t}$$

$$V = 1.17 N$$

$$Q = A' \bar{y} = \left( \frac{1}{2} \pi * C^2 \right) \left( \frac{4 * C}{3 * \pi} \right) = \frac{2}{3} * C^3$$

$$C = 4.5 E - 3$$

$$Q = 6.075 E - 8$$

$$I = \frac{1}{4} \pi * C^4 = 3.22063 E - 10$$

$$t = 2 * C = 9 E - 3$$

$$\tau_{MAX \text{ comp}} = 24.521 Kpa$$

$$\tau_{MAX \text{ turb}} = 73.44 Kpa$$

Por tanto se obtiene que hay un error bastante grande en el análisis numérico con respecto al análisis de elementos finitos efectuado en el eje ya que en el último se obtiene un cortante máximo de 8.8 KPa, se deduce entonces que Ansys nos proporciona el modelamiento adecuado para lo que se busca en esta comparación.

