



**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL**

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica  
Unidad Profesional “Adolfo López Mateos”  
Sección de Estudios de Posgrado e Investigación

**Caracterización de Álabes de Turbina  
Axial con Difusores de Vórtices**

**T E S I S**

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN  
CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**Presenta:**

**ING. KEVIN KASBY SARABIA VARELA**

**Director de Tesis**

**DR. LUIS ALFONSO MORENO PACHECO**



Ciudad de México, Octubre 2018

---

## RESUMEN

Se realizó un estudio de difusores de vórtices en los álabes del rotor en una turbina de alta presión del CFM56 tomando en cuenta, principalmente, las pérdidas aerodinámicas que se producen en la parte superior de los álabes debido al claro que existe entre la carcasa del motor y la punta del álabe, lo que genera una diferencia de presión y de velocidades que se presenta tanto en el lado de succión como en el lado de presión, produciendo vórtices llamados “**vórtices de fuga**” que se sitúan en el lado de succión, y al combinarse con otras pérdidas en el rotor producen una disminución de la eficiencia de la etapa.

Dicho estudio se realizó aplicando dinámica de fluidos computaciones (CFD) para lo cual, primeramente se realizó un análisis de independencia de malla tomando en cuenta la diferencia de flujo másico. El mallado fue realizado en Autogrid 4 y Autogrid 5, siendo este un mallado totalmente estructurado. El análisis fue hecho para una velocidad de rotación de 1434 rpm y con datos que se obtuvieron de diversos manuales del motor CFM56. La simulación numérica fue realizada en estado estacionario, en 3D y se utilizó Spalart Allmaras como modelo de turbulencia para resolver las ecuaciones de Navier Stokes.

Se realizaron dos geometrías de difusores de vórtice y dos geometrías con cavidad y difusor de vórtice. Los resultados fueron primeramente comparados con el álabe con punta plana donde se obtuvo una mejora del 10% en la eficiencia para los casos de solo difusor de vórtice. Sin embargo, también se hicieron comparaciones entre los casos; donde se encontró que los difusores de vórtices disminuyen su efectividad al momento de combinarlos con una cavidad en el álabe.

---

## ABSTRACT

Analysis of winglet in the rotor blades was done in a high pressure turbine of the CFM56 in order to decrease the aerodynamic losses that occur in the upper part of the blades due to the clearance that exists between the engine housing and the tip of the blade, which generates a difference in pressure and velocity between the suction side and the pressure side, thus leakages vortex are created and are located on the suction side of the blade, which combined with other losses in the rotor produces a decrease in the efficiency of the stage.

This study was developed using computational fluid dynamics (CFD). Firstly, grid analysis was done, using the difference between the inlet and the outlet of the mass flow in a flat tip blade, the grid was developed in Autogrid 4 (flat tip blade) and Autogrid 5 (winglet - squealer tip blade). The analysis was done for a rotation speed of 1434 rpm and the data that was obtained from various CFM56 engine manuals. The numerical simulation was done in steady state and Spalart Allmaras was used as turbulence model to solve the Navier Stokes equations

Two different geometries of winglet and two different winglet – squealer geometries were studied. The result was compared with a flat tip blade, where an improvement of 10% with winglet application was found; nevertheless, when the geometries Winglet – Squealer were analyzed, the efficiency was almost as the one founded in flat tip. On the whole, the winglet lost its effectiveness when squealer was applied.

---

# Contenido

NOMENCLATURA.....	7
LISTA DE FIGURAS .....	9
LISTA DE TABLAS.....	16
RESUMEN .....	17
ABSTRACT .....	18
INTRODUCCIÓN .....	19
CAPÍTULO I - Turbina de Gas Axiales .....	20
1.1 ESTADO DEL ARTE .....	21
1.2 GENERALIDADES DE LA TURBINA DE GAS AXIAL .....	27
1.2.1 Turbina de gas.....	27
1.2.2 Ángulos en los álabes.....	29
1.2.3 Geometría en los álabes.....	30
1.2.4 Triángulo de velocidades de la turbina .....	30
1.2.5 Flujo tridimensional .....	32
1.2.6 Diseño de álabe por vórtice libre .....	34
1.2.7 Parámetro de diseño de álabe de turbina .....	34
1.2.7.1 Coeficiente de carga entre los álabes o coeficiente de salto de temperatura $\psi$ .....	34
1.3 PÉRDIDAS EN TURBOMAQUINARIAS.....	35
1.3.1 Pérdidas de perfil.....	36
1.3.2 Pérdida de flujo de fuga .....	37
1.3.3 Pérdida de flujo secundario .....	37
1.4 COEFICIENTES DE PÉRDIDAS.....	38
1.5 EFICIENCIA DE ETAPA.....	39
1.6 MODELOS DE PREDICCIÓN DE PÉRDIDA EN TURBINAS AXIALES .....	39
1.6.1 Modelo de Soderberg .....	39
1.6.2 Modelo de Ainley y Mathieson .....	40
1.6.3 Modelo de Kacker y Okapuuu.....	41
1.7 PROPIEDADES GEOMÉTRICAS DEL ÁLABE Y DEL MOTOR CFM56 .....	44
REFERENCIAS (CAPÍTULO I).....	47
CAPÍTULO II- Modelos y Simulacion Numerica .....	49

---

2.1	MODELOS Y SIMULACIÓN NUMÉRICA.....	50
2.1.1	Ecuación de conservación de la masa.....	50
2.1.2	Ecuación de conservación de momento .....	51
2.1.3	Ecuación de la energía .....	52
2.1.4	Ecuación de Navier-Stokes.....	54
2.1.5	Ecuación de Euler.....	56
2.2	LEY DE LA PARED .....	57
2.2.1	Velocidad de fricción.....	57
2.2.2	Velocidad adimensional.....	57
2.2.3	Distancia adimensional de la capa límite .....	57
2.2.4	Esfuerzo cortante turbulento adimensional.....	58
2.3	CAPA LÍMITE TURBULENTO .....	58
2.3.1	Subcapa viscosa (viscous sublayer).....	59
2.3.2	Capa de amortiguamiento (buffer layer) .....	59
2.3.3	Capa de revestimiento (overlap layer) .....	60
2.4	ESFUERZO DE REYNOLDS .....	60
2.4.1	Concepto físico del esfuerzo de Reynolds.....	61
2.5	FLUJO TURBULENTO.....	61
2.5.1	Principales características de flujos turbulentos .....	62
2.6	CASCADA DE ENERGÍA.....	63
2.6.1	Escala de turbulencia.....	63
2.7	MODELOS NUMÉRICOS DE TURBULENCIA. ....	64
2.7.1	Simulación Numérica Directa (DNS).....	65
2.7.2	Simulación de Vórtices Grandes (LES).....	66
2.7.3	El Promedio de las Ecuaciones de Navier-Stokes (RANS).....	67
2.7.4	Modelo Spalart-Allmaras.....	68
2.7.5	Modelo k-epsilon.....	68
2.7.6	Modelo k-omega .....	69
2.8	MÉTODO DE SOLUCIÓN NUMÉRICA.....	70
2.8.1	Solución por Diferencias Finitas .....	70
2.8.2	Solución por Volúmenes Finitos .....	70
2.8.3	Solución por Elemento Finito .....	71
2.8.4	Solución por Métodos Espectrales.....	71

---

2.9 MALLADO .....	71
2.9.1 Tipo de mallado .....	72
2.9.2 Malla no estructurada .....	73
Referencia (Capítulo II) .....	75
CAPÍTULO III-Geometria y Mallado de Difusores de Vortice .....	76
3.1 CARACTERÍSTICAS DE LA GEOMETRÍA DEL DIFUSOR DE VÓRTICES.....	77
3.1.2 Estator .....	77
3.1.3 Caso A (álabe con punta plana) .....	78
3.1.5 Caso C (álabe con difusor de vórtice en lado de presión) .....	79
3.1.6 Caso D (difusor de vórtice en zona de succión y cavidad) .....	79
3.1.7 Caso E (difusor de vórtice en zona de presión y cavidad) .....	80
3.2 CARACTERÍSTICAS DEL MALLADO.....	80
3.2.1 Estator .....	80
3.2.2 Rotor .....	81
3.2.3 Rotor con Difusor de Vórtices .....	82
3.2.4 Rotor con Difusor De Vórtice y Cavidad .....	83
3.3 ANÁLISIS DE INDEPENDENCIA DE MALLA .....	84
3.4 ANÁLISIS EN DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONALES .....	86
3.5 SIMULACIÓN DE GEOMETRÍAS DE DIFUSORES DE VÓRTICES .....	88
CAPÍTULO IV-Resultados .....	89
4.1 CASO A (ÁLABE CON PUNTA PLANA) .....	90
4.1.2 Características de simulación .....	90
4.1.3 Presión estática en canal del álabe (caso A) .....	92
4.1.4 Vectores de velocidad relativa en el claro (3 mm) Caso A.....	94
4.1.5 Vectores de velocidad absoluta en el claro (3 mm) Caso A.....	96
4.1.6 Línea de corriente de velocidad relativa en la punta del rotor.....	97
4.1.7 Contorno de entropía en la punta del álabe y salida de la etapa (Caso A) .....	98
4.2 OPTIMIZACIÓN DE PUNTA DE ÁLABE UTILIZANDO DIFUSORES DE VÓRTICE Y DIFUSOR DE VORTICE-CAVIDAD .....	99
4.2.1 Contorno de presión estática zona de succión .....	101
4.2.2 Contorno de presión estática zona de presión.....	102
4.2.3 Contorno de presión estática zona de presión en carcasa del motor y en la punta del álabe.....	103

---

4.2.4 Presión estática en canal del álabe (caso B) .....	106
4.2.3 Presión estática en canal del álabe (caso C).....	107
4.2.4 Presión estática en canal del álabe (caso D).....	108
4.2.5 Presión estática en canal del álabe (caso E) .....	109
4.2.6 Vectores de velocidad relativa en el claro (Caso B).....	111
4.2.7 Vectores de velocidad relativa en el claro (Caso C) .....	112
4.2.7 Vectores de velocidad relativa en el claro (Caso D) .....	113
4.2.8 Vectores de velocidad relativa en el claro (Caso E).....	114
4.2.9 Vectores de velocidad absoluta en el claro (Caso B).....	117
4.2.10 Vectores de velocidad absoluta (caso C) .....	118
4.2.11 Vectores de velocidad absoluta (caso D).....	119
4.2.12 Vectores de velocidad absoluta (caso E).....	120
4.2.13 Línea de corriente de velocidad relativa en la punta del rotor.....	123
4.2.14 Contorno de entropía en la salida del álabe de turbina.....	126
4.2.15 Gráfica de presión estática en el claro (1.5 mm) en el lado de succión vs cuerda.....	128
4.2.16 Gráfica de eficiencia de etapa vs casos .....	132
4.2.17 Gráfica de entropía en el claro vs Casos .....	133
CONCLUSIONES.....	134
RECOMENDACIONES .....	135
APÉNDICES.....	136
APÉNDICE A.....	138
APÉNDICE B.....	139
APÉNDICE C .....	140
APÉNDICE D .....	141
APÉNDICE E.....	142
APÉNDICE F .....	143
APÉNDICE G .....	148
APÉNDICE H (CARACTERÍSTICAS DE SIMULACIÓN) .....	152
CASO B (DIFUSOR DE VÓRTICE EN EL LADO DE SUCCIÓN).....	152
Características de simulación (caso B).....	152
CASO C (DIFUSOR DE VÓRTICE EN EL LADO DE PRESIÓN) .....	153
Características de simulación .....	153

---

CASO D (DIFUSOR DE VÓRTICE EN EL LADO DE SUCCIÓN Y CAVIDAD EN TODO EL ÁLABE).....	154
Características de simulación .....	154
CASO E (DIFUSOR DE VÓRTICE EN EL LADO DE PRESIÓN Y CAVIDAD EN TODO EL ÁLABE).....	155
Características de simulación.....	155



# NOMENCLATURA

<b>Símbolo</b>		<b>Unidad SI</b>
$Q/q$	Flujo de calor	$W/m^2$
$h$	Entalpía	$kJ/kg$
$t$	Espesor	mm
$L$	Cuerda	mm
$C_w$	Velocidad tangencial	$m/s$
$C_a$	Velocidad absoluta	$m/s$
$r$	Radio	mm
$\rho$	Densidad	$kg/m^3$
$P$	Presión	kPa
$\tau_t$	Esfuerzo cortante	$N/m^2$
$U/V$	Velocidad del flujo	$m/s$
$u^*$	Velocidad de fricción	$m/s$
$u^+$	Velocidad adimensional	-----
$y^+$	Distancia adimensional	-----
$\nu$	Viscosidad cinemática	$m^2/s$
$C^+$	Constante de rugosidad (pared lisa = 5)	-----
$k$	Constante de Von Karman, 0.41	-----
$\bar{u}$	Velocidad promedio	$m/s$
$u'$	Término fluctuante de la velocidad	$m/s$
$M$	Torque	Nm
$\omega$	Velocidad angular	rad/s
$\dot{m}_{principal}$	Flujo másico principal	$kg/s$
$C_p$	Calor específico	$kJ/kg K$
$T$	Temperatura	K
$P$	Presión	kPa
$W$	Trabajo	J
$\psi$	Coefficiente de salto de temperatura	-----
$\Lambda$	Grado de Reacción	-----
$\phi$	Coefficiente de flujo	-----
$Y$	Coefficiente de pérdida de presión	-----
$\zeta$	Coefficiente de pérdida por entalpía	-----
$\eta$	Eficiencia	-----
$\zeta_E$	Coefficiente de pérdida de estator	-----
$\zeta_R$	Coefficiente de pérdida de rotor	-----
$\xi^*$	Coefficiente de pérdida nominal	-----

---

$\varepsilon$	Deflexión del álabe	mm
$Y_{A-M}$	Coefficiente de pérdida de modelo Ainley y Mathieson	-----
$Y_p$	Pérdida de perfil	-----
$Y_p$	Pérdida de flujo secundario	-----
$\lambda$	Relación de aceleración de flujo entre álabes	-----
$C_l$	Coefficiente de levantamiento	-----
$Y_{TI}$	Pérdidas de flujo de entrada	-----
$B$	Constante de punta de álabe	-----
$X_{Re}$	Coefficiente en función al número de Reynolds	-----
$Y_{TE}$	Coefficiente de pérdida de borde de salida	-----
$K_p$	Coefficiente de corrección de casos experimentales	-----
$M_{salida/entrada}$	Numero de mach	-----
$X_{AR}$	Coefficiente de envergadura	-----
$h$	Altura del álabe	mm
$\Delta\phi_{TE}$	Coefficiente de energía cinética	-----
$V$	Volumen	m <sup>3</sup>
$m$	Masa	kg
$t_{tiempo}$	Tiempo	s
$\Delta U$	Cambio de energía interna	kJ
$K$	Coefficiente de transferencia de calor	W/m <sup>2</sup> K
$u$	Velocidad en coordenada X	m/s
$v$	Velocidad en coordenada Y	m/s
$w$	Velocidad en coordenada Z	m/s
$e$	Deformaciones	mm
$\varepsilon_{dp}$	Tasa de disipación viscosa	-----
$k_{onda}$	Número de onda	-----
$\gamma$	Coefficiente de expansión Isentrópica	-----

## Subíndices

0	Condiciones de entrada
1	Condiciones en la sección 1
2	Condiciones en la sección 2
<i>max</i>	Máxima

---

## LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 TurbofanCFM56-3 [9] .....	20
Fig. (2) Relación de la intensidad de los vórtices con la relación W/P, (a) w/p = 2.64%; (b) w/p = 5.28%; (c) w/p = 7.92%; and (d) w/p = 15.83%. [7] .....	22
Fig. 3 Diagramas de difusor de vórtices con cavidad (cavity-winglet) [25] .....	23
Fig. 4 Relación de pérdida total en función de W/P .....	23
Fig. 5 Difusor de vórtice y Cavidad en la zona de succión .....	24
Fig. 6 Geometría de los álabes .....	25
Fig. 7 Líneas de corriente en diferentes tipos de punta de álabe .....	25
Fig. 8 Caso-1 álabe plano, caso-2 álabe con cavidad, caso-3 álabe con cavidad y difusor de vórtice en zona de presión, caso-4 álabe con cavidad y difusor de vórtice en zona de succión [27] .....	26
Fig. 9 Contornos de coeficiente de presiones para los caso 3 y caso 4 [27] .....	27
Fig. 10 Diagrama de turbina de gas [10] .....	28
Fig. 11 ciclo joule brayton turbina de gas [21] .....	28
Fig. 12 Ángulos en álabes cascada [22] .....	30
Fig. 13 Geometría de álabe [22] .....	30
Fig. 14 Etapas de turbina [12] .....	31
Fig. 15 Triángulos de velocidades de turbina [21] .....	32
Fig. 16 Teorema de equilibrio radial .....	33
Fig. 17 (a) Etapa impulsora $\beta_2 = -\beta_3$ b) etapa de reacción $\beta_3 = -\alpha_2$ .....	35
Fig. 18 Características del flujo en una turbina [14] ] .....	36
Fig. 19 Pérdida de flujo de fuga [17] .....	37
Fig. 20 Diagrama, h-s de un flujo en cascada de una turbina [17] .....	38
Fig. 21 Medidas del motor CFM56 - in (mm) [26] .....	44
Fig. 22 Características de etapas del motor CFM56 [26] .....	45
Fig. 23 Etapa de turbina alta presión del CFM56 [26] .....	45
Fig. 24 Malla de una interfaz estator-rotor [15] .....	49
Fig. 25 Volumen de control, conservación de la masa [2] .....	50
Fig. 26 Volumen de control, ecuación de la energía [2] .....	52

---

Fig.27 Triangulo de Velocidad [14].....	56
Fig. 28 Capa límite sobre placa plana, (Imagen Adaptada [15]).....	58
Fig. 29 Capa límite turbulento (imagen adaptada [16]). .....	59
Fig. 30 Concepto físico de esfuerzo de Reynolds .....	61
Fig. 31 Fluctuación de velocidad de un flujo turbulento de experimento en hilo caliente LABINTHAP-IPN-2003.....	62
Fig. 32 Escala de Turbulencia [1].....	64
Fig. 33 Análisis de LES en función al espectro de energía turbulenta $E(k)$ [12]..	66
Fig. 34 solución mediante métodos numéricos (línea de corriente alrededor de un álabe) .....	71
Fig. 35 Parte de una malla estructurada .....	72
Fig. 36 (a) Malla Uniforme (b) Mallas no uniforme [2].....	73
Fig. 37 Tipo de malla no estructurada (a) malla hibrida (b) Malla Triangular (c) mallado en cuadriláteros [2] .....	74
Fig. 38 Geometría de difusor de vórtice .....	76
Fig. 39 Estator CFM56 .....	77
Fig. 40 Rotor con punta plana CFM56 .....	78
Fig. 41 Punta de rotor plana CFM56 .....	78
Fig. 42 Rotor con difusor de vórtice en lado de succionCFM56 .....	78
Fig. 43 Rotor con difusor de vórtice en lado de presión CFM56.....	79
Fig. 44 Rotor con difusor de vórtice en lado de succionCFM56 y Cavidad .....	79
Fig. 45 Rotor con difusor de vórtice en lado de presión nCFM56 y Cavidad.....	80
Fig. 46 Características del mallado del estator.....	80
Fig. 47 Mallado tipo HOH .....	81
Fig. 48 Características de mallado de rotor.....	81
Fig. 49 Mallado tipo mariposa .....	82
Fig. 50 Características de mallado con difusor de vórtice .....	83
Fig. 51 Geometría de Cavidad .....	83
Fig. 52 Características de mallado de álabe rotor del CFM56 con difusor de vórtice y Cavidad .....	84
Fig. 53 Etapa estator - rotor.....	85

---

Fig. 54 Comparación de porcentaje de flujo másico.....	85
Fig. 55 Ejemplo de convergencia (Caso dos-álabe punta plana) .....	87
Fig. 56 Segmentos en el álabe.....	88
Fig. 57 Contorno de presión de álabe de rotor del CFM56 .....	89
Fig. 58 Contorno de presión estática (1) zona de presión (2) zona de succión....	91
Fig. 59 Contorno de presión estática en la carcasa del motor.....	92
Fig. 60 Contorno de presión estática en la punta del álabe .....	92
Fig. 61 Presión estática al 30% de la cuerda el álabe.....	93
Fig. 62 Presión estática al 40% de la cuerda el álabe.....	93
Fig. 63 Presión estática al 55% de la cuerda el álabe.....	93
Fig. 64 Presión estática al 70% de la cuerda el álabe.....	93
Fig. 65 Presión estática al 80% de la cuerda el álabe.....	93
Fig. 66 Presión estática en el borde de salida del álabe .....	93
Fig. 67 Velocidad relativa al 30% de la cuerda.....	94
Fig. 68 Velocidad relativa al 40% de la cuerda.....	94
Fig. 69 Velocidad relativa al 55% de la cuerda.....	94
Fig. 70 Velocidad relativa al 70% de la cuerda.....	94
Fig. 71 Velocidad relativa al 80% de la cuerda.....	94
Fig. 72 Velocidad relativa en el borde de salida del álabe .....	94
Fig. 73 Velocidad absoluta al 30% de la cuerda.....	96
Fig. 74 Velocidad absoluta al 40% de la cuerda.....	96
Fig. 75 Velocidad absoluta al 55% de la cuerda.....	96
Fig. 76 Velocidad absoluta al 70% de la cuerda.....	96
Fig. 77 Velocidad absoluta al 80% de la cuerda.....	96
Fig. 78 Velocidad absoluta en el borde de salida del álabe .....	96
Fig. 79 Línea de corriente de velocidad relativa en punta plana (caso A) .....	97
Fig. 80 Contorno de entropía en la punta del álabe (CasoA) .....	98
Fig. 81 Contorno de entropía en la salida de la etapa .....	98
Fig. 82 Caso B (difusor de vórtice en el lado de succión) .....	99
Fig. 83 Caso C (difusor de vórtice en el lado de presión).....	99
Fig. 84 Caso D (difusor de vórtice en lado de succión y cavidad).....	99

---

Fig. 85 Caso E (Difusor de vórtice en lado de presión y squealer).....	99
Fig. 86 Contorno de presión estática en zona de succión (Caso A).....	100
Fig. 87 Contorno de presión en la zona de succión (Caso B) .....	100
Fig. 88 Contorno de presión estática en la zona de succión (caso C).....	100
Fig. 89 Contorno de presión estática en zona de succión (Caso D).....	100
Fig. 90 Contorno de presión estática en la zona de succión (caso E).....	100
Fig. 91 Contorno de presión estática en la zona de presión (caso A) .....	101
Fig. 92 Contorno de presión estática en zona de presión (Caso B) .....	101
Fig. 93 Contorno de presión estática en zona de presión (caso C).....	101
Fig. 94 Contorno de presión estática en la zona de presión (caso D) .....	101
Fig. 95 Contorno de presión estática en zona de presión (caso E) .....	101
Fig. 96 Contorno de presión estática en la carcasa del motor (caso A) .....	103
Fig. 97 Contorno de presión estática en la punta del álabe (caso A) .....	103
Fig. 98 Contorno de presión estática en la carcasa del motor (Caso B) .....	103
Fig. 99 Contorno de presión estática en la punta del álabe (caso B) .....	103
Fig. 100 Contorno de presión estática en la punta del álabe (caso C).....	103
Fig. 101 Contorno de presión estática en la carcasa del motor (caso C).....	103
Fig. 102 Contorno de presión estática en la carcasa del motor (caso D) .....	104
Fig. 103 Contorno de presión estática en la punta del álabe (caso D) .....	104
Fig. 104 Contorno de presión estática en la carcasa del motor (caso E) .....	104
Fig. 105 Contorno de presión estática en la punta del álabe (caso E) .....	104
Fig. 106 Presión estática al 30% de la cuerda del álabe (caso B).....	106
Fig. 107 Presión estática al 40% de la cuerda del álabe (caso B).....	106
Fig. 108 Presión estática al 55% de la cuerda del álabe (caso B).....	106
Fig. 109 Presión estática al 70% de la cuerda del álabe (caso B).....	106
Fig. 110 Presión estática al 80% de la cuerda del álabe (caso B).....	106
Fig. 111 Presión estática en el borde de salida del álabe (caso B) .....	106
Fig. 112 Presión estática al 30% de la cuerda (caso C) .....	107
Fig. 113 Presión estática al 40% de la cuerda (caso C) .....	107
Fig. 114 Presión estática al 55% de la cuerda (caso C) .....	107
Fig. 115 Presión estática al 70% de la cuerda (caso C) .....	107

---

Fig. 116 Presión estática al 80% de la cuerda (caso C) .....	107
Fig. 117 Presión estática en el borde de salida del álabe (caso C).....	107
Fig. 118 Presión estática al 30% de la cuerda (caso D) .....	108
Fig. 119 Presión estática al 40% de la cuerda (caso D).....	108
Fig. 120 Presión estática al 55% de la cuerda (caso D) .....	108
Fig. 121 Presión estática al 70% de la cuerda (caso D).....	108
Fig. 122 Presión estática al 80% de la cuerda (caso D).....	108
Fig. 123 Presión estática en el borde de salida del álabe (caso D).....	108
Fig. 124 Presión estática al 30% de la cuerda (Caso E) .....	109
Fig. 125 Presión estática al 40% de la cuerda (Caso E) .....	109
Fig. 126 Presión estática al 55% de la cuerda (Caso E) .....	109
Fig. 127 Presión estática al 70% de la cuerda (Caso E) .....	109
Fig. 128 Presión estática al 80% de la cuerda (Caso E) .....	109
Fig. 129 Presión estática en el borde de salida del álabe (caso E).....	109
Fig. 130 Velocidad relativa al 30% de la cuerda (caso B) .....	111
Fig. 131 Velocidad relativa al 40% de la cuerda (caso B) .....	111
Fig. 132 Velocidad relativa al 55% de la cuerda (caso B) .....	111
Fig. 133 Velocidad relativa al 70% de la cuerda (caso B) .....	111
Fig. 134 Velocidad relativa al 80% de la cuerda (caso B) .....	111
Fig. 135 Velocidad relativa en el borde de salida del álabe (caso B).....	111
Fig. 136 Velocidad relativa al 30% de la cuerda (caso C) .....	112
Fig. 137 Velocidad relativa al 40% de la cuerda (caso C) .....	112
Fig. 138 Velocidad relativa al 55% de la cuerda (caso C) .....	112
Fig. 139 Velocidad relativa al 70% de la cuerda (caso C) .....	112
Fig. 140 Velocidad relativa al 80% de la cuerda (caso C) .....	112
Fig. 141 Velocidad relativa en el borde de salida del álabe (caso C).....	112
Fig. 142 Velocidad relativa al 30% de la cuerda (caso D) .....	113
Fig. 143 Velocidad relativa al 40% de la cuerda (caso D) .....	113
Fig. 144 Velocidad relativa al 55% de la cuerda (caso D) .....	113
Fig. 145 Velocidad relativa al 70% de la cuerda (caso D) .....	113
Fig. 146 Velocidad relativa al 80% de la cuerda (caso D) .....	113

---

Fig. 147 Velocidad relativa en el borde de salida del álabe (caso D) .....	113
Fig. 148 Velocidad relativa al 30% de la cuerda (caso E) .....	114
Fig. 149 Velocidad relativa al 40% de la cuerda (caso E) .....	114
Fig. 150 Velocidad relativa al 55% de la cuerda (caso E) .....	114
Fig. 151 Velocidad relativa al 70% de la cuerda (caso E) .....	114
Fig. 152 Velocidad relativa al 80% de la cuerda (caso E) .....	114
Fig. 153 Velocidad relativa en el borde de salida del álabe (caso E) .....	114
Fig. 154 Velocidad absoluta al 30% de la cuerda (caso B) .....	117
Fig. 155 Velocidad absoluta al 40% de la cuerda (caso B) .....	117
Fig. 156 Velocidad absoluta al 55% de la cuerda (caso B) .....	117
Fig. 157 Velocidad absoluta al 70% de la cuerda (caso B) .....	117
Fig. 158 Velocidad absoluta al 80% de la cuerda (caso B) .....	117
Fig. 159 Velocidad absoluta al borde de salida del álabe (caso B) .....	117
Fig. 160 Velocidad absoluta al 30% de la cuerda del álabe (caso C).....	118
Fig. 161 Velocidad absoluta al 40% de la cuerda del álabe (caso C).....	118
Fig. 162 Velocidad absoluta al 55% de la cuerda del álabe (caso C).....	118
Fig. 163 Velocidad absoluta al 70% de la cuerda del álabe (caso C)) .....	118
Fig. 164 Velocidad absoluta al 80% de la cuerda del álabe (caso C).....	118
Fig. 165 Velocidad absoluta en el borde de salida del álabe (caso C) .....	118
Fig. 166 Velocidad absoluta al 30% de la cuerda del álabe (caso D).....	119
Fig. 167 Velocidad absoluta al 40% de la cuerda del álabe (caso D).....	119
Fig. 168 Velocidad absoluta al 55% de la cuerda del álabe (caso D).....	119
Fig. 169 Velocidad absoluta al 70% de la cuerda del álabe (caso D).....	119
Fig. 170 Velocidad absoluta al 80% de la cuerda del álabe (caso D).....	119
Fig. 171 Velocidad absoluta en el borde de salida del álabe (caso D) .....	119
Fig. 172 Velocidad absoluta al 30% de la cuerda del álabe (caso E).....	120
Fig. 173 Velocidad absoluta al 40% de la cuerda del álabe (caso E).....	120
Fig. 174 Velocidad absoluta al 55% de la cuerda del álabe (caso E) .....	120
Fig. 175 Velocidad absoluta al 70% de la cuerda del álabe (caso E).....	120
Fig. 176 Velocidad absoluta al 80% de la cuerda del álabe (caso E).....	120
Fig. 177 Velocidad absoluta en el borde de salida del álabe (caso E) .....	120



---

Fig. 178 Línea de corriente de velocidad relativa en caso A .....	123
Fig. 179 Línea de corriente de velocidad relativa en caso B .....	123
Fig. 180 Línea de corriente de velocidad relativa en caso C .....	123
Fig. 181 Línea de corriente de velocidad relativa en caso D .....	123
Fig. 182 Línea de corriente de velocidad relativa en caso E .....	123
Fig. 183 Entropía en la salida de la etapa (Caso A) .....	126
Fig. 184 Entropía en la salida de la etapa (Caso B) .....	126
Fig. 185 Entropía en la salida de la etapa (Caso C) .....	126
Fig. 186 Entropía en la salida de la etapa (Caso D) .....	126
Fig. 187 Entropía en la salida de la etapa (Caso E) .....	126
Fig. 188 (A) Claro entre el álabe y la carcasa del motor B puntos graficados en el lado de succión y borde de salida .....	128
Fig. 189 Grafica de presión estática en el claro vs cuerda (caso B).....	129
Fig. 190 Grafica de presión estática vs cuerda (caso C) .....	129
Fig. 191 Grafica de presión estática vs cuerda (caso D) .....	130
Fig. 192 Grafica de presión estática vs cuerda (caso E) .....	130
Fig. 193 Eficiencia de etapa v casos .....	132
Fig. 194 Eficiencia de la etapa, relacionado con la generación de entropía.....	133
Fig. 195 Difusor de vórtice en el lado de succión (caso B).....	152
Fig. 196 Difusor de vórtice en el lado de presión(caso C).....	153
Fig. 197 Caso D (difusor de vórtice en el lado de succión y cavidad en todo el álabe.....	154
Fig. 198 Caso E (difusor de vórtice en el lado de presión y cavidad en todo el álabe.....	155

---

## LISTA DE TABLAS

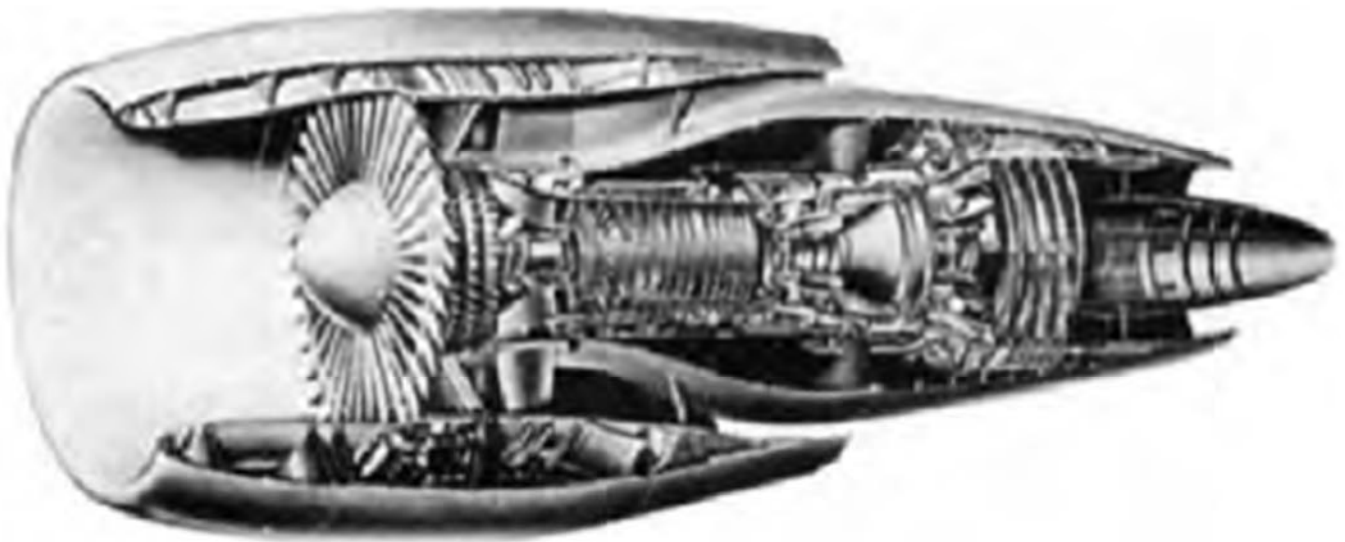
Tabla 1	Condiciones de operación de CFM56 [29] .....	46
Tabla 2	Análisis de convergencia de malla .....	84
Tabla 3	Segmento del álabe.....	88
Tabla 4	Características de simulación caso A.....	90
Tabla 5	Coordenadas en X Y de difusores de vórtices del lado de succión.....	143
Tabla 6	Coordenadas en X Y de difusores de vórtices del lado de presión .....	148
Tabla 7	Características de simulación caso B.....	152
Tabla 8	Característica de simulación caso C .....	153
Tabla 9	Características de simulación caso D.....	154
Tabla 10	Características de simulación caso E.....	155

---

# INTRODUCCIÓN

Debido al desarrollo de las turbomáquinas, se han hecho múltiples investigaciones para reducir las pérdidas aerodinámicas y las cargas térmicas a las que se ven inmersas, especialmente los álabes de la turbina, siendo estos la causa de la pérdida de trabajo neto en las turbinas de gas y de fallas en los álabes, poniendo en riesgo el buen funcionamiento de las turbinas de gas, ya que se pueden presentar vibraciones e inestabilidad debido a la falla de un álabe.

Las pérdidas aerodinámicas se dan principalmente debido a la unión de flujos con diferente velocidad y presión que se tienen en la zona de alta presión y de succión de los álabes, obteniendo así la formación de diferentes tipos y tamaños de vórtices, lo que da como resultado un efecto adverso tanto en la aerodinámica como en la transferencia de calor. Además, la interacción de los vórtices de la punta del álabe y el flujo principal fomenta que, nuevamente, se formen vórtices en el lado de succión del álabe, haciendo que la punta de los álabes sea donde se obtengan más cargas térmicas, es decir, un alto coeficiente de transferencia de calor y de pérdidas aerodinámicas, las cuales representan más del 30% de las pérdidas en la etapa de la turbina. Debido a estos fenómenos, la parte más expuesta es la punta de los álabes, la cual está comprometida a una eventual falla. Por ello se han hecho muchos estudios y se ha encontrado cómo la geometría de la punta de los álabes de la turbina influye en la eficiencia de la etapa, es por eso que se han estudiado ampliamente los squealers, que son unas cavidades en la parte superior de los álabes y que, aunque disminuyen las pérdidas, aún siguen sin ser muy eficientes. Sin embargo, se han realizados estudios de la aplicación de difusores de vórtices, que son protuberancias en los bordes del perfil de la punta de los álabes de turbina, tanto en la zona de succión del álabe como en la zona de presión, dando muy buenos resultados y aumentando la eficiencia de la etapa de la turbina de alta presión.



*Fig. 1 TurbofanCFM56-3 [9]*

# CAPÍTULO I

Marco Teórico

Turbinas de Gas Axiales

---

## 1.1 ESTADO DEL ARTE

En 1980, Patel [1] reportó por primera vez el efecto de los difusores de vórtices en una turbina axial. Demostró que los difusores de vórtices dobles, es decir, en el lado de presión y en el lado de succión del álabe, aumentan en un 1.2% la eficiencia de la etapa de la turbina en comparación con el álabe de punta plana. Un año después en 1981, Booth et al. [2] probaron varios difusores de vórtices en una plataforma de flujo de agua. Uno de ellos fue aplicado en una turbina transónica y se obtuvo una mejora de 0.6% en la eficiencia de la etapa. En el 2001, Dey y Camci [3] investigaron los efectos de la sección de presión y de succión aplicando los difusores de vórtices en una turbina, variando el ancho del difusor de vórtices a lo largo de la sección de presión, llegando a tener una longitud del 60% de la cuerda del álabe. En este experimento, se demostró que la sección de presión con difusor de vórtices no es tan efectiva, mientras que en la zona de succión puede tener un efecto significativo en el campo aerodinámico local. Para ese mismo año, Harvey y Ramsden [4] llevaron a cabo un estudio computacional del rendimiento de los difusores de vórtices con canales, obteniendo un aumento de la eficiencia de entre 1.2 y 1.8%.

En el 2003, Papa et al. [5] llevaron a cabo un experimento de transferencia de calor y masa en la superficie de la punta del álabe con squealer en la sección de succión y difusor de vórtices en el lado de presión, simultáneamente. Tres años más tarde, en el 2006, Saha et al. realizaron una simulación numérica para conocer los efectos de los difusores de vórtices en el lado de presión y squealer, con lo que se obtuvo un incremento de las pérdidas aerodinámicas, mientras que con la aplicación de un difusor de vórtices en el lado de succión y squaler, esta pérdida aerodinámica disminuyó. Para el 2012, Lee et al. [6] realizaron un estudio aplicando dos casos, el primero usando difusores de vórtices en el lado de presión y el segundo caso, en el borde de ataque y lado de presión del álabe, variando el espesor del difusor de vórtice, donde se concluyó que el difusor de vórtice en el lado de presión del álabe tiende a debilitar los vórtices en la punta del mismo, mientras que los difusores de vórtices en el lado de presión y borde de ataque aumentan la intensidad de los vórtices entre los álabes, pero reducen considerablemente las pérdidas aerodinámicas. En el 2013, Lee

et al. [7] estudiaron los efectos de los difusores de vórtices cubriendo totalmente los álabes, esto con el fin de encontrar la mejor relación de ancho y el tamaño de paso de los álabes. Se concluyó que a medida que la relación de ancho del difusor de vórtice y tamaño de paso entre los álabes aumentaba, los vórtices entre los álabes disminuían, mientras que los vórtices en la punta del álabe se hacían más fuertes. Sin embargo, se encontró una relación del 10.55% en donde las pérdidas debido a los vórtices entre el paso de los álabes disminuían considerablemente y las pérdidas debido a los vórtices que se producen en la punta del álabe se mantenían constantes, por lo tanto fue considerado como la relación óptima. Figura (2).

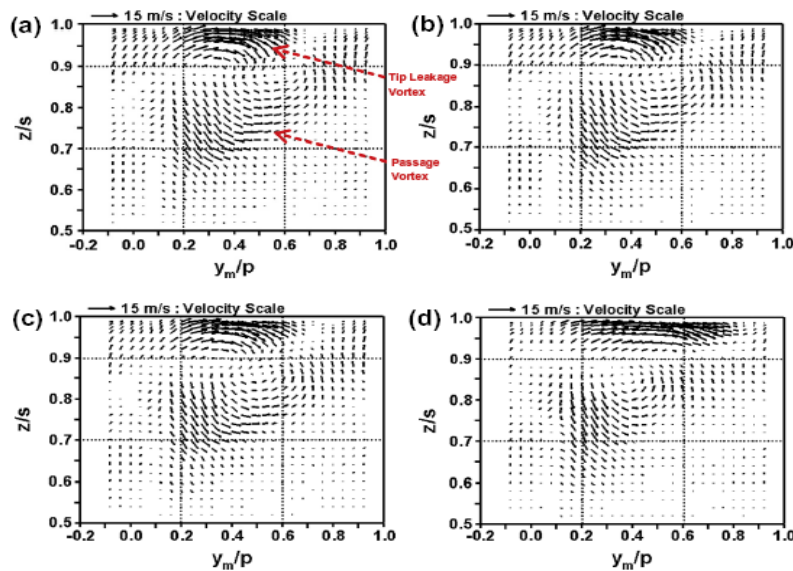


Fig. (2) Relación de la intensidad de los vórtices con la relación  $w/p$ , (a)  $w/p = 2.64\%$ ; (b)  $w/p = 5.28\%$ ; (c)  $w/p = 7.92\%$ ; y (d)  $w/p = 15.83\%$ . [7].

Para ese mismo año, John D. Coull et al. [24] realizaron una investigación en donde se diseñaron varios tipos de difusores de vórtices y se analizaron sus implicaciones en la transferencia de calor y en las pérdidas aerodinámicas, buscando una relación entre ellas, encontrando principalmente que los difusores de vórtices con mayor área aumentan las cargas aerodinámicas en la punta de los álabes. De igual forma, se encontró que la interacción de los vórtices de salida y los vórtices secundarios aumentan las cargas térmicas en los álabes, especialmente en los álabes totalmente planos. Sin embargo, una de las principales conclusiones fue que los difusores de vórtices disminuyen drásticamente los vórtices de fuga e impiden la unión de diferentes

vórtices que se dan en diferentes regiones en los álabes de turbina de alta presión, previniendo una mayor pérdida entre las diferentes etapas de la turbina de gas. En el 2014, John D. Coull et al. [25] realizaron un estudio de difusores de vórtices en álabes de turbina con una cavidad, esto para disminuir las cargas térmicas, obteniendo resultados convenientes en la reducción de vórtices de salida. Sin embargo, cuando se tiene un difusor de vórtices en todo el perímetro del álabe, se presenta una mayor carga debido a su mayor área. En la figura (3) se muestra un diagrama de los difusores de vórtices propuestos.

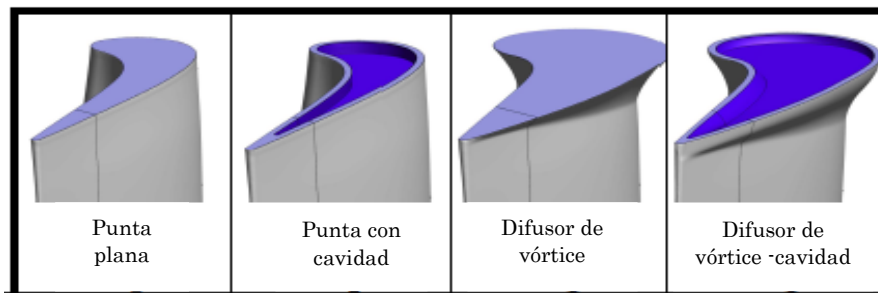


Fig. 3 Diagramas de difusor de vórtices con cavidad (cavity-winglet) [25].

Para el 2015, Lee et al. [8] complementaron el estudio anterior, ahora aplicando un squealer en los álabes con el objetivo de encontrar la mejor relación de ancho del difusor de vórtice y tamaño de paso entre álabes para esta configuración, llegando a la conclusión de que a medida que esta relación crecía, disminuían los vórtices entre los álabes y los vórtices de fuga en la punta del álabe (tip leakage vortex) se reducían.

En la figura (4) se muestra el coeficiente de pérdida total  $C_{ptz}$  en función de la envergadura del álabe en dirección  $z$  ( $z/s$ ) y cómo este varía en función del ancho del álabe y del paso entre los mismos ( $W/p$ ).

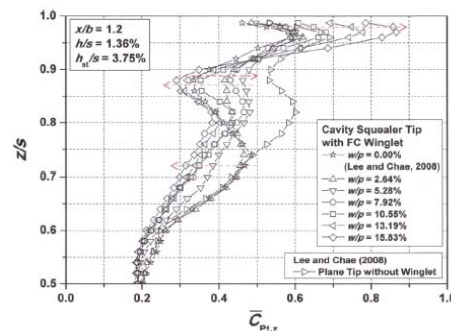


Fig. 4 Relación de pérdida total en función de  $W/p$ .

Para el 2016, Zhou Chao et al. [26] realizaron una investigación aplicando difusores de vórtices en la zona de succión con cavidad (squealer) y comparándolo con el rendimiento con la aplicación de cavidad (figura 5A), esto para la disminución de los vórtices de salida (leakage vortex), encontrando una importante mejora al aumentar el área de los difusores de vórtices con una diferencia de 0.9% de mejora en la eficiencia entre los difusores de vórtices aplicados, como se puede observar en la figura 5B. La diferencia entre la zona de presión y la de succión se disminuye; por lo tanto, también se reduce la intensidad de los vórtices que allí se forman, tales como los vórtices de salida, los cuales se desarrollan principalmente por la diferencia de presión que existe entre las dos zonas ya antes mencionadas.

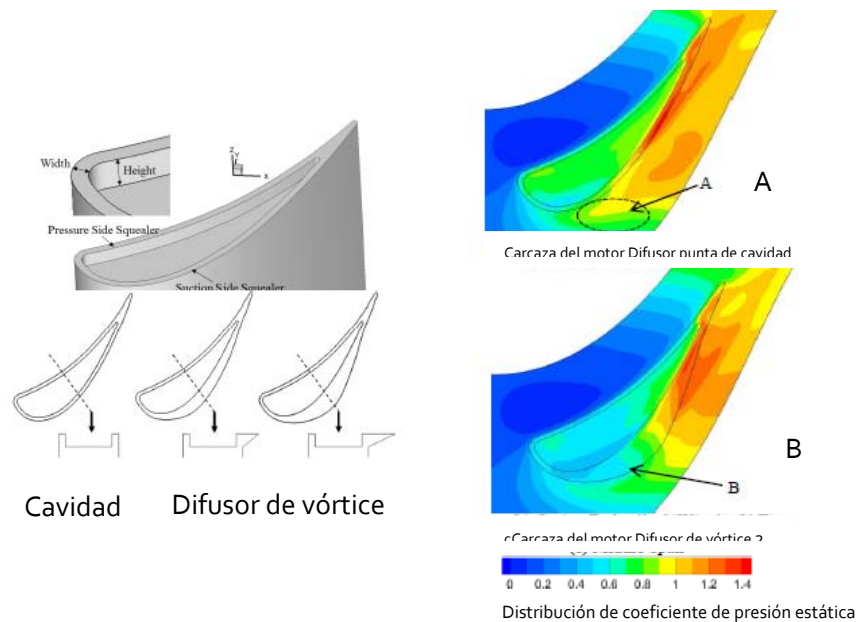


Fig. 5 Difusor de vórtice y Cavidad en la zona de succión.

En ese mismo año, Moraes da Silva et al. [23] realizaron un estudio numérico de diferentes puntas de álabe de turbina de alta presión, midiendo las caída de presión, la distribución de presión estática y de temperatura estática en cada una de las cuatro diferentes puntas de álabe que se probaron, figura (6), obteniendo una mayor eficiencia en el álabe con difusor de vórtice.



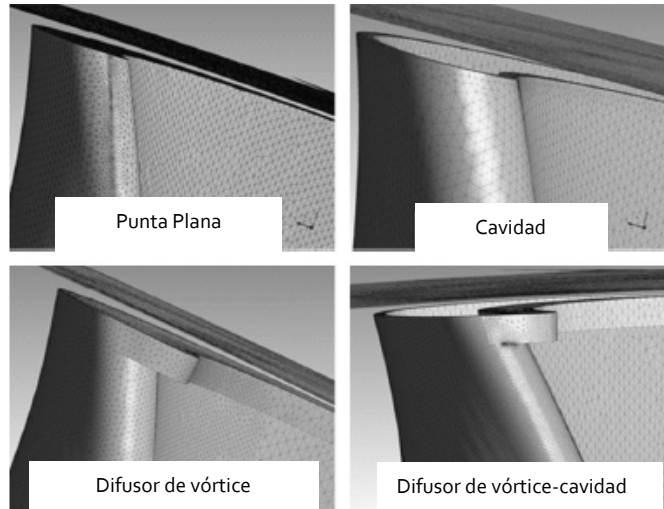


Fig. 6 Geometría de la punta de los álabes.

Así mismo, se llegó a la conclusión de que un cambio en la punta del álabe puede influir en gran medida en la característica del flujo principal, como se puede observar en la figura (7), en donde se observa la diferencia de la intensidad de la velocidad relativa entre los dos tipos de punta de álabe. Por ello, un estudio más adecuado en esta parte del álabe puede influir en la disminución de las pérdidas en las turbinas de gas y, más aún, con los difusores de vórtices que son los que han tenido mejor rendimiento en los estudios que se han realizado.

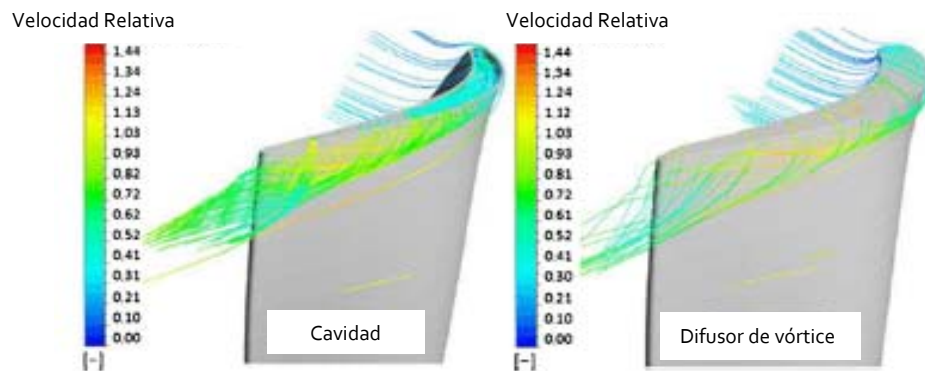
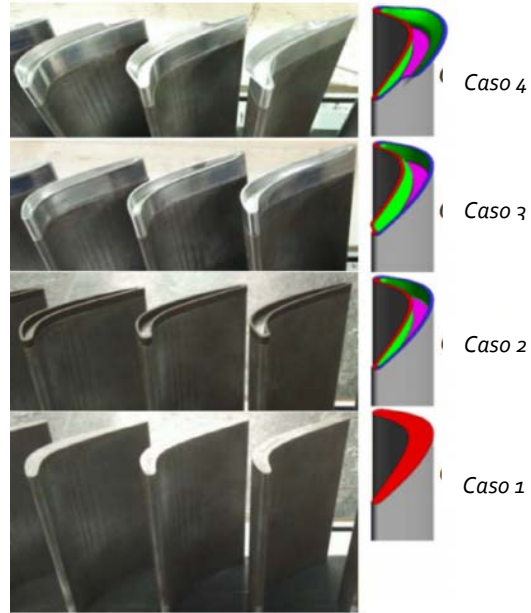


Fig. 7 Líneas de corriente en cavidad y difusor de vórtice.

---

Para el 2017, Zhihua Zhou et al. [27] Hicieron un estudio en cascada de dos casos de difusores de vórtices y cavidad en la punta de los álabes, tanto en el lado de presión como en el lado de succión, comparándolos con el álabe totalmente plano y con un álabe con cavidad figura (8), midiendo los coeficientes de pérdida de presión total y la distribución de presión estática.



*Fig. 8 Caso-1 álabe plano, caso-2 álabe con cavidad, caso-3 álabe con cavidad y difusor de vórtice en zona de presión, caso-4 álabe con cavidad y difusor de vórtice en zona de succión [27].*

---

Llegando a la conclusión de que los difusores de vórtices con cavidad son una combinación con grandes ventajas aerodinámicas para los casos de cascada; sin embargo, esto depende de la distancia entre la punta de los álabes y la carcasa del motor. Para el caso 3, se encontró que disminuyen las pérdidas por flujo de fuga pero aumentan las pérdidas entre los álabes. Por otro lado, en el caso 4 igualmente se disminuyen las pérdidas en la punta de los álabes y, en este caso, las pérdidas entre los álabes se disminuyeron en comparación con el caso anterior. Figura (9)

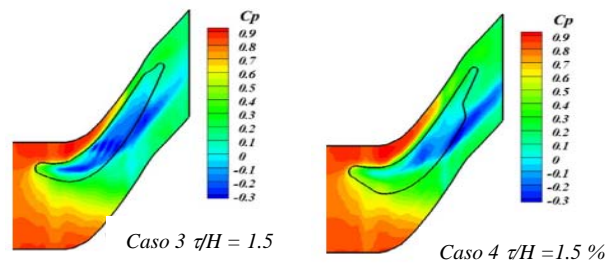


Fig. 9 Contornos de coeficiente de presiones para los caso 3

## 1.2 GENERALIDADES DE LA TURBINA DE GAS AXIAL

### 1.2.1 Turbina de gas

En los motores a reacción, la función principal de la turbina es la transformación de la energía del fluido, es decir, la presión, la energía interna y la energía cinética, en energía mecánica, esto principalmente para mover el compresor y los diferentes accesorios del motor. La energía restante es la que se aprovecha para el empuje en la industria aérea o para la generación eléctrica (Cuesta, 1980).

Las turbinas se clasifican en turbinas axiales y centrifugas, dependiendo de la dirección del flujo de entrada. Cada turbina se caracteriza por tener una etapa, que se compone de un estator y un rotor. En el caso de una turbina axial, el estator está conformado por una serie de álabes fijos y el rotor se conforma de una cascada de álabes, que se encuentran en un disco que gira a gran velocidad debido al flujo previamente alineado por los estatores; este disco se encuentra unido a través de un eje al compresor. Figura (10).

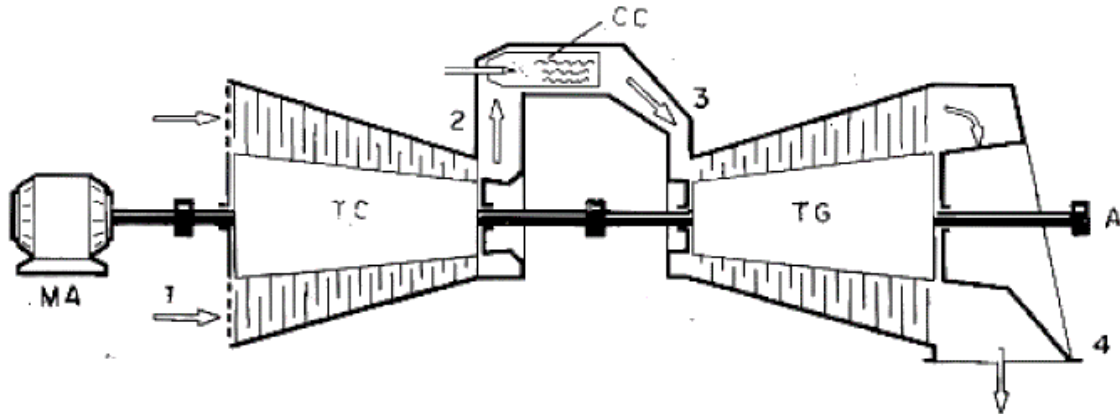


Fig. 10 Diagrama de turbina de gas [10]

El funcionamiento de la turbina de gas se basa en el ciclo Joule Brayton, el cual consta de dos procesos adiabáticos reversibles (compresión 1-2 y expansión 3-4) y dos procesos isobáricos (adición de calor 2-3 y rechazo de calor 4-1). Figura (11)

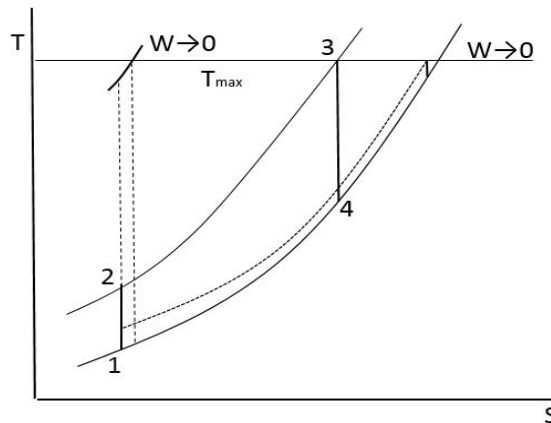


Fig. 11 Ciclo Joule Brayton turbina de gas [21]

De acuerdo con un balance de energía, se tiene que la ecuación de energía (1) del sistema es:

$$\Delta E = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2) + W$$

Aplicando la misma ecuación para cada componente de la turbina de gas se tiene el trabajo del compresor:

$$W_{1-2} = -(h_2 - h_1) = -C_p(T_2 - T_1) \quad (2)$$

La adición de calor a la cámara de combustión:

$$Q_{2-3} = (h_3 - h_2) = C_p(T_3 - T_2) \quad (3)$$

El trabajo de la turbina:

$$W_{3-4} = -(h_4 - h_3) = -C_p(T_4 - T_3) \quad (4)$$

Por lo tanto la eficiencia del ciclo es:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\text{trabajo neto}}{\text{calor suministrado}} = \frac{C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_4)} \quad (5)$$

Suponiendo una  $C_p$  constante en todo el ciclo:

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (6)$$

Con base en la relación isentrópica p-T:

$$\frac{T_2}{T_1} = r^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (7)$$

Donde r es la relación de presiones es decir;  $p_2/p_1 = r = p_3/p_4$ . Por lo tanto, la eficiencia del ciclo queda como:

$$\eta_{ciclo} = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (8)$$

## 1.2.2 Ángulos en los álabes

En la imagen siguiente se tiene un conjunto de álabes en una turbina, en donde se observa principalmente la interacción del flujo con la cascada de álabes y los respectivos ángulos y la geometría aerodinámica que lo componen.

El ángulo de entrada nominal ( $\alpha'_1$ ) del álabe es la relación entre la línea de curvatura y la dirección axial, de la misma manera para el ángulo de salida ( $\alpha'_2$ ). El ángulo de curvatura  $\theta$  es la tangente tanto del borde de salida como del borde de ataque del álabe, el ángulo de calado ( $\lambda$ ) se define como la relación entre la cuerda y la dirección axial. La relación entre el ángulo de entrada nominal y ángulo de flujo es el ángulo de incidencia ( $i$ ) y en la salida es el ángulo de desviación ( $\delta$ ); Figura (12).

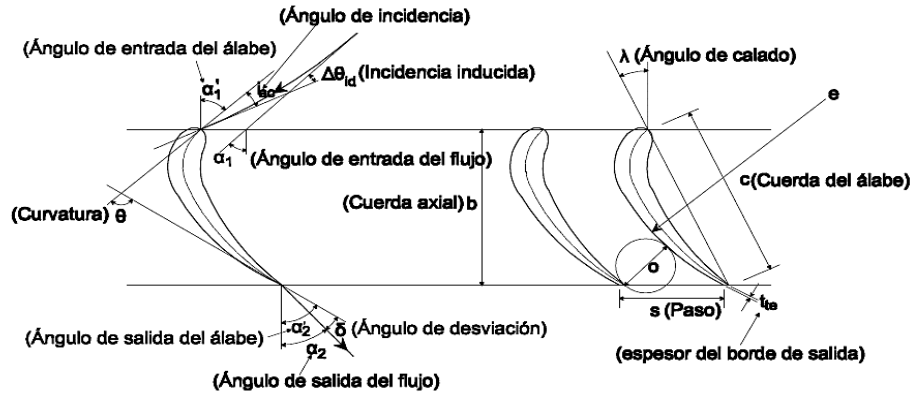


Fig. 12 Ángulos en álabes cascada [22]

### 1.2.3 Geometría en los álabes

Con base en la figura (13) se tiene como (t) el espesor del álabe, la cuerda del álabe (L); también se definen el borde de ataque y el borde de salida, así como la zona de succión y la zona de presión. Por otra parte, en diferentes estudios y análisis que se han llevado a cabo, tales como los mencionados en la sección 1.1 (Estado del arte), se presentan la distribución de espesor a lo largo del álabe y la cuerda, como forma de conocer la geometría del álabe.

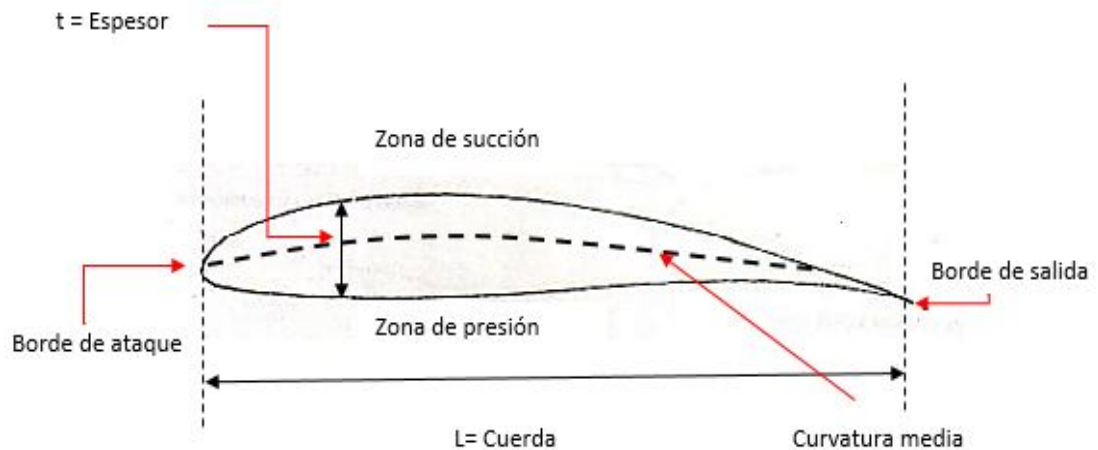


Fig. 13 Geometría de álabe [22]

---

## 1.2.4 Triángulo de velocidades de la turbina

Al salir los gases de la cámara de combustión, pasan a la primera etapa de la turbina llamada “turbina de alta presión”. Esta etapa se compone de una corona de álabes de estator, llamado también álabes tobera, seguida por una corona de álabes rotores. Los gases que salen de la cámara de combustión son expandidos y convertidos en trabajo, esto debido a la acción de un conjunto de etapas con diferente régimen de presión que conforman la turbina; figura (14).

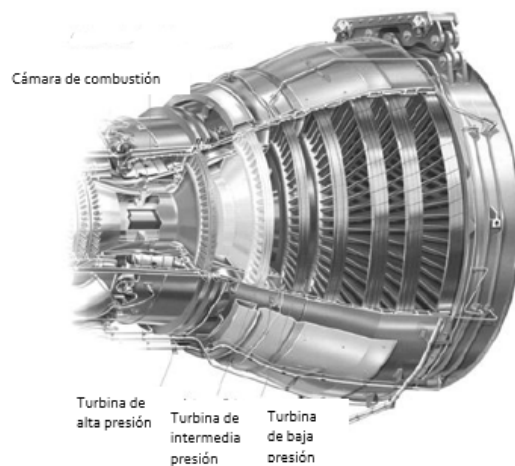


Fig. 14 Etapas de turbina [12]

En la siguiente figura se tiene el triángulo de velocidades de la etapa de la turbina de alta presión: primeramente, el flujo entra a los álabes del estator de la turbina con una presión ( $P_1$ ), una temperatura ( $T_1$ ), una velocidad axial ( $C_{a1}$ ) y un ángulo ( $\alpha_1$ ). Al pasar por el estator, el gas se expande, cambiando sus características de presión, de la misma manera, el fluido sale con una velocidad relativa ( $V_2$ ) y un ángulo ( $\alpha_2$ ), que al pasar por la etapa del rotor vuelven a ser expandidos, obteniendo nuevos valores de velocidad relativa ( $V_3$ ) y ángulo ( $\beta_3$ ).

Generalmente, la velocidad axial de entrada ( $C_{a1}$ ) y el ángulo ( $\alpha_1$ ) son similares a la velocidad axial que sale del rotor, es decir ( $C_{a3}$ ) y ( $\alpha_3$ ).

También cabe mencionar que la velocidad tangencial ( $U$ ) varía con el radio, es decir, el diagrama de velocidad cambiará desde la raíz hasta la punta del álabe, figura (15).

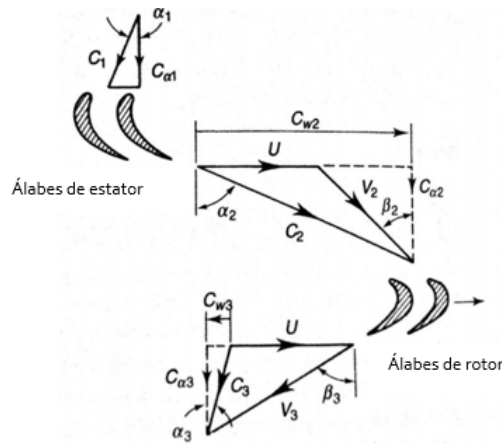


Fig. 15 Triángulos de velocidades de turbina [21]

Con base en la imagen anterior se tiene que la relación de trabajo en función del triángulo de velocidades en la etapa del rotor está dada por la siguiente ecuación.

$$W_s = U(C_{W2} + C_{W3}) = UC_a(\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3) \quad (9)$$

En función de los ángulos  $\beta$

$$W_s = UC_a(\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (10)$$

## 1.2.5 Flujo tridimensional

Generalmente, para el análisis de turbomaquinaria se toman en cuenta flujos bidimensionales, mismos que tienden a ser ideales, despreciando muchos de los efectos del movimiento del fluido. Es por ello que se realiza un análisis de la circulación del fluido entre los álabes, el cual no es válido para relaciones en donde la altura del álabes sea menor al diámetro, es decir, se debe de tener relación altura – diámetro menor a 0.8.

Para iniciar el análisis tridimensional, se tiene que mencionar la teoría de equilibrio radial, que indica que la dirección del flujo en sentido radial solo se toma en cuenta cuando el flujo pasa entre los álabes.

En la figura (16) se muestra cómo varía la presión tanto axial como radial en el álabes.



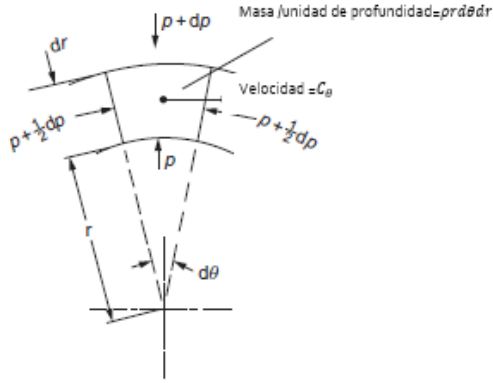


Fig. 16 Teorema de equilibrio radial

Con base en la imagen anterior, tomando en cuenta las fuerzas en dirección radial y despreciando los términos de segundo orden, se tiene la ecuación de equilibrio radial.

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{C_w^2}{r} \quad (11)$$

Como la densidad, la velocidad tangencial y la variación de la presión radial a lo largo del álabe están en función del radio, se deduce la siguiente ecuación.

$$P_{punta} - P_{raiz} = \int_{raiz}^{punta} \rho C_w^2 \frac{dr}{r} \quad (12)$$

Sustituyendo de la ecuación de variación de entalpía y tomando en cuenta un fluido incompresible ( $\rho = constante$ ) se tiene:

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2} = C_p T + \frac{1}{2} (C_a^2 + C_w^2) \quad (13)$$

Diferenciando la ecuación (13) con respecto al radio, ya que estas velocidades varían en función a dicho parámetro.

$$\frac{dh_0}{dr} = \frac{C_p T}{dr} + C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} \quad (14)$$

Siguiendo las relaciones termodinámicas, tomando en cuenta que la entalpía es constante en todo el radio por lo tanto  $\frac{dh_0}{dr} = 0$ , obteniendo así la teoría de equilibrio radial se tiene:

$$\frac{C_p T}{dr} + C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} = 0 \quad (15)$$

Obteniendo una ecuación para el flujo entre los álaves, en donde no se toman en cuenta muchos factores, tales como la entalpía, que en casos reales esta varía con

---

respecto al radio. De la misma manera, no se toma en cuenta el efecto de los flujos secundarios; sin embargo, es una buena aproximación para conocer el comportamiento del fluido, ya que es la relación de las velocidades tangenciales y absolutas en los álabes.

### 1.2.6 Diseño de álabe por vórtice libre

Si se satisface la teoría de equilibrio radial, en donde la entalpía es constante en todo el álabe, se tiene la relación  $\frac{dh_0}{dr} = 0$ .

La velocidad axial es constante dentro de la sección anular y la velocidad de giro varía inversamente al radio [21].

### 1.2.7 Parámetro de diseño de álabe de turbina

Para el diseño de los álabes de una turbina de gas se tienen tres variables adimensionales que nos describen las principales características del flujo. Estas son:

#### 1.2.7.1 Coeficiente de carga entre los álabes o coeficiente de salto de temperatura ( $\psi$ )

Se describe como la relación de la fuerza tangencial del álabe por unidad de envergadura y cuerda axial con diferente relación de presiones, es decir, dicho coeficiente caracteriza el trabajo en cada etapa y se representa mediante la siguiente ecuación:

$$\psi = \frac{2C_p \Delta T_{0s}}{U^2} = \frac{2C_a}{U} (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (16)$$

#### 1.2.7.2 Grado de Reacción ( $\Lambda$ )

Se define como la entalpía que desciende en el rotor tomando como referencia la etapa de turbina, se representa con la siguiente ecuación.

$$\Lambda = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3} \quad (17)$$

Con base en el triángulo de velocidades, se tiene:

$$\Lambda = \frac{C_a}{2U} (\tan \beta_2 - \tan \beta_3) \quad (18)$$

Por lo tanto, los grados de reacción de una etapa de la turbina van de cero a uno, en donde un grado de reacción de cero se considera como una etapa impulsora. Mientras que una etapa con un grado de reacción de uno se le conoce como una etapa de reacción, como se puede observar en la siguiente imagen.

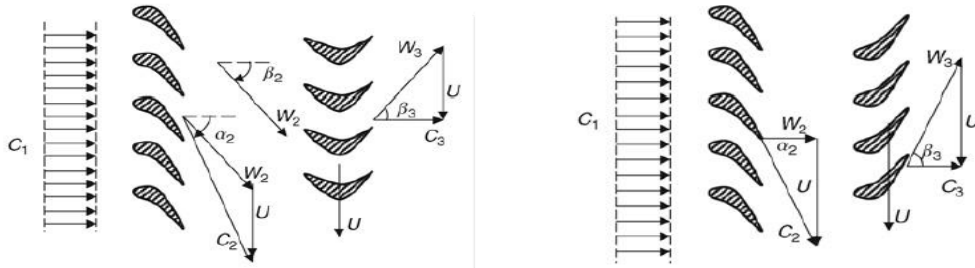


Fig. 17 a) Etapa impulsora  $\beta_2 = -\beta_3$

b) Etapa de reacción  $\beta_3 = -\alpha_2$

### 1.2.7.3 Coeficiente de Flujo $\phi$

Se define como la relación de la velocidad axial del rotor y la velocidad tangencial

$$\phi = \frac{C_a}{U} \quad (19)$$

Con base en el coeficiente adimensional de flujo se puede escribir una relación entre el coeficiente de carga y el grado de reacción.

$$\psi = 2\phi(\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (20)$$

$$\Lambda = \frac{\phi}{2} (\tan \beta_2 - \tan \beta_3) \quad (21)$$

De la misma manera se expresan los ángulos del triángulo de velocidades de manera general, en función a los coeficientes anteriores.

$$\tan \beta_3 = \frac{1}{2\phi} \left( \frac{1}{2}\psi + 2\Lambda \right) \quad (22)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{1}{2\phi} \left( \frac{1}{2}\psi + 2\Lambda \right) \quad (23)$$

$$\tan \alpha_3 = \tan \beta_3 + \frac{1}{\phi} \quad (24)$$

$$\tan \alpha_2 = \tan \beta_2 + \frac{1}{\phi} \quad (25)$$

---

## 1.3 PÉRDIDAS EN TURBOMAQUINAS

Las pérdidas en una turbomaquina se producen por las irreversibilidades del sistema, lo que conlleva a la producción de entropía. Esta entropía es generada debido a la interacción de diferentes velocidades y características en el flujo, es decir, puede ser incompresible o compresible, poseen características subsónicas, transónicas o supersónicas al mismo tiempo en una misma zona, así como también se presentan efectos viscosos del fluido y transferencia de calor entre el fluido y los componentes mecánicos. Según J.D. Denton[17], las pérdidas se dividen en dos: bidimensionales, que generalmente se usan para las representaciones en álabes en cascada, y tridimensionales, en donde se toma en cuenta la rotación de los álabes. En la siguiente figura se muestra cómo las pérdidas en los álabes de las turbinas son la principal causa de la disminución de la eficiencia en las turbinas de gas, estas se presentan principalmente entre los álabes y entre los álabes y la carcasa del motor figura (18)

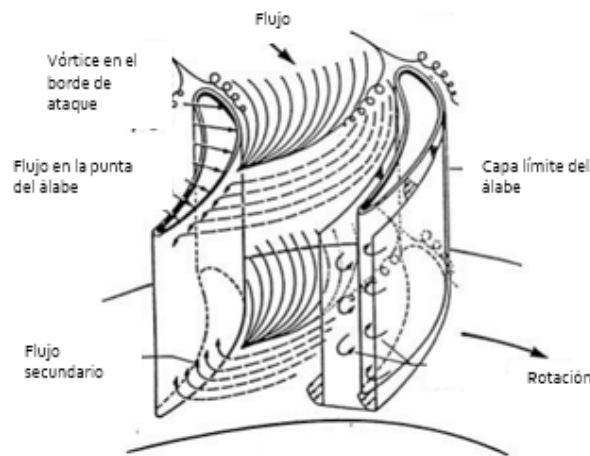


Fig. 18 Características del flujo en una turbina; 1994, J. D. Denton, citado por [14]

Las principales pérdidas que se encuentran en los álabes de turbinas son:

### 1.3.1 Pérdidas de perfil

Estas se encuentran principalmente en las pruebas de cascada, es decir, en dos dimensiones. Este tipo de pérdida depende del ángulo de ataque, de la geometría, así

---

como también de la velocidad del fluido y la rugosidad de la superficie, ya que está relacionada con el desprendimiento del flujo debido a la viscosidad.

### 1.3.2 Pérdida de flujo de fuga

Este tipo de pérdida se debe a la interacción de la punta del álabe y la carcasa del motor, es decir, cuando el flujo interactúa con el borde de ataque del álabe, este se separa, una parte pasa por la zona de succión y la otra parte del flujo pasa por la zona de presión. Esta diferencia de presión se une con el flujo principal en la punta del álabe, cuya combinación de flujo de diferente velocidad y presión crea los vórtices de fuga. Este tipo de pérdida actúa diferente, tanto si el álabe en la punta presenta una cubierta o se encuentra sin la misma; así mismo, esta depende en gran medida de la distancia entre la punta y la carcasa del motor y el ángulo de incidencia de la etapa rotativa. Figura (19).

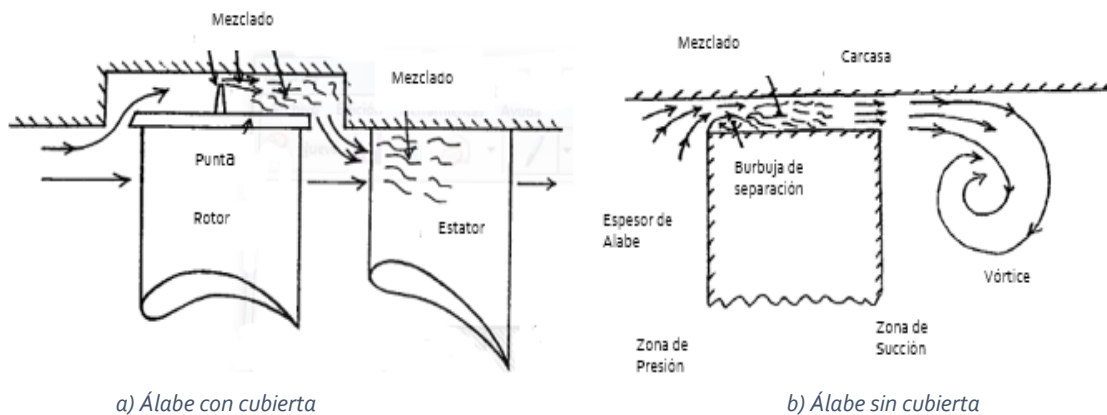


Fig. 19 Pérdida de flujo de fuga [17]

### 1.3.3 Pérdida de flujo secundario

Se genera a través de los pasajes que existen entre los álabes debido a la combinación del flujo secundario y el flujo principal. La combinación de diferentes velocidades del flujo genera vórtices, sumándoles el desprendimiento de la capa límite en los álabes y la interacción de los flujos secundarios con la carcasa del motor, generando así una combinación de pérdidas.

## 1.4 COEFICIENTES DE PÉRDIDAS

Los coeficientes de pérdidas en cascada para una turbina se encuentran relacionados con las entalpías, la variación de la temperatura y la presión estática, comparado con el flujo isentrópico, creando las irreversibilidades del sistema. Según J.D Denton, 1993 [17], la forma más rápida de calcular la pérdida en una turbina en cascada experimentalmente, es mediante el análisis de la pérdida de presión, por lo tanto se tiene la siguiente relación.

$$Y = \frac{P_{01} - P_{02}}{P_{02} - P_2} \quad (26)$$

En donde las ( $P_o$ ) son las presiones de estancamiento tanto de entrada como de salida. Este método de cálculo de coeficiente de pérdida no es tan adecuado para un cálculo de diseño, por ello J. Denton propone también una relación en función de las entalpías isotrópicas ( $h_{2s}$ ). Dicha relación se obtiene con base en la figura (20).

$$\zeta = \frac{h_2 - h_{2s}}{h_{02} - h_2} \quad (27)$$

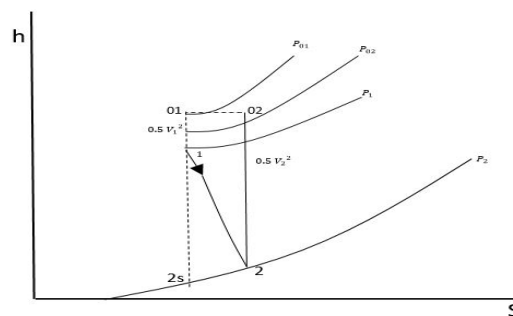


Fig. 20 Diagrama, h-s de un flujo en cascada de una turbina [17]

Las pérdidas en turbomaquinaria, según J. Denton [17], se pueden reducir a un incremento de entropía, las cuales son creadas a partir del desprendimiento de la capa límite y las ondas de choque entre otras. Por ello, el coeficiente de pérdida de entropía se define a partir de la figura (20).

$$\zeta_s = \frac{T_2 \Delta s}{h_{02} - h_2} \quad (28)$$

---

## 1.5 EFICIENCIA DE ETAPA

De acuerdo a la referencia [28], la eficiencia de una etapa de turbina de gas viene dada por la siguiente ecuación.

$$\eta_{etapa} = \frac{M \cdot \omega}{\dot{m}_{principal} \cdot C_p \cdot T_0 \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (29)$$

Misma que se utilizará para comprobar la eficiencia de los diferentes tipos de difusores de vórtices.

## 1.6 MODELOS DE PREDICCIÓN DE PÉRDIDA EN TURBINAS AXIALES

Los modelos de predicción de pérdidas unidimensionales en turbinas sirven para conocer de manera rápida y eficaz el rendimiento de una turbina de gas. Este método usa las ecuaciones que caracterizan el fenómeno, y coeficientes adimensionales obtenidos con base a experimentación, de tal manera que se desarrollan ecuaciones fáciles de resolver y que dan una idea general del comportamiento de la turbomáquina.

### 1.6.1 Modelo de Soderberg

Este modelo es la manera más rápida y sencilla de poder obtener el rendimiento de una turbina de gas y se basa principalmente en las pérdidas por flujo secundario. Sin embargo, deja de lado la geometría del álabe, así como las pérdidas por desprendimiento de la capa límite y las pérdidas debido a la interacción del álabe con la carcasa del motor.

El coeficiente de pérdida del rotor y del estator está dado por la siguiente ecuación.

$$\zeta_E = \left( \frac{10^5}{Re} \right)^{1/4} \left[ (1 + \xi^*) \left( 0.993 + 0.075 \frac{l}{h} \right) - 1 \right] \quad (30)$$

$$\zeta_R = \left(\frac{10^5}{Re}\right)^{1/4} \left[ (1 + \xi^*) \left(0.975 + 0.075 \frac{l}{h}\right) - 1 \right] \quad (31)$$

En donde la variable ( $\xi^*$ ) es llamada coeficiente de pérdida nominal y depende de la deflexión del álabe ( $\varepsilon$ ), es decir;

$$\xi^* = 0.04 + 0.06 \left(\frac{\varepsilon}{100}\right)^2 \quad (32)$$

La relación ( $l/h$ ) es la relación de aspecto del álabe donde ( $h$ ) es la altura del álabe y ( $l$ ) es la cuerda.

## 1.6.2 Modelo de Ainley y Mathieson

Este modelo matemático se basa principalmente en datos experimentales para obtener algunas constantes; sin embargo, en este caso, además de tomar en cuenta las pérdidas por flujo secundario, también se considera la influencia de los flujos de fuga en la punta del álabe, es decir, la interacción del álabe con la carcasa del motor y las pérdidas de perfil.

$$Y_{A-M} = (Y_P + Y_S + Y_{TI})X_{TE} \quad (33)$$

Este modelo se fundamenta en una sumatoria de las diferentes pérdidas tomadas en cuenta, esto a su vez multiplicado por un coeficiente de borde de salida ( $X_{TE}$ ), el cual se basa en datos experimentales.

Para las pérdidas de perfil, Ainley y Mathieson [14] proponen una relación de ángulos tanto de entrada como de salida del álabe con un ángulo de incidencia de cero.

$$Y_{p(i=0)} Y_P = X_i Y_{p(i=0)} \quad (34)$$

Donde la constante ( $X_i$ ) es un factor obtenido experimentalmente.

Para la pérdida de flujo secundario se propone un modelo matemático con base en las cargas del álabe, en donde se encuentran relacionados los ángulos de salida y el coeficiente de levantamiento.



$$Y_s = \lambda \left( \frac{C_l}{s/l} \right)^2 \left( \frac{\cos^2 \alpha_{salida}}{\cos \alpha_{salida}} \right) \quad (35)$$

Donde el coeficiente ( $\lambda$ ) es una relación de la aceleración del flujo a través de los álabes y se puede encontrar con base en datos experimentales.

Para las pérdidas de flujo de salida, se tiene un análisis similar al anterior, con la diferencia de que, en este caso, se toma en cuenta la separación de la punta del álabe con la carcasa del motor.

$$Y_{TI} = B \frac{\tau}{h} 4(\tan \alpha_{entrada} - \tan \alpha_{salida}) \left( \frac{\cos^2 \alpha_{salida}}{\cos \alpha_{salida}} \right) \quad (36)$$

(B) es una constante que indica el tipo de punta de álabe: si esta está totalmente cubierta se tiene un valor de 0.25, mientras que si se encuentra plana es 0.5.

Con este modelo no se toman en cuenta la influencia de las ondas de choque ni los ángulos de incidencia del álabe.

### 1.6.3 Modelo de Kacker y Okapuu

Este modelo se basa principalmente en el modelo de Ainley Mathison; sin embargo, en este caso, además de tomar en cuenta las pérdidas ya antes mencionadas, se tiene como principal característica que se toman en cuenta los efectos de compresibilidad, las pérdidas por ondas de choque, así como también se calculan los diferentes coeficientes, que en casos anteriores se obtenían de gráficas.

El modelo matemático se fundamenta en la suma de pérdidas de perfil, pérdidas por flujo secundario, pérdidas en el borde de salida y pérdidas de flujo de fuga.

$$Y = X_{Re}(Y_P + Y_s + Y_{TI} + Y_{TE}) \quad (37)$$

Donde ( $X_{Re}$ ) es un coeficiente que se calcula en función al número de Reynolds ( $Re \leq 2 \times 10^5$ ).

$$X_{Re} = \left( \frac{Re}{2 \times 10^5} \right)^{-0.4} \quad (38)$$

$$2 \times 10^5 > Re < 10^6$$

$$X_{Re} = 1 \quad (39)$$

$Re > 10^6$

$$X_{Re} = \left(\frac{Re}{10^6}\right)^{-0.4} \quad (40)$$

Para la pérdida de perfil se toman en cuenta las pérdidas por ondas de choque; sin embargo, sigue la misma estructura del modelo de Ainley y Mathieson.

$$Y_p = 0.914 \left( \frac{2}{3} K_p X_i Y_{p(i=0)} + Y_{onda} \right) \quad (41)$$

La diferencia con el método anterior es la constante ( $K_p$ ) que es un coeficiente de corrección de los datos experimentales obtenidos en álabes en cascada y con flujo subsónico por Ainley y Mathieson.

$$K_p = 1 - 1.25(M_{salida} - 0.2) \left( \frac{M_{entrada}}{M_{salida}} \right)^2 \quad (42)$$

La constante ( $Y_{onda}$ ) es el coeficiente de pérdidas por ondas de choque, según Kacker y Okapuuu, viene dada por la siguiente ecuación.

$$Y_{onda} = 0.75(M_{entrada,H} - 0.4)^{1.75} \left( \frac{r_h}{r_T} \right) \left( \frac{\rho_{entrada}}{\rho_{salida}} \right) \frac{1 - \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{entrada}^2 \right)^{\gamma/\gamma - 1}}{1 - \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{salida}^2 \right)^{\gamma/\gamma - 1}} \quad (43)$$

Donde ( $M_{entrada,H}$ ) es la relación del número de Mach de entrada y la distancia entre la punta de álabe y la carcasa del motor.

Para las pérdidas de flujo secundario, se basaron en varios modelos matemáticos, entre ellos el de Dunham & Came y Ainley y Mathieson; con base en los modelos ya establecidos realizaron varios experimentos, encontrando la relación de la envergadura del álabe con este tipo de pérdidas, así como también la compresibilidad del flujo, obteniendo así la siguiente ecuación:

$$Y_s = 0.04 \left( \frac{l}{h} \right) X_{AR} [4(\tan \alpha_{entrada} - \tan \alpha_{salida})^2] \left( \frac{\cos^2 \alpha_{salida}}{\cos \alpha_{entrada}} \right) \left( \frac{\cos \alpha_{salida}}{\cos \alpha_{entrada}} \right) \left[ 1 - \left( \frac{l_x}{h} \right) (1 - K_p) \right] \quad (44)$$

En este caso, la constante ( $X_{AR}$ ) es el coeficiente de envergadura y depende de la relación ( $h/l$ ), tal y como sigue.

$$\frac{h}{l} \leq 2$$

$$X_{AR} = 1 - 0.25 \sqrt{2 - H/l} \quad (45)$$

$$\frac{h}{l} > 2$$

$$X_{AR} = 1 \quad (46)$$

El coeficiente de pérdida en el borde de salida  $Y_{TE}$  depende de la velocidad de flujo, es decir, el número de Mach, y la energía cinética, según Kacker y Okapuu [14], se representa por medio de la siguiente ecuación.

$$Y_{TE} = \frac{\left[1 - \frac{\gamma - 1}{2} M_{salida}^2 \left(\frac{1}{1 - \Delta\phi_{TE}} - 1\right)\right]^{-\gamma/\gamma-1} - 1}{1 - \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{salida}^2\right)^{-\gamma/\gamma-1}} \quad (47)$$

$\Delta\phi_{TE}$  es el coeficiente de energía cinética de pérdida en el borde de salida del álabe [19].

## 1.7 PROPIEDADES GEOMÉTRICAS DEL ÁLABE Y DEL MOTOR CFM56

La turbina de gas CFM56 de la empresa “*General Electric*” que se utilizará para la aplicación de los difusores de vórtices en sus álabes de la turbina de alta presión se observa en la figura (21). Sus diferentes series se encuentran aplicadas en una gran variedad de modelos, tales como *Boeing 737* y *Airbus A320*, entre otros aviones de altas prestaciones.

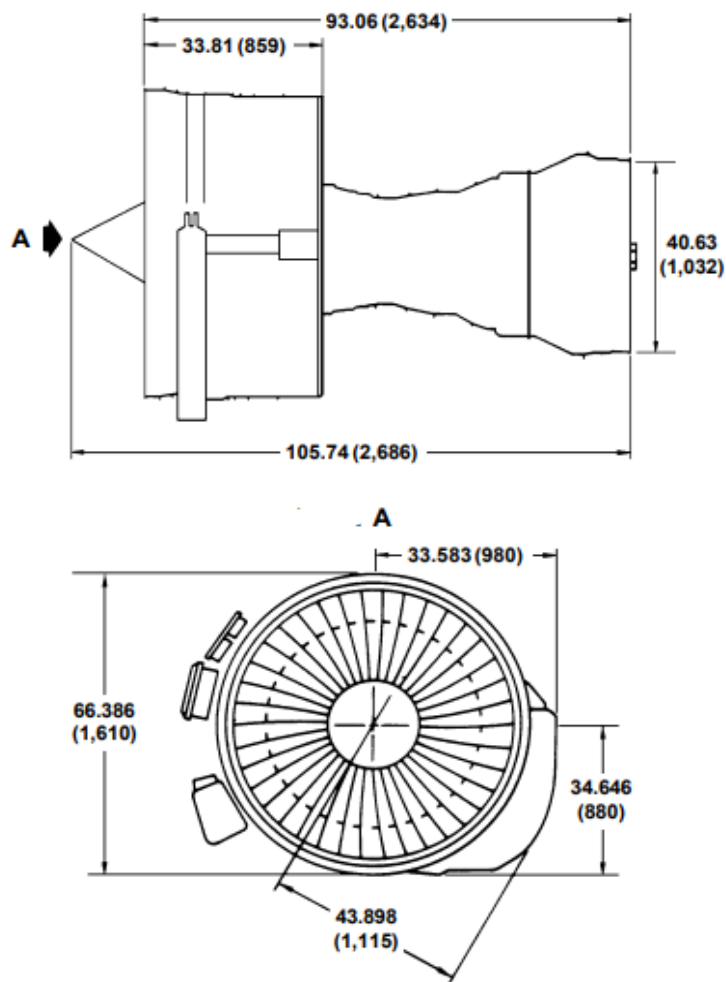


Fig. 21 Medidas del motor CFM56 - en (mm)[26]

Esta investigación se centrará en la turbina, especialmente en la primera etapa, es decir, la etapa de turbina de alta presión. figura (22).

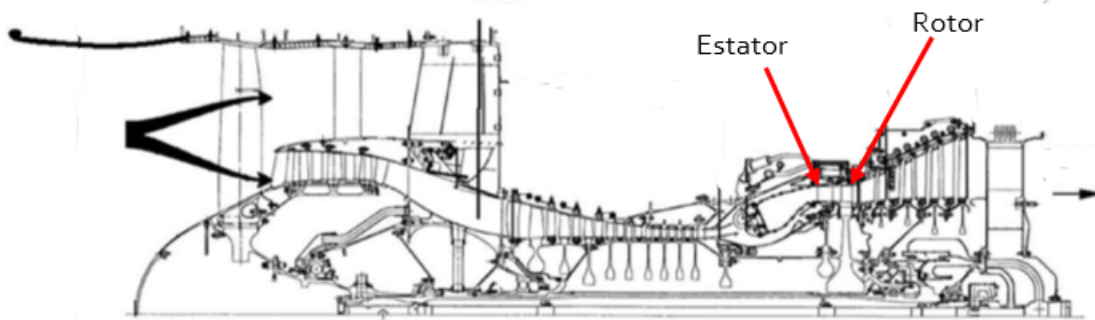


Fig. 22 Características de etapas del motor CFM56 [26]

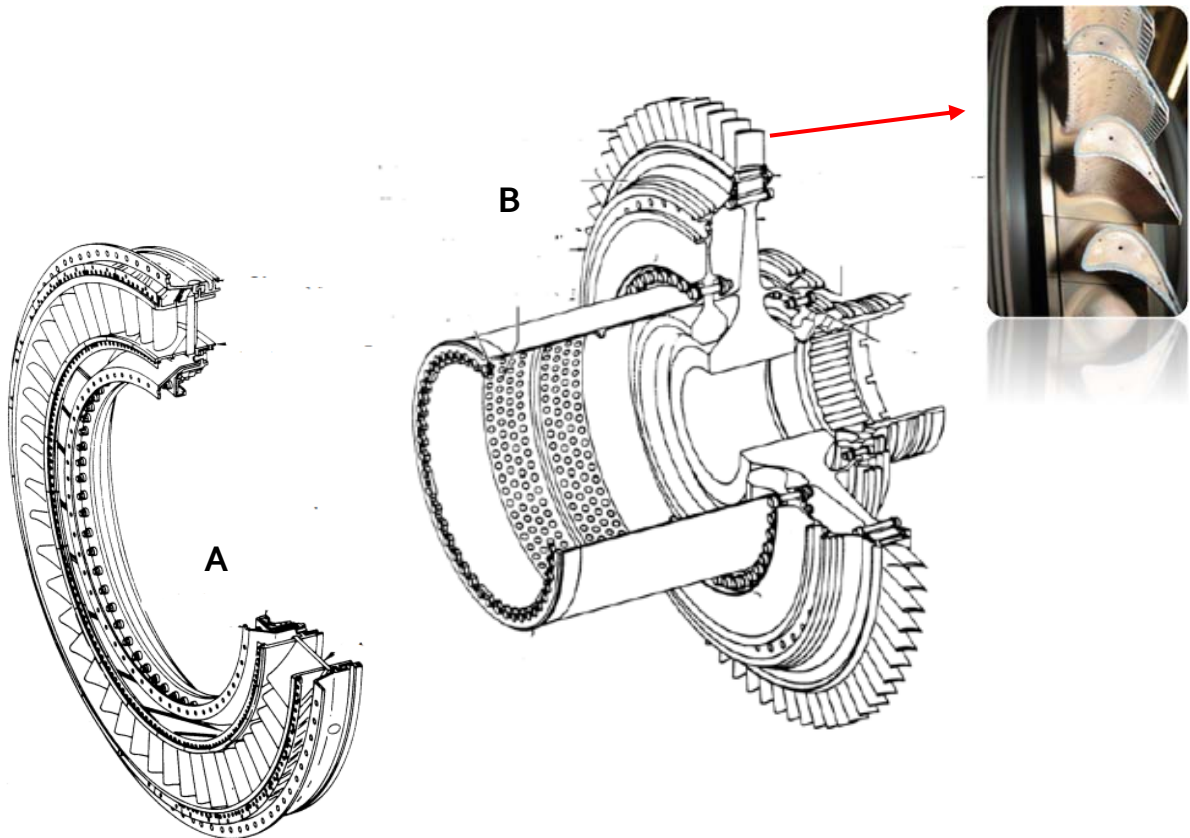


Fig. 23 Etapa de turbina alta presión del CFM56 [26]

La etapa de turbina está compuesta por una corona de estator y otra de rotor. Para efectos de esta investigación, no se tomarán en cuenta los diferentes métodos de enfriamiento, mismos que serán motivo de análisis para posteriores investigaciones.

El estator, figura (23-A) se caracteriza principalmente por presentar grandes curvaturas en su perfil, esto por su principal función que es redireccionar los gases que salen de la cámara de combustión a una gran temperatura, en este caso de 1577.62 K; aumentando su velocidad y disminuyendo su presión; para que sea aprovechado de manera eficiente por el rotor.

Una vez que el flujo pasa por el estator, se encuentra con el rotor, figura (23 -B), que es el encargado de convertir la energía de los gases de escape, expandiéndola y convirtiéndola en energía mecánica para mover el compresor de alta presión del motor.

*Tabla 1 Condiciones de operación de CFM56 [29]*

<b>Condiciones de operación de la turbina -CFM56</b>	
Número de álabes de estator	<b>35</b>
Número de álabes de rotor	<b>80</b>
Velocidad de rotación ( <b>rpm</b> )	<b>14324</b>
Flujo másico ( <b>kg/s</b> )	<b>83.2</b>
Temperatura de entrada ( <b>K</b> )	<b>1577.62</b>
Temperatura de salida ( <b>K</b> )	<b>1380.8</b>
Presión de entrada ( <b>kPa</b> )	<b>2325.130</b>
Presión de salida ( <b>kPa</b> )	<b>564.97</b>
Velocidad en la punta de los álabes( <b>m/s</b> )	<b>400</b>
Velocidad media( <b>m/s</b> )	<b>290</b>

---

## REFERENCIAS (CAPÍTULO I)

- [1] Patel, A.K. (1980). Research on High Work Axial Gas Generator Turbine. SAE, 800618.
- [2] Booth, T.C., Dodge, P.R., Hepworth, H.K., (1981). Rotor –Tip Leakage: Part 1. Basic Methodology. ASME, paper 81-GT-71
- [3] Dey, D., Camci, C., (2001). Aerodynamic Tip Desensitization of an Axial Turbine Rotor Using Tip Platform Extensions. ASME Paper 2001-GT-0484.
- [4] Harvey, N.W., Ramsden, K., (2001). A computational study of a novel turbine rotor partial shroud. Journal of Turbomachinery 123, 534–543.
- [5] Papa, M., Goldstein, R.J., Gori, F., (2003). Effects of geometry and tip clearance on the mass/heat transfer from a large-scale gas turbine blade. ASME Journal of Turbomachinery 125, 90–96.
- [6] Lee, S. W., Kim S.U., Kim, K. H. (2012). Aerodynamic Performance of Winglets Covering the Tip Gap Inlet in a Turbine Cascade. International journal of heat and fluid flow, 34, 36-46.
- [7] Lee, S. W., Cheon J. H., Zhang Q., (2014). The Effect Of Full Coverage Winglets on Tip Leakage Aerodynamics over the Plane Tip in a Turbine Cascade. International journal of heat and fluid flow, 45, 23-32.
- [8] Cheon, J. H., Lee S. W. (2015). Tip Leakage Aerodynamics over the Cavity Squaler Tip Equipped with Full Coverage Winglets in a Turbine Cascade. International journal of heat and fluid flow, 56, 60-70.
- [9] Soares C. (2008). Gas Turbine Handbook. USA: BH.
- [10] Mataix C. (2000). Turbomaquinas Térmicas. España: inversiones.
- [11] Cuesta M. (1991). Motores a Reacción. Madrid, España: paraninfo.
- [12] Farokhi S. (2014). Aircraft Propulsion. USA: Wiley.
- [13] Analytical procedure and computer program for determining the off-design performance of axial flow turbines". (1967) NASA Report
- [14] Wei N., (2000). "Significance of Loss Models in Aerothermodynamics Simulation for Axial Turbines", doctoral thesis. Royal Institute of Technology. Estocolmo, Suecia.
- [15] Dixon S. (1998). Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery. London, England: Butterworth-Heinemann.
- [16] Glassman, A., Whitney W., Et al., (1994). Turbine design and application. USA: NASA Report.

- 
- [17] Denton J., (1993). Loss Mechanisms in turbomachinery. ASME.
- [18] Belmont M., Tavera C. (2016). Tesis: Análisis numérico de la influencia de la geometría de punta de álabe en la eficiencia termodinámica de una etapa de turbina axial. Instituto Politécnico Nacional, Ciudad de México, México.
- [19] Jouybari J., Eftari., (2013), "Analytical Modeling of Performance Characteristics of Axial Flow Two-Stage Turbine Engine Using Pressure Losses Models and Comparing with Experimental Results", World Applied Sciences Journal
- [20] Ainley D; Mathieson G. (1950). "A Method of Performance Estimation for Axial Flow Turbines Based on Losses Prediction", London, England.
- [21] Saravanamuttoo H., Rogers G., Cohen H., (2001). Gas Turbine Theory. England: Pearson.
- [22] Alvarado Y., (2009), Tesis: "Metodología de diseño para turbinas de gas de Flujo axial" Universidad de Piura, facultad de ingeniería, Perú.
- [23] Moraes da Silva et al (2013). "A Study of the Heat Transfer in Winglet and Squealer Rotor Tip Configurations for a Non-Cooled HPT Blade Based on CFD Calculations" Turbo Expo 2013.
- [24] Coull D., (2013). Winglets for Improved Aerothermal Performance of High Pressure Turbines. Asme Turbo Expo 2013.
- [25] Coull D., (2014). High Efficiency Cavity Winglets for High Pressure Turbines. Asme Turbo Expo 2014.
- [26] Albino P. (2012). Trabalho Final: "Análise de Performance da Família de Motores de Avião CFM56" INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA.
- [27] Zhihua Z., Shaowen C., Weihang L., Songtao W., X., (2017), Experiment study of aerodynamic performance for the suction-side and pressure-side winglet-cavity tips in a turbine blade cascade. Experimental Thermal and Fluid Science, Elsevier.
- [28] Zhihua Z., Shaowen C., Weihang L., Songtao W., X., (2017), Aerodynamic Optimization of Winglet-Cavity Tip in an Axial High Pressure Turbine Stage. University of Gothenburg.
- [29] CFM56 Engine Shop Manual, General Electric.



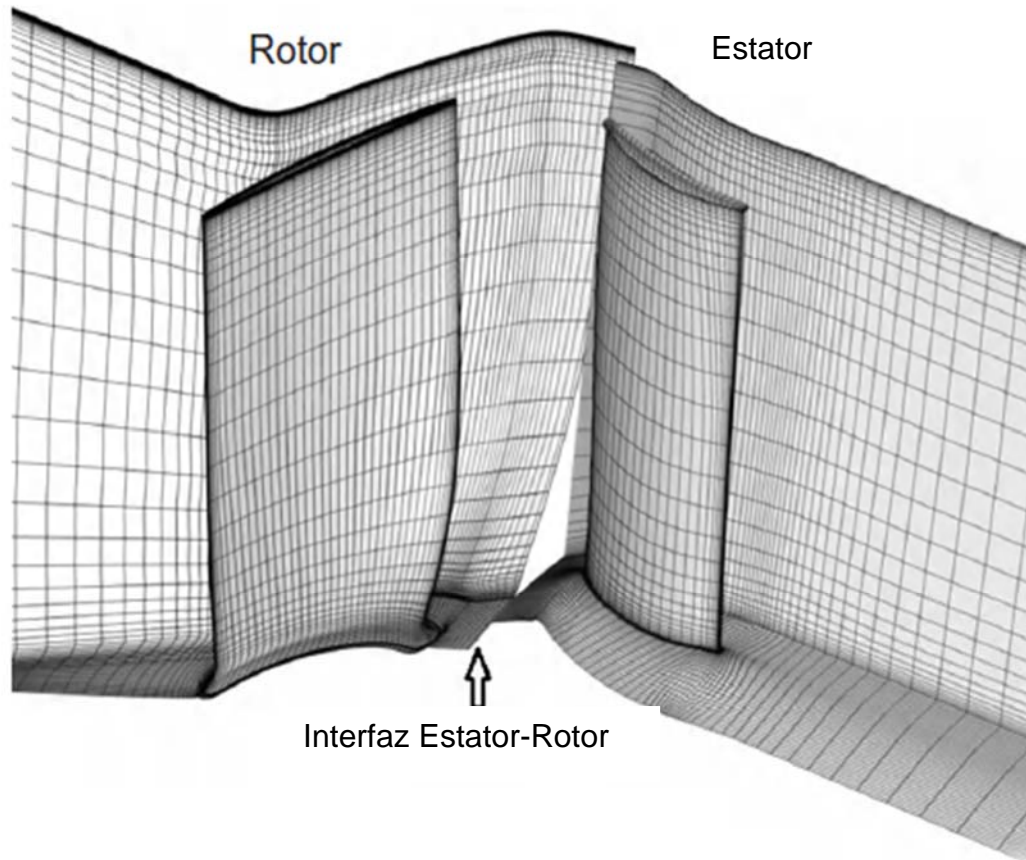


Fig. 24 Malla en dinámica de fluido computacional de una interfaz estator-rotor [15]

# CAPÍTULO II

---

---

Modelos y Simulación Numérica

---

## 2.1 MODELOS Y SIMULACIÓN NUMÉRICA

La simulación numérica ha tenido un gran desarrollo durante los últimos años, debido en gran medida a sus ventajas en comparación con los estudios experimentales. Muchos software, tales como: *Fluent*, *Phoenix* y en este caso, *Numeca*, han impulsado en el avance en las diferentes industrias, especialmente en las áreas aeronáutica y automotriz, con la gran desventaja de la necesidad de mayores recursos computacionales. Para el análisis del comportamiento de los fluidos, estos softwares realizan arreglos de nodos, los cuales forman elementos en donde se realizan los diversos balances de energía, basados en las ecuaciones fundamentales que rigen el comportamiento de los fluidos.

### 2.1.1 Ecuación de conservación de la masa

En cuanto a la ecuación de conservación de la masa, se estudia la definición de un volumen de control, y se define como la relación de masa que entra y sale de un volumen de control.

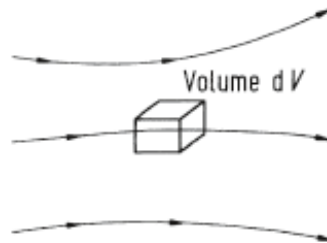


Fig. 25 Volumen de control, conservación de la masa [2]

Para obtener la función diferencial de la ecuación de conservación de masa, se denota el elemento diferencial en movimiento en el volumen de control, figura (25), obtenido así la siguiente ecuación.

$$\delta m = \rho \delta v \quad (48)$$

Si se toma en cuenta que la masa se conserva durante todo el trayecto, la derivada temporal es.

$$\frac{D(\delta m)}{Dt_{tiempo}} = 0 \quad (49)$$

Así pues, con base en el enunciado anterior, se tiene.

$$\frac{D\rho}{Dt_{tiempo}} + \rho \left[ \frac{1}{\delta v} \cdot \frac{D(\delta v)}{Dt_{tiempo}} \right] = 0 \quad (50)$$

Esta ecuación explica que el incremento de masa en un volumen de control depende del flujo másico. Así mismo, la masa no se crea ni se destruye, salvo ciertos casos en donde esto no se cumple, tales como las reacciones nucleares.

Si se tiene un flujo incompresible, es decir, la densidad no varía con el tiempo, la ecuación (50) se reduce a:

$$\text{si } \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (51)$$

$$\frac{D\rho}{Dt_{tiempo}} = 0 \quad (52)$$

## 2.1.2 Ecuación de conservación de momento

La ecuación de momento lineal se basa en la segunda ley de Newton ( $F_x = ma$ ) en la cual, se toma en cuenta un elemento de un fluido en movimiento, en donde dicho movimiento se ve afectado por dos tipos de fuerzas: las fuerzas de cuerpo y las fuerzas de superficie.

Las fuerzas de cuerpo son aquellas que no tienen contacto con el volumen de control, es decir, que actúan indirectamente, tales como la gravedad o las fuerzas electromagnéticas.

Las fuerzas de superficie son aquellas que actúan directamente en el volumen de control, tales como los esfuerzos cortantes y los esfuerzos normales.

La ecuación de momentos se expresa en función a las coordenadas.

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t_{tiempo}} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (53)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t_{tiempo}} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \quad (53)$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t_{tiempo}} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (54)$$

En la parte izquierda se tiene la aceleración de la partícula; así mismo, la primera parte del lado derecho representa a las fuerzas de cuerpo, es decir la gravedad y densidad. El segundo término de la derecha representa la variación de la presión según el plano cartesiano de referencia, y los tres últimos términos, en donde se encuentra los esfuerzos cortantes en cada plano, representan las fuerzas viscosas.

### 2.1.3 Ecuación de la energía<sup>1</sup>

La ecuación de la energía se basa en la primera ley de la termodinámica, la cual consta del flujo de calor ( $q$ ), ( $W$ ) que es el trabajo hecho por el elemento debido a las fuerzas de superficie en el volumen de control y el cambio de energía interna dentro del elemento ( $\Delta U$ ).

$$q - W = \Delta U \quad (55)$$

Se considera un volumen de control, figura (26), en donde se especifican todas las fuerzas en dirección x.

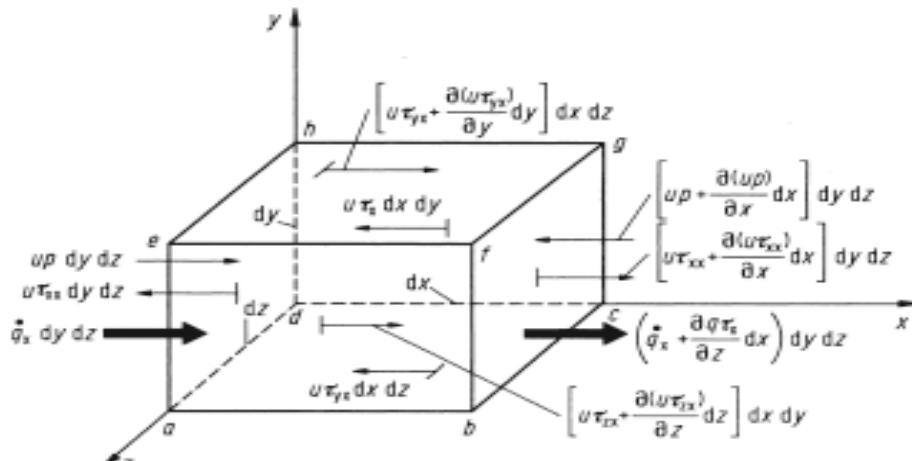


Fig. 26 Volumen de control, ecuación de la energía [2]

<sup>1</sup> Wendth, J., Anderson J., Degrez G., & Dick E., et al. (2009). Computational Fluid Dynamics. Bélgica.

El trabajo debido a las fuerzas de superficie que mueven un elemento del volumen de control, es decir, la velocidad  $U$  viene dado por.

$$\rho \vec{f} \cdot \vec{U}(dx dy dz) \quad (56)$$

Para obtener el trabajo hecho debido a las fuerzas de superficie en dirección  $x$ , por la presión en las caras ADEH y la cara FGCB, teniendo en cuenta el marco de referencia para los signos

$$\left[ up - \left( up + \frac{\partial(up)}{\partial x} dx \right) \right] dy dz = - \frac{\partial y(up)}{\partial x} dx dy dz \quad (57)$$

Por lo tanto el trabajo total en  $x$  está dado por la siguiente ecuación

$$\left[ - \frac{\partial(up)}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial x} \right] dx dy dz \quad (58)$$

Siguiendo el mismo razonamiento anterior, se obtienen las coordenadas en  $Y$  y  $Z$  para así obtener el trabajo debido a las fuerzas de superficie total en el volumen de control.

$$\begin{aligned} W = & \left[ - \left( \frac{\partial(up)}{\partial x} + \frac{\partial(vp)}{\partial x} + \frac{\partial(wp)}{\partial x} \right) + \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} \right. \\ & \left. + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] (dx dy dz) + \rho \\ & \cdot \vec{U}(dx dy dz) \end{aligned} \quad (59)$$

Para el flujo de calor se debe tener en cuenta que este puede ser debido a un gradiente de temperatura por parte del volumen de control.

Se tiene en cuenta el flujo de calor en el elemento del volumen de control.

$$\rho \dot{q} dx dy dz \quad (60)$$

En la figura (26), se tiene un balance de flujo de calor en el eje  $x$  por conducción térmica

$$\left[ q_x - \left( q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) \right] dy dz = - \frac{\partial q_x}{\partial x} dx dy dz \quad (61)$$

Sumando las ecuaciones (61) y (62) y aplicando los mismos pasos para las coordenadas ( $z$ ) y ( $y$ ), se tiene finalmente.

$$\left[ \dot{q}_x - \left( \dot{q}_x + \frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} dx \right) \right] dy dz = - \frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} dx dy dz \quad (62)$$

Donde el flujo de calor se relaciona con la Ley de Fourier, es decir, con el flujo de calor por conducción, por lo tanto se tiene:

$$\dot{q}_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad \dot{q}_y = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad \dot{q}_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (63)$$

Por lo tanto, el flujo de calor se puede reescribir de la siguiente manera:

$$q = \left[ \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] dx dy dz \quad (64)$$

Para el cambio de energía interna en el volumen de control, se toman en cuenta la energía cinética ( $\frac{U^2}{2}$ ) y la energía interna del fluido, así como el cambio de dicha energía por unidad de masa, teniendo finalmente una derivada sustancial, es decir:

$$\Delta U = \rho \frac{D}{Dt} \left( e + \frac{U^2}{2} \right) dx dy dz \quad (65)$$

Sustituyendo las ecuaciones (60) (65) y (66) en la ecuación (56), se tiene finalmente la ecuación de la energía.

$$\begin{aligned} & \rho \frac{D}{Dt_{tiempo}} \left( e + \frac{U^2}{2} \right) \\ &= \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial x} - \frac{\partial (wp)}{\partial x} \\ &+ \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} \\ &+ \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho \vec{f} \cdot \vec{U} \end{aligned} \quad (66)$$

## 2.1.4 Ecuación de Navier-Stokes

Las ecuaciones que rigen la mecánica de fluidos generalmente son basadas en propiedades intensivas, estas ecuaciones se relacionan con la interacción de un volumen de control con el medio que lo rodea; en consecuencia, las ecuaciones generalmente se basan en la siguiente relación:

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Incremento de propiedad} \\ \text{del fluido en el volumen de control} \\ \text{respecto al tiempo} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{Flujo de la propiedad del} \\ \text{fluido, que entra o sale del} \\ \text{volumen de control} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{Generación de la propiedad} \\ \text{del fluido en el interior} \\ \text{del volumen de control} \end{array} \right]$$

Para la ecuación de Navier-Stokes se toma en cuenta la deformación lineal del fluido, esto para fluidos newtonianos, es decir, en donde la viscosidad es constante, la cual se denota con un sufijo que indica el componente de esfuerzo:

$$e_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad e_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad e_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (67)$$

Así mismo, se tienen seis componentes más de la matriz de esfuerzos:

$$e_{xy} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad e_{xz} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad e_{zy} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (68)$$

La deformación volumétrica viene dada por la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \text{div } u \quad (69)$$

Para un fluido newtoniano, con lo ya mencionado anteriormente, los esfuerzos cortantes son:

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \text{div } u \quad \tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \text{div } u \quad \tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \text{div } u \quad (70)$$

$$\tau_{xy} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad \tau_{xz} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad \tau_{yz} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)$$

Por lo tanto, sustituyendo las ecuaciones de esfuerzos cortantes en las ecuaciones de momento y aplicando las teorías de derivadas totales se obtiene:

$$\rho \frac{Du}{Dt_{\text{tiempo}}} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \text{div } u \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{Mx} \quad (71)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt_{\text{tiempo}}} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \text{div } u \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{My} \quad (72)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt_{\text{tiempo}}} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[ 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \text{div } u \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{Mz} \quad (73)$$

Otra manera de representarla, más simple y aplicable a métodos de volumen finitos o diferencia finita para su aplicación en programas computacionales, es:

$$\rho \frac{Du}{Dt_{tiempo}} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{ grad } u) + S_{Mx} \quad (74)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt_{tiempo}} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{ grad } v) + S_{My} \quad (75)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt_{tiempo}} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{ grad } w) + S_{Mz} \quad (76)$$

### 2.1.5 Ecuación de Euler

La ecuación de Euler para turbomaquinaria es una ecuación que relaciona las características inherentes del fluido con el trabajo que este realice, esta ecuación relaciona la ecuación de la energía (67) y la ecuación de conservación de momento (53) figura (27).

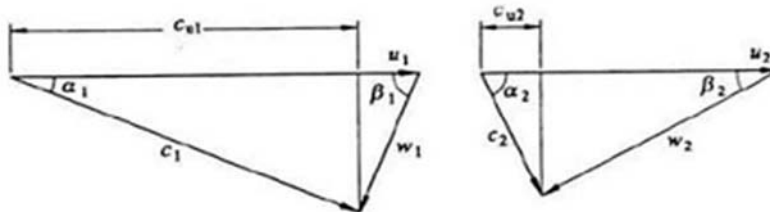


Fig.27 Triángulo de Velocidad [14]

La ecuación para obtener el caudal en una turbomaquina es:

$$Q_{caudal} = V_{media} \cdot A \quad (77)$$

Y en la ecuación de la cantidad de movimiento:

$$F = \rho Q (\vec{C}_1 - \vec{C}_2) \quad (78)$$

Ó

$$F = \dot{m} (\vec{C}_1 - \vec{C}_2) \quad (79)$$

Para obtener el momento se sabe que se multiplica la fuerza por una distancia, en este caso, el radio de la turbomáquina, es decir:



---

$$M = \dot{m}(\vec{C}_1 \cdot r_1 - \vec{C}_2 \cdot r_2) \quad (80)$$

Por lo tanto, en la ecuación de torque o par motor se tiene:

$$P = M \cdot \omega \quad (81)$$

$$P = \dot{m}(\vec{C}_1 \cdot r_1 - \vec{C}_2 \cdot r_2) \cdot \omega \quad (82)$$

Se sabe que las únicas fuerzas que intervienen en el movimiento de los álabes y producen trabajo en las turbomáquinas son las fuerzas tangenciales. Con base en la figura 27, se tiene la siguiente ecuación, llamada ecuación de Euler.

$$W_T = U_1 \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_2 \cdot C_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (83)$$

## 2.2 LEY DE LA PARED

### 2.2.1 Velocidad de fricción

Más correctamente, velocidad de fricción en la pared, que es una característica de la velocidad en flujos turbulentos y está dada por los esfuerzos cortantes y la densidad.

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (84)$$

### 2.2.2 Velocidad adimensional

La velocidad cerca de la pared y se define como:

$$u^+ = \frac{U}{u^*} \quad (85)$$

### 2.2.3 Distancia adimensional de la capa límite

Es una medida para distinguir las diferentes regiones que se encuentran cercanas a la pared; es una cantidad adimensional y mide la distancia desde la pared en términos de longitud de viscosidad.

$$y^+ = \frac{u^* y}{\nu} \quad (86)$$

## 2.2.4 Esfuerzo cortante turbulento adimensional

El esfuerzo cortante cerca de la pared está dado por la siguiente ecuación adimensional.

$$\tau_t^+ = \frac{\tau_t}{\rho u_*} \quad (87)$$

## 2.3 CAPA LÍMITE TURBULENTA

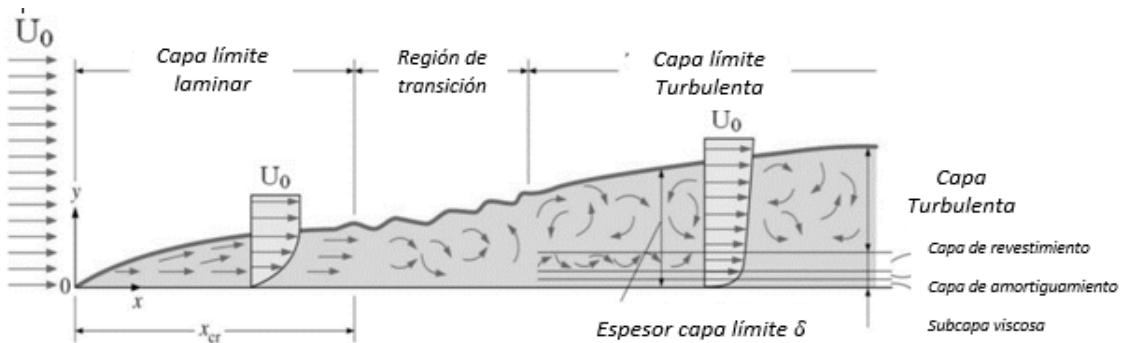
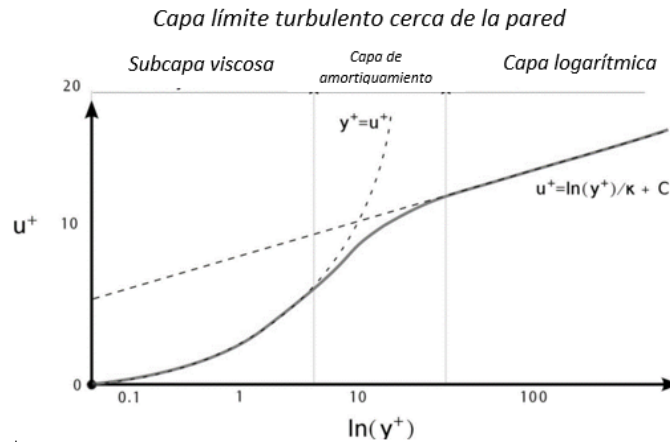


Fig. 28 Capa límite sobre placa plana, (Imagen Adaptada [15])

En la figura (28) se puede observar el flujo sobre una placa plana, la cual se divide en una zona laminar, una de transición y una totalmente turbulenta. Para esta última, se tienen subdivisiones en la capa límite, las cuales constan de la capa de revestimiento (overlap layer), capa de amortiguamiento (Buffer Layer) y subcapa viscosa (Viscous Sublayer). Figura (29)



### 2.3.1 Subcapa viscosa (Viscous Sublayer)

Muy cerca de la pared, los movimientos erráticos de los vórtices son frenados, por lo tanto, el fluido que está cerca de dicha pared se encuentra dominado principalmente por los esfuerzos viscosos en ausencia de los efectos de esfuerzos turbulentos. Por ello, se puede asumir que el esfuerzo cortante en la pared a través de toda la capa del fluido siempre es laminar.

Aplicando condiciones de frontera se obtiene:

$$u^+ = y^+ \quad (88)$$

En un rango de  $(0 \leq y^+ \leq 5)$

### 2.3.2 Capa de amortiguamiento (Buffer Layer)

Esta se da en un rango de  $(5 \leq y^+ \leq 30)$  y las leyes de la pared no entran en esta zona, ya que en esta zona se encuentra la transición de la capa viscosa, la cual es totalmente laminar y la capa de revestimiento que es turbulenta. Por lo tanto, en esta región no se muestra un comportamiento ni lineal ni logarítmico.

---

### 2.3.3 Capa de revestimiento (Overlap Layer)

A una distancia de la pared de ( $30 \leq y^+ \leq 500$ ) existe una región en donde los efectos viscosos y turbulentos son importantes; dentro de esta región, los esfuerzos cortantes se asumen como constantes y son iguales al esfuerzo cortante de la pared, que va variando gradualmente con la distancia de pared. La relación de  $y^+$  y  $u^+$  se da como sigue:

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + C^+ \quad (89)$$

## 2.4 ESFUERZO DE REYNOLDS

Los esfuerzos de Reynolds representan la transferencia de momento debido a las fluctuaciones turbulentas, principalmente resolviendo las ecuaciones de Navier Stokes con valores promedios, es decir, las componentes de la velocidad y la presión en la ecuación se sustituyen por:

$$u_i = \bar{u} + u'_i \quad (90)$$

$$p_i = \bar{p} + p' \quad (91)$$

Teniendo en cuenta que la multiplicación de dos valores fluctuantes no es cero si las magnitudes están correlacionadas, esto conlleva a un transporte neto de momentos.

Sustituyendo los valores promedio en la ecuación de Navier Stokes para un flujo incompresible se obtiene:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (92)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial (\bar{\tau}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} \quad (93)$$

En donde se puede observar un valor fuera de lo común si lo comparamos con la ecuación de Navier Stokes original, el cual es llamado esfuerzo de Reynolds.

---

$$\tau_{ij}^R = \rho \overline{u_i' u_j'} \quad (94)$$

El análisis dimensional de estos términos da como unidad fuerza/superficie y, en consecuencia, esto sugiere que una forma apropiada es considerar al flujo turbulento con valores medios temporales como un flujo laminar con la presencia de fuerzas adicionales que tienen su origen en la turbulencia. Estas fuerzas son llamadas fuerzas aparentes.

### 2.4.1 Concepto físico del esfuerzo de Reynolds.

El concepto físico de los esfuerzos de Reynolds es la suposición de un flujo en una placa plana, la cual tiene diferentes regímenes de velocidades debido a la capa límite, en donde las partículas de menor velocidad que se encuentran cerca de la superficie de la placa (punto azul) tienden a desacelerar a las partículas de mayor velocidad (puntos rojos) y viceversa, formando grandes fluctuaciones de velocidad. Figura (30)

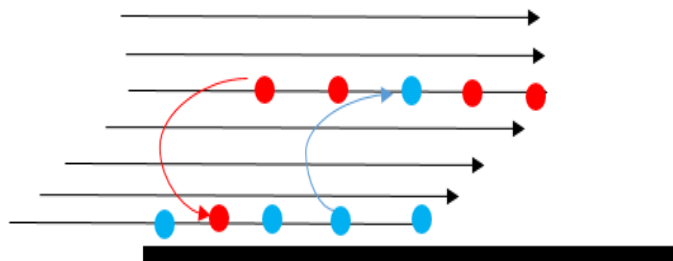


Fig. 30 Concepto físico de esfuerzo de Reynolds.

## 2.5 FLUJO TURBULENTO

Un flujo turbulento se forma toda vez que el flujo se vuelve inestable. Hay un proceso ilimitado de oscilación, como se puede observar en la figura (31) y, una vez iniciada esta, continúa perpetuamente sin desvanecerse.

Una característica esencial de los flujos turbulentos es que el campo de velocidades varía significativamente y es irregular tanto en la posición como en el tiempo.

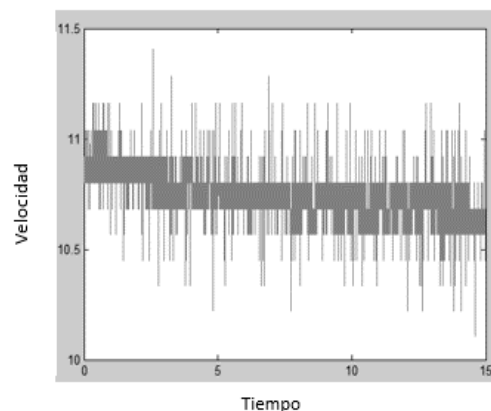
---

Los flujos turbulentos tienen la habilidad de transportar y combinar fluidos mucho más eficientemente que los flujos laminares, como fue demostrado por el experimento llevado a cabo por Osborne Reynolds en 1883. Así mismo, las tasas de transferencia de calor y masa de Sólido-Fluido y Líquido-Gas son mucho mayores en flujos turbulentos.

El flujo turbulento es Auto-Sostenido; este proceso aún no está bien definido, pero lo que ocurre es que se genera más turbulencia, manteniendo así el movimiento errático.

### 2.5.1 Principales características de flujos turbulentos

Los flujos turbulentos son difusivos, ya que el movimiento errático de las moléculas del gas es el responsable de la difusión térmica, difusión viscosa y la difusión másica.



*Fig. 31 Fluctuación de velocidad de un flujo turbulento de experimento en hilo caliente  
LABINTHAP-IPN-2003*

Todos los flujos turbulentos tienen procesos que cambian la longitud de los vórtices; este proceso actúa en dos direcciones, la primera donde los vórtices crecen, haciéndolos más largos, alcanzando en algunos casos el espesor de la región turbulenta. Y la segunda donde este proceso disminuye el tamaño de los vórtices.

Los flujos turbulentos son disipados, ya que los pequeños vórtices tienden a dominar sobre todo el flujo turbulento. Estos disipan energía y tienden a destruirse por sí solos; por ello, para que un flujo turbulento sea auto-sostenido, es necesaria la producción de pequeños vórtices.

---

## 2.6 CASCADA DE ENERGÍA

Cuando un fluido interactúa con una determinada superficie, se crean vórtices, los cuales varían en función de su tamaño, longitud, o velocidad. Sin embargo, en un principio se tienen vórtices de gran tamaño que, debido a la disipación de energía, se van formando en otros más pequeños hasta llegar a un equilibrio. Esta característica se cuantifica y se estudia, según los tamaños de los vórtices, en una escala de turbulencia.

### 2.6.1 Escala de turbulencia

#### 2.6.1.1 Macroescala

Este tipo de escala de estudio se enfoca en los vórtices grandes que tienen como característica principal que poseen la misma velocidad y dependen en gran medida de la dirección del flujo principal, es decir, son anisotrópicos.

#### 2.6.1.2 Sub Rango Inercial o Rango intermedio

Es el rango en el que se transfiere energía, desde la escala mayor de los vórtices hasta una escala menor. En ese intermedio no se tiene una disipación de energía total y se caracteriza por tener una velocidad ( $u_l$ ), una longitud característica ( $l$ ) y un tiempo ( $t$ ).

Esta zona intermedia se caracteriza por una pendiente  $-5/3$ , figura (32), y se determina el espectro de energía turbulenta  $E(k)$  mediante la ley de Kolmogorov.

$$E(k) = \alpha \varepsilon_{dp}^{2/3} k_{onda}^{-5/3} \quad (95)$$

Donde  $\alpha$  es una constante con valor de 1.5

$\varepsilon_{dp}$  es la tasa de disipación viscosa

$k_{onda}$  es el número de onda  $k = \frac{2\pi U}{l}$  se relaciona con la longitud del vórtices.

### 2.6.1.3 Microescala

Esta es la escala más pequeña de los vórtices, donde prácticamente ya se han disipado. Este caso se caracteriza por tener el número de Reynolds local igual a 1 y se denota a la longitud característica ( $\eta$ ), la velocidad ( $u_\eta$ ) y tiempo ( $t$ ).

En referencia al número de Reynolds y la teoría de cascada de energía, se tiene una expresión para cada escala de valor característico, llamada también escala de Kolmogorov, es decir:

$$\eta = \left( \nu^3 / \varepsilon \right)^{1/4} \quad u_\eta = (\nu \varepsilon)^{1/4} \quad t = (\nu / \varepsilon)^{1/2} \quad (96)$$

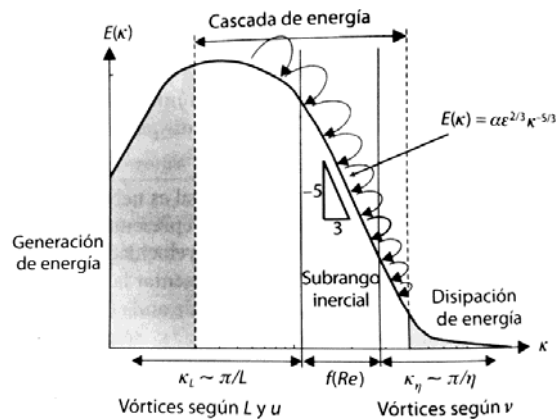


Fig. 32 escala de Turbulencia [1]

## 2.7 MODELOS NUMÉRICOS DE TURBULENCIA.

Una de las principales características de la turbulencia es su comportamiento errático, lo que lleva a desarrollar grandes fluctuaciones de velocidad. Por lo tanto, para realizar un análisis correcto del comportamiento, es necesario remontarse a las diferentes teorías estadísticas. Sin embargo, el problema radica es unir estas teorías con las ecuaciones que rigen el comportamiento de los fluidos, tal y como las ecuaciones de Navier Stokes.

A raíz del desarrollo de la dinámica de fluidos computacionales, se han realizado diferentes métodos de análisis de los flujos turbulentos, los cuales se basan principalmente en tres métodos de análisis numéricos: el primero es la simulación



---

numérica directa (DNS), que es el que más recursos computacionales requiere, ya que necesita un mallado demasiado fino, así como también un adecuado hardware para la simulación.

El segundo es la simulación de vórtices grandes (LES), la cual tiene como principio que la energía turbulenta está contenida en los vórtices grandes. En este caso no se necesita un mallado tan fino; por lo tanto, no se requieren demasiados recursos computacionales. Sin embargo, sólo se utiliza como aproximación y en ciertas aplicaciones en donde no se toman en cuenta los efectos de las pequeñas escalas turbulentas.

El último caso es el promedio de las ecuaciones de Navier-Stokes con Reynolds (RANS). Es uno de los métodos más usados hoy en día, debido a su gran aproximación y su escasa necesidad de recursos computacionales; en este caso, para el cierre de las ecuaciones de Navier-Stokes, se modelan los diferentes patrones turbulentos teniendo en cuenta las diferentes aplicaciones que se requieran.

### 2.7.1 Simulación Numérica Directa (DNS)

Es la más exacta de todas las aproximaciones, ya que resuelve directamente las ecuaciones de Navier-Stokes en 3ra dimensión. Su principal característica es que resuelve todas las escalas de turbulencia, lo que a su vez lo convierte en una gran desventaja, especialmente a grandes números de Reynolds y en geometrías complejas en donde los costos computacionales pueden ser incalculables. Por ello, el uso de este método es exclusivo en el campo de la investigación, en donde la aplicación de bajos número de Reynolds ayuda a obtener un mayor entendimiento del comportamiento de los flujos turbulentos que, de otra manera, sería imposible de estudiar.

## 2.7.2 Simulación de Vórtices Grandes (LES)<sup>1</sup>

Es una aproximación intermedia entre el RANS y el DNS debido a que sólo toma en cuenta los vórtices grandes y los pequeños son modelados figura (33); esto debido que los pequeños vórtices sólo se encargan de la disipación, mientras que los vórtices de gran tamaño son los encargados de la transferencia de energía y momento. El hecho de analizar sólo este tipo de vórtice, hace que se puedan tener grandes espacios temporales, así como un mallado más fino incluso que en el análisis de RANS.

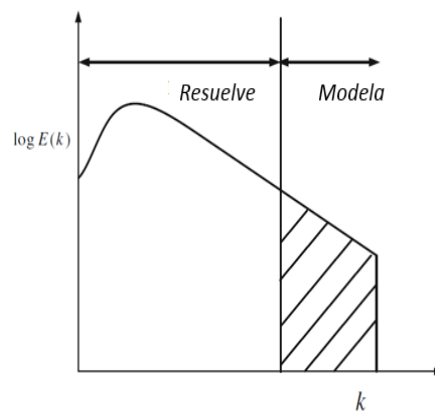


Fig. 33 Análisis de LES en función al espectro de energía turbulenta  $E(k)$  [12]

Matemáticamente, la técnica de simulación LES se basa en un promediado espacial, con base en la utilización de filtros o tamaños de mallas, que sirven para dimensionar las diferentes escalas turbulentas. Sin embargo, la micro escala se modela usando la técnica de submalla (Subgrid Scale Model SGS).

Debido a esto, las ecuación de Navier – Stokes, aplicando lo antes ya mencionado, queda como:

$$\frac{\partial(\rho \bar{v}_i)}{\partial t_{tiempo}} + \nabla(\rho \bar{v}_i \bar{v}_j) = -\nabla \bar{p} + \nabla(\mu \nabla \bar{v}_i) - \nabla \tau_{ij} \quad (97)$$

Donde el término  $(\nabla \tau_{ij})$  son las tensiones turbulentas de la subescala, respecto con la ecuación (99). Estas poseen un tratamiento relativamente sencillo debido a las características inherentes de las pequeñas escalas.

<sup>1</sup> Para más información de la simulación de vórtices grandes (LES) consultar referencia [1] PP. 270 y [12] PP. 93

$$\nabla \tau_{ij} = \rho [\overline{v_i v_j} - \overline{v_i} \overline{v_j}] \quad (98)$$

Así pues, para que los resultados obtenidos sean aceptables se debe calcular entre el 50% y el 80% de la energía cinética del flujo turbulento.

### 2.7.3 El Promedio de las Ecuaciones de Navier-Stokes (RANS)

Este modelo numérico se basa principalmente en la naturaleza aleatoria de la turbulencia, promediando las ecuaciones de Navier-Stokes, obteniendo así un término excedente, ecuación (100), conocido como el esfuerzo de Reynolds.

$$\frac{\partial \overline{v_i}}{\partial t_{tiempo}} + \nabla(\overline{v_i v_j}) = -\frac{1}{\rho} \nabla \overline{p} + \nabla(v \nabla \overline{v_i}) - \underbrace{\frac{1}{\rho} \nabla(\rho \overline{v_i v_j})}_{\text{Esfuerzo de Reynolds}} \quad (99)$$

Los esfuerzos de Reynolds generan seis incógnitas más quedando claro que el número de incógnitas es mayor al número de ecuaciones que se tienen.

Los esfuerzos de Reynolds generan tres esfuerzos turbulentos normales:

$$\tau_{xx} = -\rho \overline{u'^2} \quad \tau_{yy} = -\rho \overline{v'^2} \quad \tau_{xy} = -\rho \overline{u'v'} \quad (100)$$

Y tres esfuerzos turbulentos cortantes:

$$\tau_{xz} = -\rho \overline{u'w'} \quad \tau_{yz} = -\rho \overline{v'w'} \quad \tau_{zx} = -\rho \overline{w'^2} \quad (101)$$

En este caso, u, v y w son las componentes de la velocidad. Y, debido a ello, dichas incógnitas se deben de modelar matemáticamente con base en teorías estadísticas.

Por lo anterior, se propusieron varias teorías para la resolución de dichas incógnitas.

Una de ellas es la Hipótesis de Boussinesq, la cual implica que las teorías viscosas se comportan de la misma manera que los esfuerzos de Reynolds:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{v_i v_j} \approx \mu_t \left( \frac{\partial \overline{v_i}}{\partial x_j} - \frac{\partial \overline{v_j}}{\partial x_i} \right) \quad (102)$$

Donde ( $\mu_t$ ) es el factor de proporcionalidad, llamado viscosidad turbulenta, mismo que puede ser tanto un modelo como una constante. En los inicios se tenía una constante, la cual tenía buenos resultados con el análisis de fenómenos sencillo. Años más tarde,

debido a diferentes estudios que se tenían en esta área, se le agregaron más términos, tales como el de energía cinética turbulenta: ecuación (104), que se le sumaba algebraicamente a la idea original de Boussinesq; ecuación (103), además de diferentes tipos de modelos, haciendo así más exactos los resultados obtenidos.

$$\frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \quad (103)$$

### 2.7.4 Modelo Spalart-Allmaras

Modelo desarrollado principalmente para la solución de problemas aerodinámicos con pocos desprendimientos y pequeñas capas límites. Una de sus principales características es su bajo costo computacional debido a la sencillez de su ecuación a resolver.

La ecuación a resolver para un flujo incompresible es:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \bar{v}_j \frac{\partial \bar{v}}{\partial x_j} = G_v + \frac{1}{\sigma_v} \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \rho \bar{v}) \frac{\partial \bar{v}}{\partial x_j} \right] + C_{b2} \rho \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - G_v + S_v \quad (104)$$

Donde  $G_v$  es el término de producción de viscosidad turbulenta,  $Y_v$  es el término de destrucción debido a la interacción del flujo con una geometría, mientras que  $\sigma_v = 2/3$  y  $C_{b2} = 0.662$  son constantes.

Para este caso, la viscosidad turbulenta está dada por una relación de viscosidad turbulenta modificada, es decir:

$$\mu_t = f(\bar{v}) \quad (105)$$

### 2.7.5 Modelo k-epsilon

Es uno de los modelos de turbulencia más aceptados debido a su gran precisión para el análisis de flujos turbulentos, tanto confinados, como externos, así como el estudio de transferencia de calor. Es por ello que se han realizado muchas investigaciones con este modelo, lo que ha contribuido a su mejora y a la aparición de diferentes variantes, tales como el modelo Realizable k- $\epsilon$  y el modelo RNG k- $\epsilon$ .

Este modelo se basa principalmente en la solución de dos ecuaciones simultáneamente: la primera ecuación de transporte para la energía cinética turbulenta (k) y la tasa de disipación ( $\varepsilon$ ); esto combinado con determinadas constantes que son básicamente resultados de experimentos realizados en diferentes tipos de fluido.

La ecuación de transporte de energía cinética (k), se obtiene con respecto a un promediado de las ecuaciones de Navier–Stokes y las componentes de la turbulencia que se obtienen;

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (106)$$

La tasa de disipación ( $\varepsilon$ ) se basa en el tensor fluctuante de deformaciones:

$$\varepsilon = \nu \left( \frac{\partial v'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v'_j}{\partial x_i} \right) \quad (107)$$

En este caso, la viscosidad turbulenta se calcula en función de la energía cinética turbulenta k y la tasa de disipación:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (108)$$

Donde  $C_\mu = 0.09$  es una constante obtenida experimentalmente con base en las características del fluido.

### 2.7.6 Modelo k- $\omega$

Este modelo se desarrolló para el análisis de bajo número de Reynolds. Tiene una gran semejanza con el método anterior; sin embargo, debido a la característica del flujo a estos números de Reynolds, posee otra constante ( $\omega$ ) que es el transporte para la tasa específica de disipación y es la relación entre (k) y ( $\varepsilon$ ).

Las ecuaciones que rigen este modelo son:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \beta^* f_\beta k \omega \quad (109)$$

---


$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega\bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) + \frac{\partial\omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho\beta f_\beta \omega^2 \quad (110)$$

Para la viscosidad turbulenta se tiene la siguiente expresión, en donde se relaciona el término agregado de disipación:

$$\mu_t = a^* \rho \frac{k}{\omega} \quad (111)$$

Donde la contante ( $a^*$ ) se encarga de eliminar los efectos de la viscosidad turbulenta, mismos que no son válidos a bajos número de Reynolds.

## 2.8 MÉTODO DE SOLUCIÓN NUMÉRICA

Existen diferentes tipos de solución de problemas, dependiendo del grado de exactitud que se requiera, así como la aplicación y las capacidades computacionales con las que se cuente.

Los principales métodos de solución son:

### 2.8.1 Solución por Diferencias Finitas

Este se basa principalmente en la serie de Taylor y su gran ventaja es el hecho de ser muy eficiente para mallas no estructuradas.

### 2.8.2 Solución por Volúmenes Finitos

En este método se tiene una integración de diferentes volúmenes de control con base en el mallado. Su gran ventaja es su fácil implementación y el uso de las ecuaciones constitutivas en forma conservativa, es decir, el volumen de control se mueve en dirección al fluido y lo hace altamente eficiente en una implementación computacional robusta. Es el método más usado para el análisis de flujos de fluido.

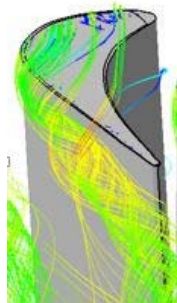
---

### 2.8.3 Solución por Elemento Finito

Es el método más utilizado para análisis estructurales y se basa en el principio de residuo ponderado, en donde los elementos son modelados con un arreglo discreto, obteniendo así un conjunto finito de incógnitas.

### 2.8.4 Solución por Métodos Espectrales

Método que se basa principalmente en el uso de series de Taylor; por ello su implementación, además de ser un área en pleno desarrollo, posee una gran exactitud.



*Fig. 34 Solución mediante métodos numéricos (línea de corriente alrededor de un álabe)*

Los métodos más usados por su fácil aplicación y eficacia son: el elemento finito y volúmenes finitos, debido a su gran capacidad de análisis de figuras complejas figura (34).

## 2.9 MALLADO

La generación de malla es uno de los pasos más importantes para el análisis computacional, ya que, con base en esta, se obtienen los resultados de la simulación y qué tan cercanos a la realidad puedan ser dichos resultados.

Para la discretización de las ecuaciones constitutivas por medio de elementos finitos o volúmenes finitos, es necesario un número finito de celdas, que son los elementos que componen el mallado. Dichas celdas, a su vez, se componen de un centroide, que se

---

encuentra limitado por cara; así pues, cada elemento de la malla está anclado a un respectivo nodo. Figura (35)

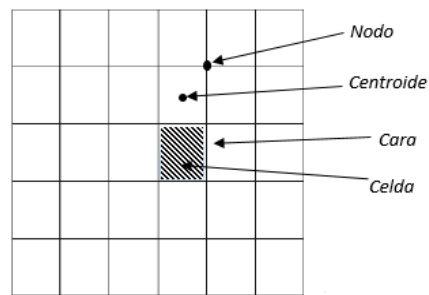


Fig. 35 Parte de una malla estructurada

## 2.9.1 Tipo de mallado

Existen dos tipos de mallado, los cuales están en función de la complejidad de la geometría y del caso a resolver.

### 2.9.1.1 La malla estructurada

Es una de las mejores en términos de prestaciones computacionales, y se identifican cuando los ejes de referencias se pueden transportar a un nodo alineándose con la malla, lo que facilita los cálculos y mejora la exactitud de los resultados. Generalmente, debido a sus características repetitivas, se suelen generar scripts o pequeños programas para generar este tipo de mallado automáticamente.

Este tipo de mallas estructuradas se clasifican en:

#### 2.9.1.2 Mallas uniformes

Este tipo de mallas estructuradas se identifican cuando el volumen de control se encuentra del mismo tamaño. Figura (36-a)

#### 2.9.1.3 Mallas no uniformes

En estas mallas no existen distancias equidistantes, sin embargo, mantienen una misma forma. Por ejemplo, las mallas se pueden apilar para observar diferentes fenómenos, tales como los que se tienen dentro de la capa límite. Figura (36-b).



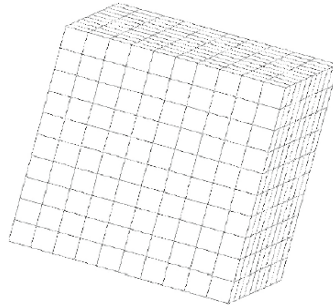
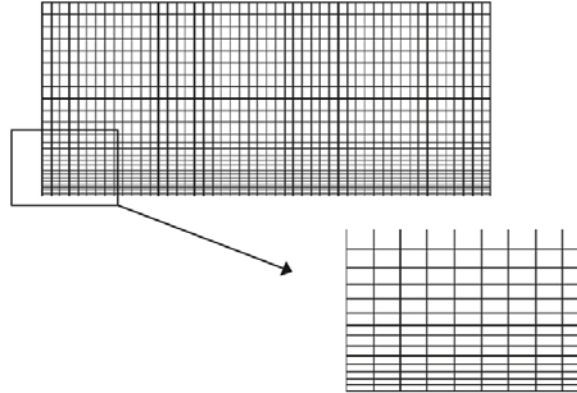


Fig. 36 (a) Malla Uniforme



(b) Mallas no uniformes [2]

#### 2.9.1.4 Mallado body-fitted estructurada

Este tipo de mallado es en forma curvilínea para adaptarse a las formas geométricas. En general, este tipo de mallado es utilizado como forma de transición de diferentes tamaños de celda.

### 2.9.2 Malla no estructurada

Este tipo de malla es uno de los más usados en el área de CFD; esto debido a su gran adaptabilidad en diferentes geometrías complejas. Este tipo de mallado, debido a su característica, usa celdas tetraédricas y triangulares para ocupar cada espacio de la geometría, lo que le da una gran ventaja a la hora de refinar dicha malla en algún lugar en específico de la geometría sin afectar las celdas colindantes. Este tipo de malla se caracteriza por tener las siguientes formas en su elemento.

#### 2.9.2.1 Malla híbrida

Debido a que una de las grandes desventajas es la capacidad de analizar la capa límite, es que usa una malla estructurada en el área de análisis de la capa límite y fuera de ella una malla no estructurada. Figura (37).

---

### 2.9.2.2 Malla triangular

Es una de las más sencillas de implementar debido a su gran ventaja de adaptarse a las geometrías complejas, en muchos casos es el mallado que se da de forma predeterminada en muchos software de CFD. Figura (37-b).

### 2.9.2.3 Malla cuadrilátera

Este tipo de malla tiende a ser más eficiente que las triangulares ya que necesita menos recursos computacionales para su análisis. Consiste en una organización de mallas cuadriláteras colocadas de manera aleatoria sobre la geometría, figura (37-c).

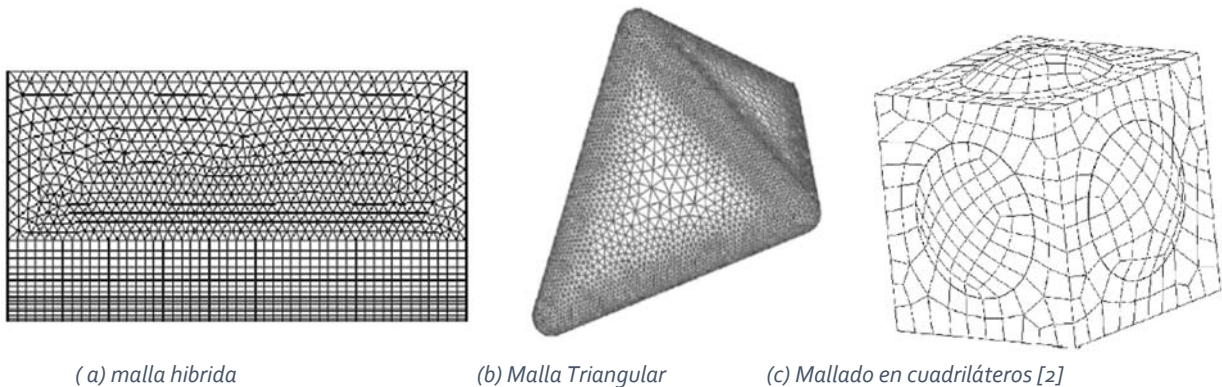


Fig. 37 Tipo de malla no estructurada

En conclusión se tiene que el mallado debe ser lo más homogéneo posible, es decir, evitar los saltos de tamaño de celda y, si es necesario, realizarlo de la manera más suave posible, es decir, aumentando el tamaño de celda a medida que avanza en la longitud de la geometría. Así mismo, se deben evitar grandes relaciones de aspecto; si el mallado es en 2D, verificar que  $(\Delta x \approx \Delta y)$ . Este último puede ser válido en análisis de capa límite en donde es necesaria una gran aglomeración de celdas.

---

## Referencia (Capítulo II)

- [1] Fernández, J. (2012). Técnicas Numéricas en Ingeniería de Fluidos. España: Reverté.
- [2] Wendth, J., Anderson J., Degrez G., & Dick E., et al. (2009). Computational Fluid Dynamics. Belgica.
- [3] Shapiro H. (1984) Fluid Dynamics. Massachusetts Institute of Technology (MIT)
- [4] Frederick W., (1935). “Aerodynamics Theory Vol III”, Division G-The mechanics of Viscous Flow L. Prandtl. Berlin: Springer.
- [5] Pope S. (2000). Turbulent Flow. England: Cambridge University Press.
- [6] Schlichting H., (1979). Boundary Layer Theory. USA: McGraw-Hill.
- [7] Patankar S., (1980). Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. USA: McGraw-Hill.
- [8] Panton R. (2013). Incompressible flow. USA: Wiley; 4 edition
- [9] Versteeg H., Malalasekera W. (1995). An introduction to computational fluid dynamics, USA: Pearson second edition.
- [10] Díaz N. (1996) Mecánica de Fluidos Computacional Para Ingeniería. España: Universidad de Zaragoza
- [11] Moukalled F., Mangani L., Darwish M., (2015). The finite volumen method in computational fluid dynamics. USA: Springer.
- [12] Dewan A., (2011). Tackling Turbulent Flows in Engineering. USA: Springer.
- [13] MIT. (2005). Thermodynamics notes. 2017, de MIT Sitio web: <http://web.mit.edu/16.unified/www/SPRING/thermodynamics/notes/node91.htm>
- [14] Soriano J., (1996), Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas. España: Ed.: Ciencia 4ª edición.
- [15] Çengel Y., Cimbala J., (2011). Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications. USA: McGraw-Hill Higher Education



*Fig. 38 Geometría de difusor de vórtice*

# CAPÍTULO III

## Geometría y Mallado de Difusores de Vórtices

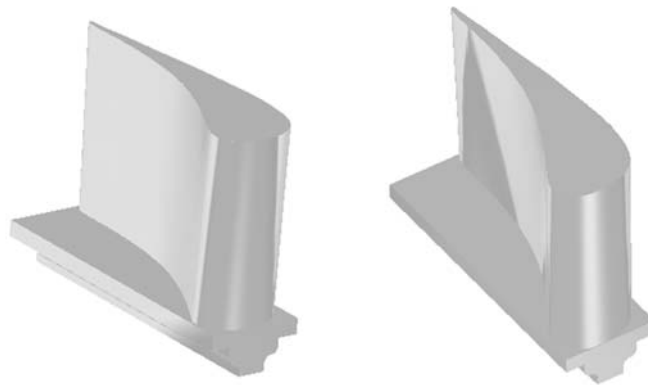
---

## 3.1 CARACTERÍSTICAS DE LA GEOMETRÍA DEL DIFUSOR DE VÓRTICES.

Los difusores de vórtices que se probarán en el álabe de la turbina del motor CFM56 se basaron los antecedentes que se tienen (1.1 Estado del arte); se contará con 5 casos y se realizará el análisis lo más apegado posible al funcionamiento del motor CFM56. Por lo tanto, fue necesaria la realización de la etapa de turbina de alta presión para dicho motor, es decir que se tiene tanto el estator como el rotor. Los perfiles aerodinámicos fueron obtenidos con base en los manuales de dicho motor mediante la generación de los puntos en AutoCAD, mismos que fueron exportados a CATIA V5 y posteriormente en Autogrid para su mallado y a Fine/Turbo para su análisis, ambos módulos del software Numeca.

### 3.1.2 Estator

El motor CFM56 cuenta con un total de 36 álabes estatores con una altura de 60 mm, desde la raíz del álabe hasta la punta, y una cuerda de 90 mm, datos que fueron obtenidos del manual del motor. Estator, figura (39), Apéndice A-1.



*Fig. 39 Estator CFM56*

### 3.1.3 Caso A (álabe con punta plana)

Álabe del rotor con punta plana y carcasa del motor con un claro (distancia entre punta de álabe y carcaza) de 3 mm, es decir; que se tiene una relación de altura de álabe y claro del 5%, misma que se mantiene constante en todos los casos. El motor CFM56 cuenta con una corona de 85 álabes, figuras (40-41), apéndice A.

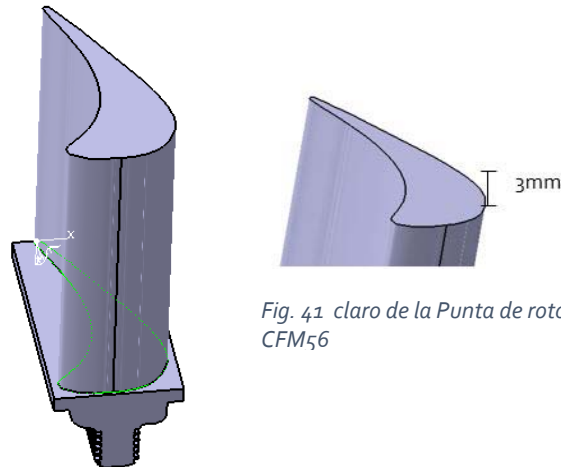


Fig. 41 claro de la Punta de rotor plana CFM56

Fig. 41o Rotor con punta plana CFM56

### 3.1.4 Caso B (álabe con difusor de vórtice en lado de succión)

En el caso B se tiene un difusor de vórtice en el borde de ataque y el lado de succión con un ancho de 5 mm constantes en toda la geometría, con un espesor de 1 mm figura (42), apéndice B.

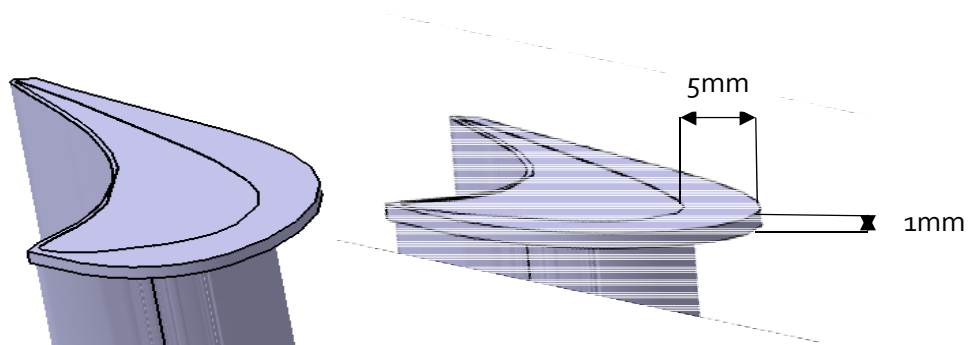
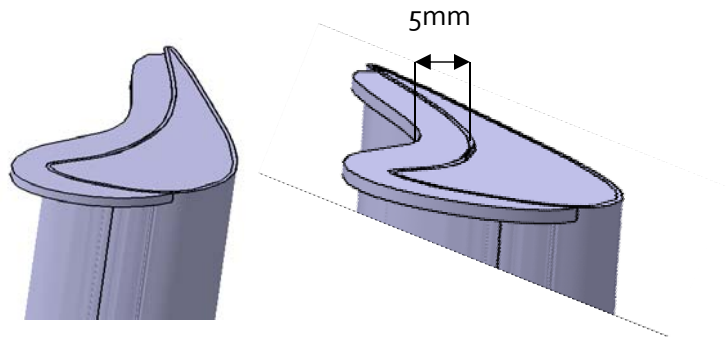


Fig. 42 Rotor con difusor de vórtice en lado de succion CFM56

---

### 3.1.5 Caso C (álabe con difusor de vórtice en lado de presión)

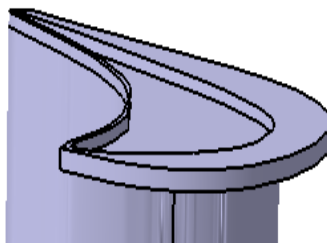
En el caso C se tiene un difusor de vórtice en el borde de ataque y el lado de presión con un ancho constante de 5mm y un espesor de 1mm, figura (43), apéndice C.



*Fig. 43 Rotor con difusor de vórtice en lado de presión CFM56*

### 3.1.6 Caso D (difusor de vórtice en zona de succión y cavidad)

En el caso D, como se observa en la siguiente figura (44), se tiene un difusor de vórtice en el borde de ataque y el lado de succión con un ancho de 5mm y espesor de 1mm y cavidad en toda la punta del álabe con una dimensión de 1mm, apéndice D.

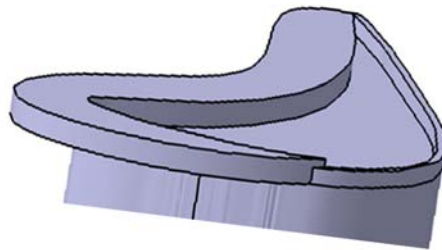


*Fig. 44 Rotor con difusor de vórtice en lado de succiónCFM56 y Squealer*

---

### 3.1.7 Caso E (difusor de vórtice en zona de presión y cavidad)

Para el caso E, se tiene un difusor de vórtice en el borde de ataque y el lado de presión con un ancho constante en toda la geometría de 5 mm y cavidad en toda la punta del álabe con un espesor de 1mm, figura (45), apéndice E.

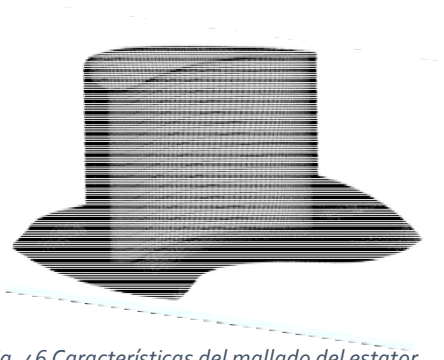


*Fig. 45 Rotor con difusor de vórtice en lado de presión CFM56 y Cavidad*

## 3.2 CARACTERÍSTICAS DEL MALLADO

### 3.2.1 Estator

Para el mallado del estator de la figura (46), se importaron las coordenadas y se obtuvo el perfil tanto de raíz como de punta de álabe. Para realizar el álabe en AutoGrid 5 8.7, se le colocaron las fronteras de entrada extensas para que el flujo se estabilizara. El tipo de mallado es estructurado con una topología HOH. Con base en el número de Reynolds de  $7.6490 \times 10^6$  y un  $y^+$  de 1, con una longitud característica de 90 mm, el ancho de los elementos en la pared es de 0.00034112mm.



*Fig. 46 Características del mallado del estator*



---

### 3.2.2 Rotor

En el mallado del rotor, se realizó la exportación de las coordenadas obtenidas de los manuales del motor CFM56 por medio de AutoCAD, los perfiles se obtuvieron tanto de raíz como de punta y en Numeca AutodGrid 5.0 se realizó un mallado HOH, figura (47).

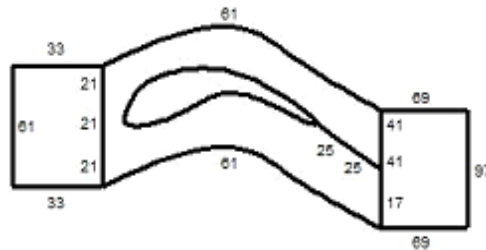


Fig. 47 Mallado tipo HOH

El mallado se realizó de manera estructurada, cuidando la distancia en la pared de los álabes para un  $y^+$  de 1 y un número de Reynolds de  $2.125404 \times 10^6$ , obteniendo un ancho de los elementos en la pared de 0.00031309, figura (48).

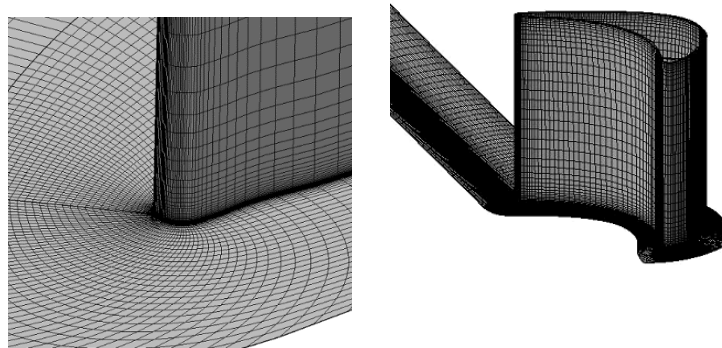
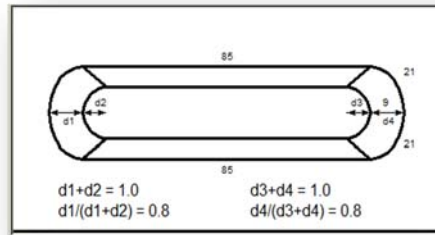


Fig. 48 Características de mallado de rotor

El mallado en el espacio entre la punta del álabes y la carcasa es un tipo de mallado con topología mariposa, figura (49).



*Fig. 4.9 Mallado tipo mariposa*

Para obtener mejores resultados en la punta de los álabes, las fronteras de la salida del rotor se hicieron alejadas. Por otra parte, se realizó un mallado lo más uniformemente posible, teniendo en cuenta las zonas de estudio y las capacidades computacionales con la que se cuenta.

### 3.2.3 Rotor con Difusor de Vórtices

Para el diseño de los difusores de vórtices se utilizó Catia V5. Se dibujaron por computadora los difusores de vórtice, con base en los perfiles ya previamente obtenidos de los álabes del CFM56, para posteriormente, basándose en la distancia de paso entre dichos álabes, obtener el ancho de los difusores de vórtices que, en este caso, fue de 5 mm. Una vez dibujados, se obtuvieron en Catia V5 las coordenadas de los puntos de los difusores de vórtice tanto en el lado de presión como en el lado de succión (**apéndice F y apéndice G**).

Para el mallado de los difusores de vórtices, tanto para el lado de succión como para el lado de presión, se usó Numeca, AutoGrid 5.0. De la misma manera que en el caso anterior, se colocaron los perfiles del álabes en orden hasta llegar a la punta, en donde se importaron las coordenadas de los perfiles en tres distintas partes con diferente altura y así obtener la forma deseada.

Se mallaron los difusores de vórtice teniendo en cuenta el número de elementos en los bordes de la punta del álabes, así como también el número de nodos en la distancia entre la punta del álabes y la carcasa del motor, mismo que es un mallado tipo mariposa, teniendo en cuenta las características que se obtuvieron en el análisis de convergencia de malla, figura (50).

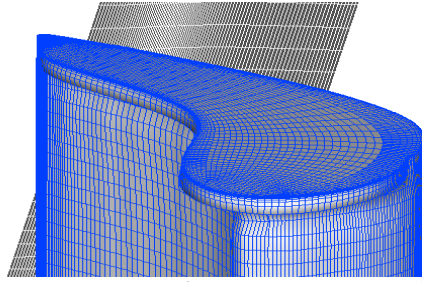


Fig. 50 Características de mallado con difusor de vórtice

### 3.2.4 Rotor con Difusor De Vórtice y Cavity

Para este caso se utilizó Numeca AutoGrid5 8.7. Previamente, ya se habían hecho los difusores de vórtice, por lo tanto, con base en lo anterior, se le adicionó la cavity, misma que viene como opción predeterminada colocando el álabe como cuerpo sólido, lo cual le agrega a la punta la cavity. Para la implementación en esta investigación, será completo, es decir, que estará tanto en la zona de succión como en la zona de presión.

Para generar las dimensiones de la cavity, se presenta una opción en donde se cambian las dimensiones tanto de borde de ataque como del borde de salida siguiendo el porcentaje de la cuerda del álabe. En este caso se tiene la siguiente longitud de la cavity. Figura (51).

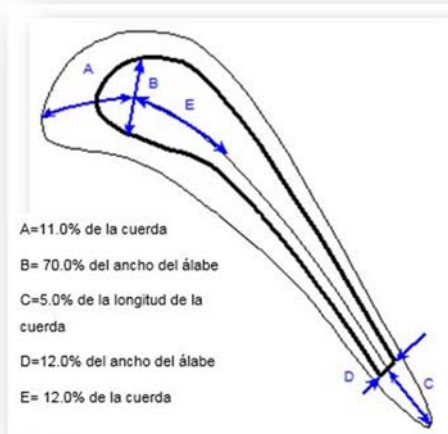


Fig. 51 Geometría de Cavity

Tabla 2 Dimensiones en mm de la Cavity

Cuerda	47 mm
A=11%	5.28 mm
B=30%	14.4 mm
C=5%	2.4 mm
D=12%	5.76 mm
E=12%	5.76 mm

Por otra parte, se configuró el número de nodos internos, con un total de 21 nodos combinándose con el mallado en mariposa de la distancia entre la punta del álabe y la carcasa del motor figura (52). La cavidad cuenta con una altura de 1 mm (apéndice D y apéndice E).

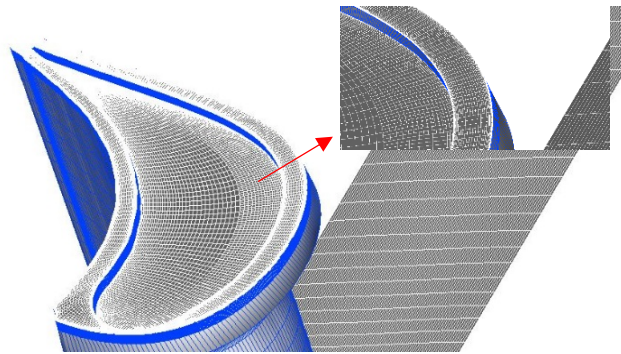


Fig. 52 Características de mallado del álabe rotor del CFM56 con difusor de vórtice y Cavidad.

### 3.3 ANÁLISIS DE INDEPENDENCIA DE MALLA

Para el análisis de independencia de malla, se utilizó el caso con punta plana con una distancia entre punta de álabe y carcasa de 3 mm. En la siguiente tabla se tienen las principales características de los cuatro casos, los cuales fueron variando en función al número de nodos y la diferencia de flujos másicos en la entrada y salida de la etapa, figura (53).

Tabla 1 Análisis de convergencia de malla.

Caso	Diferencia de flujo másico en %	Diferencia porcentual	Número de nodos	Tiempo de simulación
1	0.068	0%	4909876	3.4 días
2	<b>0.068</b>	---	<b>4206740</b>	<b>2.8 días</b>
3	0.083	22%	3786844	2.3 días
4	0.092	35.29%	1856750	1.8 días

Se obtiene la diferencia porcentual tomando como base el caso 2, donde se tiene que

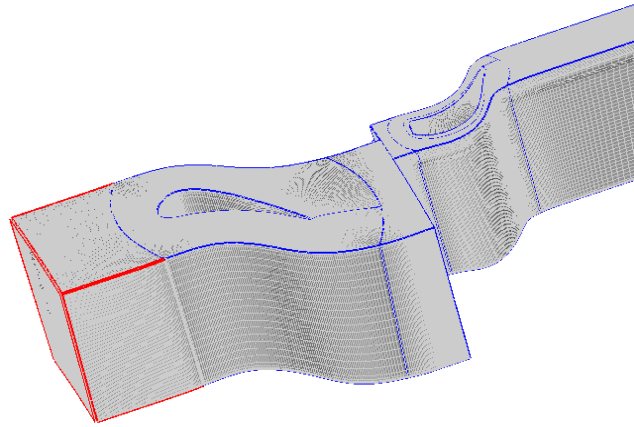


Fig. 53 Etapa estator – rotor.

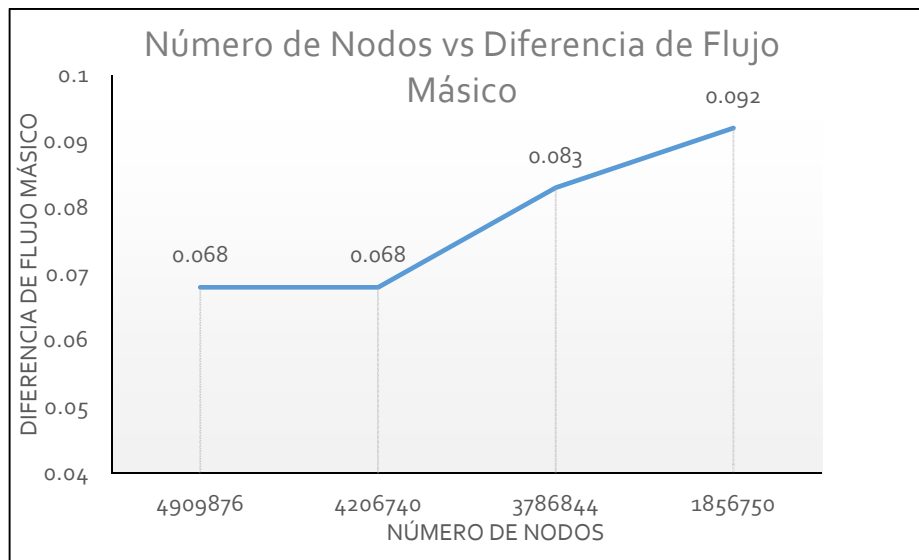


Fig. 54 Comparación de porcentaje de flujo másico.

Con base en la gráfica anterior, figura (54), se puede observar que, a medida que se aumenta el número de nodos, la diferencia entre los flujo másico de la etapa disminuye. Sin embargo, se tiene que, en los casos 1 y 2 (Ver tabla 2), la diferencia de flujos másicos se mantiene constante, esto sin importar la diferencia de número de nodos y los días de análisis. Por lo tanto, se llega a la conclusión de que la malla con un número de nodos de 4206740 es la malla más adecuada para los casos que se analizarán posteriormente, ya que presenta un menor tiempo de cálculo y se obtienen resultados bastante aceptables en comparación con mallas con número de nodos inferior y superior, lo que se traduce en un mejor rendimiento de tiempo como un mayor aprovechamiento de los recursos computacionales.

---

## 3.4 ANÁLISIS EN DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONALES

El tipo de simulación realizada es en 3D usando Fine/Turbo 8.7. Se hizo un estudio en estado estacionario y debido a las características del flujo y a los estudios previamente realizados (referencia [18]; capítulo I), se encontró que el modelo de turbulencia más adecuado para resolver las ecuaciones de Navier Stokes fue Spalart Allmaras, con el que en investigaciones anteriores se obtienen los resultados más aproximados a los obtenidos en los datos experimentales. De igual forma, se tomaron en cuenta las diversas ventajas que presenta este método, tales como la robustez y los pocos recursos computacionales que necesita para llegar a una solución.

Como condiciones de frontera del rotor, se estableció la velocidad de rotación de 14324 rpm; así como también se buscó que la interfaz rotor-estator fuera la más adecuada. El modulo Fine/Turbo del software Numeca, contiene las siguientes opciones: ***“The local Conservative Coupling”***, siendo el más recomendable para bombas centrífugas en donde las características del flujo dependen de la circunferencia. ***“Conservative Coupling by Pithwise Rows”***, este modelo garantiza la conservación de energía, momento y masa en toda la interfaz, mismo que lo hace bastante estable. ***“Full Non Matching Mixing Plane”***, este modelo tiene un parecido al anterior; sin embargo, no presenta restricciones geométricas en la interfaz. ***“Full Non Matching Frozen Rotor Approaches”***, para este caso, la simulación se da en una posición del rotor con respecto al estator, es decir, que no se toma en cuenta la rotación del rotor. Por lo tanto, el más adecuado para el requerimiento es ***“Full Non Matching Mixing Plane”***.

En las condiciones de frontera, para la entrada se tiene el flujo másico de 83.2 kg/s y la temperatura estática, con la que sale de la cámara de combustión, de 1577.62 K. Para las condiciones de salida se colocó la presión estática de salida de la etapa de turbina, es decir, la presión de salida del rotor, que es de 564.970 kPa.

Por otra parte, las condiciones iniciales se colocaron con base en la operación del motor CFM56.

Para decir que el resultado converge de manera satisfactoria y los resultados obtenidos son acorde a los esperados según las leyes de la física, es necesario que todas las ecuaciones que lo rigen permanezcan sin cambio alguno en las siguientes iteraciones, figura (55).

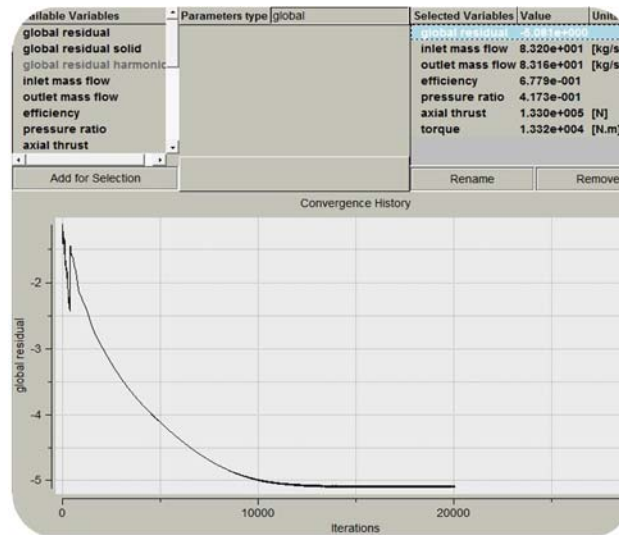


Fig. 55 Ejemplo de convergencia (Caso dos-álabe punta plana)

Lo cual, de acuerdo al manual de usuario de software Numeca<sup>1</sup>, un decremento en el residual de al menos 3 órdenes de magnitud y un error menor al 2% entre los flujos másicos de entrada y de salida, son características mínimas de una solución aceptable.

Finalmente, se compararon características de temperatura de salida de la etapa que se tiene en las condiciones del motor CFM56 con los obtenidos en la simulación numérica para confirmar que los resultados obtenidos fueran correctos, encontrando una temperatura de salida, según la Tabla 2 condiciones de operación de CFM56<sup>2</sup>, de 1380.8 K, mientras que en la simulación numérica del álabe con punta plana se encontró una temperatura de salida de 1342.77 K, teniendo una diferencia con los datos reales de la etapa de 2.95%, siendo una diferencia aceptable.

<sup>1</sup> Numeca International(2005), "User Manual FINE (Flow Integrated Environment)"

<sup>2</sup> Albino P. (2012). Trabalho Final: "Análise de Performance da Família de Motores de Avião CFM56" INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

### 3.5 SIMULACIÓN DE GEOMETRÍAS DE DIFUSORES DE VÓRTICES

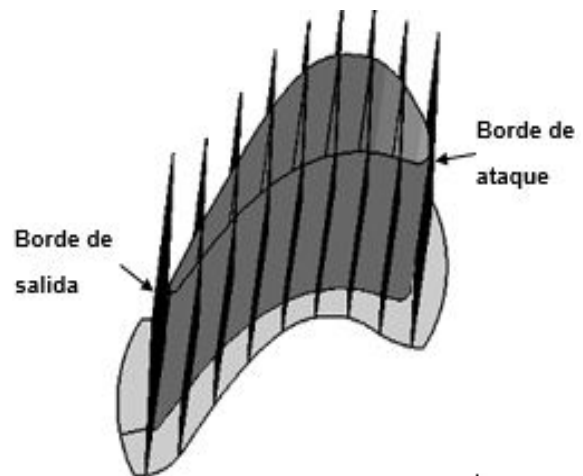
Las pérdidas aerodinámicas se traducen en pérdida de presión, por lo tanto, se realizaron análisis de pérdida de presión estática y de temperatura estática para observar los diferentes gradientes de presión que ocasionan los vórtices en la punta de los álabes, así como también se obtuvieron los vectores de velocidad en diferentes planos a lo largo de la cuerda del álabe.

Como se ha dicho anteriormente, las características del flujo entre los álabes son muy complejas; esto debido a la interacción de diferentes capas límites y a los desprendimientos de flujo que se dan tanto en la zona de succión como en la zona de presión de los álabes, lo que conlleva al aumento de pérdidas en la etapa. Con los siguientes resultados se podrá entender con mayor detalle el mecanismo de pérdida aerodinámica, especialmente por flujo de fuga en la punta de los álabes y cómo una mejora en el diseño de la punta de los álabes puede influir en la eficiencia de la etapa y mejorar el rendimiento de la turbina.

Para un correcto análisis de resultados, el álabe se dividió en segmentos en función a la cuerda.

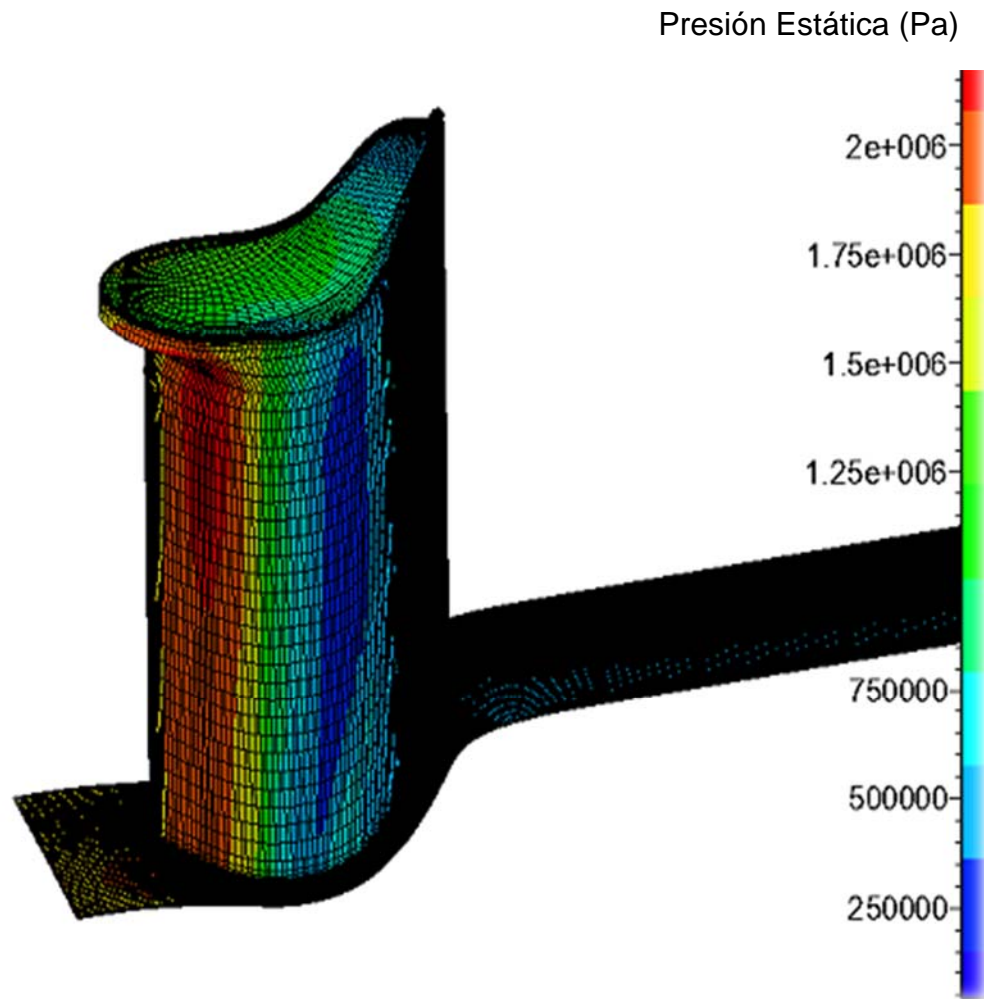
*Tabla.3 Segmentos del álabe.*

segmento	% de la cuerda	Distancia desde el borde de ataque
1	0%	Borde de ataque
2	10.6%	5mm
3	20%	10mm
4	30%	15 mm
5	40%	20mm
6	55%	26mm
7	70%	34mm
8	80%	39mm
9	100%	Borde de salida(47mm)



*Fig. 56 Segmentos en el álabe.*





*Fig. 57 Contorno de presión de álabe de rotor del CFM56.*

# CAPÍTULO IV

## Resultados

---

## 4.1 Caso A (Álabe con punta plana)

En el caso de punta plana se obtuvieron diferentes resultados numéricos, teniendo en cuenta las características aerodinámicas en la punta de los álabes rotores en un motor CFM56 de uso actual en la industria aeronáutica.

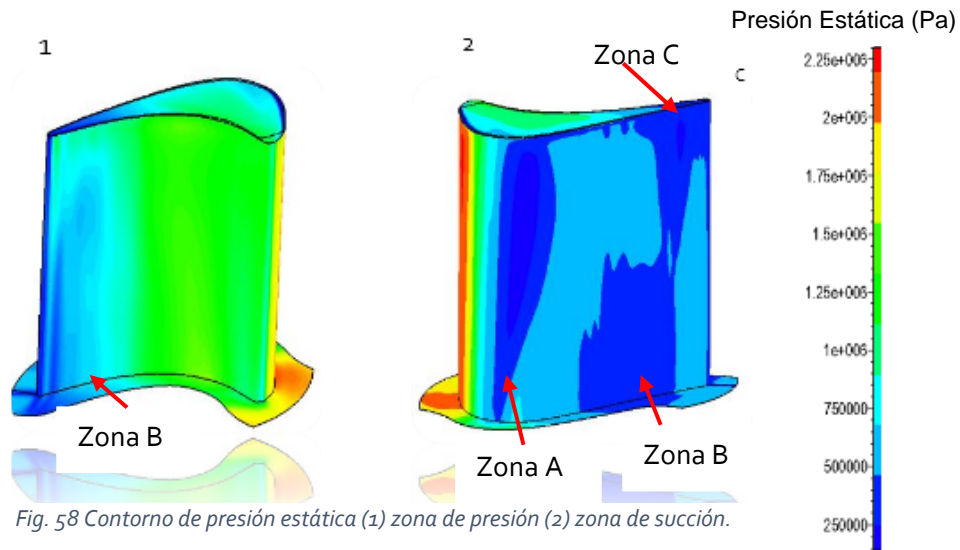
La distancia de la carcasa del motor a la punta del álabe obtenida de los manuales de mantenimiento del motor CFM56 es de 3 mm, así que todos los cálculos serán válidos para esta distancia, ya que las pérdidas aerodinámicas en la punta del álabe varían en función de la misma.

### 4.1.2 Características de simulación

Las principales características de la simulación para el caso A de punta plana

*Tabla 3. Características de simulación Caso A.*

Número de nodos		<b>4206740</b>
% de diferencia de flujo másico		0.068
Eficiencia		67.52%
Días de iteración		4
Residual de Convergencia		-4.273
	<b>Entrada</b>	<b>Salida</b>
Temperatura estática	1577.62K	1198.66K
Temperatura total	1590.07K	1346.52K
Presión estática	2016.47kPa	565.406 kPa
Presión total	2072.71 kPa	853.023 kPa
Flujo másico	83.20 kg/s	83.14 kg/s
Densidad	4.4469 kg/m <sup>3</sup>	1.6446 kg/m <sup>3</sup>



El flujo entre los álabes de la turbina se encuentra dominado principalmente por desprendimiento de capa límite y fuertes gradientes de presión entre la zona de presión y la zona de succión, tal y como se observa en la figura (58). En donde se tienen los contornos de presión estática en la pared de los álabes, identificando zonas con una considerable disminución de presión estática que describen las diferentes pérdidas que se pueden encontrar en los álabes.

Mediante el análisis de la figura 58, se establece que la zona de baja presión estática **A**, es resultado de los vórtices que se generan entre los pasajes del álabe, la zona **B**, es debido al desprendimiento de flujo que se origina en la raíz de los álabes.

Por otra parte se tiene una baja presión en la zona **C**, que es debido al desprendimiento de flujo en la punta de los álabes, lo que genera la formación de grandes vórtices que al combinarse con las pérdidas de la zona **A** y la zona **B**, disminuyen la eficiencia de la etapa de la turbina axial.

Por otra parte, en la figura (59), donde se muestra la presión estática en la carcasa, se tiene el desprendimiento del flujo que empieza en el claro del borde de ataque del lado de succión y que se intensifica al final de la cuerda al unirse con las pérdidas del lado de presión del álabe siguiente.

Mientras que en la figura (60) punta del álabe, el desarrollo del desprendimiento del fluido se da en la zona succión y en el borde de salida del álabe; esto debido a la unión de flujos de diferentes velocidades y presiones y a la rotación de los álabes, lo que genera los vórtices de flujo de fuga.

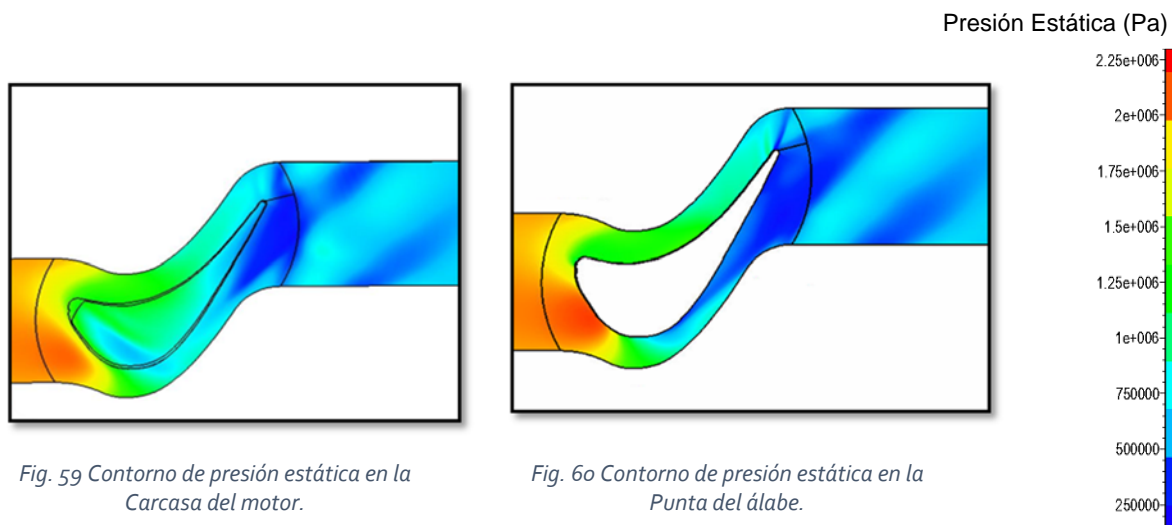


Fig. 59 Contorno de presión estática en la Carcasa del motor.

Fig. 60 Contorno de presión estática en la Punta del álabe.

### 4.1.3 Presión estática en canal del álabe (caso A)

Las pérdidas de fuga se dan principalmente en el claro, por lo tanto, se analiza la presión estática por segmento. En la figura (61) se puede observar cómo a partir del 30% de la cuerda inicia el desprendimiento tanto en la zona de succión como en la zona del claro; a partir del 40% de la cuerda, figura (62), empieza a moverse hacia la punta del álabe y se forman los vórtices de fuga. Al 55%, figura (63), de la cuerda se observa la formación del vórtice de fuga en la punta de la zona de succión, lo que se identifica como una baja presión estática que va aumentando en su tamaño a medida que llega al borde de salida del álabe, donde se une con las pérdidas de flujo secundario, aumentando su tamaño.

Por otra parte, en el lado de presión las pérdidas en el claro empiezan hasta el 70% figura (64) de la cuerda, mismas que van aumentando conforme se va desplazando hasta llegar a unirse con la zona de succión, lo que se observa al 80 % de la cuerda figura (65).

En la figura (66) se observan en la parte superior zonas de baja presión, que concuerdan con las características de la formación de los vórtices de fuga que se presentan en el borde de salida en el canal de los álabes.

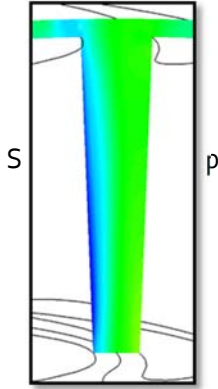


Fig. 61 Presión estática al 30% de la cuerda el álabe.

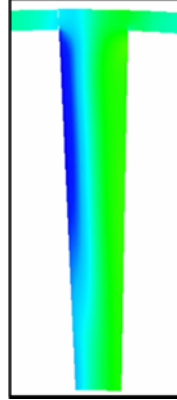


Fig. 62 Presión estática al 40% de la cuerda el álabe.

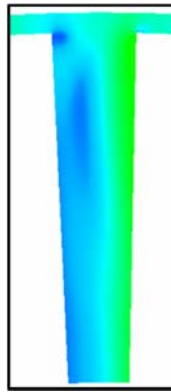


Fig. 63 Presión estática al 55% de la cuerda el álabe.

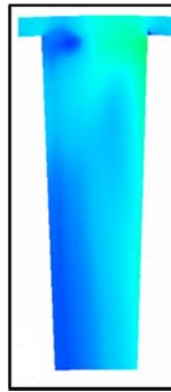


Fig. 64 Presión estática al 70% de la cuerda el álabe.

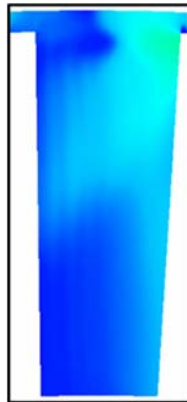


Fig. 65 Presión estática al 80% de la cuerda el álabe.

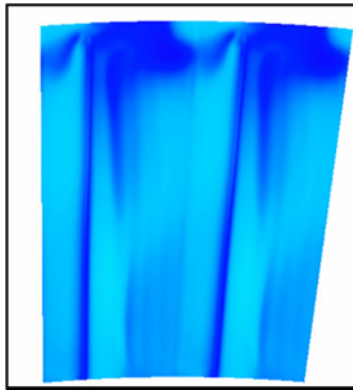
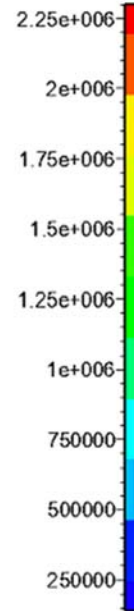


Fig. 66 Presión estática en el borde de salida del álabe.

Presión Estática (Pa)



#### 4.1.4 Vectores de velocidad relativa en el claro Caso A

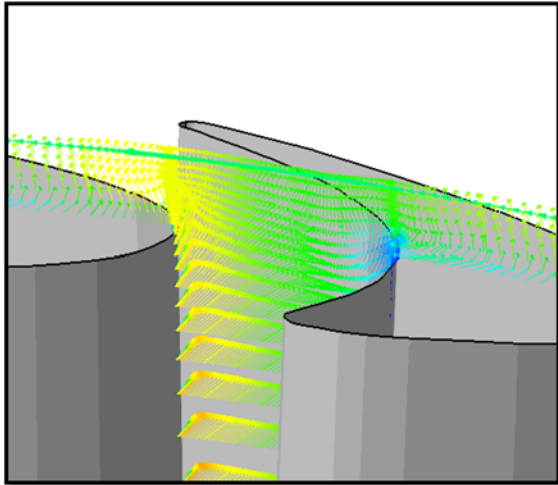


Fig. 67 Velocidad relativa al 30% de la cuerda.

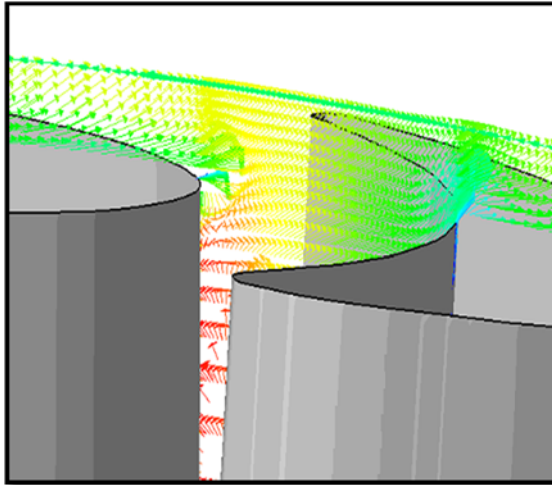


Fig. 68 Velocidad relativa al 40% de la cuerda.

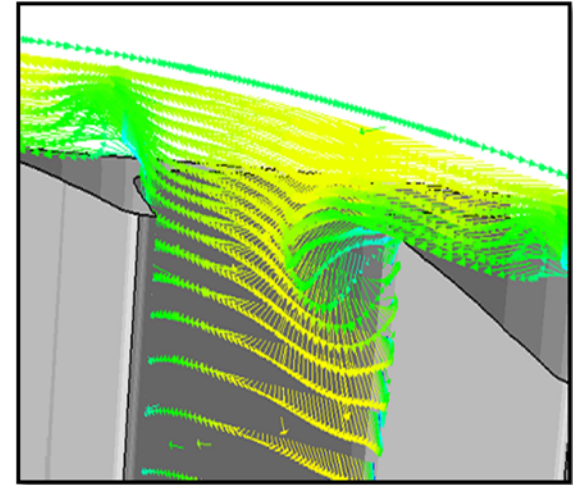


Fig. 69 Velocidad relativa al 55% de la cuerda.

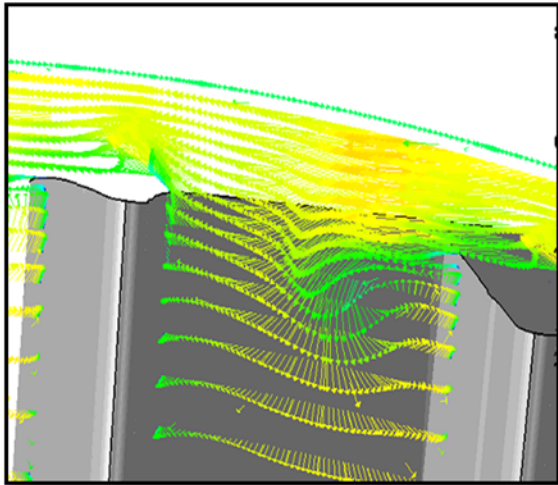


Fig. 70 Velocidad relativa al 70% de la cuerda.

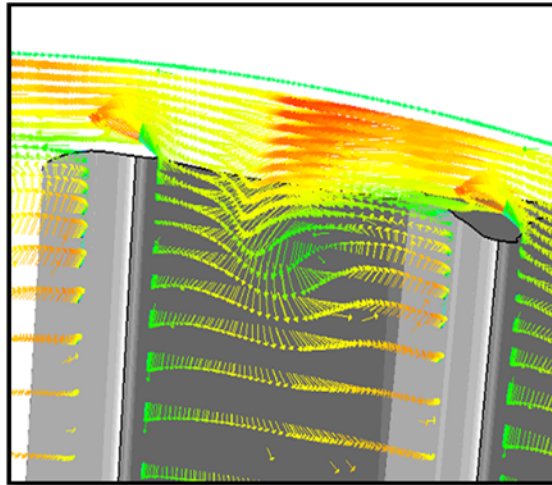


Fig. 71 Velocidad relativa al 80% de la cuerda.

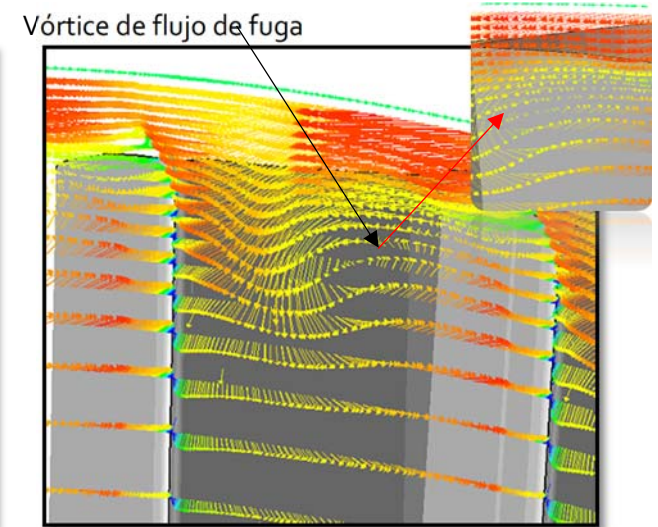
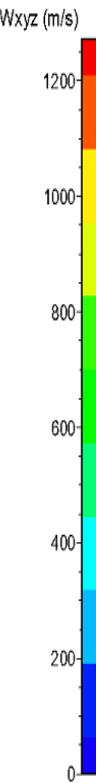


Fig. 72 Velocidad relativa en el borde de salida del álabe.



---

Analizando los vectores de velocidad relativa en cada segmento, tanto en el lado de succión como en el lado de presión del álabe con punta plana, en donde al 30% de la cuerda figura (67) se identifica una zona de desprendimiento llamada burbuja de separación y una diferencia de velocidades en el claro.

Como se identificó anteriormente en los contornos de presión en el canal de los álabes, figura (63), se observa una zona de recirculación justo al 55% de la cuerda en la zona de succión, figura (69), misma que no se alcanza a desarrollar pero que al aumentar en dirección de la cuerda, es decir al 70%, figura (70), se empieza a formar el vórtice de fuga, que se identifica como vectores que se encuentran en el lado de succión del álabe que recirculan en contra de las manecillas del reloj. Este vórtice se hace aún más evidente al 80% de la cuerda, figura (71), en donde se puede identificar la formación del vórtice de salida, así como también la gran diferencia de velocidad que se forma en el claro del álabe, donde se tiene una velocidad relativa de hasta 1000 m/s en el claro y una velocidad de 600 m/s en las proximidades del borde de succión que, al unirse, empiezan la formación de una recirculación, misma que se identifica con mayor claridad en la figura (72), en la cual se puede observar en todo el claro del álabe, donde hay vectores de velocidad relativa alta, generando vórtices de salida.

En las proximidades de la zona de presión no hay presencia de ninguna recirculación; esto debido a la rotación de los álabes y a la dirección de los vectores. Al obtener los vectores de velocidad absoluta en el claro, se observa que a partir del 40% de la cuerda, figura (74), hay un punto de estancamiento en la zona de presión. Sin embargo, la mayor pérdida se observa a partir del 70% de la cuerda, figura (76), donde se puede analizar con más detalle la diferencia de velocidades que hay entre el claro y la zona de succión, lo que genera una recirculación en la zona de succión a medida que el flujo pasa por el borde de salida. Esta recirculación se hace más evidente, así como también la diferencia de velocidades absolutas en la figura (78).

#### 4.1.5 Vectores de velocidad absoluta en el claro Caso A

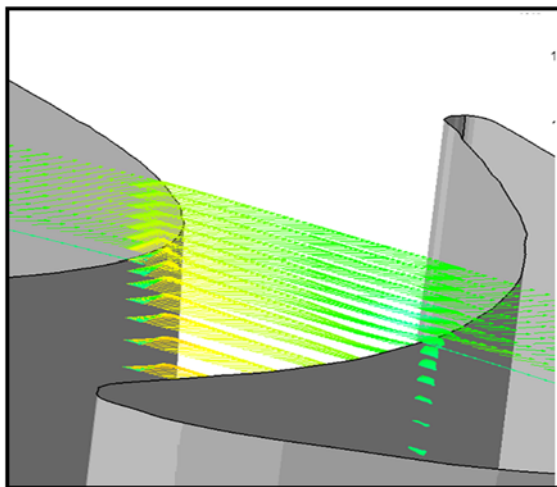


Fig. 73 Velocidad absoluta al 30% de la cuerda

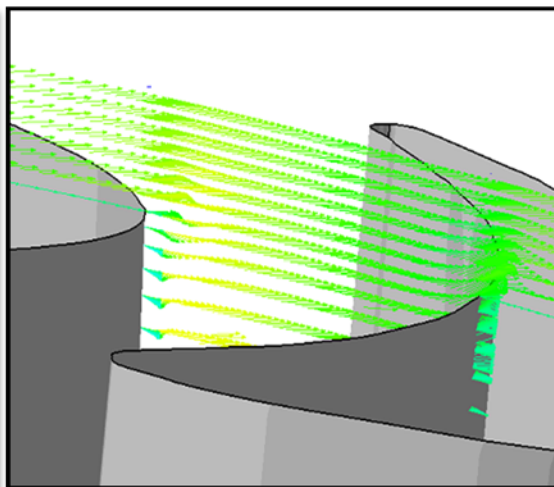


Fig. 74 Velocidad absoluta al 40% de la cuerda

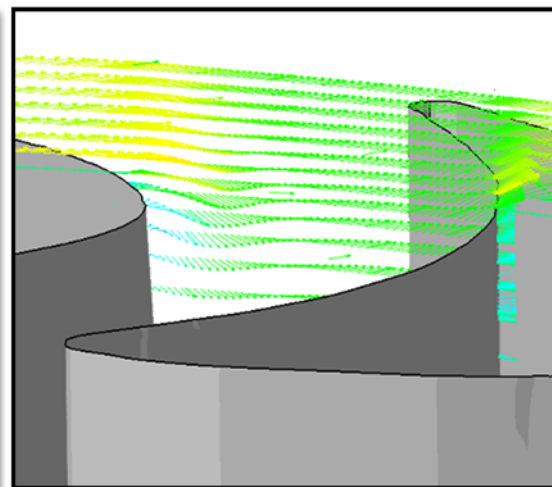


Fig. 75 Velocidad absoluta al 55% de la cuerda

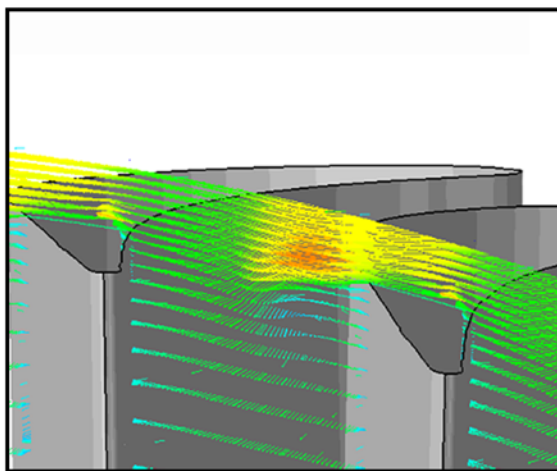


Fig. 76 Velocidad absoluta al 70% de la cuerda

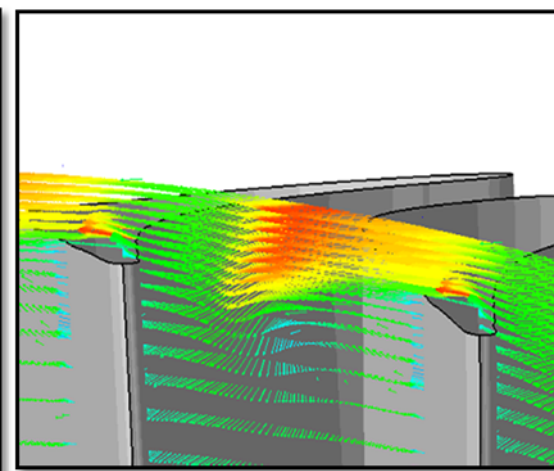


Fig. 77 Velocidad absoluta al 80% de la cuerda

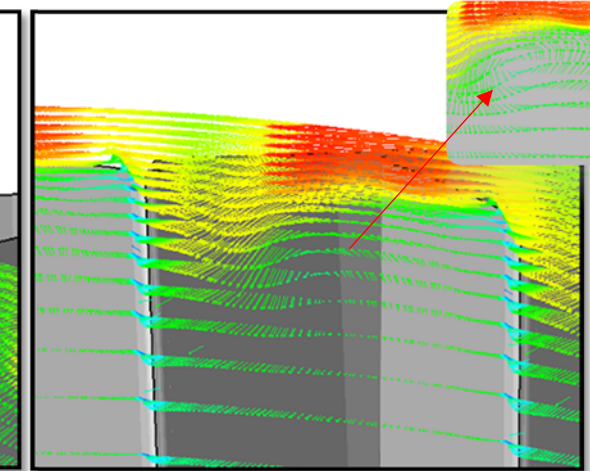
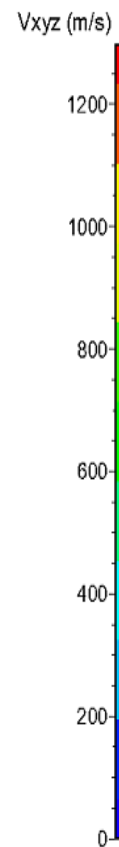


Fig. 78 Velocidad absoluta en el borde de salida del álabe





#### 4.1.6 Línea de corriente de velocidad relativa en la punta del rotor

En la figura (79) se tienen las líneas de corriente de la velocidad relativa, en donde se puede identificar la formación del vórtice de fuga en la zona de succión del álabe, así como también el desprendimiento de flujo que ocurre aproximadamente al 30% de la cuerda, donde a partir del 55% de la cuerda del álabe empieza la formación del vórtice de salida, mismo que va creciendo en tamaño hasta llegar al borde de salida del álabe. Tomando en cuenta que el aumento de velocidad del flujo en el claro en la última sección del álabe influye en el tamaño final del vórtice, por lo que una disminución de esta diferencia de velocidad podría disminuir la formación de los tamaños de vórtices.

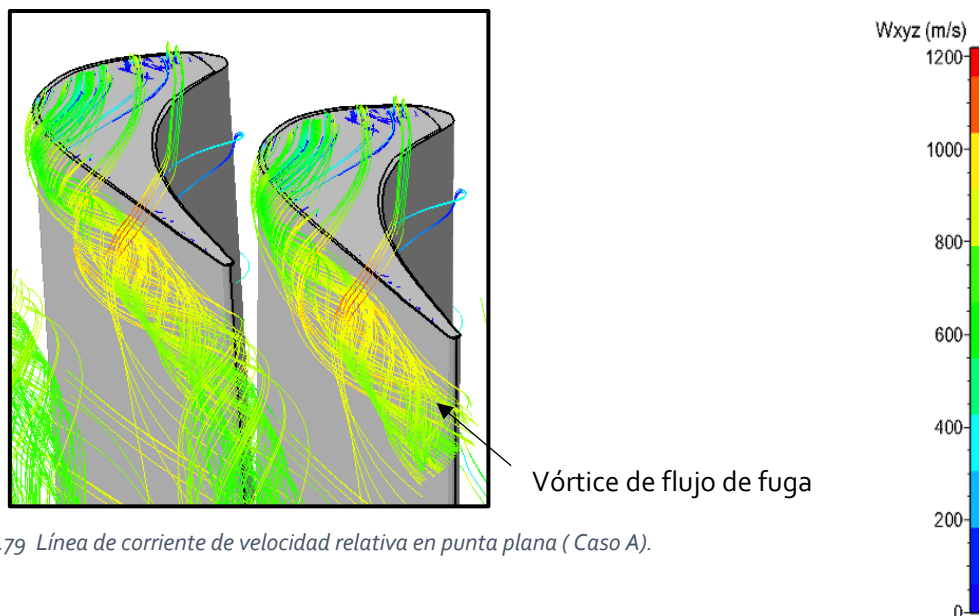


Fig.79 Línea de corriente de velocidad relativa en punta plana ( Caso A).

#### 4.1.7 Contornos de Generación entropía en la punta del álabe y salida de la etapa (Caso A)

A modo de poder obtener una mejor idea del rendimiento del álabe, se obtienen los contornos de entropía tanto en la punta del álabe como en el borde de salida de la etapa. En la figura (80) se identifican dos zonas que se habían mencionado previamente: la burbuja de separación, que se encuentra en la zona de presión, justo en el borde de ataque del álabe y también se observa, en la zona de succión, el desprendimiento de flujo, que ocasiona un aumento en la entropía y una estela en donde se identifica el vórtice de flujo de fuga.

Por otra parte, en la figura (81) se tiene la generación de entropía en el borde de salida del álabe. Se identifica generación de entropía por la geometría del álabe, así como también la formación del vórtice de flujo de fuga, que presenta como principal característica una geometría bien definida.

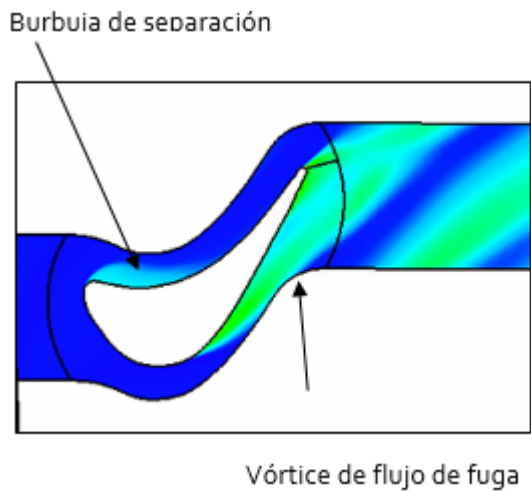


Fig. 80 Contorno de entropía en la punta del álabe (Caso A).

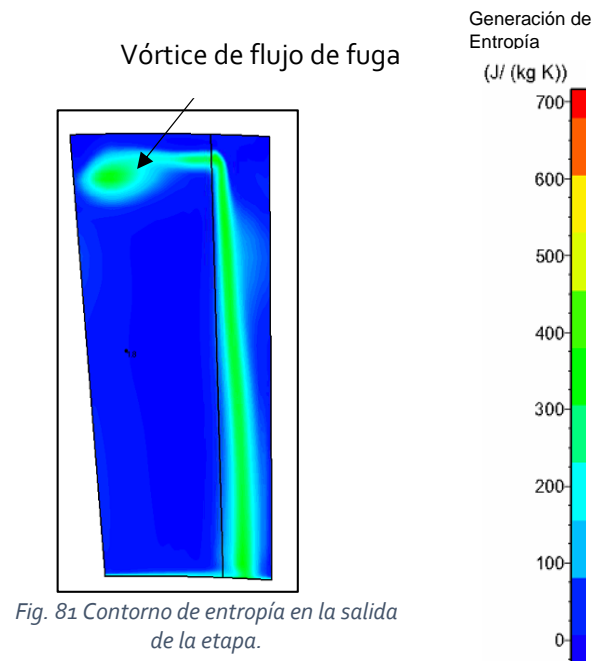


Fig. 81 Contorno de entropía en la salida de la etapa.

---

## 4.2 OPTIMIZACIÓN DE PUNTA DE ÁLABE CON DIFUSORES DE VORTICE Y DIFUSORES DE VÓRTICE – CAVIDAD

Dados los datos obtenidos con el álabe plano, se optimizó la punta para la disminución de los vórtices de fuga ya antes mencionados. Se enlistará y se comparará el rendimiento aerodinámico de las nuevas geometrías, tomando como base los resultados previamente obtenidos.

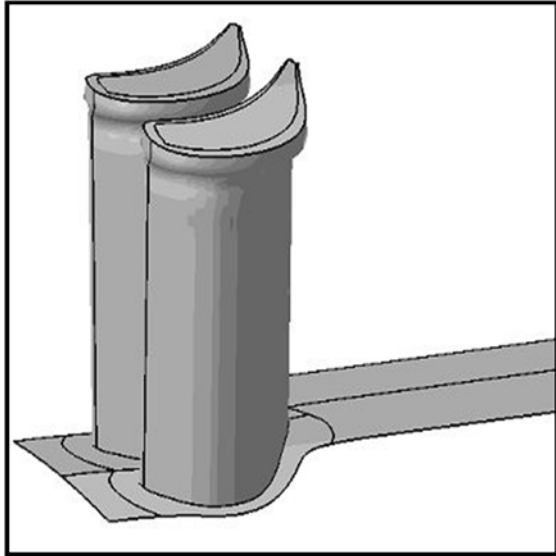
Al tener los contornos de presión estática en la zona de succión y en la zona de presión, es de notar primeramente en los contornos de presión, la disminución de la intensidad del desprendimiento en la punta del álabe. Desde al Caso B, figura (87), difusor de vórtice en el lado de succión, se observa una menor área de baja presión. Sin embargo, en los bordes del difusor de vórtice, la diferencia de presión estática entre la zona de succión y la zona de presión del álabe es distinta hasta las proximidades del borde de salida en comparación con el Caso A, figura (86). En este caso, no se presenta diferencia en el área identificada de los vórtices entre los pasajes del álabe.

Por otra parte, se tiene una característica muy diferente en el Caso C, figura (88), que es la aplicación de difusor de vórtice en la zona de presión del álabe, donde, si bien se tiene una disminución del área de desprendimiento de vórtice de fuga, en comparación con el Caso A, no es suficiente para obtener un rendimiento comparable con el Caso B; a pesar de ello, se nota una mejora en el tamaño de los vórtices de salida

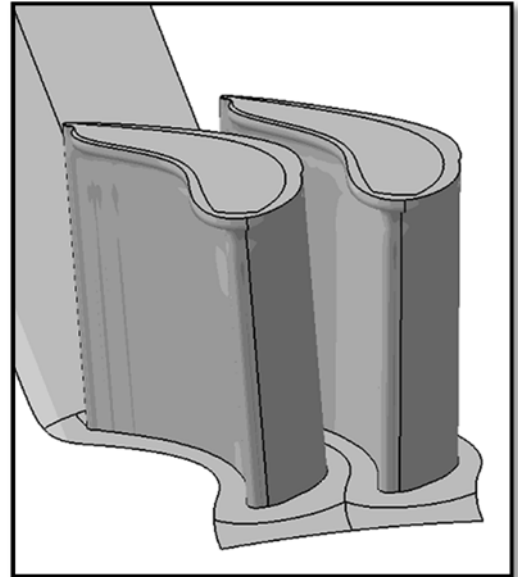
En los casos con cavidad en la punta del álabe Caso D, figura (89), y caso E, figura (90), se puede analizar el funcionamiento de dicha cavidad, que es la generación de entropía y la disminución del flujo, así como de la velocidad que pasa del lado de presión al lado de succión. Sin embargo, se genera un área de baja presión en toda la punta del álabe, lo que aumenta el área de separación del flujo, generando un desplazamiento del vórtice de salida.

En los casos de zona de presión, es de notar que la diferencia entre los casos es mínima, esto debido a que los vórtices se sitúan muy cerca de la zona de succión. Sin

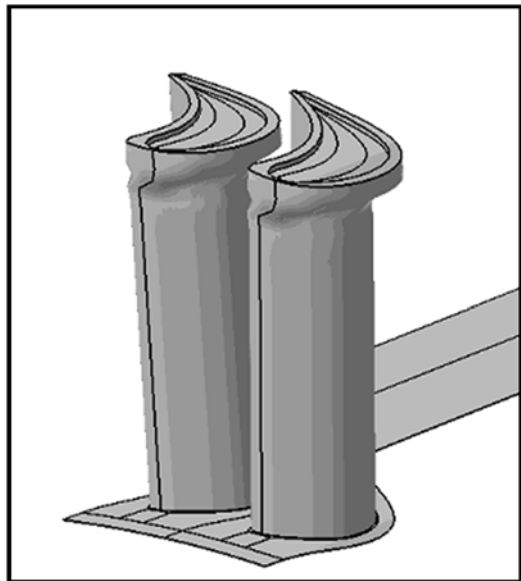
embargo, se observa la generación de vórtices de desprendimiento de flujo en la raíz de los álabes por la geometría del borde de salida.



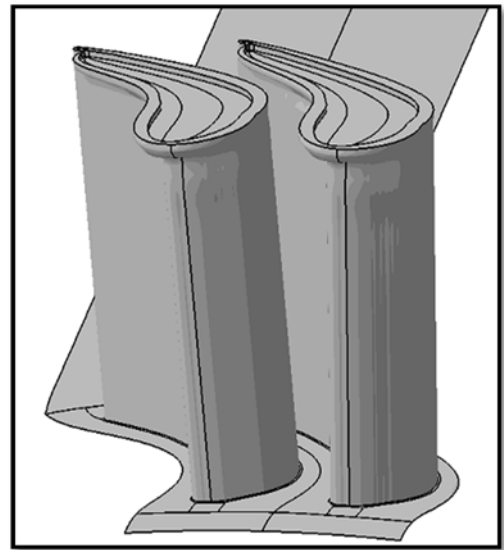
*Fig. 82 Caso B (difusor de vórtice en el lado de succión).*



*Fig. 83 Caso C (difusor de vórtice en el lado de presión).*



*Fig. 84 Caso D (difusor de vórtice en lado de succión y cavidad).*



*Fig. 85 Caso E (Difusor de vórtice en lado de presión y cavidad).*

## 4.2.1 Contorno de presión estática zona de succión

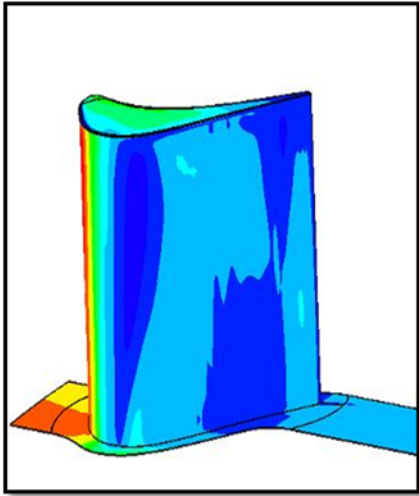


Fig. 86 Contorno de presión en la zona de succión (Caso A).

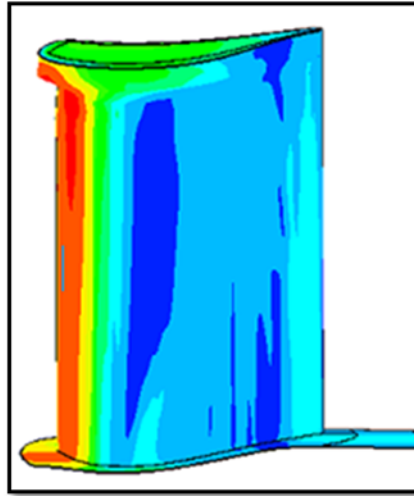


Fig. 87 Contorno de presión estática en zona de succión (Caso B).

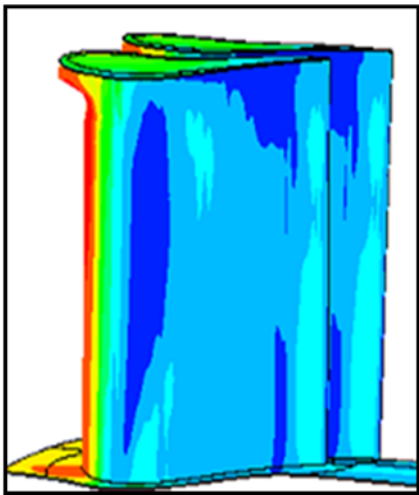


Fig. 88 Contorno de presión estática en la zona de succión (Caso C).

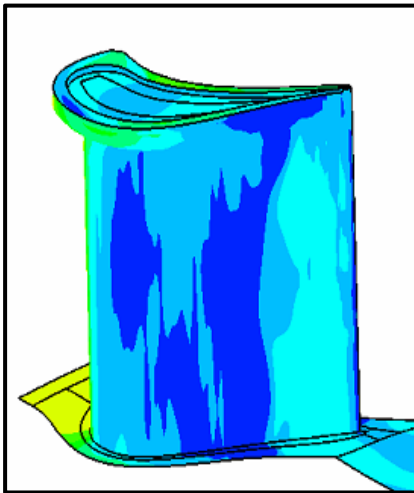


Fig. 89 Contorno de presión estática en zona de succión (Caso D).

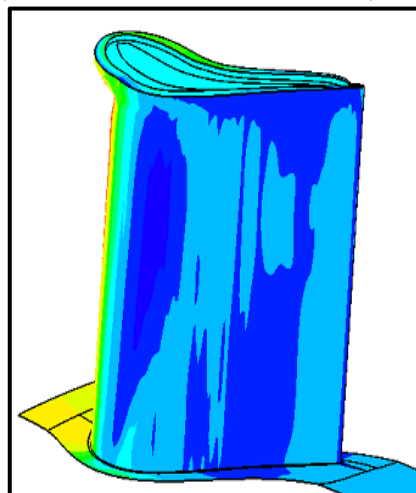
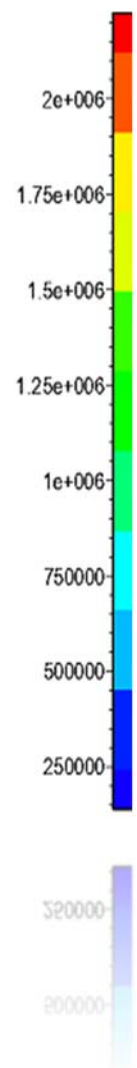


Fig. 90 Contorno de presión estática en la zona de succión (Caso E).

Presión Estática (Pa)



## 4.2.2 Contorno de presión estática zona de presión

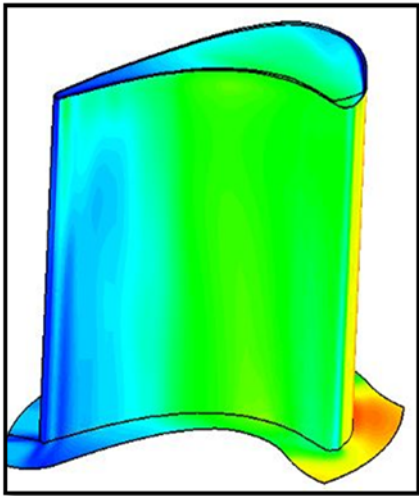


Fig. 91 Contorno de presión estática en la zona de presión (Caso A).

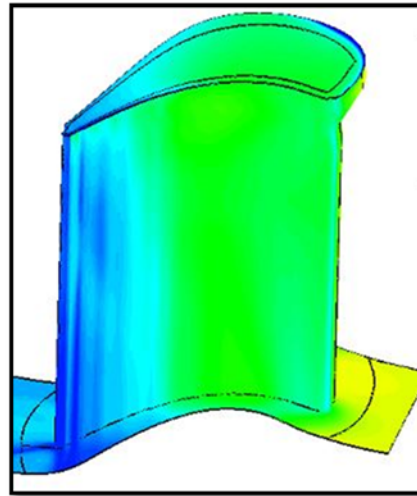


Fig. 92 Contorno de presión estática en zona de presión (Caso B).

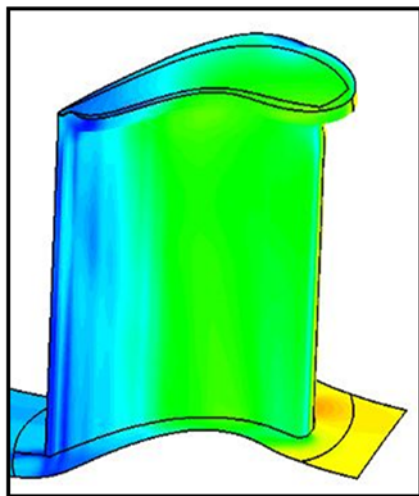


Fig. 93 Contorno de presión estática en la zona de presión (Caso C).

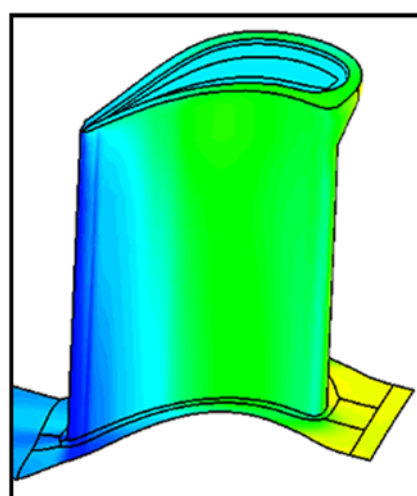


Fig. 94 Contorno de presión estática en zona de presión (Caso D).

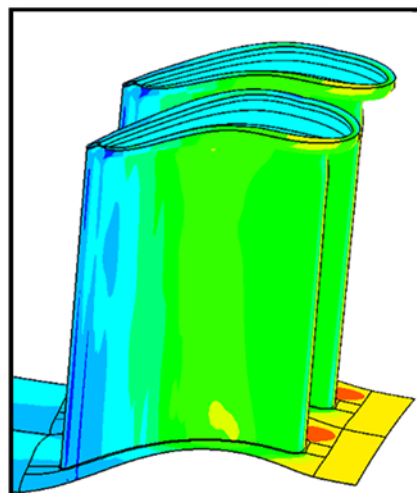


Fig. 95 Contorno de presión estática en zona de presión (Caso E).

Presión Estática (Pa)

2.25e+006

2e+006

1.75e+006

1.5e+006

1.25e+006

1e+006

750000

500000

250000

### 4.2.3 Contorno de presión estática en la zona de presión en carcasa del motor y en la punta del álabe

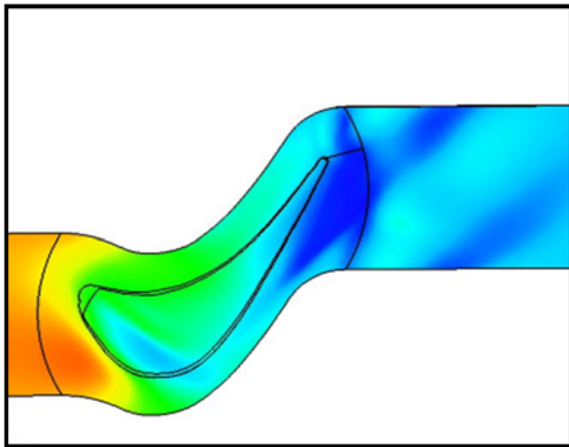


Fig. 96 Contorno de presión estática en la carcasa del motor (Caso A).

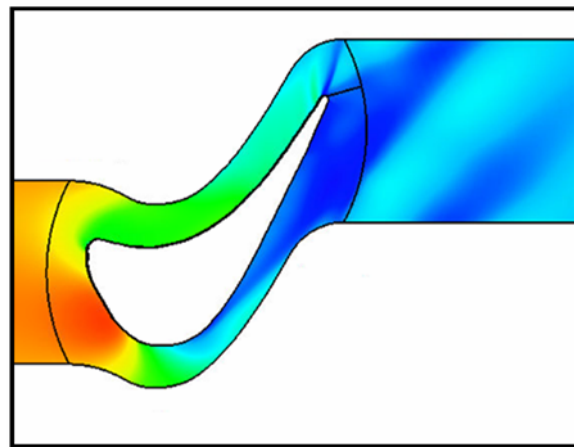


Fig. 97 Contorno de presión estática en la punta del álabe (Caso A).

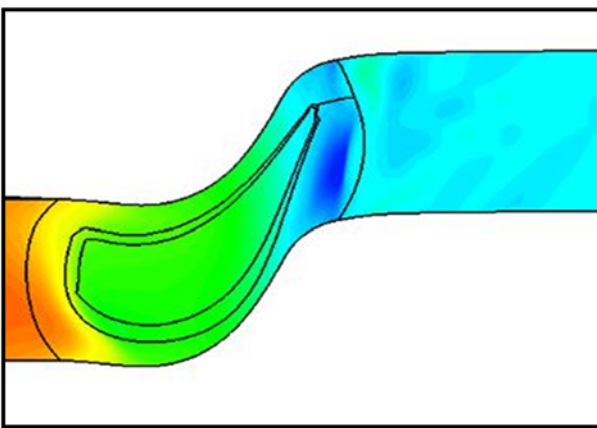


Fig. 98 Contorno de presión estática en la carcasa del motor (Caso B).

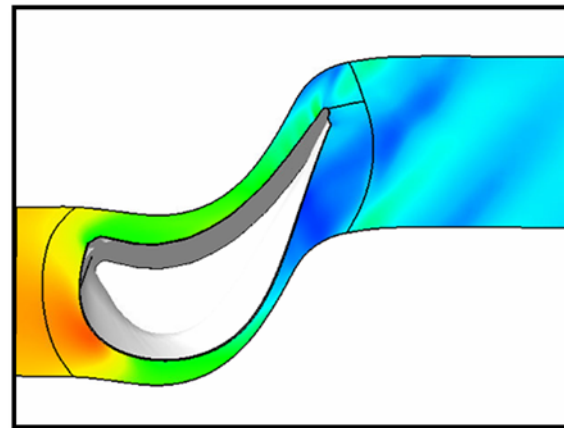


Fig. 99 Contorno de presión estática en la punta del álabe (Caso B).

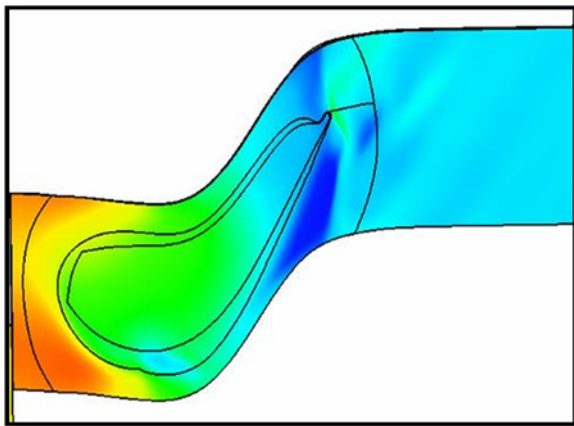


Fig. 100 Contorno de presión estática en la carcasa del motor (Caso C).

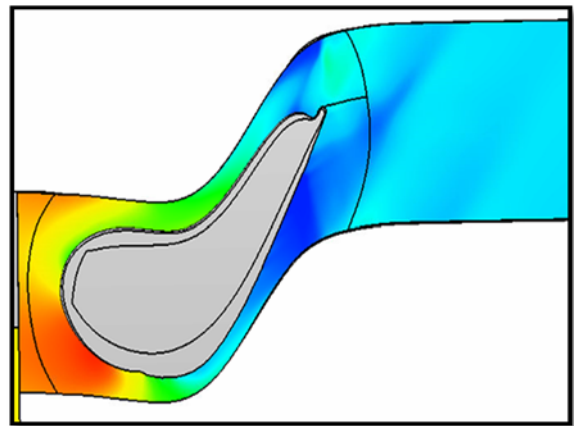
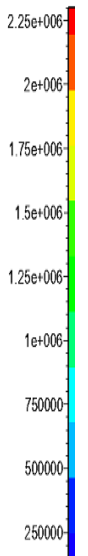


Fig. 101 Contorno de presión estática en la punta del álabe (Caso C).

Presión Estática (Pa)



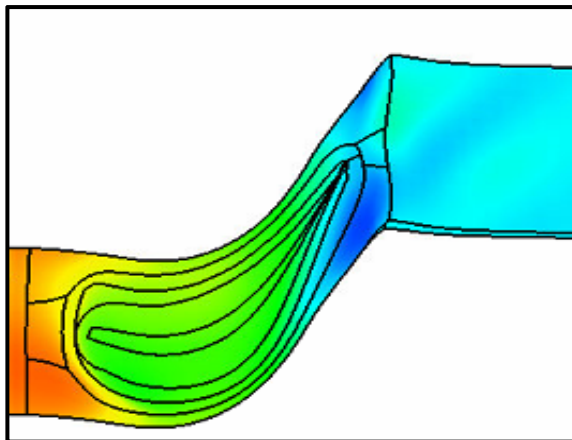


Fig. 102 Contorno de presión estática en la carcasa del motor (Caso D).

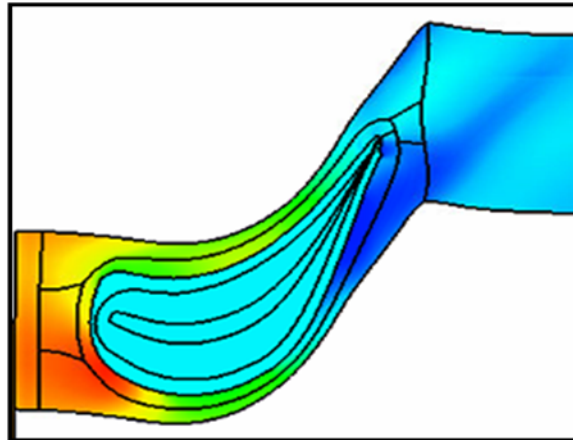


Fig. 103 Contorno de presión estática en la punta del álabe (Caso D).

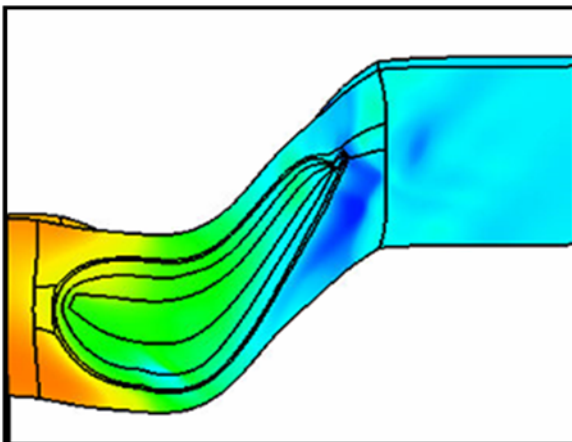
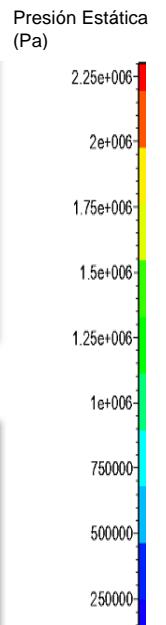


Fig. 104 Contorno de presión estática en la carcasa del motor (Caso E).

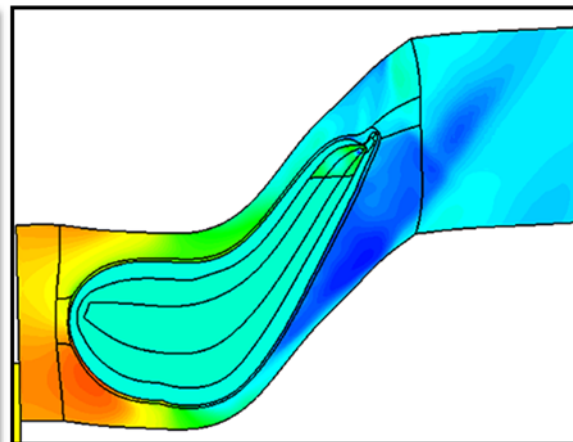


Fig. 105 Contorno de presión estática en la punta del álabe (Caso E).

En comparación con el Caso A, figura (96), se puede observar primeramente en los contornos de presión estática en la zona de succión, una gran diferencia entre los tipos de casos simulados, es decir, una disminución de las zonas de baja presión en el borde de salida del álabe, especialmente en el Caso B, figura (98), con difusor de vórtice en el lado de succión, en donde se observa en la carcasa del motor la disminución de la zona de baja presión en el borde de ataque, así como la intensidad de la misma. También es de notar la disminución de la magnitud de la estela del vórtice de fuga, misma que se observa en la punta de álabe, figura (99); donde se retrasa el desprendimiento del flujo. Sin embargo, también se observa la utilidad que tienen los difusores de vórtices, que es disminuir la diferencia de presión entre la zona de succión y la zona de presión.



---

Se observa una mejora en el rendimiento aerodinámico con el Caso B; por otra parte, en el Caso C, figura (100) y figura (101), donde se aplica difusor de vórtice en el lado de presión, se tiene en la carcasa el desplazamiento de pérdida de presión estática en el borde de ataque, que en el Caso A, figura (96); llega desde el borde de ataque hasta el área del desprendimiento del flujo. En este caso, este desplazamiento se encuentra en el borde de la zona de succión; sin embargo, se observa un desprendimiento considerable en el borde de salida del difusor de vórtices, lo que se tiene tanto en la carcasa, figura (101), como en la punta del álabe, figura (100). Así mismo, se tiene un desprendimiento del flujo en la misma distancia que en el caso A; sin embargo, la intensidad de la baja presión estática de la estela es mucho menor, lo que da como resultado una disminución del tamaño del vórtice de fuga.

Para el Caso D, donde se aplica difusor de vórtice en el lado de succión y cavidad en la punta del álabe, se observa en la carcasa, figura (102), una leve disminución del área de desprendimiento en la zona de succión. Sin embargo, se tiene una muy baja presión estática en la estela del vórtice de fuga en la punta del álabe, figura (103). Por otra parte, se observa una baja presión debido a la recirculación del flujo que se tiene en la cavidad del álabe; sin embargo, no se observa una disminución del tamaño de los vórtices, es decir, de la estela, debido al flujo que es inducido a recirculación en la cavidad del álabe.

A diferencia del caso anterior, en el Caso E se observa una mejora, ya que se disminuye la formación de puntos de baja presión estática en la zona de presión, así como también de la intensidad de la estela del vórtice de fuga. Sin embargo, se tiene un desprendimiento muy prematuro que se observa tanto en la carcasa, figura (104), como en la punta del álabe, figura (105), lo que aumenta las pérdidas y el tamaño del vórtice de fuga.

## 4.2.4 Presión estática en canal del álabe (caso B)

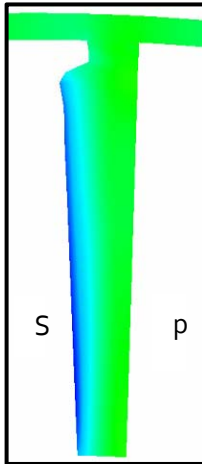


Fig. 106 Presión estática al 30% de la cuerda del álabe (Caso B).

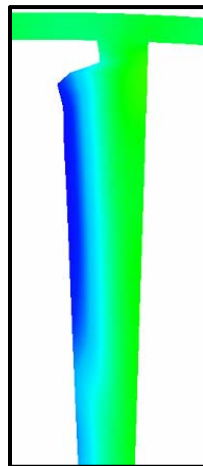


Fig. 107 Presión estática al 40% de la cuerda del álabe (Caso B).

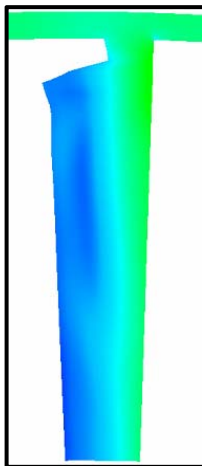


Fig. 108 Presión estática al 55% de la cuerda del álabe (Caso B).

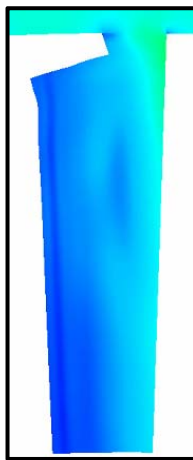


Fig. 109 Presión estática al 70% de la cuerda del álabe (Caso B).

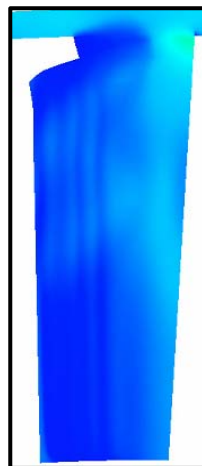
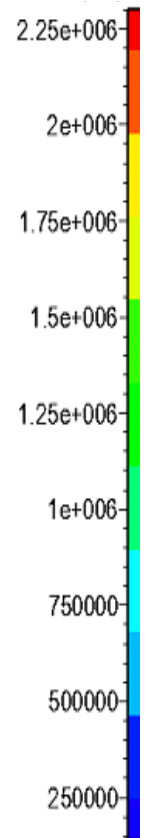


Fig. 110 Presión estática al 80% de la cuerda del álabe (Caso B).



Fig. 111 Presión estática en el borde de salida del álabe (Caso B).

Presión Estática (Pa)



### 4.2.3 Presión estática en canal del álabe (caso C)

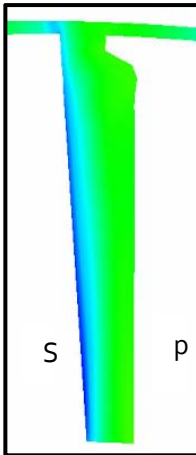


Fig. 112 Presión estática al 30% de la cuerda (Caso C).

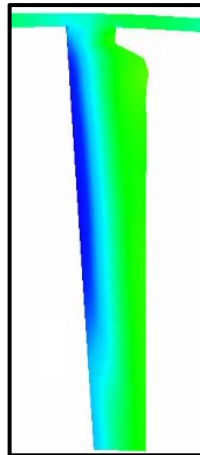


Fig. 113 Presión estática al 40% de la cuerda (caso C)

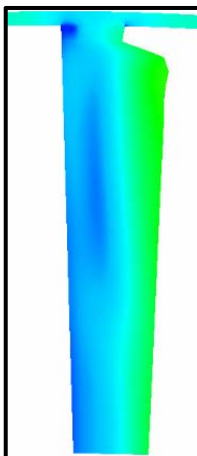


Fig. 114 Presión estática al 55% de la cuerda (caso C)

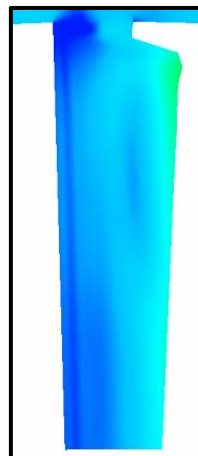


Fig. 115 Presión estática al 70% de la cuerda (caso C)

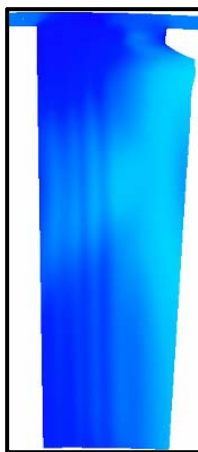


Fig. 116 Presión estática al 80% de la cuerda (Caso C)

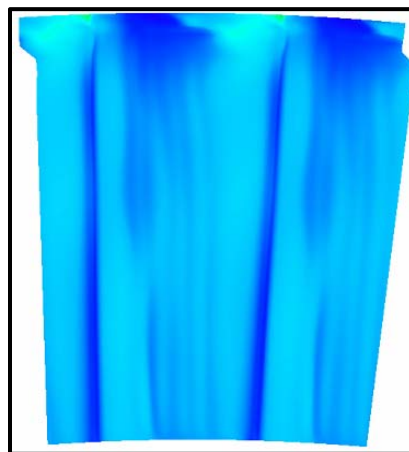
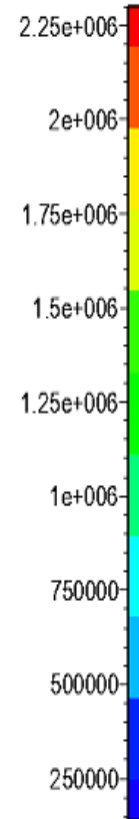


Fig. 117 Presión estática en el borde de salida del álabe (Caso C)

Presión Estática (Pa)



#### 4.2.4 Presión estática en canal del álabe (caso D)

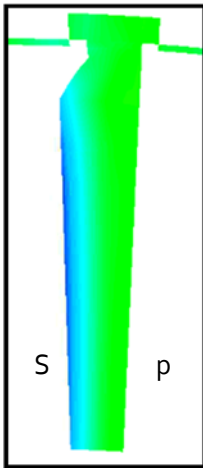


Fig. 118 Presión estática al 30% de la cuerda (Caso D).

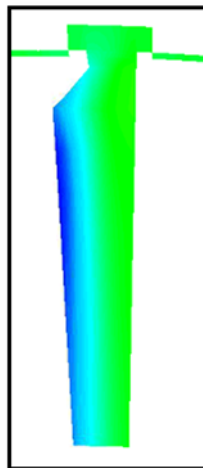


Fig. 119 Presión estática al 40% de la cuerda (Caso D).

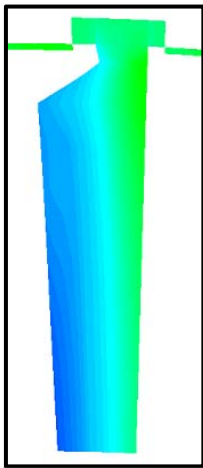


Fig. 120 Presión estática al 55% de la cuerda (Caso D).

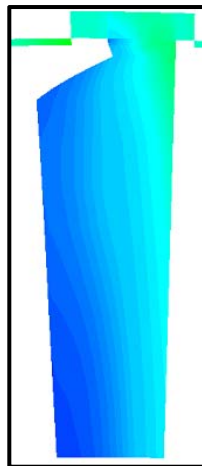


Fig. 121 Presión estática al 70% de la cuerda (Caso D).

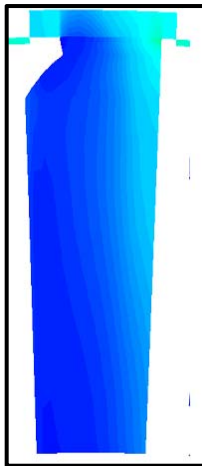
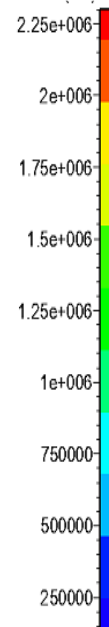


Fig. 122 Presión estática al 55% de la cuerda (Caso D).



Fig. 123 Presión estática en el borde de salida del álabe (Caso D).

Presión Estática (Pa)



## 4.2.5 Presión estática en canal del álabe (caso E)

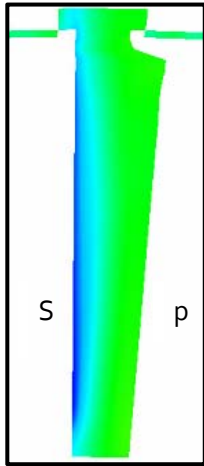


Fig. 124 Presión estática al 30% de la cuerda (Caso E).

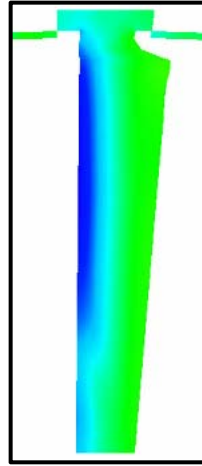


Fig. 125 Presión estática al 40% de la cuerda (Caso E).

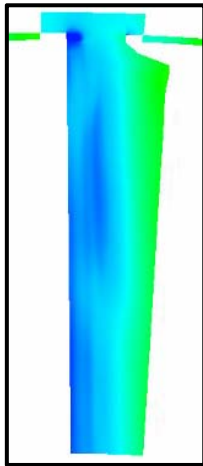


Fig. 126 Presión estática al 55% de la cuerda (Caso E).

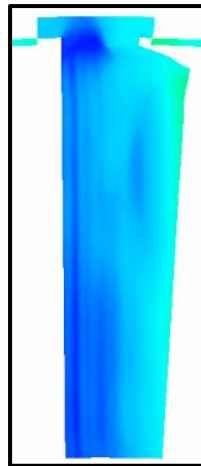


Fig. 127 Presión estática al 70% de la cuerda (Caso E).

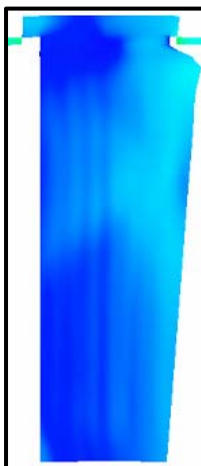


Fig. 128 Presión estática al 80% de la cuerda (Caso E).

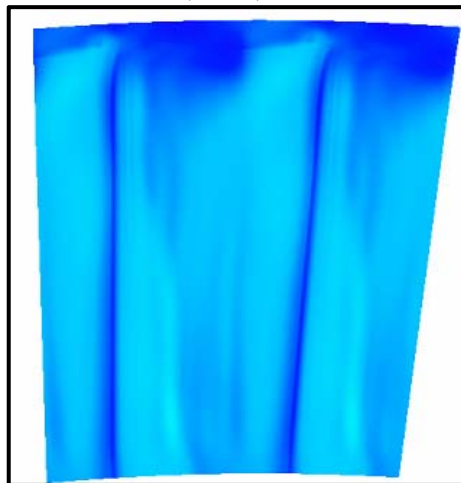
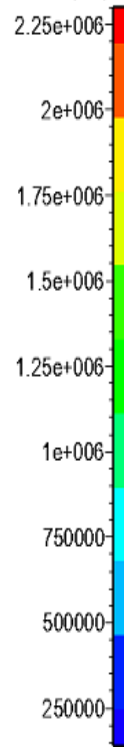


Fig. 129 Presión estática en el borde de salida del álabe (Caso E).

Presión Estática (Pa)



---

En las imágenes anteriores se puede observar la presión estática en diferentes zonas del canal entre los álabes de los diferentes casos. En donde se puede percibir desde el Caso B una gran diferencia en comparación con el Caso A. Desde el 30% de la cuerda, figura (106), se observa una disminución de la zona de desprendimiento en la sección de succión del álabe. Del mismo modo, es de recalcar que no se observa la formación de puntos de baja presión en el claro entre el álabe y la carcasa, mismo que se empieza a formar hasta el 70% de la cuerda, figura (109), donde en el borde del difusor de vórtices del lado de succión se empieza a formar el vórtice de fuga, lo que concuerda con el retraso en el desprendimiento ya antes mencionado. Sin embargo, la gran diferencia se tiene en el borde de salida del álabe, figura (111), donde se observa la disminución de puntos de baja presión, lo que conlleva a una disminución de los vórtices de fuga y las pérdidas de eficiencia.

En el Caso D, difusor de vórtice en el lado de succión y cavidad en la punta del álabe, se tienen características similares al Caso B, donde sólo se compone por difusor de vórtice; no obstante, se tiene una mayor intensidad de las pérdidas aerodinámicas en comparación con el Caso B, especialmente en el borde de salida, figura (123).

Es decir, la cavidad aumenta la intensidad de los vórtices cuando se aplica junto con difusores de vórtice.

El mismo resultado se puede observar en el borde de salida del Caso E, figura (129).

## 4.2.6 Vectores de velocidad relativa en el claro (Caso B)

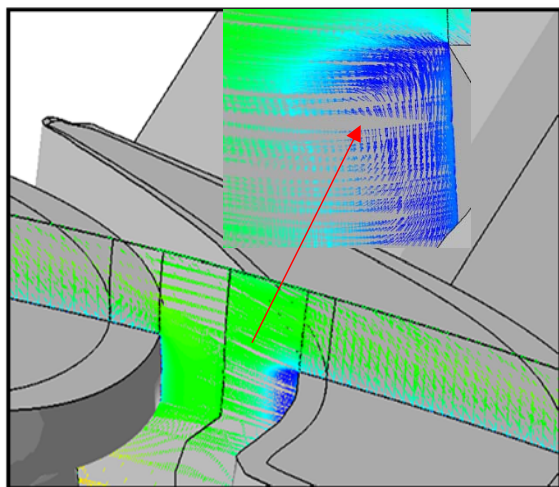


Fig. 130 Velocidad relativa al 30% de la cuerda (Caso B).

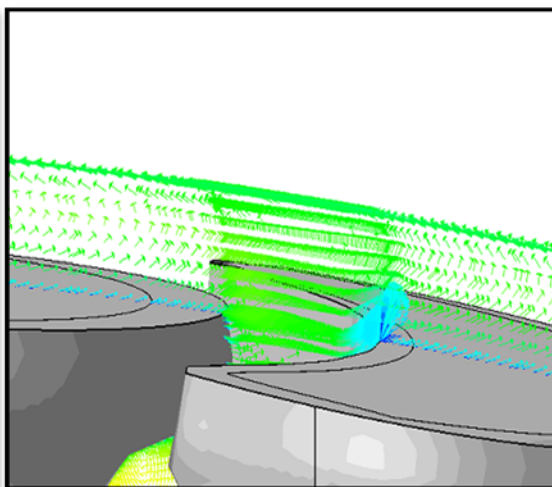


Fig. 131 Velocidad relativa al 40% de la cuerda (Caso B).

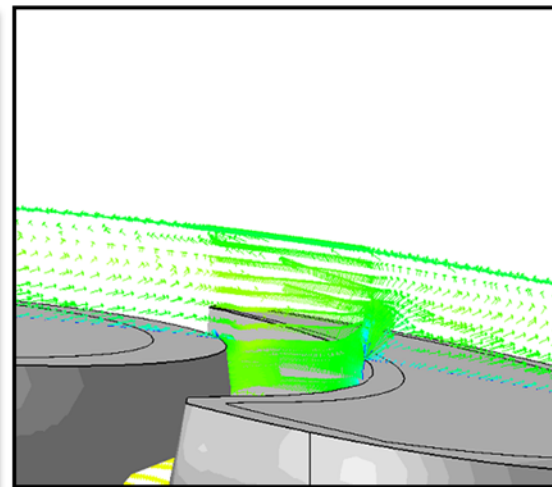


Fig. 132 Velocidad relativa al 55% de la cuerda (Caso B).

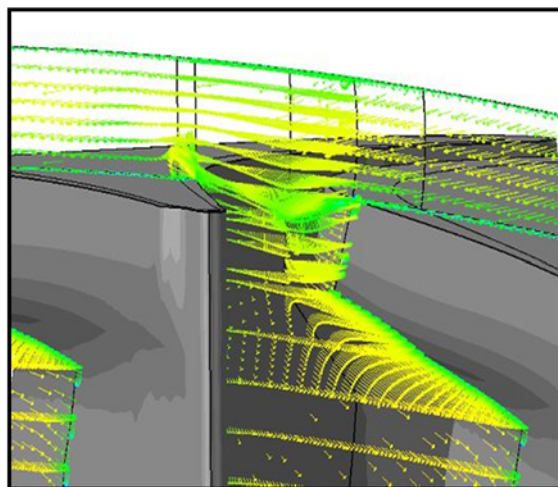


Fig. 133 Velocidad relativa al 70% de la cuerda (Caso B).

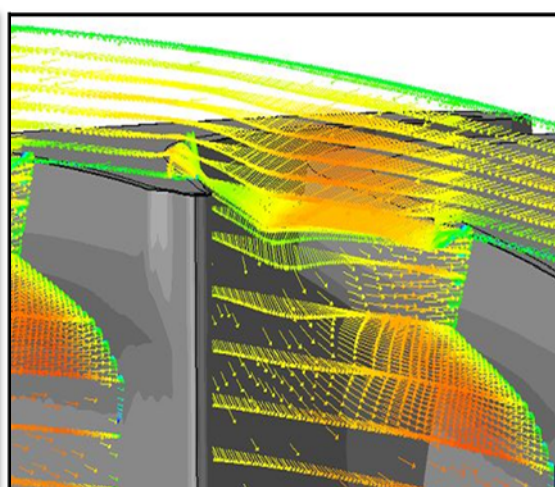


Fig. 134 Velocidad relativa al 80% de la cuerda (Caso B).

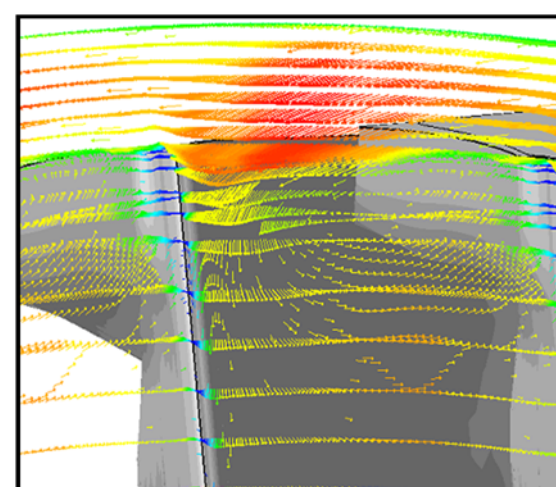
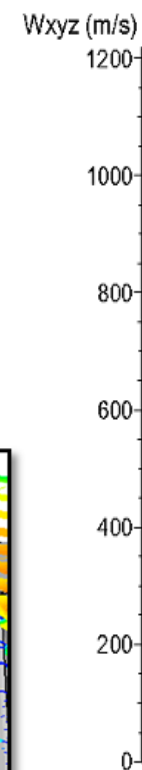


Fig. 135 Velocidad relativa en el borde de salida del álabe (Caso B).



## 4.2.7 Vectores de velocidad relativa en el claro (Caso C)

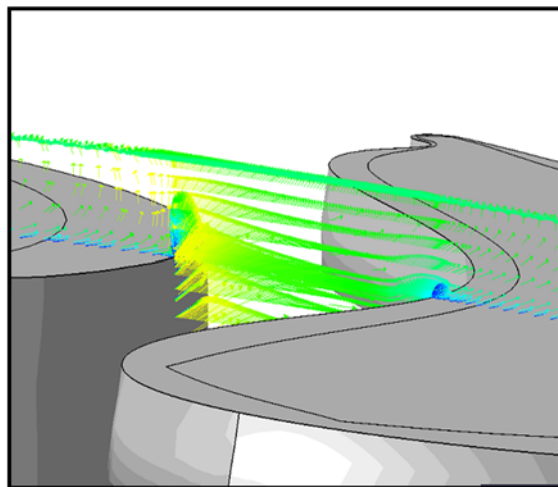


Fig. 136 Velocidad relativa al 30% de la cuerda (Caso C)

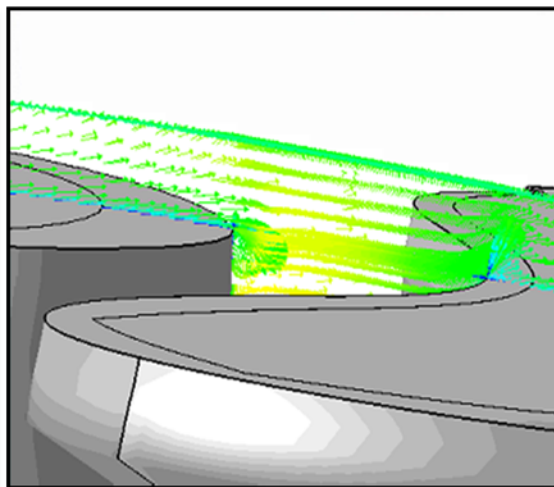


Fig. 137 Velocidad relativa al 40% de la cuerda (Caso C).

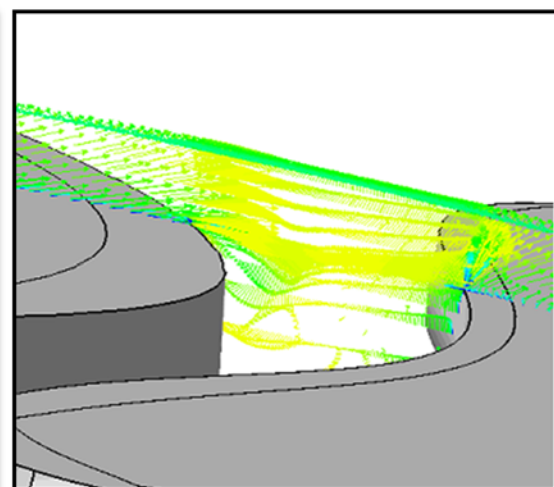


Fig. 138 Velocidad relativa al 55% de la cuerda (Caso C)

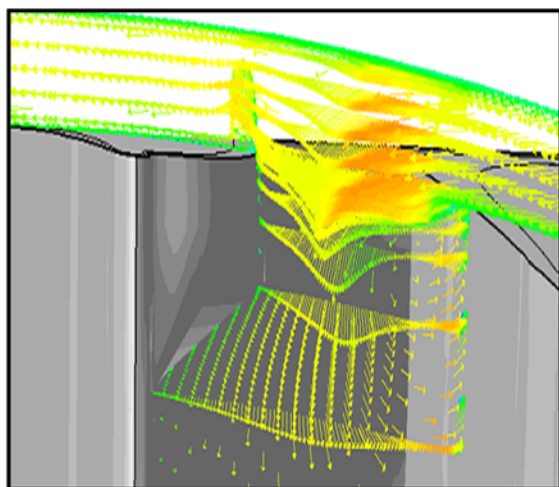


Fig. 139 Velocidad relativa al 70% de la cuerda (Caso C)

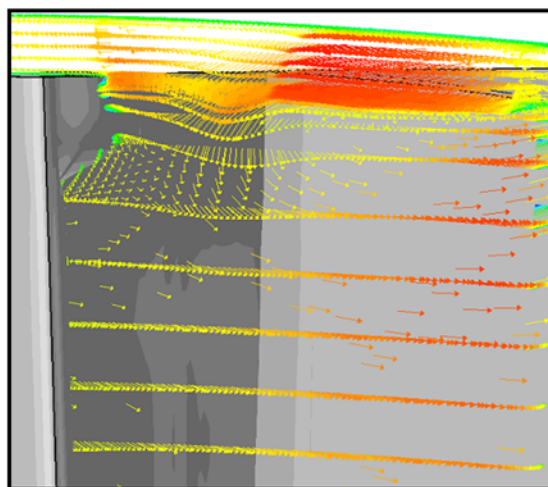


Fig. 140 Velocidad relativa al 80% de la cuerda (Caso C)

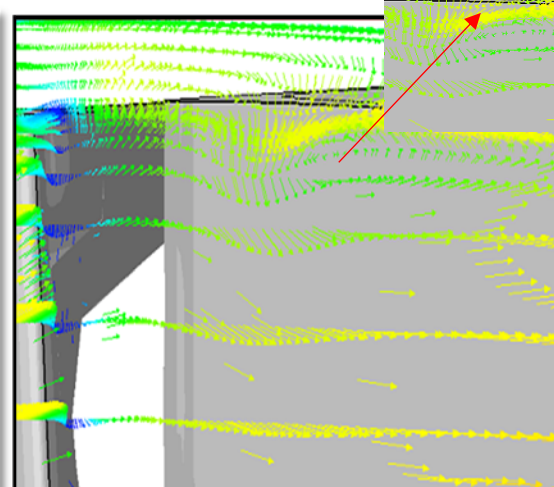
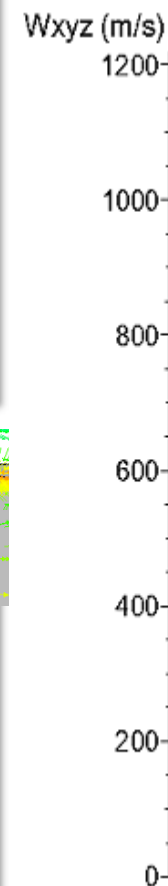


Fig. 141 Velocidad relativa en el borde de salida del álabé (Caso C)





## 4.2.7 Vectores de velocidad relativa en el claro (Caso D)

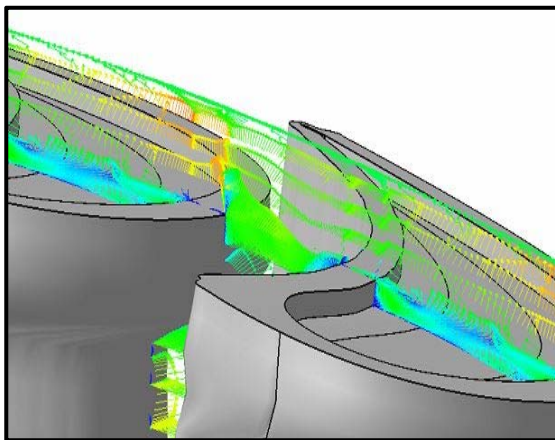


Fig. 142 Velocidad relativa al 30% de la cuerda (Caso D)

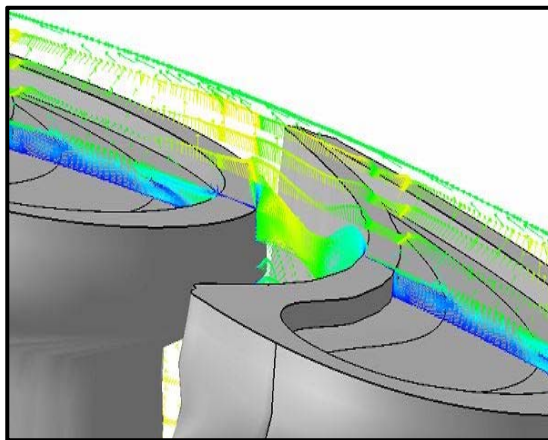


Fig. 143 Velocidad relativa al 40% de la cuerda (Caso D)

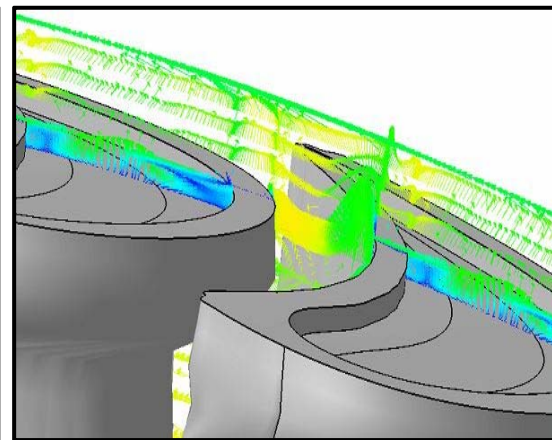


Fig. 144 Velocidad relativa al 55% de la cuerda (Caso D)

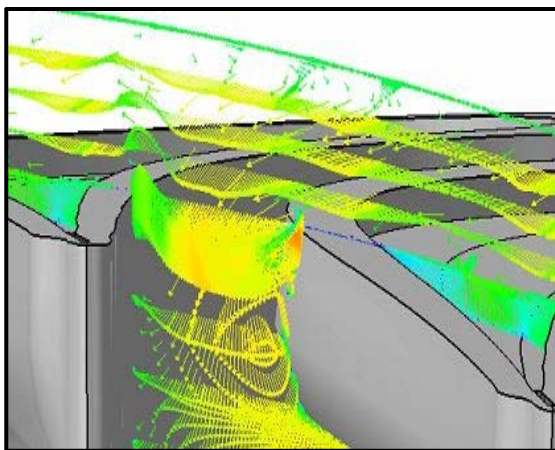


Fig. 145 Velocidad relativa al 70% de la cuerda (Caso D)

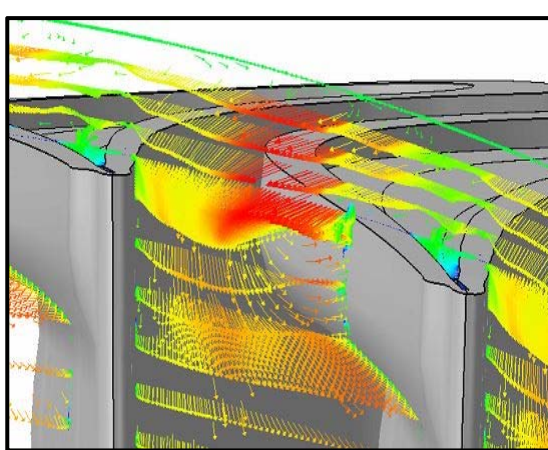


Fig. 146 Velocidad relativa al 80% de la cuerda (Caso D)

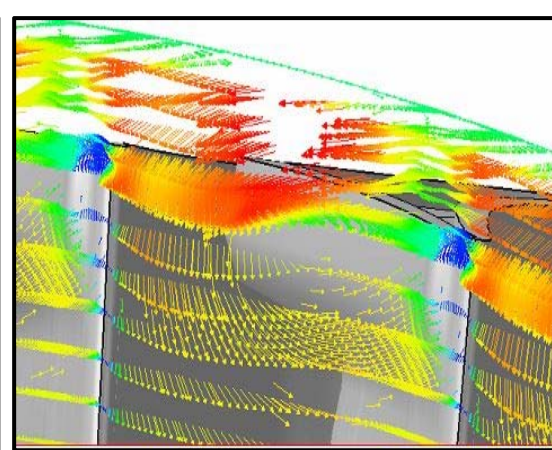
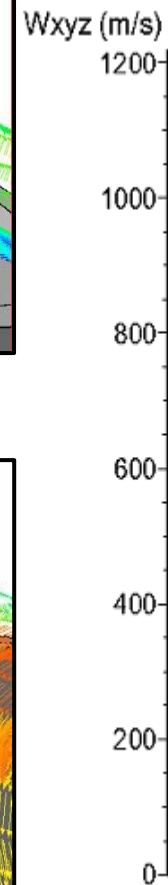


Fig. 147 Velocidad relativa en el borde de salida del álab (Caso D)



## 4.2.8 Vectores de velocidad relativa en el claro (Caso E)

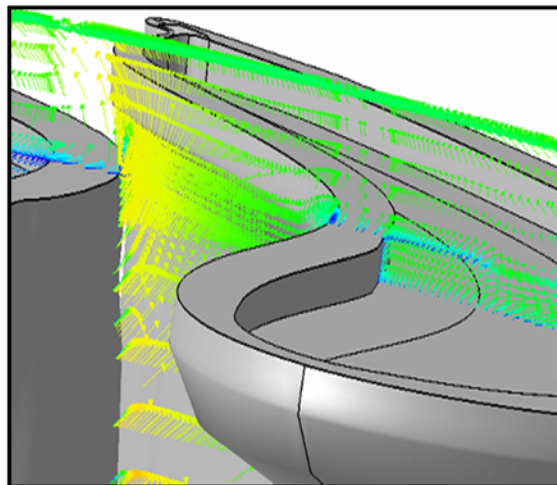


Fig. 148 Velocidad relativa al 30% de la cuerda (Caso E)

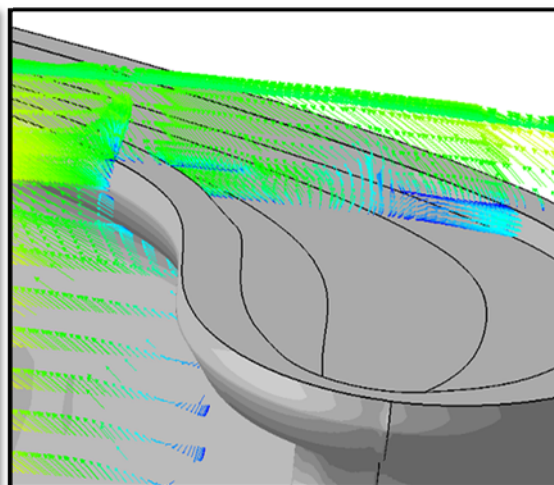


Fig. 149 Velocidad relativa al 40% de la cuerda (Caso E)

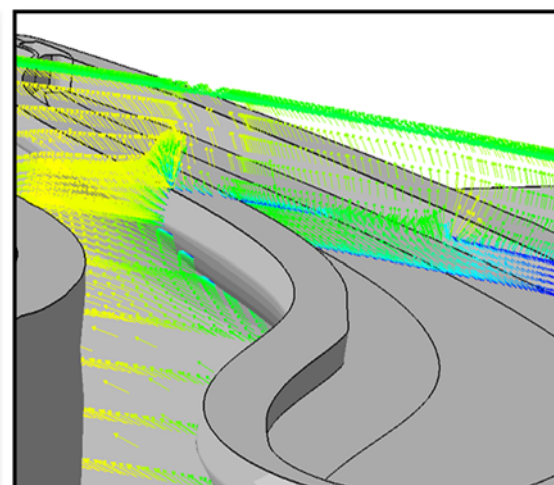


Fig. 150 Velocidad relativa al 55% de la cuerda (Caso E)

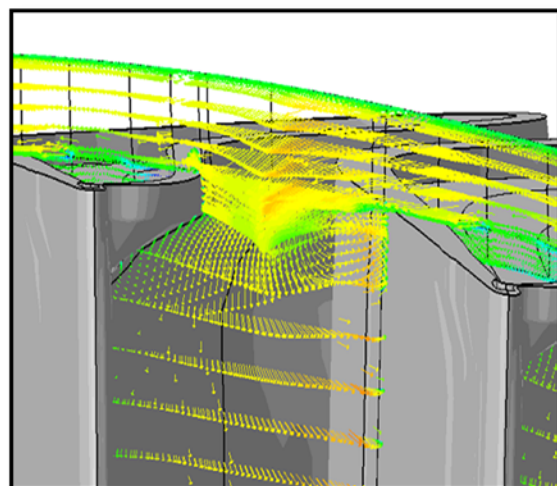


Fig. 151 Velocidad relativa al 70% de la cuerda (Caso E)

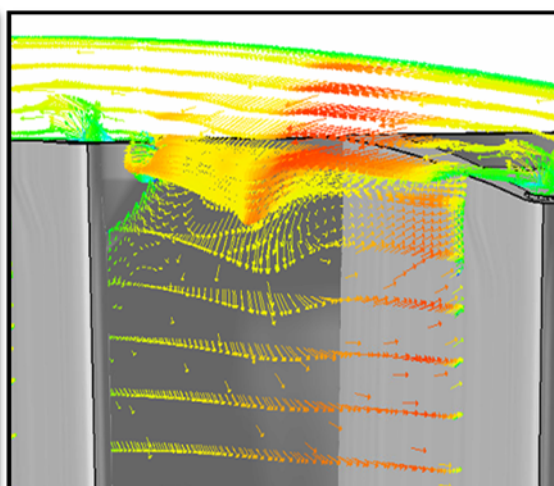


Fig. 152 Velocidad relativa al 80% de la cuerda (Caso E)

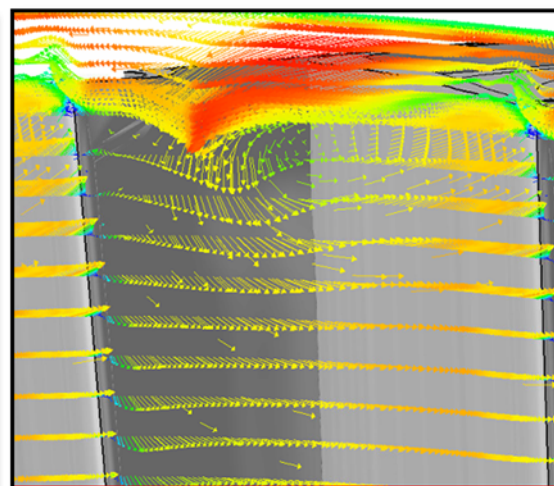
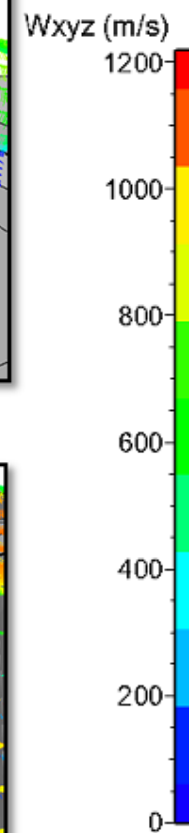


Fig. 153 Velocidad relativa en el borde de salida del álabe (Caso E)



---

Se tienen los vectores de velocidad relativa, donde se puede analizar cómo el cambio de geometría en la punta de los álabes del rotor puede influir en el campo de velocidad. Primeramente, se tiene el Caso B, difusor de vórtice en el lado de succión, donde al 30% de la cuerda se tiene la formación una burbuja de separación que, en comparación con el Caso A, presentó un aumento de tamaño, figura (130), que si se observa con detalle, esta burbuja de separación se presenta como una recirculación de vectores de velocidad debido a la diferencia de velocidad entre la zona de presión y el canal del álabe. Por otra parte, al 40% de la cuerda, figura (131), se distingue una característica de recirculación de los vectores de velocidad en el claro en el lado de succión que cambian en dirección del lado de presión de ese mismo álabe, lo que difiere del Caso A, figura (68), donde dichos vectores siguen su trayectoria, lo que genera un retraso en el desprendimiento del flujo, que también se puede identificar al 55% de la cuerda, figura (132), donde en el Caso A, figura (69), se empieza a formar el vórtice de fuga. Siguiendo la comparación, se tiene al 70% de la cuerda, figura (133), una disminución de la diferencia de velocidades que se tienen entre el claro y el canal del álabe, lo que evita la formación completa de los vórtices de fuga. De igual manera, esto se observa al 80% de la cuerda, figura (134), y en el borde de salida, figura (135), donde la aplicación de los difusores de vórtices genera una disipación y disminución de la intensidad del vórtice de fuga, lo que aumenta la eficiencia de la etapa.

Características similares en los vectores se encuentran entre el Caso A y el Caso C, ya que al 30% de la cuerda del Caso C, figura (136), se tiene una pequeña disminución de la burbuja de separación. Sin embargo, las diferencias se empiezan a hacer evidentes hasta el 70% de la cuerda, figura (139), donde la generación del vórtice de fuga se empieza a desarrollar en el lado de succión, pero con la diferencia de que este vórtice se ve desplazado hacia dicho lado del álabe, lo que hace que se vea interrumpido el desarrollo del vórtice, sin que esto afecte la generación del vórtice de fuga, ya que en el borde de salida del álabe, figura (141), se puede identificar su formación, aunque con una menor intensidad en comparación con el Caso A, figura (72).

---

Cuando se comparan el Caso A y el Caso D, se observa desde el 70% de la cuerda del Caso D, figura (145), una diferencia en la velocidad de los vectores en el lado de succión, esto debido al aumento de la velocidad provocado por la cavidad. Así mismo, es de notar que, dado lo anterior, se tiene la creación de una recirculación de vectores en el borde de salida del Caso D, figura (147), similar en característica y en sentido de rotación al encontrado en el caso A, figura (76).

Al comparar el Caso E, difusor de vórtice en el lado de presión con cavidad en la punta del álabe y el Caso A, se tiene una clara diferencia, en especial en los vectores del claro al 30% de la cuerda del Caso E, figura (148), donde se tiene la burbuja de separación, que se ve disminuida en comparación con el caso A, figura (67). A pesar de ello, se observa al 40% de la cuerda, figura (149), y al 55% de la cuerda, figura (150), la generación de pequeñas recirculaciones en la cavidad, lo que aumenta la velocidad, generando al 80% de la cuerda, figura (152), la formación de los vórtices de fuga que, si bien al compararla con el Caso A, figura (71), es menor, en el borde de salida esto difiere, ya que el vórtice de fuga, debido a todo lo anterior, tiene una mayor intensidad.

## 4.2.9 Vectores de velocidad absoluta en el claro (Caso B)

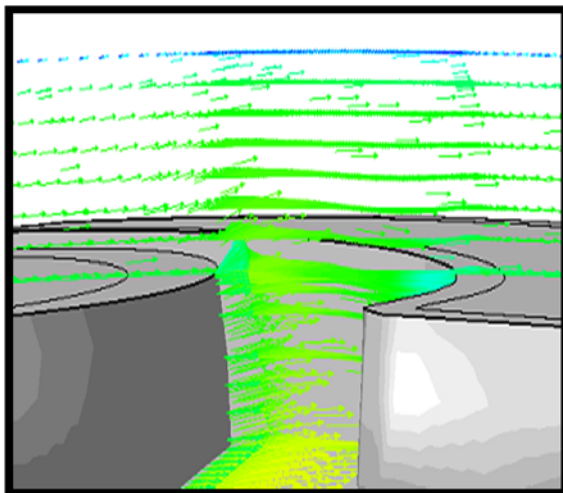


Fig. 154 Velocidad absoluta al 30% de la cuerda (Caso B).

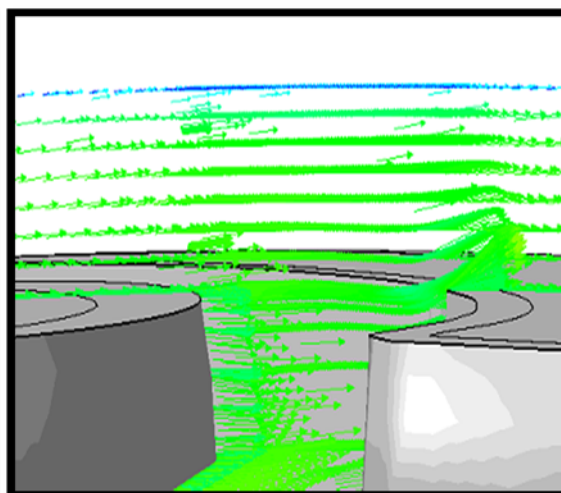


Fig. 155 Velocidad absoluta al 40% de la cuerda (Caso B).

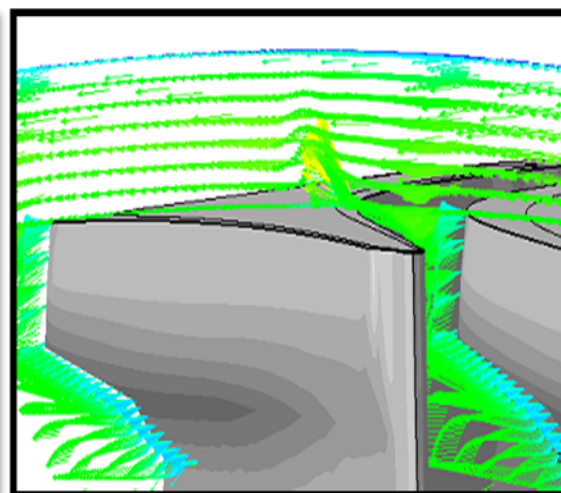


Fig. 156 Velocidad absoluta al 55% de la cuerda (Caso B).

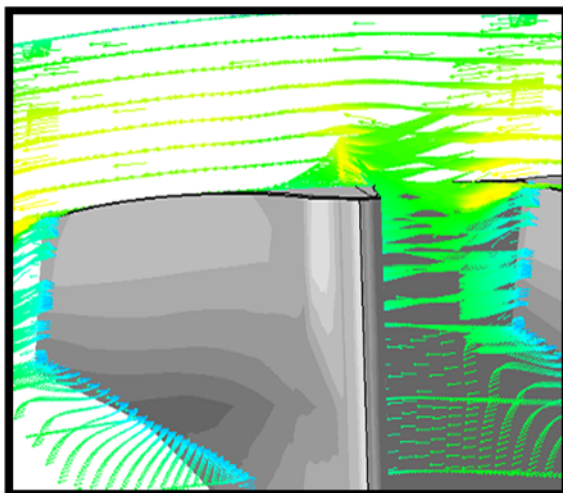


Fig. 157 Velocidad absoluta al 70% de la cuerda (Caso B).

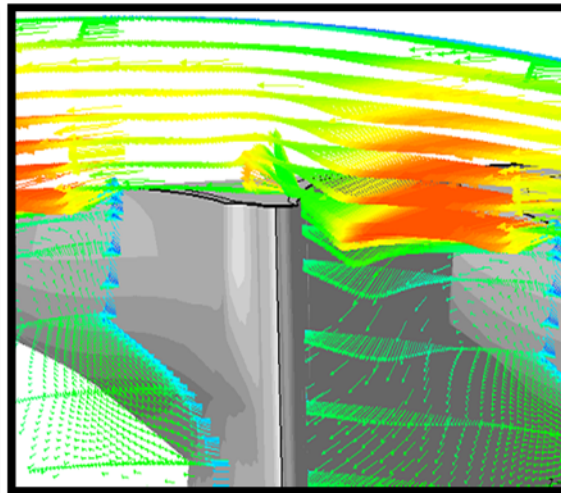


Fig. 158 Velocidad absoluta al 80% de la cuerda (Caso B).

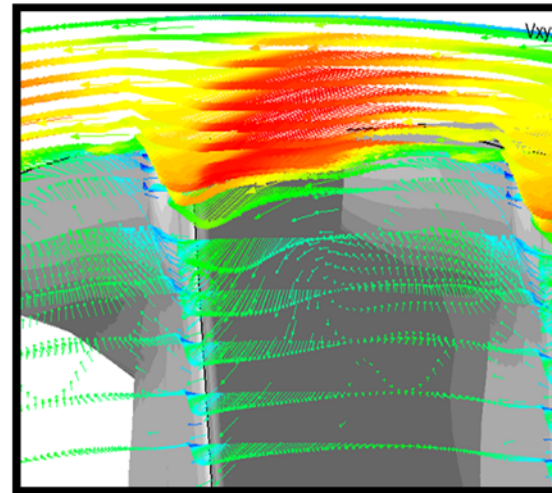
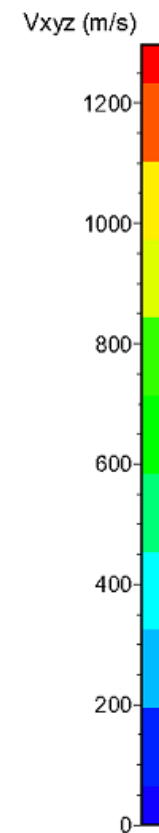


Fig. 159 Velocidad absoluta al borde de salida del álabe (Caso B).



## 4.2.10 Vectores de velocidad absoluta (Caso C)

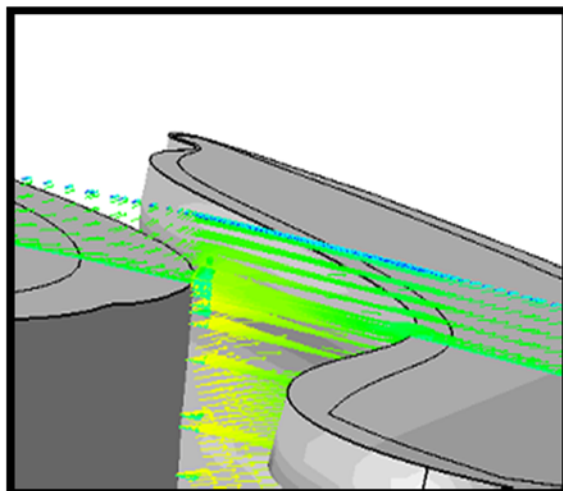


Fig. 160 Velocidad absoluta al 30% de la cuerda del álabe (Caso C).

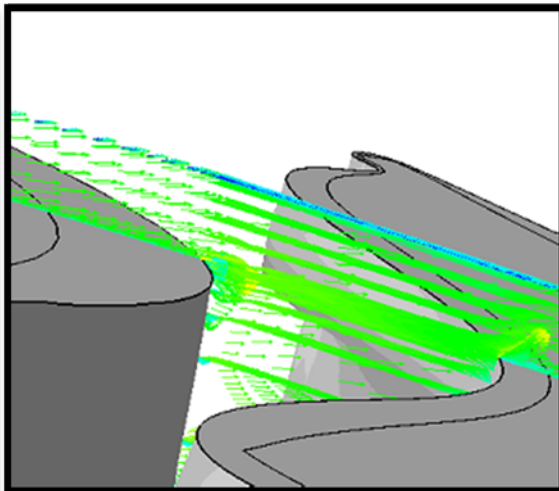


Fig. 161 Velocidad absoluta al 40% de la cuerda del álabe (Caso C).

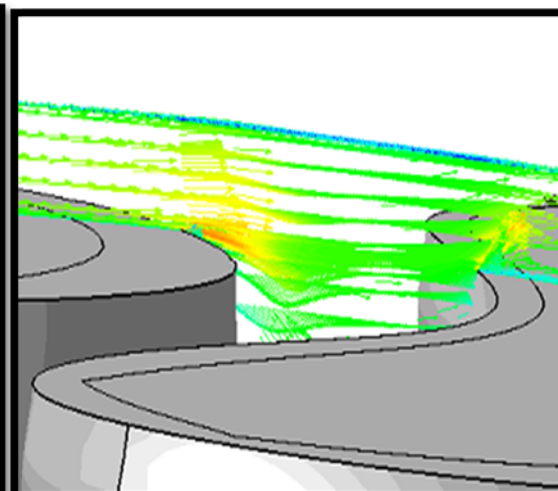


Fig. 162 Velocidad absoluta al 55% de la cuerda del álabe (Caso C).

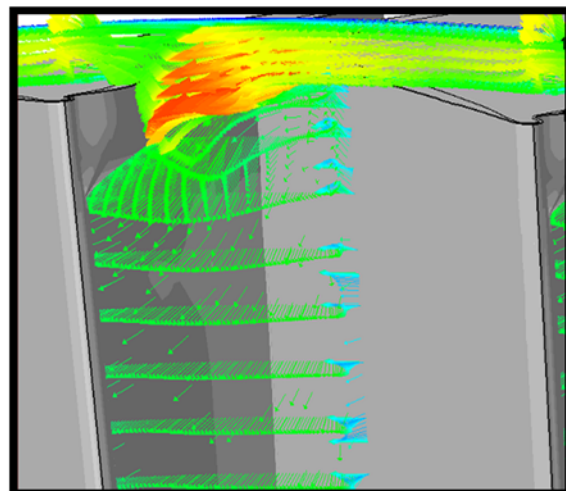


Fig. 163 Velocidad absoluta al 70% de la cuerda del álabe (Caso C).

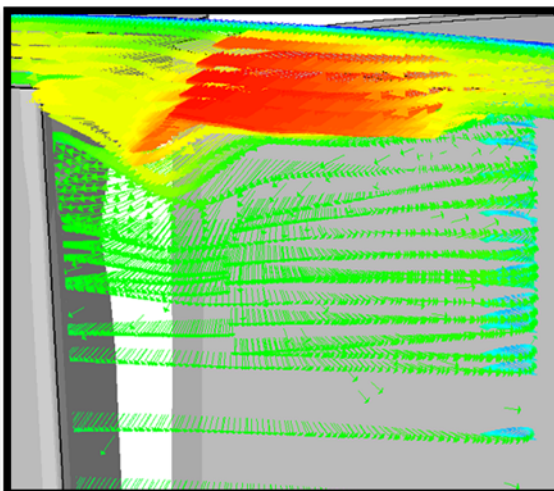


Fig. 164 Velocidad absoluta al 80% de la cuerda del álabe (Caso C).

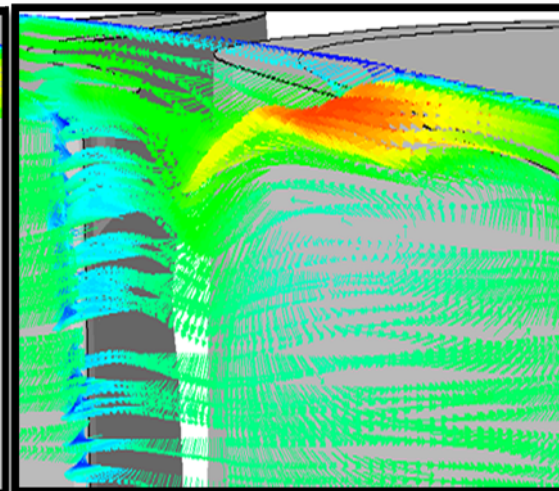
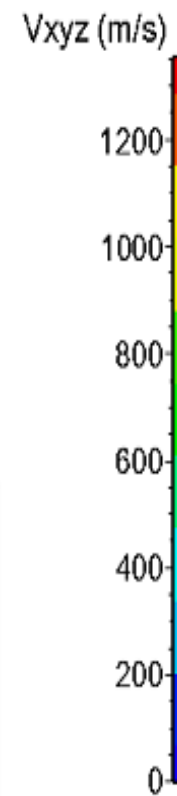


Fig. 165 Velocidad absoluta en el borde de salida del álabe (Caso C).



## 4.2.11 Vectores de velocidad absoluta (Caso D)

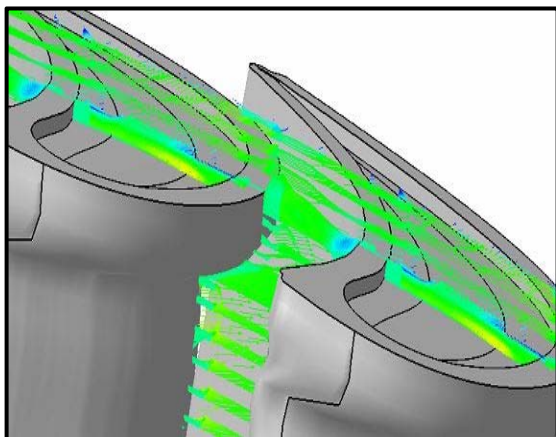


Fig. 166 Velocidad absoluta al 30% de la cuerda del álabre (Caso D).

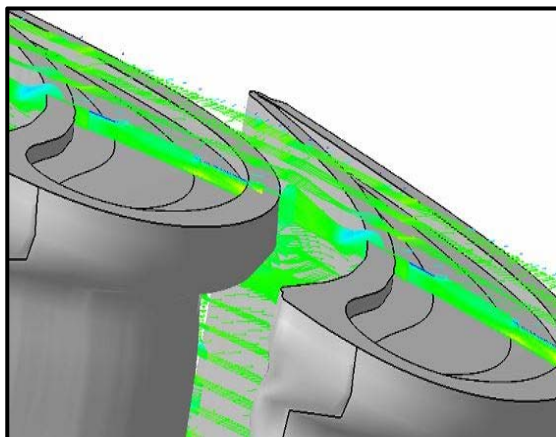


Fig. 167 Velocidad absoluta al 40% de la cuerda del álabre (Caso D).

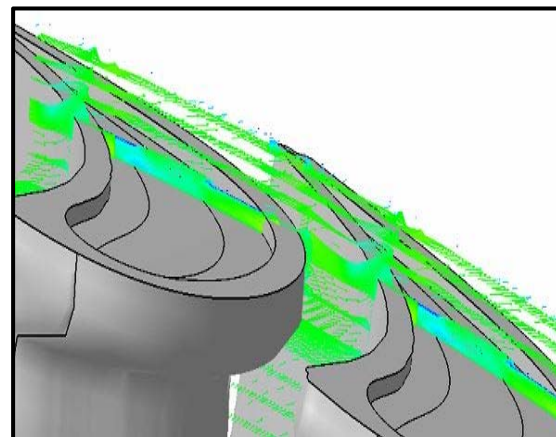


Fig. 168 Velocidad absoluta al 55% de la cuerda del álabre (Caso D).

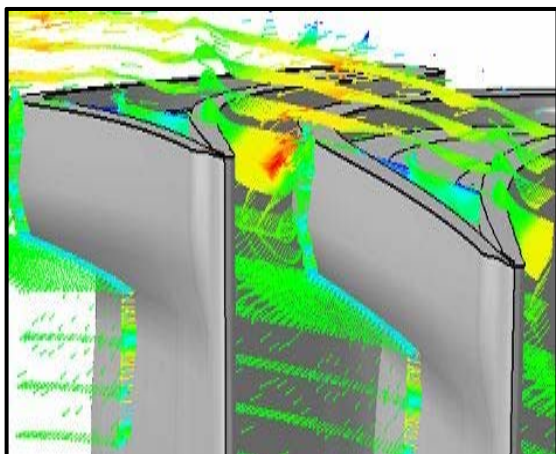
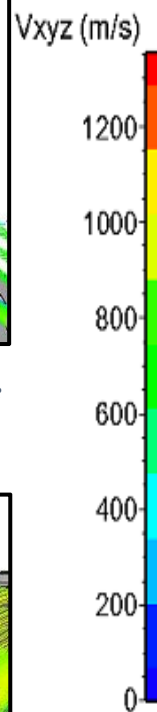


Fig. 169 Velocidad absoluta al 70% de la cuerda del álabre (Caso D).

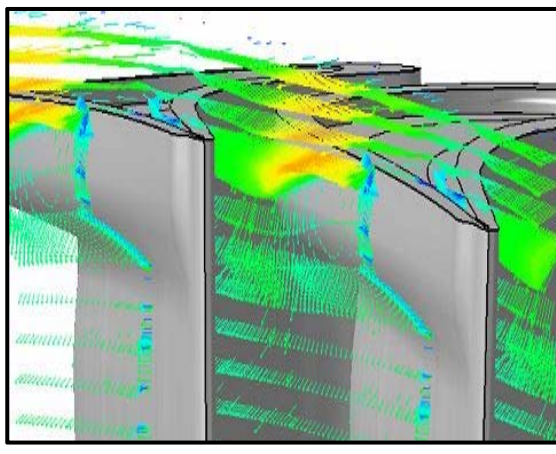


Fig. 170 Velocidad absoluta al 80% de la cuerda del álabre (Caso D).

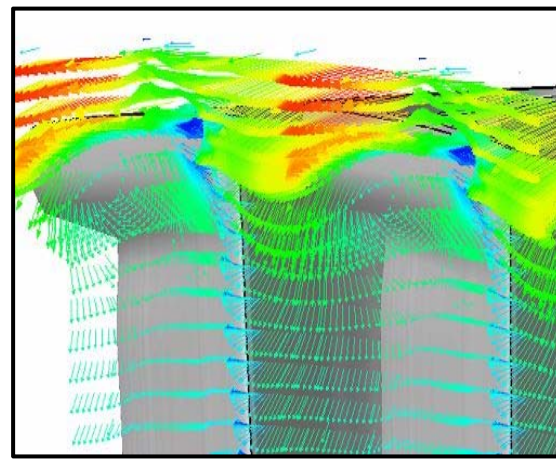


Fig. 171 Velocidad absoluta en el borde de salida del álabre (Caso D).

## 4.2.12 Vectores de velocidad absoluta (Caso E)

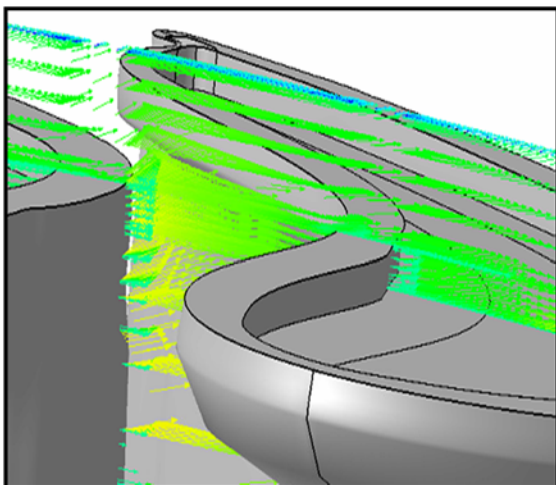


Fig. 172 Velocidad absoluta al 30% de la cuerda del álabe (Caso E).

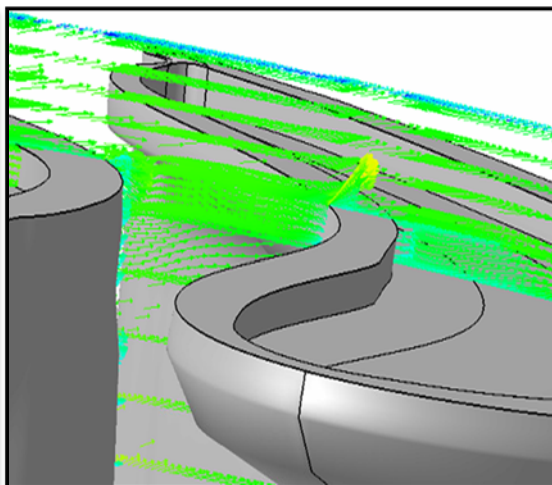


Fig. 173 Velocidad absoluta al 40% de la cuerda del álabe (Caso E).

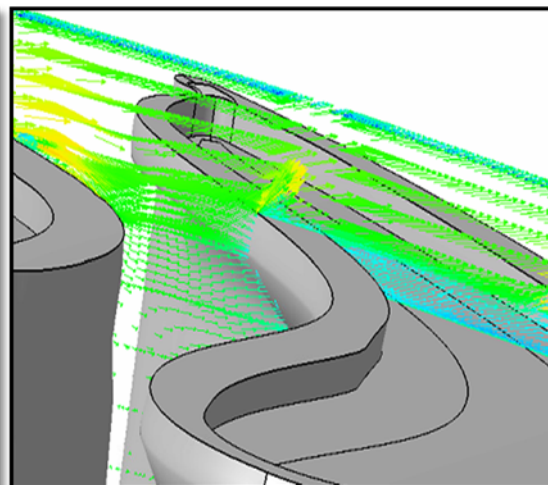


Fig. 174 Velocidad absoluta al 55% de la cuerda del álabe (Caso E).

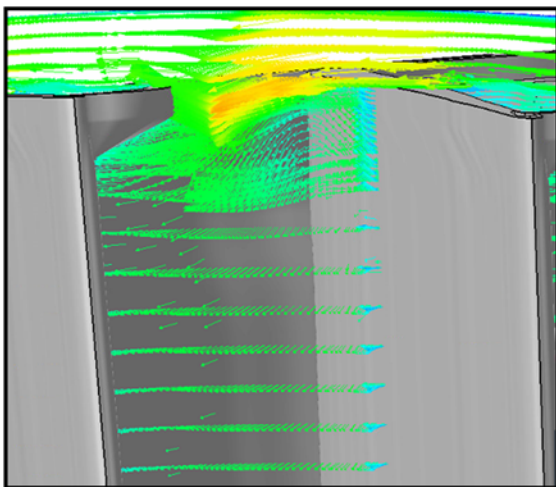


Fig. 175 Velocidad absoluta al 70% de la cuerda del álabe (Caso E).

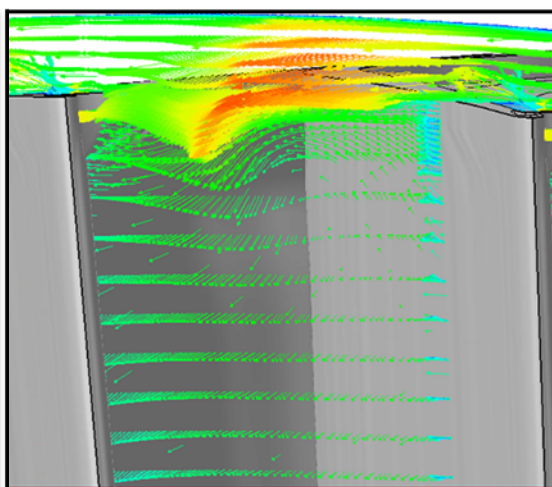


Fig. 176 Velocidad absoluta al 80% de la cuerda del álabe (Caso E).

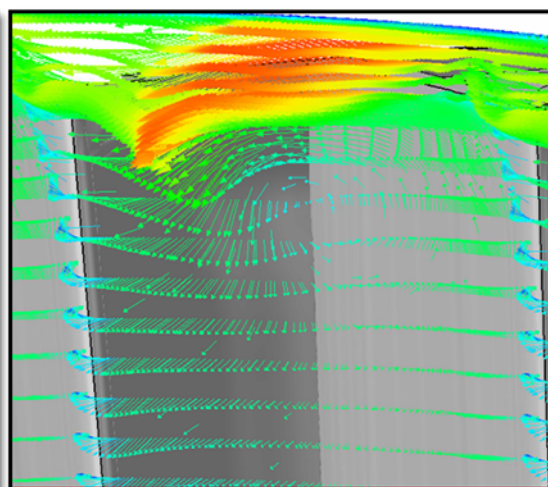
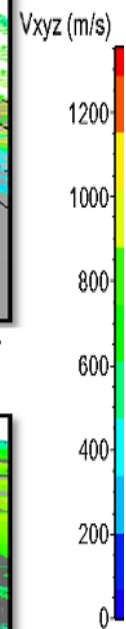


Fig. 177 Velocidad absoluta en el borde de salida del álabe (Caso E).





---

Mediante los vectores de velocidad absoluta en el Caso B, se observa un campo de velocidades similar en los tres primeros segmentos al Caso A. Sin embargo, hay que tomar en cuenta la disminución de velocidad en los vectores del claro al 55% de la cuerda del Caso B, figura (156). Las principales diferencias se tienen a partir del 70% de la cuerda del Caso B, figura (157), donde se tiene una disminución de la distancia entre los álabes que evita la formación de los vórtices de fuga, algo que se puede comparar en el Caso A, figura (77), donde se tiene la formación del vórtice de fuga. Por otra parte, se tiene al 80% de la cuerda del Caso A, figura (78), la formación de una recirculación cerca del lado de succión. Una característica similar se tiene al 80% de la cuerda del Caso B, figura (158), donde los vectores de velocidad tienen las características para la formación de una recirculación, pero esta se ve interrumpida por el lado de presión del siguiente álabe. A pesar de ello, en el borde de salida del Caso B, figura (159), se forma una recirculación debajo del difusor de vórtice del lado de succión con similares características de velocidad de los vectores de velocidad absoluta, pero con un menor tamaño comparado con el Caso A, figura (76).

Mismas características se pueden observar en el Caso C, donde en el borde de salida del álabe, figura (165), se presenta la formación de vórtices de fuga, con la diferencia de tener un leve desplazamiento hacia el lado de succión del álabe contiguo.

En el Caso D se observa la formación de un punto de estancamiento en el lado de presión del álabe, esto al 30% de la cuerda, figura (166), misma que va disminuyendo a medida que el flujo pasa por el canal del álabe. Sin embargo, al 80% de la cuerda, figura (170), se puede observar la formación de puntos de baja velocidad justo en las proximidades del difusor de vórtice, así como también el desarrollo de una recirculación de los vectores de velocidad en el lado de succión del álabe, tal y como se observa en el caso A, figura (78). En consecuencia, en el borde de salida del álabe del Caso D, figura (171), se observa la formación de una recirculación de vectores de velocidad del mismo sentido al encontrado en el caso A, figura (76); sin embargo, siendo este último de mayor tamaño al encontrado anteriormente en el caso A.

Por otro lado en el Caso E, desde el 30% de la cuerda, figura (172), se tiene un punto de estancamiento en el lado de presión del álabe y en la cavidad una región de baja

---

velocidad que genera una zona de recirculación, misma que se puede observar al 55% de la cuerda del Caso E, figura (174), donde se tiene un aumento de esta zona de recirculación y debido a la geometría de la cavidad, se tiene un punto de estancamiento mucho mayor al obtenido en el Caso A, figura (77). Sin embargo, se aumenta la velocidad absoluta de los vectores tal y como se puede observar al 80% de la cuerda, figura (176), donde la interacción de los vectores de velocidad con los bordes de la cavidad conlleva al aumento de la velocidad absoluta, lo que provoca la formación de los vórtices de fuga tal y como se tienen al borde de salida del álabe del Caso E, figura (177), mismos que presentan una intensidad incluso mayor al que se tiene en el Caso A, figura (76).

Los vórtices de fuga obtenidos en los Casos D y E tienen una forma bastante definida. Es de tomar en cuenta la gran velocidad que se tiene en el claro, que difiere de los casos anteriores y que, debido a ello, se tiene la formación de dicha recirculación.

### 4.2.13 Línea de corriente de velocidad relativa en la punta del rotor

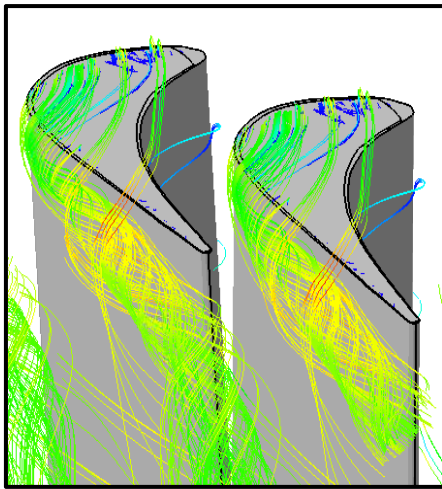


Fig. 178 Línea de corriente de velocidad relativa en Caso A.

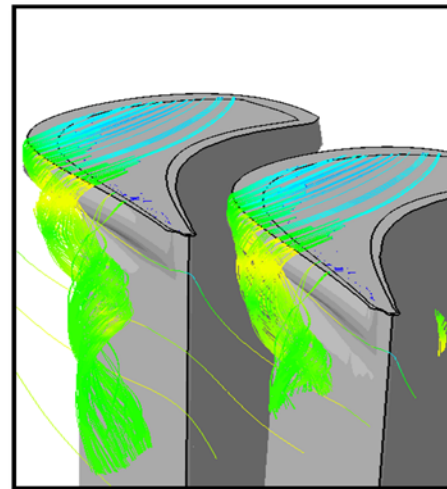


Fig. 179 Línea de corriente de velocidad relativa en Caso B.

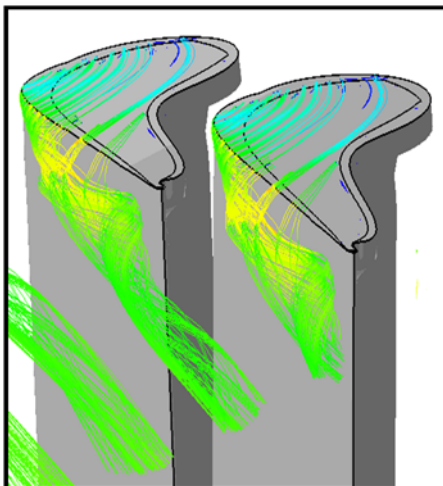


Fig. 180 Línea de corriente de velocidad relativa en Caso C.

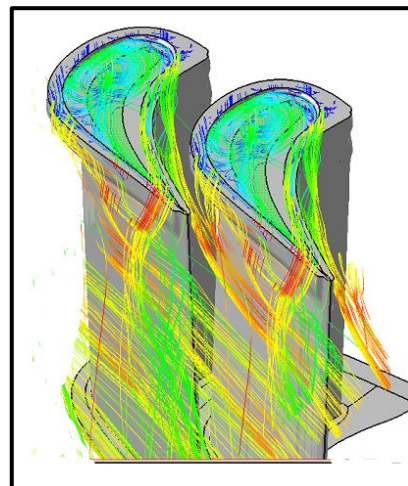


Fig. 181 Línea de corriente de velocidad relativa en Caso D.

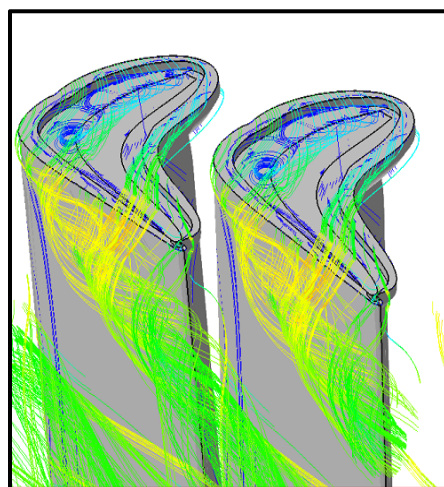
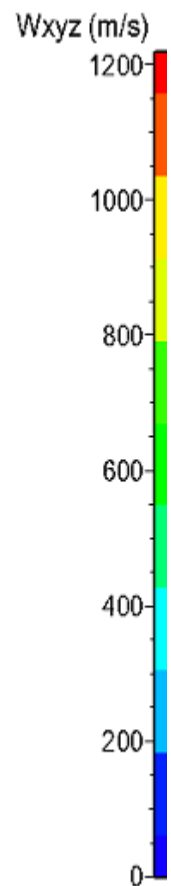


Fig. 182 Línea de corriente de velocidad relativa en Caso E.



---

Anteriormente se habían estudiado las causas de la formación de los vórtices en los contornos de presión estática y la influencia de las diferentes geometrías en los campos de velocidades.

Mediante las líneas de corriente de velocidad relativa se puede analizar con más detalle la formación de los vórtices de fuga y cómo una geometría diferente en la punta puede influir en el tamaño de dicho vórtice.

Como se puede observar en el Caso A, figura (178), existe un desprendimiento de flujo justo después del borde de ataque en la sección de la zona de succión del álabe, mismo que se ve influido por las líneas de corriente de diferente velocidad que se desprenden en el borde de ataque y que pasan por la zona de presión a la zona de succión debido al claro existente, las cuales se unen con el flujo desprendido ya existente y, debido a la diferencia de velocidad, forman una recirculación, misma que va creciendo hasta llegar al borde de salida. Al analizar la figura es de notar que existe un punto en la zona de succión en donde existe la separación del flujo y hay una velocidad máxima que varía según el tipo de geometría que hay en la punta del álabe y afecta el tamaño del vórtice de fuga.

Por otro lado en el Caso B, figura (179), hay una marcada disminución del vórtice de fuga en comparación con el caso A, (figura 178); así mismo, en la zona del claro existe una menor velocidad en las líneas de corriente, así como también se puede observar un desplazamiento de la zona de desprendimiento del flujo y del vórtice de fuga, que se recorre debido al difusor de vórtice en el lado de succión del Caso B. Por otra parte, se tiene una menor área donde las líneas de corriente obtienen una mayor velocidad. Todo ello se refleja en un menor tamaño del vórtice de fuga que, en algunas secciones, no se alcanza a formar completamente debido a la reducción de tamaño de paso que se da entre las puntas de los álabes debido al difusor de vórtice.

Algo similar se observa en el Caso C, figura (180), donde se recorre un poco en dirección contraria al difusor de vórtice del lado de presión; sin embargo, también se presenta una disminución de velocidad en las líneas de corriente del claro, lo que ocasiona que la diferencia de velocidades sea menor, lo que lleva a que se tenga una disminución de los vórtices de fuga.

---

La cavidad en la punta de los álabes funciona como un generador de entropía que disminuye la cantidad de flujo que pasa de la zona de succión a la zona de presión.

En el Caso D, figura (181), se puede observar una recirculación en la cavidad del álabe, lo cual genera un aumento de velocidad en las líneas de corriente que pasan del lado de succión al lado de presión, aumentando el tamaño de los vórtices de salida y disminuyendo la eficiencia de la etapa. Además, a diferencia de los otros casos, se tiene un área aún mayor de una alta velocidad, lo que conlleva a una mayor intensidad en los vórtices de fuga.

Como se puede observar en el Caso E, figura (182), se tienen características parecidas al caso anterior, donde en la cavidad existe recirculación que se caracteriza por estar en la zona de succión. Sin embargo, esta no es suficiente para disminuir el flujo y, lo que se tiene, es un aumento de velocidad debido a la interacción que se tiene en la cavidad, el cual ayuda a que la diferencia de velocidades que llega a la zona de succión sea muy grande, aumentando la intensidad de la zona de recirculación y creciendo hasta llegar al borde de salida.

#### 4.2.14 Contorno de generación de entropía en la salida del álabe de turbina

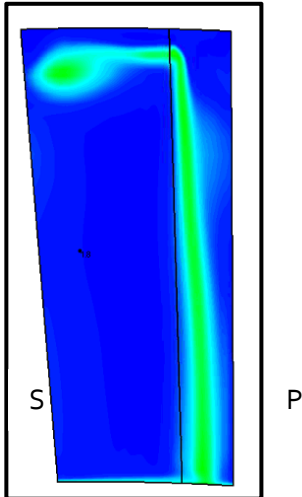


Fig. 183 Entropía en la salida de la etapa (Caso A).

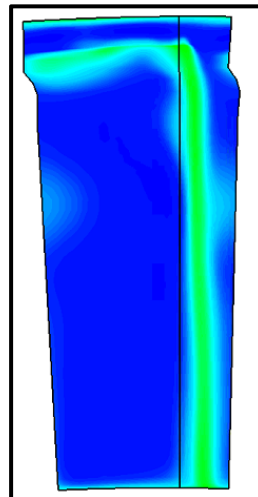


Fig. 184 Entropía en la salida de la etapa (Caso B).

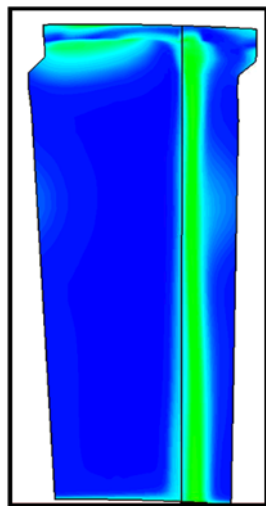


Fig. 185 Entropía en la salida de la etapa (Caso C).

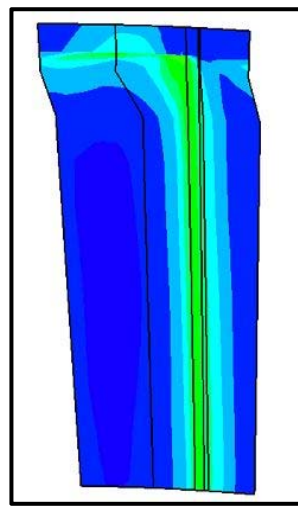


Fig. 186 Entropía en la salida de la etapa (Caso D).

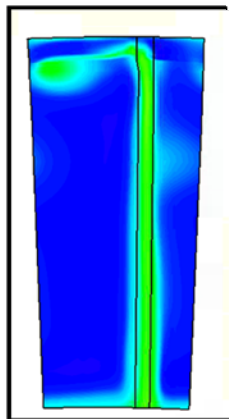
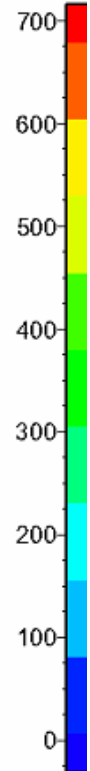


Fig. 187 Entropía en la salida de la etapa (Caso E).

Generación de Entropía  
(J/ (kg K))



---

Mediante el contorno de entropía se puede observar el tamaño de los vórtices de fuga de una manera más clara, así como también obtener la integral de superficie y tener el total de pérdidas al final de la etapa.

En el Caso A, figura (183), se puede observar un vórtice de fuga bien definido, a diferencia del Caso B, figura (184), que presenta una disminución de la intensidad del vórtice de fuga, además de una forma diferente. Si bien es cierto que al final se abarca más área, se nota una disminución de la formación del vórtice, ya que no alcanza a formar la recirculación como tal, lo que ayuda a mejorar el rendimiento de la etapa. También se observa un leve desplazamiento hacia abajo, esto es debido a que el difusor de vórtice se encuentra en el lado de succión.

Algo parecido se tiene en el Caso C, figura (185), donde se observa una disminución de intensidad y una diferencia de la forma. En este caso, no se tiene un desplazamiento debido a que el difusor de vórtice se encuentra en el lado de presión del álabe; sin embargo, se tienen características similares al caso anterior.

Para el Caso D, figura (186), se tiene un aumento en el tamaño del área en la entropía generada; sin embargo, a diferencia de los casos anteriores donde se puede observar claramente la formación de los vórtices de fuga, se observa una formación parecida a la encontrada en los casos de difusor de vórtice tanto en la zona de succión como en la zona de presión, pero con un área mucho mayor de generación de entropía.

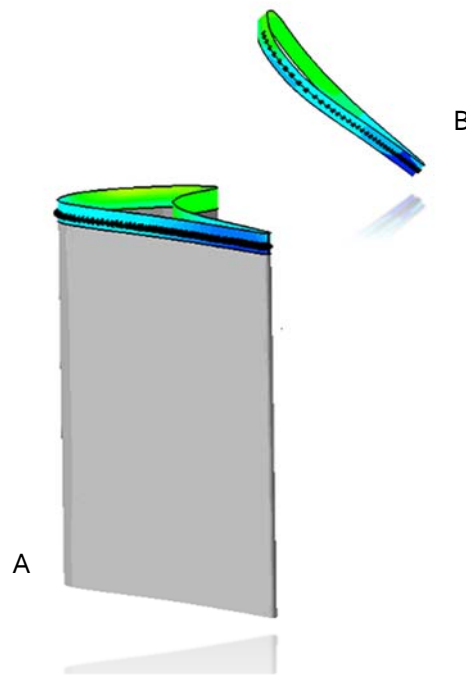
En el Caso E, figura (187), donde se aplica difusor de vórtice en el lado de presión y una cavidad, se tienen características similares a las del Caso A, figura (184): no existe una disminución ni en la forma ni en la intensidad de los vórtices de fuga, lo que lleva a tener una disminución en la eficiencia de la etapa; esto debido al aumento de la velocidad del flujo que se da por la cavidad y al difusor de vórtice que se encuentra en el lado de succión del álabe. Lo que ocasiona un aumento del tamaño del vórtice de fuga.

---

#### 4.2.15 Gráfica de presión estática en el claro (1.5 mm) en el lado de succión vs cuerda

Se analizan las características del flujo en el claro de los diferentes casos antes mencionados. Como se pudo observar anteriormente, en el claro pasan la mayor parte de las características del flujo por las cuales los vórtices de fuga se desarrollan y crecen, especialmente en el borde de salida de los álabes y en la zona de succión.

Mediante gráficas de presión estática en la mitad de claro, figura (188), entre la punta del álabe y la carcasa del motor, teniendo en cuenta que las mayores pérdidas se dan en el borde de salida del álabe, se observan las características del flujo en el claro y cómo influyen en la generación de los vórtices de fuga.



*Fig. 188 (A) Claro entre álabe y la carcasa del motor (B) puntos graficados en el lado de succión y borde de salida.*



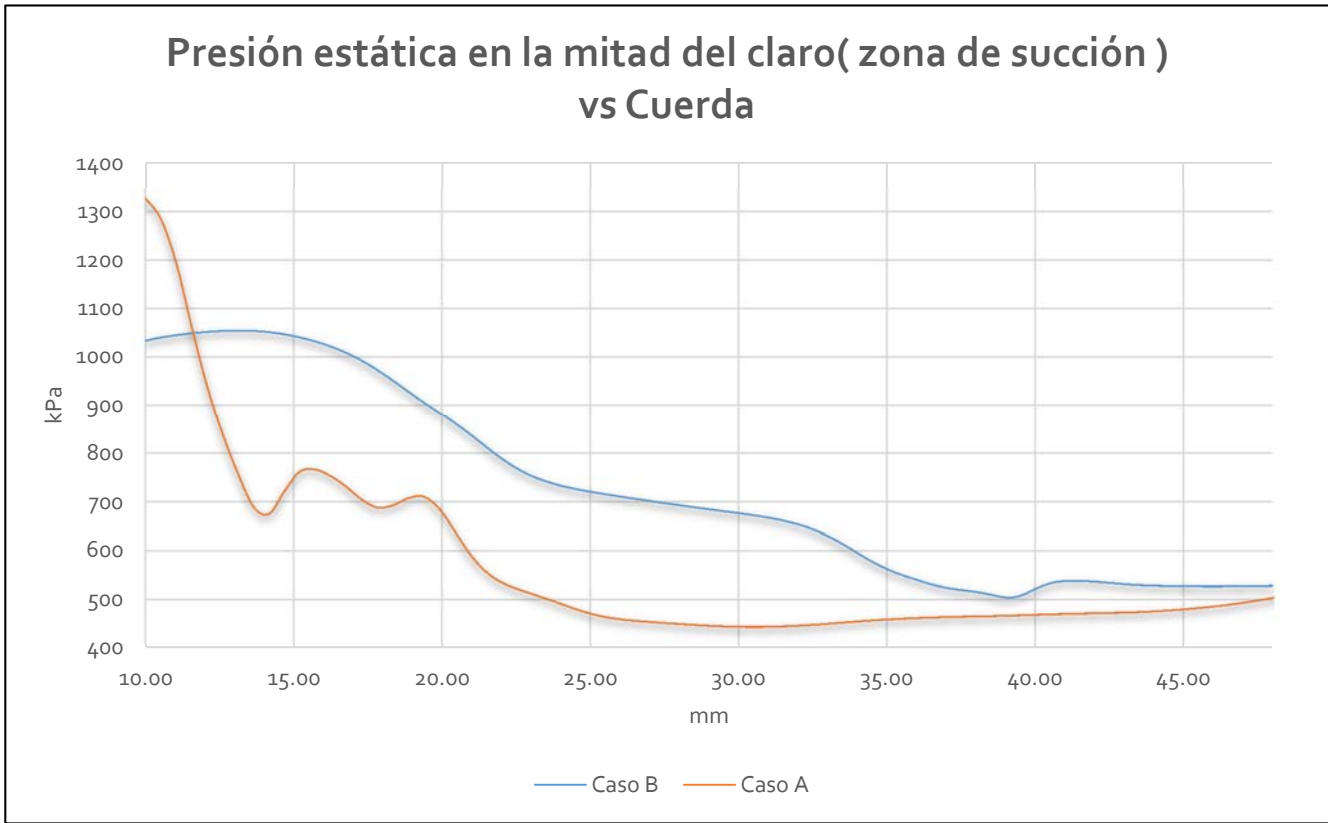


Fig. 189 Comparación de gráfica de presión estática en el claro vs cuerda (Caso A y Caso B).

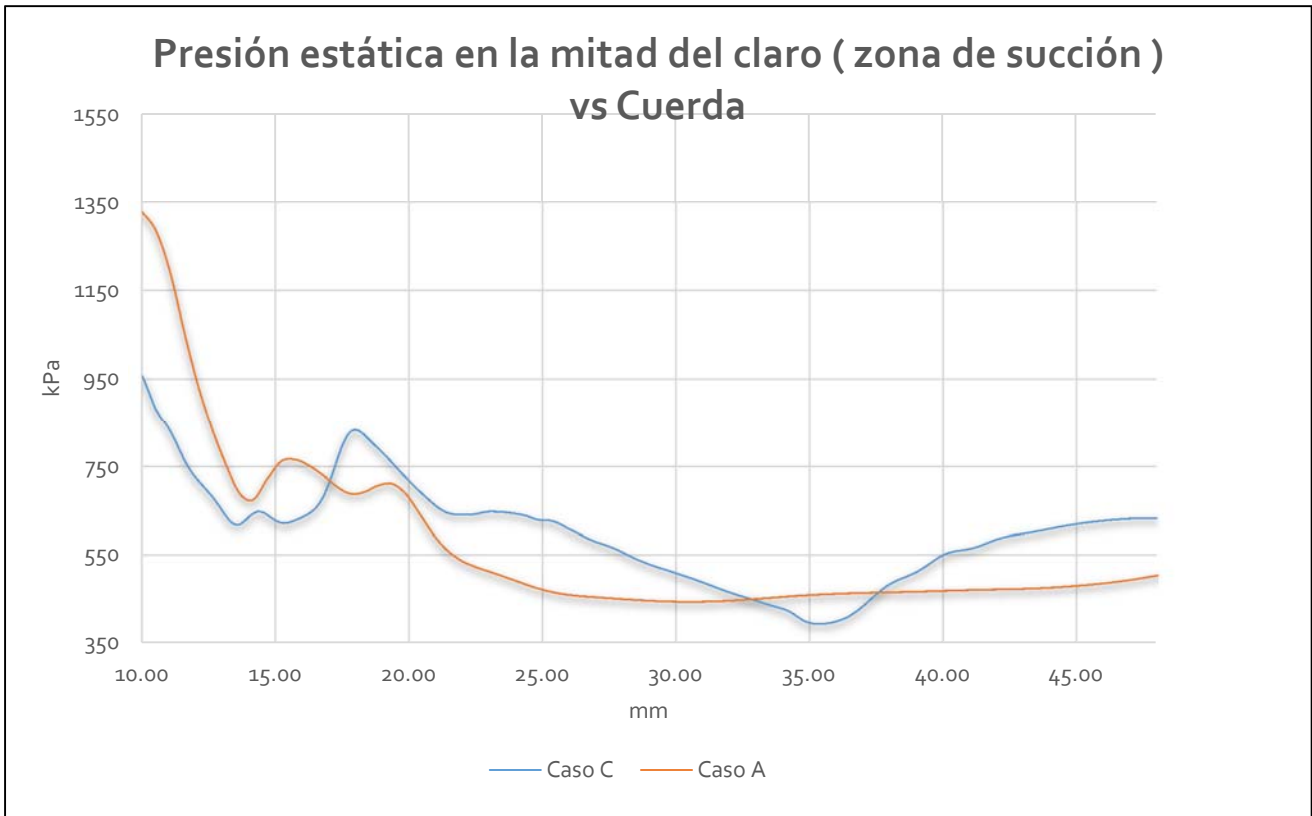


Fig. 190 Comparación de gráfica de presión estática en el claro vs cuerda (Caso A y Caso C).

### Presión estática en la mitad del claro ( zona de succión ) vs Cuerda

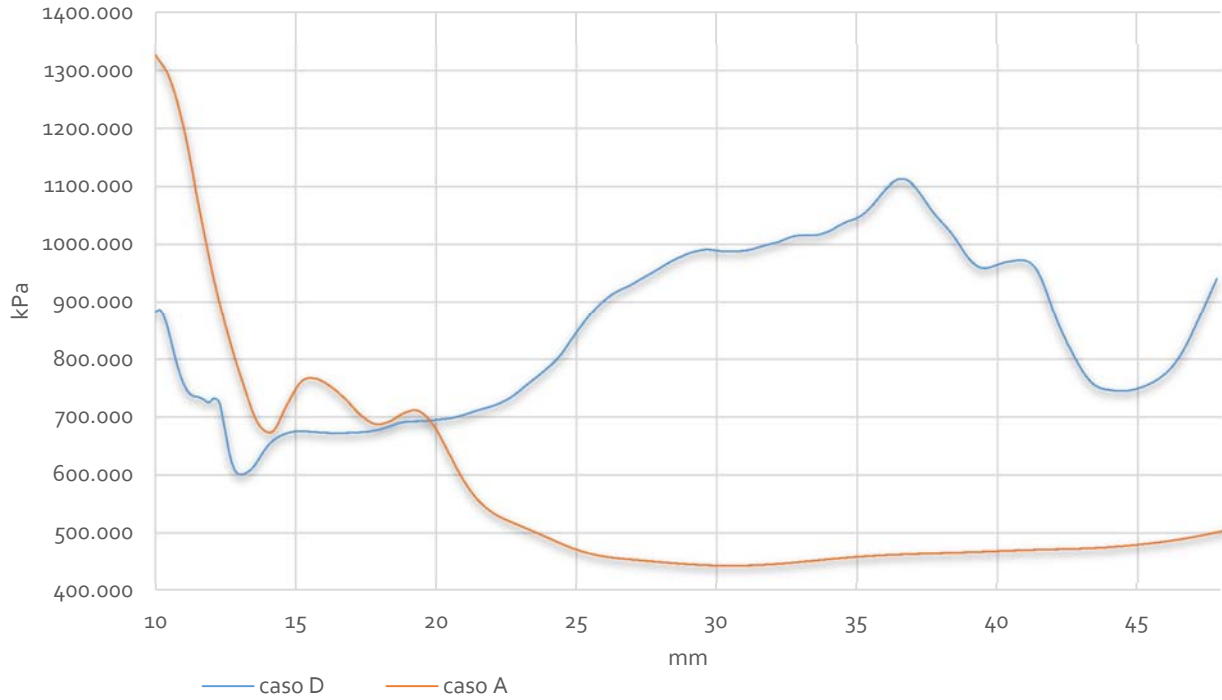


Fig. 191 Comparación de gráfica de presión estática en el claro vs cuerda (Caso A y Caso D).

### Presión estática en la mitad del claro ( zona de succión ) vs Cuerda

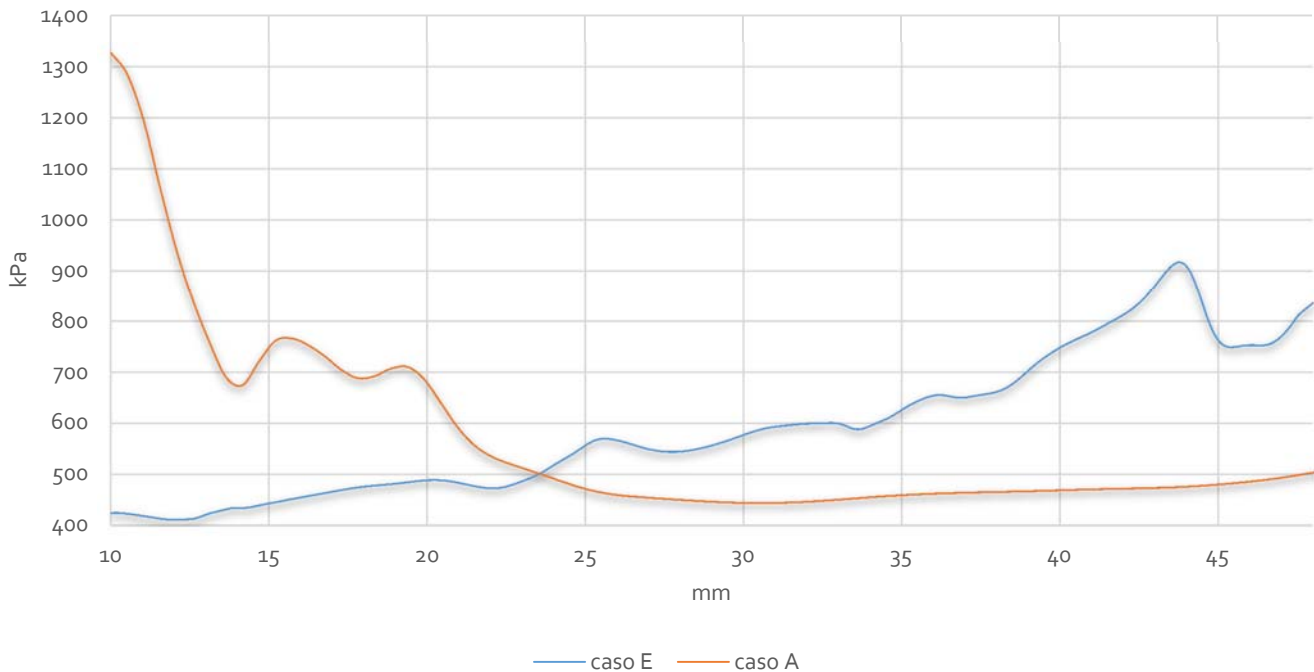


Fig. 192 Comparación de gráfica de presión estática en el claro vs cuerda (Caso A y Caso E).

---

Al comparar las gráficas de presión estática entre el Caso A y el Caso B, se observa que en el primer caso en la zona de succión se tiene una disminución de la presión estática a medida que se llega al borde de salida del álabe. Esta disminución es constante después de pasar 24 mm de la cuerda. Por otra parte, en el caso B, el cual es el que presenta una mayor eficiencia en la etapa, mediante las gráficas en el claro, se percibe un aumento en la presión estática en toda la zona del claro, misma que en el borde de salida es ligeramente mayor. No obstante, el aumento de la presión estática se traduce en una menor diferencia de velocidades entre la zona de succión y la zona de presión, lo cual disminuye el tamaño de los vórtices de salida.

En el Caso C, figura (190), se observa una tendencia similar al Caso A, únicamente aumentando en ciertas partes de la cuerda, es decir, a partir de 17 mm de la cuerda se nota un aumento en la presión estática, misma que disminuye a 34 mm de la cuerda para volver aumentar a 37 mm de la cuerda hasta el borde de salida, lo que merma la eficiencia de la etapa. Esto contrasta con el Caso B, figura (189), donde esta se mantiene constante durante toda la distancia de la cuerda.

Se observa en el Caso D, figura (191), un aumento de la diferencia de la presión estática con el Caso A, esto a partir de los 20 mm de la cuerda, donde se alcanzan presiones estáticas por partes del caso D, del orden del doble a las encontradas en el caso base, esto debido a la acción de la cavidad. Sin embargo, se tiene una disminución paulatina desde los 37 mm de la cuerda hasta llegar aproximadamente al borde de salida, donde a 45 mm de la cuerda se observa un aumento sostenido en la presión estática. Para el Caso E, figura (192), se tiene una caída de la presión estática desde los inicios de la zona de succión desde los 10 mm hasta los 24 mm desde el borde de ataque del álabe; esto debido a la baja presión producida por la acción de la cavidad, misma que aumenta de manera sostenida hasta llegar a 43 mm, donde disminuye levemente hasta llegar al borde de salida. En este caso, se tiene una inestabilidad sostenida durante todo el claro, lo que conlleva a un cambio brusco en la presión estática. Entonces, aunque se presenta un aumento considerable de presión estática en el borde de salida, ese cambio en la presión estática reduce considerablemente la eficiencia de la etapa.

#### 4.2.16 Gráfica de eficiencia de etapa vs casos

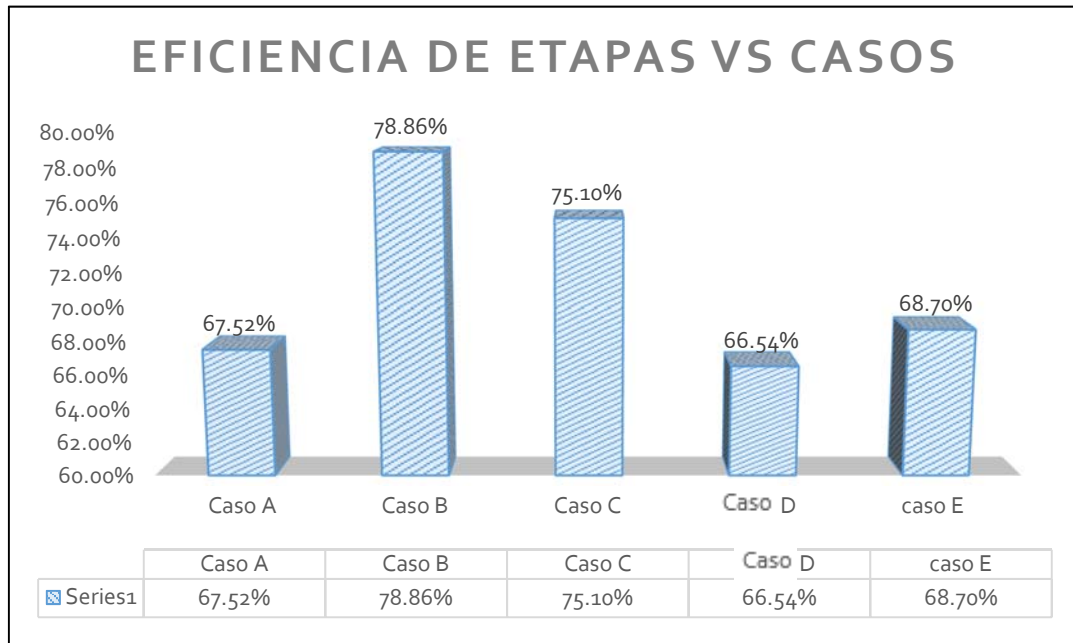


Fig. 193 Eficiencia de etapa vs casos.

En la figura (193) se presenta una visualización general del comportamiento de cada caso dado por la eficiencia de la etapa, donde se puede observar una eficiencia del 67.52% para el caso plano, en el cual mediante el uso de difusores de vórtices se tiene un aumento mayor al 10% en la eficiencia para el Caso B, difusor de vórtice en el lado de succión, teniendo una disminución en el tamaño de los vórtices de fuga. Igualmente, se tiene una mejora en el Caso C, aplicación de difusores de vórtice en el lado de presión, que en comparación con el Caso B, tiene una diferencia del 7.58%. Sin embargo, un resultado muy diferente se tiene al incorporarle cavidad y difusor de vórtice, ya que la eficiencia baja considerablemente, incluso para el Caso D, donde esta fue menor a la obtenida para el caso de punta plana. Un resultado ligeramente mayor se encontró en el Caso E, con una eficiencia de 1.18% mayor al encontrado para la punta plana.

## 4.2.17 Gráfica de Generación de Entropía en el claro vs Casos

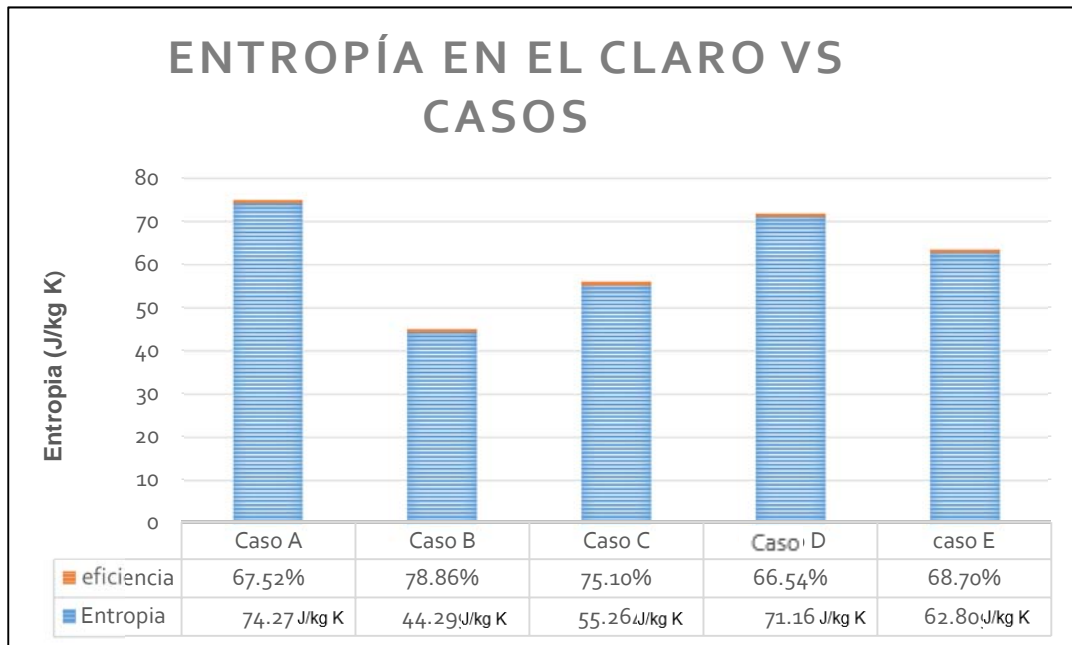


Fig. 194 Eficiencia de la etapa relacionada con la generación de entropía

Con la relación de generación de entropía con la eficiencia de las etapas, (Figura 194), donde se puede observar un aumento de la entropía en el claro con una disminución en la eficiencia del etapa y con un aumento en los vórtices de salida, es decir, a una mayor entropía en el claro, mayor será el tamaño del vórtice de salida y, por consiguiente, mayores serán las pérdidas aerodinámicas, lo que conlleva a una menor eficiencia en la etapa. Esto se puede ver en el Caso A, donde se tiene una eficiencia del 67.52% con una generación de entropía de 74.27 J/kg K que, en comparación con el Caso B, que posee un mejor rendimiento en comparación con todos los casos simulados, cuenta con una eficiencia del 78.86% y una disminución considerable en la generación de entropía en el claro, teniendo un valor de 44.299 J/kg K, lo que plantea la importancia del claro en la generación de pérdidas en la punta de los álabes de la turbina.

---

## CONCLUSIONES

Se analizaron los efectos de los difusores de vórtice en los álabes de la turbina de alta presión de un CFM56, tomando en cuenta una rotación en los álabes del rotor igual a 14324 rpm, una temperatura inicial de la etapa de 1577.14 K y una presión estática de salida de 564.970 kPa. Dicho análisis se realizó con la aplicación de las ecuaciones de Navier Stokes y el modelo de turbulencia de Spalart Allmaras.

- ❖ Con base a los casos estudiados se encontró una mejora del 10% de eficiencia de la etapa en comparación con el álabe de punta plana para el caso B (difusor de vórtice en lado de succión mientras que para el caso C (difusor de vórtice en el lado de succión) su mejora fue del 7.58%, por otra parte los caso D y E donde se les agregaba cavidad su eficiencia fue menor o similar al encontrado con álabe con punta plana.
- ❖ Se observó una disminución de los contornos de presión en el lado de succión para los casos con difusores de vórtice; no así con la aplicación de cavidad y difusor de vórtice, donde se observó una mayor cantidad de puntos de baja presión en el lado de succión.
- ❖ Al obtener los contornos de presión estática en la punta del álabe, se observó una gran disminución de la estela para los casos en donde los difusores de vórtices fueron aplicados; no así para la aplicación de cavidad y difusor de vórtice, donde se observaron características similares a los encontrados en el álabe con punta plana.
- ❖ El uso de difusor de vórtice hace que el vórtice de fuga se desplace hacia el álabe contiguo, evitando la formación de recirculación, lo que genera una mayor eficiencia en la etapa.

- 
- ❖ Evitar una distancia de claro constante entre el álabe y la carcasa del motor podría ayudar a mejorar la eficiencia aerodinámica de la etapa, disminuyendo la diferencia de presión y velocidades en el claro.
  - ❖ Como se ha demostrado, una correcta aplicación de difusores de vórtices podría disminuir las pérdidas aerodinámicas, especialmente si estos se aplican en la zona de succión del álabe.
  - ❖ El uso de cavidad y difusores de vórtices tiende a generar mayores pérdidas aerodinámicas, esto debido al aumento de velocidad del flujo en el claro, causado por los efectos de la cavidad, que generan un aumento de las diferencias de velocidades entre la zona de succión y la zona de presión, aumentando el tamaño de los vórtices de fuga.

## RECOMENDACIONES

- ✓ Es necesario generar estudios de transferencia de calor en la punta del álabe en condiciones de operación, aplicando de difusores de vórtices.
- ✓ Mejorar la aplicación de la cavidad, es decir, evitar geometrías bruscas y evitar colocar cavidad en toda la punta. Esto podría ayudar a mejorar la eficiencia aerodinámica de la etapa.
- ✓ Tomar en cuenta los esfuerzos mecánicos generados en los difusores de vórtices para mejorar el diseño geométrico.

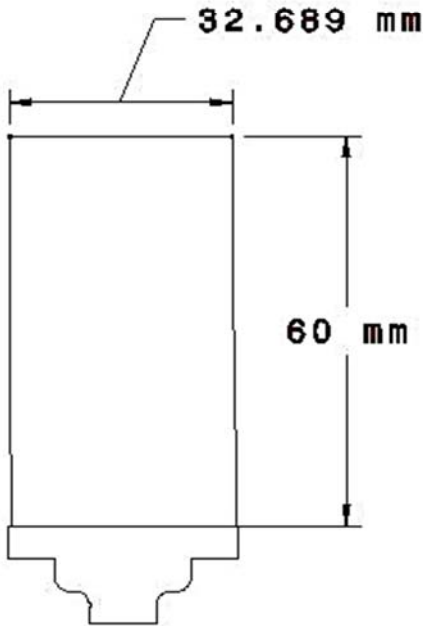
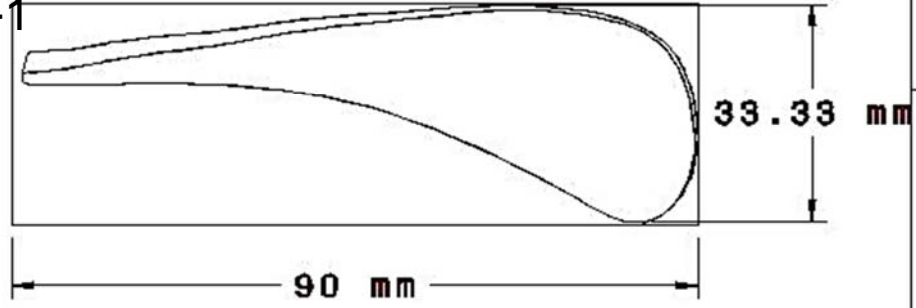
---

# APÉNDICES

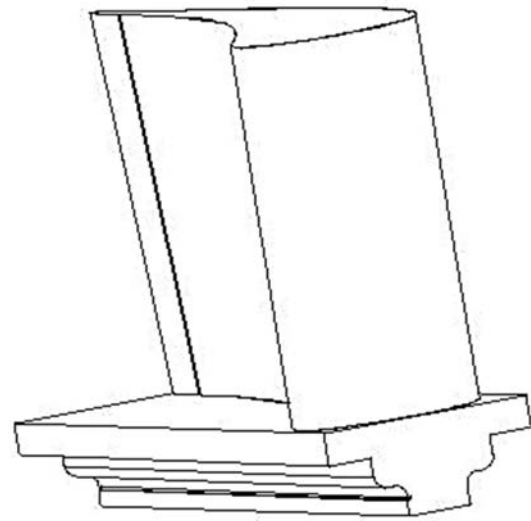


**APÉNDICE A-1**

**Vista Superior**  
Escala: 1:1



**vista frontal**  
Escala: 1:1



**Vista Isometrica**  
Escale: 1:1

Estator de la turbina  
de alta presión del turbofan  
CFM56



Instituto Politecnico Nacional  
Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica  
Unidad Zacatenco



Nombre de Pieza

Dibujado por  
Kevin Sarabia varela

ESTATOR

Revisado por  
Dr. Luis Moreno Pacheco

Tamaño  
Numero de Dibujo

REV  
X

Diseñado por  
CFM56

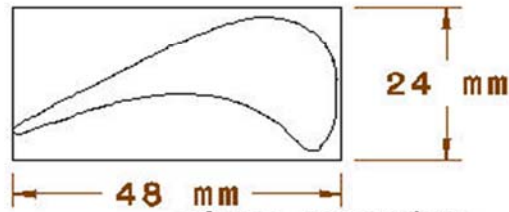
Fecha  
8/12/2017

Letter  
Estator1

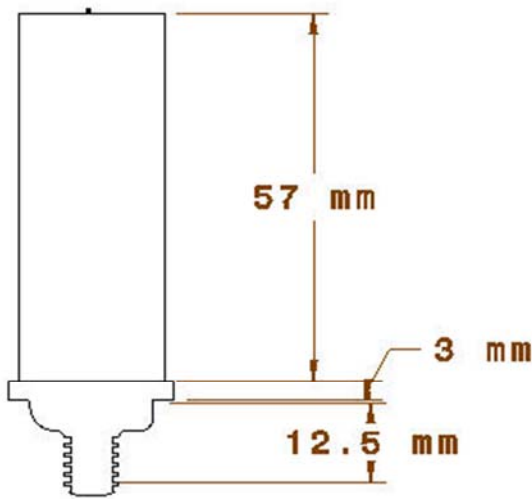
Escala 1:1 Peso(kg) N/A

SHEET 1/1

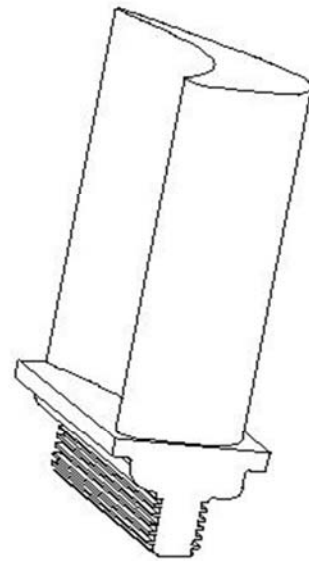
# APÉNDICE A



vista superior  
Escala: 1:1



Vista Frontal  
Escala: 1:1



Vista isometrica  
Escala: 1:1

Rotor de la turbina  
de alta presión del turbofan  
CFM56



Instituto Politécnico Nacional  
Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica  
Unidad Zacatenco



Nombre de Pieza

Rotor de Punta Plana

Dibujado por  
Kevin Sarabia varela

Revisado por  
Dr. Luis Moreno Pacheco

Diseñado por  
CFM56

Fecha  
8/12/2017

Tamaño  
Letter

Numero de Dibujo

Rotor1

REV  
X

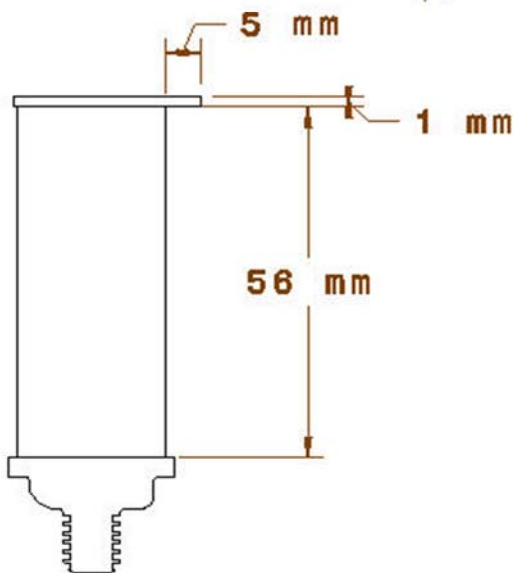
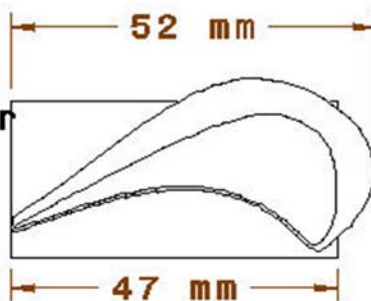
Escala 1:1

Peso(kg) N/A

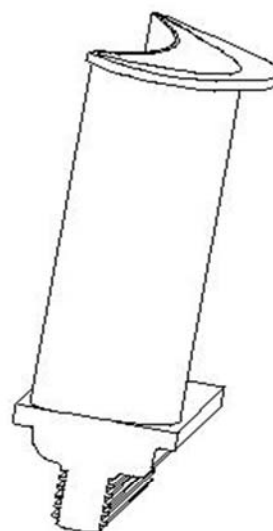
SHEET 1/1

# APÉNDICE B

Vista Superior  
Escala: 1:1



Vista Frontal  
Escala: 1:1



Vista isométrica  
Escala: 1:1

Rotor de la turbina  
de alta presión del turbofan  
CFM56



Instituto Politécnico Nacional  
Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica  
Unidad Zacatenco



Nombre de Pieza

Dibujado por

Kevin Sarabia varela

Rotor de Punta plana y difusor de vortice

Revisado por

Dr. Luis Moreno Pacheco

Tamaño

Numero de Dibujo

REV

Letter

RotorcasoB

X

Diseñado por  
CFM56

Fecha

8/12/2017

Escala 1:1

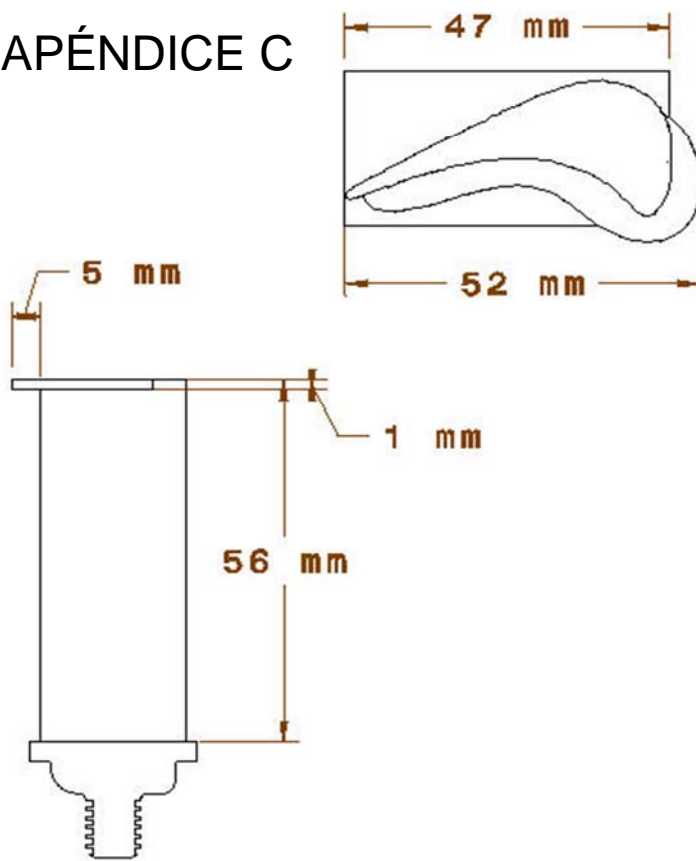
Peso(kg)

N/A

SHEET

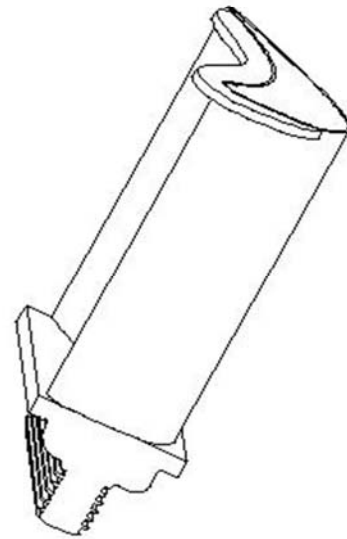
1/1

# APÉNDICE C



Vista frontal  
Escala: 1:1

Vista superior  
Escala: 1:1



Vista isometrica  
Escala: 1:1

Rotor de la turbina  
de alta presión del turbofan  
CFM56



Instituto Politécnico Nacional  
Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica  
Unidad Zacatenco



Nombre de Pieza

Dibujado por  
Kevin Sarabia varela

Rotor de Punta plana y difusor de vortice

Revisado por  
Dr. Luis Moreno Pacheco

Tamaño  
Numero de Dibujo

REV

Diseñado por  
CFM56

Fecha  
8/12/2017

Letter

RotorcasoC

X

Escala 1:1

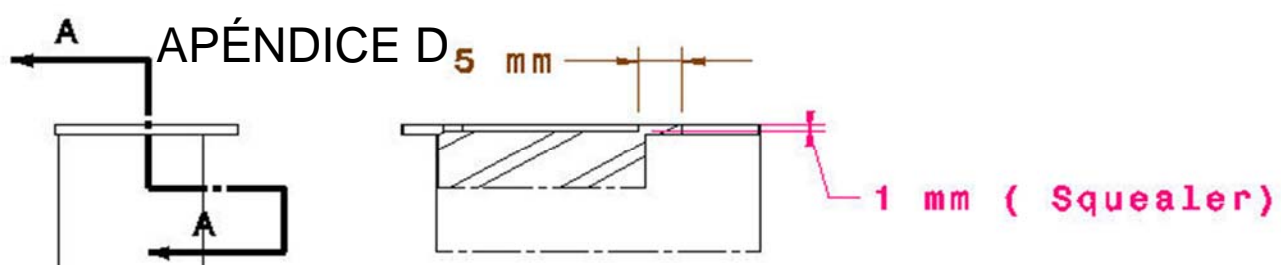
Peso(kg)

N/A

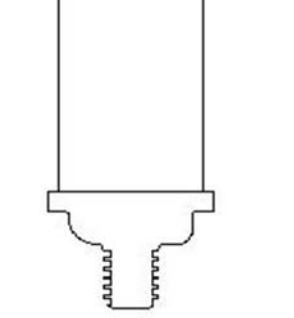
SHEET

1/1

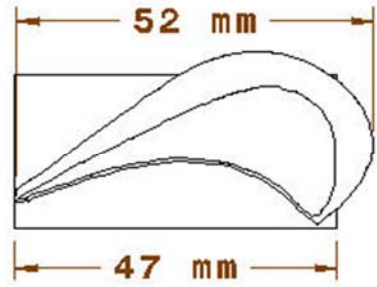
6 B A 6



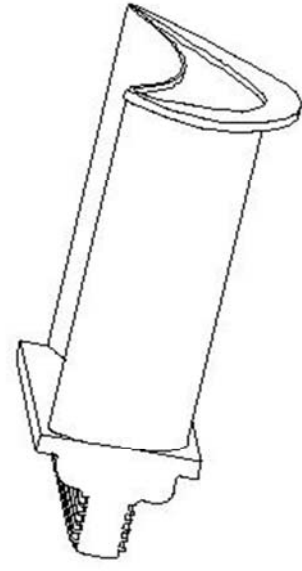
Vista de sección A-A  
Escale: 1:1



vista frontal  
Escala: 1:1



Vista superior  
Escala: 1:1



Vista isometrica  
Escala: 1:1

2 2

Rotor de la turbina de alta presión con Squealer del turbofan CFM56



Instituto Politecnico Nacional  
Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica  
Unidad Zacatenco



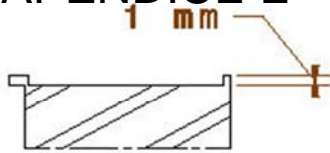
Dibujado por  
Kevin Sarabia varela  
Revisado por  
Dr. Luis Moreno Pacheco  
Diseñado por  
CFM56

Fecha  
8/12/2017

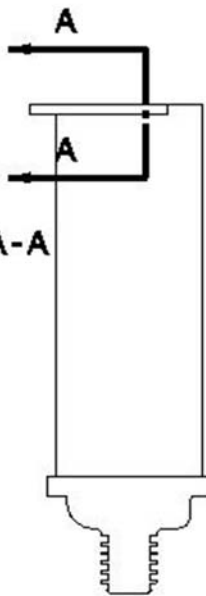
Nombre de Pieza:			
Rotor y difusor de vortice con Squealer			
Tamaño	Numero de Dibujo	REV	
Letter	RotorcasoD Squealer	X	
Escala 1:1	Peso(kg)	N/A	SHEET 1/1

1 B A 1

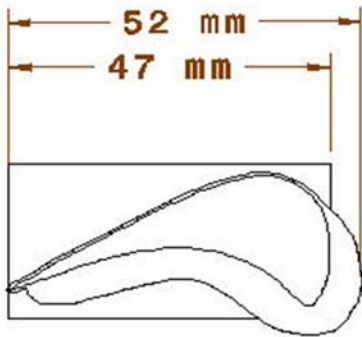
**APÉNDICE E**



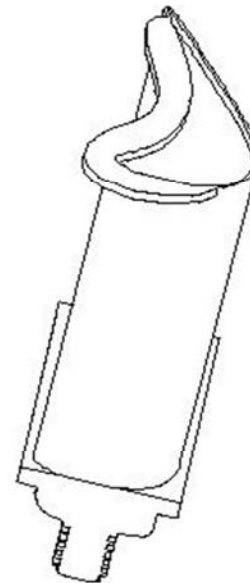
Sección de corte A-A  
Escala: 1:1



vista frontal  
Escala: 1:1



vista superior  
Escala: 1:1



Vista isométrica  
Escala: 1:1

Rotor de la turbina de alta presión con Squealer del turbofan CFM56



Instituto Politécnico Nacional  
Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica  
Unidad Zacatenco



Nombre de Pieza:

Dibujado por  
Kevin Sarabia varela

Rotor y difusor de vortice con Squealer

Revisado por  
Dr. Luis Moreno Pacheco

Tamaño  
Numero de Dibujo

REV

Diseñado por  
CFM56

Letter

RotorcasoE Squealer

X

Fecha  
8/12/2017

Escala 1:1

Peso(kg) N/A

SHEET 1/1

---

## APÉNDICE F

Coordenadas en (X) y (Y) de difusores de vórtices del lado de succión del álabe de turbina del CFM56.

*Tabla 5 Coordenadas en (X) y (Y) de difusores de vórtices del lado de succión.*

<b>Número de punto</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>
1	176.039	21.598
2	176.16	21.417
3	176.206	21.22
4	176.206	21
5	176.186	20.745
6	176.081	20.461
7	175.994	20.238
8	176.444	19.075
9	176.077	18.138
10	175.717	17.199
11	175.364	16.257
12	175.017	15.313
13	174.677	14.367
14	174.342	13.418
15	174.012	12.468
16	173.688	11.516
17	173.368	10.562
18	173.053	9.606
19	172.741	8.65
20	172.432	7.693
21	172.126	6.735
22	171.821	5.776
23	171.517	4.818
24	171.212	3.859
25	170.907	2.9
26	170.601	1.942
27	170.291	0.985
28	169.976	0.029
29	169.657	-0.924
30	169.331	-1.876
31	168.996	-2.824
32	168.651	-3.769
33	168.295	-4.71
34	167.925	-5.645

---

35	167.539	-6.574
36	167.135	-7.495
37	166.71	-8.407
38	166.261	-9.307
39	165.786	-10.194
40	165.282	-11.064
41	164.745	-11.915
42	164.173	-12.742
43	163.564	-13.542
44	162.916	-14.311
45	162.228	-15.045
46	161.499	-15.738
47	160.73	-16.387
48	159.924	-16.988
49	159.082	-17.538
50	158.208	-18.036
51	157.306	-18.48
52	156.379	-18.87
53	155.431	-19.207
54	154.466	-19.49
55	153.487	-19.721
56	152.497	-19.9
57	151.5	-20.028
58	150.497	-20.107
59	149.492	-20.135
60	148.486	-20.113
61	147.483	-20.041
62	146.485	-19.918
63	145.495	-19.742
64	144.516	-19.511
65	143.552	-19.224
66	142.608	-18.877
67	141.689	-18.468
68	140.803	-17.992
69	139.957	-17.449
70	139.161	-16.834
71	138.425	-16.149



---

72	137.76	-15.394
73	137.176	-14.576
74	136.679	-13.702
75	136.273	-12.782
76	135.959	-11.827
77	135.733	-10.847
78	135.589	-9.852
79	135.52	-8.849
80	135.519	-7.843
81	135.578	-6.839
82	135.689	-5.839
83	135.848	-4.846
84	136.048	-3.86
85	136.284	-2.882
86	136.553	-1.913
87	136.85	-0.952
88	138.221	0.019
89	138.221	0.019
90	138.221	0.02
91	138.424	0.068
92	138.618	0.123
93	138.877	0.16
94	139.146	0.133
95	139.396	0.086
96	139.739	0.022
97	140.081	-0.052
98	140.378	-0.126
99	140.646	-0.173
100	140.943	-0.247
101	141.22	-0.311
102	141.48	-0.376
103	141.859	-0.45
104	142.156	-0.505
105	142.517	-0.57
106	142.878	-0.626
107	143.146	-0.709
108	143.379	-0.744
109	143.869	-0.866
110	144.409	-0.964
111	144.997	-1.013
112	145.562	-1.038

---

113	146.224	-1.038
114	146.886	-1.062
115	147.801	-1.079
116	148.92	-0.942
117	149.902	-0.737
118	151.112	-0.486
119	152.687	-0.121
120	153.783	0.267
121	154.901	0.814
122	156.157	1.407
123	156.757	1.711
124	157.538	2.217
125	158.349	2.694
126	159.13	3.214
127	159.893	3.714
128	160.777	4.411
129	161.568	5.108
130	162.359	5.852
131	163.08	6.479
132	163.755	7.199
133	164.383	7.734
134	165.021	8.321
135	165.485	8.859
136	165.786	9.223
137	166.07	9.49
138	166.365	9.843
139	166.655	10.19
140	166.91	10.482
141	167.136	10.777
142	167.397	11.129
143	167.64	11.43
144	167.872	11.733
145	168.057	11.947
146	168.242	12.202
147	168.393	12.405
148	168.607	12.665
149	168.881	12.914
150	168.978	13.122
151	169.163	13.347
152	169.336	13.561
153	169.493	13.741
154	169.643	13.914

---

155	169.811	14.195
156	170.213	14.806
157	170.703	15.435
158	171.028	15.88
159	171.28	16.188
160	171.539	16.523
161	171.79	16.907
162	172.05	17.278
163	172.302	17.621
164	172.498	17.949
165	172.743	18.265
166	172.939	18.572
167	173.149	18.859
168	173.393	19.18
169	173.686	19.488
170	173.961	19.854
171	174.208	20.186
172	174.434	20.566
173	174.646	20.94
174	174.872	21.264
175	175.076	21.539
176	175.295	21.659
177	175.521	21.743
178	175.725	21.722
179	175.867	21.659
180	176.039	21.598

---

## APÉNDICE G

Coordenadas en (X) y (Y) de difusores de vórtices del lado de presión del álabe de turbina del CFM56.

*Tabla 6 Coordenadas en (X) y (Y) de difusores de vórtices del lado de presión.*

<b>Número de punto</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>
1	176.039	21.598
2	176.16	21.417
3	176.206	21.22
4	176.206	21
5	176.186	20.745
6	176.081	20.461
7	175.994	20.238
8	175.87	19.975
9	175.764	19.746
10	175.622	19.462
11	175.529	19.232
12	175.319	18.822
13	175.088	18.315
14	174.901	17.929
15	174.643	17.412
16	174.476	17.078
17	174.295	16.711
18	174.125	16.325
19	173.926	15.918
20	173.717	15.459
21	173.362	14.706
22	173.194	14.216
23	172.933	13.715
24	172.693	13.163
25	172.411	12.683
26	171.999	12.018
27	171.851	11.693
28	171.664	11.319
29	171.306	10.639
30	170.801	9.67
31	170.422	8.969
32	170.047	8.276
33	169.413	7.06
34	168.815	5.905
35	168.3	4.948

---

36	167.889	4.21
37	167.52	3.507
38	167.083	2.645
39	166.62	1.827
40	166.183	1.017
41	165.757	0.277
42	165.533	-0.18
43	165.344	-0.678
44	164.791	-1.554
45	164.454	-2.228
46	164.02	-2.95
47	163.437	-3.976
48	162.839	-4.949
49	162.582	-5.448
50	162.231	-5.986
51	161.684	-6.78
52	161.348	-7.34
53	160.758	-8.16
54	160.219	-8.898
55	159.834	-9.402
56	159.457	-9.884
57	159.139	-10.356
58	158.7	-10.871
59	158.357	-11.257
60	157.944	-11.721
61	157.61	-12.012
62	157.446	-12.261
63	156.758	-12.961
64	156.534	-13.159
65	156.534	-13.159
66	156.285	-13.351
67	155.755	-13.775
68	155.161	-14.199
69	154.507	-14.573
70	153.78	-14.947
71	152.943	-15.255
72	152.128	-15.497
73	151.247	-15.673
74	150.344	-15.783
75	149.335	-15.774
76	148.335	-15.774
77	147.65	-15.68

---

78	146.83	-15.54
79	145.894	-15.26
80	145.215	-14.932
81	145.055	-14.908
82	144.024	-14.856
83	143.002	-14.722
84	141.994	-14.503
85	141.008	-14.2
86	140.051	-13.814
87	139.13	-13.35
88	138.25	-12.812
89	137.415	-12.207
90	136.627	-11.541
91	135.89	-10.819
92	135.206	-10.047
93	134.577	-9.229
94	134.008	-8.369
95	133.504	-7.469
96	133.072	-6.532
97	132.723	-5.561
98	132.47	-4.562
99	132.328	-3.54
100	132.315	-2.509
101	132.446	-1.487
102	132.73	-0.496
103	133.163	0.439
104	133.733	1.298
105	134.419	2.068
106	135.2	2.741
107	136.054	3.319
108	136.966	3.801
109	137.921	4.192
110	138.906	4.495
111	139.914	4.715
112	140.936	4.859
113	141.964	4.933
114	142.996	4.947
115	144.027	4.91
116	145.056	4.835
117	146.083	4.736
118	147.109	4.627
119	148.136	4.527

---

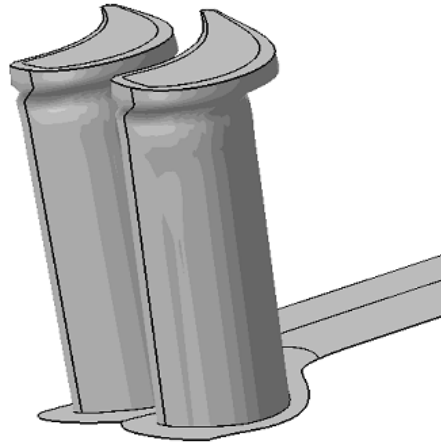
120	149.165	4.455
121	150.197	4.435
122	151.227	4.489
123	152.247	4.636
124	153.247	4.889
125	154.214	5.248
126	155.14	5.703
127	156.861	6.839
128	157.661	7.489
129	158.428	8.179
130	159.167	8.899
131	159.883	9.643
132	160.58	10.403
133	161.262	11.177
134	161.933	11.96
135	162.597	12.75
136	163.257	13.543
137	163.916	14.337
138	164.578	15.128
139	165.247	15.914
140	165.927	16.69
141	166.623	17.452
142	167.343	18.191
143	168.094	18.898
144	168.889	19.556
145	169.742	20.135
146	170.669	20.585
147	171.671	20.814
148	172.693	20.713
149	173.619	20.269
150	174.019	20.169
151	175.867	21.659
152	176.039	21.598

---

## APÉNDICE H (CARACTERÍSTICAS DE SIMULACIÓN)

### Caso B (Difusor de Vórtice en el lado de succión)

En este caso se tiene un difusor de vórtice en el lado de succión con un claro de 3mm, tal y como se observa en la siguiente figura:



*Fig. 195 Difusor de vórtice en el lado de succión (Caso B).*

### Características de simulación (Caso B)

Las principales características de la simulación para el Caso B

*Tabla.7 Características de Simulación Caso B.*

<b>Número de nodos</b>		4369852
% de diferencia de flujo másico		0.25%
eficiencia	74.86%	
días de iteración		
convergencia		-4.287
	<b>Entrada</b>	<b>Salida</b>
Temperatura - estática	1577.62K	1225.39K
Temperatura - absoluta	1589.32K	1335.2K
Presión-estática	1753.09 kPa	564.970 kpa
Presión-absoluta	1799.31 kPa	765.970 kPa
Densidad	3.96 kg/m3	1.6064 kg/m3



---

## Caso C (Difusor de Vórtice en el lado de presión)

En este caso se tiene un difusor de vórtice en el lado de presión con una distancia de claro de 3 mm:

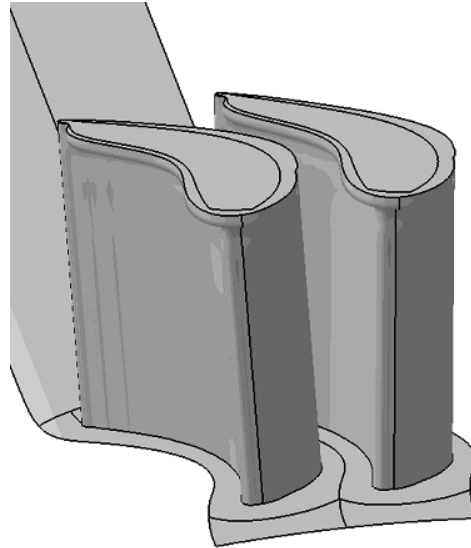


Fig. 196 Difusor de vórtice en el lado de presión.

## Características de simulación

Tabla 8 Características de simulación Caso C.

<b>Número de nodos</b>		4189548
<b>% de diferencia de flujo másico</b>		0.016%
<b>Eficiencia de etapa</b>		75.71%
<b>días de iteración</b>		5 días
<b>convergencia</b>		-4.536
	<b>Entrada</b>	<b>salida</b>
<b>Temperatura -estática</b>	1577.62 K	1206.65 K
<b>Temperatura-absoluta</b>	1588.38 K	1335.42 K
<b>Presión-estática</b>	1833.88kPa	564.970 kPa
<b>Presión-absoluta</b>	1878.03kPa	810.603 kPa
<b>densidad</b>	4.04 kg/m3	1.63345 kg/m3

---

## Caso D (Difusor de Vórtice en el lado de succión y cavidad en todo el álabe)

Para este caso se tiene un difusor de vórtice en el lado de succión con una distancia de claro de 3 mm y cavidad de 1 mm de espesor. Como se puede observar en la siguiente imagen:

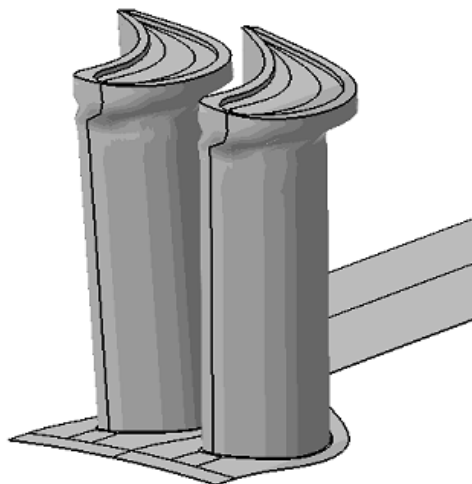


Fig. 197 Caso D (difusor de vórtice en el lado de succión y cavidad en todo el álabe).

## Características de simulación

Tabla.9 Características de Simulación Caso D.

<b>Número de nodos</b>		
<i>% de diferencia de flujo másico</i>	--	--
<i>Eficiencia de etapa</i>	65.54%	65.54%
<i>días de iteración</i>	3	3
<i>convergencia</i>	---	--
	<b>Entrada</b>	<b>Salida</b>
<i>temp-estática</i>	1577.62 K	1233.76
<i>temp-absoluta</i>	1589 K	1350.05
<i>presi-estática</i>	1783.77 kPa	564.959
<i>presi-absoluta</i>	1829.92 kPa	775.641
<i>flujo másico</i>	83.2 kg/s	
<i>densidad</i>	3.933 kg/m3	1.594 kg/m3

---

## Caso E (Difusor de vórtice en el lado de presión y cavidad en todo el álabe)

Para este caso se tiene un difusor de vórtice en el lado de presión con una distancia de claro de 3 mm y una cavidad de 1 mm de espesor. Como se puede observar en la siguiente imagen.

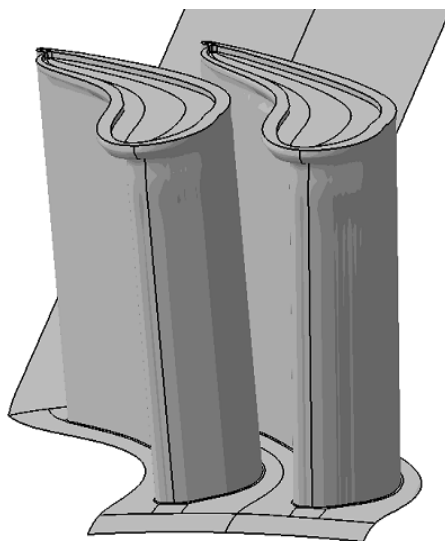


Fig. 198 Caso E (difusor de vórtice en el lado de presión y cavidad en todo el álabe)

## Características de simulación

Tabla.10 Características de Simulación Caso E.

<b>Número de nodos</b>		<b>5054766</b>
<i>% de diferencia de flujo másico</i>		0.0032%
<i>Eficiencia de etapa</i>		69.12%
<i>días de iteración</i>		5
<i>convergencia</i>		-4.57
	<b>Entrada</b>	<b>Salida</b>
<i>temp-estática</i>	1577.62K	1240.66K
<i>temp-absoluta</i>	1589.04K	1362.09K
<i>presi-estática</i>	1780.09 kPa	564.970 kPa
<i>presi-absoluta</i>	1825.6 kPa	791.421 kPa
<i>densidad</i>	3.92564 kg/m3	1.5949 kg/m3