



**Universidad**  
Zaragoza

# Proyecto Fin de Carrera

## ANÁLISIS DE UN CONVERTIDOR DE PAR

Autor

**MARTA MÉRIDA DELGADO**

Director y ponente

**ANDREAS ENNEMOSER**  
**ANTONIO PASCAU**

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

2014

## RESUMEN

*El convertidor de par es un acoplamiento hidráulico que entrega y recibe el momento angular de un fluido para transmitir par mientras protege de forma efectiva el motor y aumenta la vida útil de los componentes. Es un excelente elemento en la generación efectiva de par en condiciones severas de trabajo. Pero por otro lado presenta una eficiencia bastante deficiente. Es por esta razón por la que es importante el cómo diseñar un convertidor de par que sea lo más eficiente posible. Debido a la forma complicada de los álabes y a la gran curvatura de paso de flujo, controlar el flujo interno no es tarea fácil. Además hay que añadir, que la fabricación de dichos álabes es difícil, y realizar investigaciones experimentales de mejora de dicho componente resulta caro y complicado.*

*Este proyecto muestra un análisis de un convertidor de par en cuanto a los aspectos que van ligados directamente con la eficiencia del mismo, y que como bien se han mencionado, son los relativos a la geometría y al comportamiento del flujo interno. Así, se ha desarrollado una práctica herramienta de Excel para la empresa AVL List GmbH, lugar en el que se ha desarrollado este proyecto, que permite a un diseñador calcular y construir un convertidor de par aceptablemente competitivo. Además, se ha analizado su flujo interno, mediante técnicas de CFD utilizando el software AVL FIRE®, para afirmar si realmente es una herramienta viable para predecir las características y evaluar el rendimiento de un convertidor de par.*



## AGRADECIMIENTOS

*En primer lugar quiero expresar mi más sincero agradecimiento a Andreas Ennemoser por aceptarme para realizar este proyecto, y por el aporte incalculable que esta experiencia ha supuesto en mi formación.*

*Me gustaría agradecer de manera especial y sincera a Mauro Tizianel, por el apoyo, tiempo y dedicación que me ha brindado, por su capacidad de guiar las ideas en la dirección correcta y por sus atentas y rápidas respuestas.*

*A Aldo Bregant, por la ayuda facilitada en el proceso de mallado, y a todos aquellos compañeros, que de una u otra manera, han contribuido a enriquecer mi conocimiento. Gracias.*

*También quiero agradecer a todas las personas más cercanas que han aguantado mis "altibajos" en los momentos difíciles, por darme siempre los mejores consejos y por su gran habilidad de hacerme siempre pensar en positivo.*

*No podría olvidarme de mi mentor D. Antonio Pascau, sin cuya valiosa ayuda y apoyo en estos últimos días, este proyecto no hubiera sido posible.*

*Y por supuesto, el agradecimiento más profundo y sentido es para mi familia. A mi madre y a mi padre, por su apoyo incondicional y plena confianza que en mí han depositado, no solo ahora, sino siempre. A mi hermano, por su entusiasmo y preocupación por mis progresos. Gracias por enseñarme que con trabajo, esfuerzo y perseverancia, no existen metas inalcanzables.*

*Por ellos, y para ellos.*

## ÍNDICE

I. ABREVIATURAS .....	5
II. NOMENCLATURA.....	6
i.LISTA DE TABLAS .....	8
ii. LISTA DE FIGURAS .....	9
1. INTRODUCCIÓN.....	13
1.1 PRINCIPIOS BÁSICOS DE UN CONVERTIDOR DE PAR .....	13
1.1.1. Funcionamiento Interno .....	14
1.1.2. Cavitación en los convertidores de par .....	15
1.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO.....	16
2. DISEÑO DE UN CONVERTIDOR DE PAR.....	17
2.1. PRINCIPIOS.....	17
2.2. TAMAÑO DEL CIRCUITO .....	21
2.3. ANÁLISIS DEL RENDIMIENTO.....	24
2.4 CIRCUITO DE FLUJO .....	29
2.5 ÁLABES .....	29
3. ANÁLISIS CFD .....	32
3.1 MÉTODO.....	32
3.1.1 Procedimiento básico del CFD .....	32
3.1.2 Software .....	32
3.2 LIMITACIONES .....	33
3.2.1 Cálculos en estado estacionario .....	33
3.2.2 Precisión de los cálculos .....	34
4. CONVERTIDOR DE PAR ANALIZADO .....	35
5. PROCESO DE MALLADO.....	36
5.1 CREACIÓN DEL MALLADO.....	36
5.2 CALIDAD DE LA MALLA .....	38
6. CONVERGENCIA Y FIABILIDAD DE RESULTADOS .....	39
7. RESULTADOS .....	41
7.1 PAR MOTOR.....	41
7.2 RESULTADOS DEL CAMPO DE VELOCIDADES.....	44
7.3 RESULTADOS DE PRESIÓN Y ESTUDIO DE LA CAVITACION.....	45
8. CONCLUSIONES.....	48



ANEXO A - Design Process of a Torque Converter .....	49
ANEXO B – Proceso de resolución del CFD .....	71
CÁLCULOS NUMÉRICOS .....	71
LA NECESIDAD DE UN ANÁLISIS NUMÉRICO .....	72
ASPECTOS RELATIVOS AL PROCESO DE CFD .....	73
PROCESO EN ESTADO ESTACIONARIO .....	75
ANEXO C – Results of the CFD calculation .....	78
ANEXO D - FIRE Software Solver Aspects .....	81
Solution procedure .....	81
k- $\zeta$ -f model Basis .....	82
Basic principle of MPI parallelization .....	82
ANEXO E – Figuras .....	84
11. REFERENCIAS .....	94



## I. ABREVIATURAS

2-D/ 3-D	Bi-/Tridimensional
CFD	Computational Fluid Dynamics
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes equations
SSF	Solver Steering File
Ec.	Ecuación

## II. NOMENCLATURA

$Q$	Caudal ( $m^3/s$ )
$\rho, d$	Densidad ( $kg/m^3$ )
$P$	Potencia (W)
$\eta$	Eficiencia
$\mu$	Relación de par entre turbina y bomba
$v, SR$	Relación de velocidad entre turbina y bomba
$\omega, N$	Velocidad angular (rad/s, rpm)
$l, i$	Subíndices para el elemento bomba
$T, t$	Subíndices para el elemento turbina
$S, s$	Subíndices para el elemento estator
$c$	Velocidad absoluta (m/s)
$D$	Diámetro (m)
$D_M$	Diámetro del modelo (m)
$m$	Escala lineal
$m_V$	Escala de velocidad
$m_{AM}$	Escala del momento angular
$r, R$	Radio (m)
$m_Q$	Escala de área
$T$	Par motor (Nm)
$\lambda$	Coefficiente de rendimiento
$C, c$	coeficientes característicos de un diseño dado
$D^1$	Diámetro de la línea de diseño (m)
$C^1$	Coefficiente corregido
$K$	Factor de capacidad del convertidor de par ( $rpm(Nm)^{-1/2}$ )

$h$	Entalpía (J, kcal)
$V$	Vector velocidad
$t$	Tiempo (s)
$p$	Presión termodinámica (Pa)
T	Temperatura ( $^{\circ}$ C, K)
K	Conductividad térmica (W/(K·m))
$\mu, \gamma$	Viscosidad dinámica (kg/(m·s))
A	Área (m <sup>2</sup> )
Shell	Zona exterior de la sección del toroide
Path	Línea de diseño del convertidor
core	Núcleo del convertidor
M	Momento, flujo másico
a	Ángulo de salida del álabe
S,c	Componente tangencial de la velocidad absoluta del flujo
F	Velocidad del fluido en el plano axial
g	Constante gravitatoria
U,v,w	Velocidad lineal, absoluta y relativa, respectivamente
stall	Punto de estancamiento (relación de velocidad igual a cero)
$X_K$	Offset de los álabes



## **i.LISTA DE TABLAS**

Tabla 1 Area, %, del circuito de flujo, referida al area total encerrada que contendría un círculo equivalente al diámetro exterior del convertidor de par. ....	29
Tabla 2 Resultados finales de la simulación del convertidor de par, llevada a cabo con el software AVL FIRE (estado estacionario). ....	43
Tabla 3 Element line location dimensions for impeller and turbine. ....	55
Tabla 4 Element line location dimensions for stator. ....	56
Tabla 5 SAE blade angle system B for the referenced torque converter. ....	60
Tabla 6 Angle values of the design path of impeller element.....	61
Tabla 7 Angle values of the shell of impeller element.....	62
Tabla 8 Angle values of the core of impeller element. ....	62
Tabla 9 Angle values of the design path of turbine element. ....	63
Tabla 10 Angle values of the shell of turbine element. ....	63
Tabla 11 Angle values of the core of turbine element.....	64
Tabla 12 Angle values of the design path of stator element. ....	64
Tabla 13 Angle values of the shell of stator element. ....	65
Tabla 14 Angle values of the core of stator element. ....	65
Tabla 15 Blade offset values of impeller shell and core.....	66
Tabla 16 Blade offset values of impeller path.....	67
Tabla 17 Blade offset values of turbine shell and core. ....	68
Tabla 18 Blade offset values of turbine path. ....	68
Tabla 19 Blade offset values of stator shell and core. ....	69
Tabla 20 Blade offset values of stator path. ....	70
Tabla 21 correspondent case number to the speed ratio. ....	78

## ii. LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Convertidor de par típico de tres elementos.....	14
Figura 1.2 Tipos de flujo interno en un convertidor de par .....	14
Figura 1.3 Curvas de eficiencia y par típicas de un convertidor de par. ....	15
Figura 1.4 Esquema de la generación de par. ....	16
Figura 2.1 Convertidor de par .....	17
Figura 2.2 Sección de un convertidor de par (toroide).....	17
Figura 2.3 Circuito de flujo en un convertidor de par, con velocidades de flujo despreciando las pérdidas por impacto .....	18
Figura 2.4 Variación del par en la condición de stall, frente al ángulo de salida de la bomba....	22
Figura 2.5 Variación de la capacidad del convertidor en el punto de stall con los ángulos de salida de la bomba.....	23
Figura 2.6 Relación de par motor frente a relación de velocidad para distintos ángulos de salida de bomba.....	24
Figura 2.7 Características de eficiencia para varios ángulos de salida de bomba.....	25
Figura 2.8 Efecto del ángulo de salida de bomba sobre las características de velocidad.....	26
Figura 2.9 Efecto del ángulo de salida de bomba sobre el coeficiente de capacidad .....	27
Figura 2.10 Rendimiento del convertidor en función de la relación de velocidad.....	28
Figura 2.11 Rendimiento del convertidor frente a la velocidad de salida (turbina).....	28
Figura 2.12 Efecto del ángulo de salida del estator sobre el rendimiento.....	30
Figura 2.13 Inputs de la herramienta Excel desarrollada .....	31
Figura 2.14 Diseño final de la sección del toroide, para un convertidor de par con diámetro de 25cm (izquierda), y para un convertidor de 30,5 cm de diámetro.....	31
Figura 2.15 Parámetros de entrada para el cálculo de los álabes en la herramienta Excel desarrollada.....	31
Figura 3.1 Volumen de control general .....	34
Figura 4.1 características del convertidor de par facilitadas por el cliente .....	35
Figura 4.2 Especificaciones del aceite hidráulico, facilitadas por el cliente .....	35
Figura 4.3 Esquema de la bomba .....	35
Figura 5.1 Estator con mallado estructurado (izquierda) y mallado no estructurado (derecha) .	37
Figura 5.2 Mallas correspondientes a los tres elementos del convertidor: bomba (izquierda), estator (centro) y turbine (derecha).....	37
Figura 5.3 Detalles de las mallas creadas mostradas en la figura anterior.....	37
Figure 5.4 Selección de las superficies arbitrarias utilizadas para el proceso de unión de las mallas y creación de la conexión arbitraria. ....	38
Figura 5.5 Resultado de la conexión de las superficies seleccionadas en la figura anterior .....	38



Figure 5.6 Sección de la malla del convertidor (izquierda) y malla completa resultante despues del proceso de unión (derecha). .....	38
Figura 6.1 Residuo RESU.....	40
Figura 6.2 Residuo RESM .....	40
Figura 6.3 Residuo RESV .....	40
Figura 6.4 Residuo RESK.....	40
Figura 6.5 Residuo RESW.....	40
Figura 6.6 Residuo RESD.....	40
Figura 6.7 Residuo RESH.....	40
Figura 7.1 Resultados 2-D del par de la bomba para una relación de velocidad de 0.3. ....	41
Figura 7.2 Resultados 2-D del par de la turbina para una relación de velocidad de 0.3. ....	41
Figura 7.3 Resultados 2-D del par del estator para una relación de velocidad de 0.3. ....	41
Figura 7.4 Resultados 2-D del par de la bomba para una relación de velocidad de 0.9. ....	42
Figura 7.5 Resultados 2-D del par de la turbina para una relación de velocidad de 0.9. ....	42
Figura 7.6 Resultados 2-D del par del estator para una relación de velocidad de 0.9. ....	42
Figura 7.7 Curvas características del convertidor estudiado: relación de par (azul) y eficiencia (gris) vs. Relacion de velocidad. ....	43
Figura 7.8 Curvas características del convertidor de par estudiado: factor K(azul) y Relación de par (gris) vs. Relación de velocidad. ....	43
Figura 7.9 Comparación de Resultados. Modelo real y simulación. ....	44
Figura 7.10 Distribución de velocidades en una sección del toroide del convertidor , para el punto de stall (izquierda), relacion de velocidad de 0.5, (centro) y de 0.9 (derecha). ....	45
Figura 7.11Distribución de velocidades sobre la superficie del convertidor , para el punto de stall (izquierda), relacion de velocidad de 0.5, (centro) y de 0.9 (derecha). ....	45
Figura 7.12 instantanea del recorrido de flujo para el punto de stall.....	45
Figura 7.13 Presión absoluta. Resultados en el punto de stall. ....	46
Figura 0.1 Specifications of studied torque converter.....	49
Figure 0.2 Torque ratio vs. impeller exit angle (degrees). ....	49
Figura 0.3 Capacity at stall vs. Impeller exit angles (degrees).....	50
Figura 0.4 Estimated efficiency curve. ....	51
Figura 0.5 Estimated characteristic curves of the torque converter. ....	51
Figura 0.6 Estimated vs Real curves. Torque ratio vs. Speed ratio. ....	52
Figura 0.7Figura 0.6 Estimated vs Real curves. K factor vs. Speed ratio. ....	52
Figura 0.8Figura 0.6 Estimated vs Real curves. Efficiency vs. Speed ratio. ....	53
Figura 0.9 schematic torque converter dimensions. ....	54
Figura 0.10 Calculated shape of the impeller and turbine. ....	55

Figura 0.11 Calculated shape of the stator.....	56
Figura 0.12 Final calculated torus shape.....	57
Figura 0.13 Velocity triangle for impeller.....	59
Figura 0.14 Velocity triangle for turbine.....	59
Figura 0.1 Distintos tipos de elementos disponibles en AVL Fire, a) cubo, b) hexaedro, c) cilindro, d) anillo, e) cilindro-hexaedro y f) porción.....	73
Figura 0.2 Mallas con nodos centrados en los elementos y centrados en los vértices.....	74
Figura 0.3 Relación entre el espacio físico y el espacio computacional.....	74
Figura 0.4 Condiciones de contorno de no deslizamiento (izquierda) y de tangencia (derecha) en el contacto de flujo con una superficie.....	76
Figura 0.1 Case 000: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDF, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side).....	78
Figura 0.2 Case 001: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDF, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side).....	78
Figura 0.3 Case 002: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDF, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side).....	79
Figura 0.4 Case 004: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDF, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side).....	79
Figura 0.5 Case 005: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDF, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side).....	79
Figura 0.6 Case 006: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDF, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side).....	79
Figura 0.7 Case 007: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDF, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side).....	80
Figura 0.8 Case 008: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDF, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side).....	80
Figura 0.9 Case 009: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDF, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side).....	80
Figura 0.10 Case 010: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDF, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side).....	80
Figura 0.1 MPI parallelization.....	83
Figura 0.1 esquema de la bomba perteneciente al convertidor de par analizado.....	84
Figura 0.2 Mallado estructurado del estator.....	85
Figura 0.3 mallado no estructurado del estator.....	85
Figura 0.4 Detalle de las mallas de los tres elementos del convertidor de par analizado mediante CFD.....	86



Figura 0.5 Selección de las superficies para el proceso de la unión de las mallas del convertidor. Vista desde el lado de la bomba (arriba) y vista desde el lado de la turbina (abajo). .....	87
Figura 0.6 Curvas características del convertidor estudiado: relación de par (azul) y eficiencia (gris) vs. Relación de velocidad. ....	88
Figura 0.7 Curvas características del convertidor de par estudiado: factor K(azul) y Relación de par (gris) vs. Relación de velocidad. ....	88
Figura 0.8 Comparación de Resultados. Modelo real y simulación. ....	89
Figura 0.9 Distribución del campo de velocidades de flujo para distintas relaciones de velocidad, que son, de derecha a izquierda, 0, 0.5 y 0.9.....	90
Figura 0.10 Distribución de velocidades sobre la superficie del convertidor , para el punto de stall (izquierda), relación de velocidad de 0.5, (centro) y de 0.9 (derecha).....	91
Figura 0.11 instantánea del recorrido de flujo para el punto de stall.....	92
Figura 0.12 Mapa de distribuciones de presión en el punto de stall. ....	93
Figura 0.13 Presión absoluta. Resultados en el punto de stall. ....	93

## 1. INTRODUCCIÓN

Cada vez son más los coches que incorporan una caja de cambios automática en cualquiera de sus variantes. Los coches híbridos, por ejemplo, son todos automáticos por su concepción, y sus ventajas se aprecian desde el momento en el que lo arrancamos y comenzamos la conducción. Por otro lado, en los motores de combustión se está migrando progresivamente hacia la automatización del cambio en cualquiera de sus variantes.

Los principales elementos de la transmisión automática son el acoplamiento hidráulico, los engranajes planetarios y los sistemas de control hidráulico, los cuales aparecieron en los últimos años de la década de 1940. Desde entonces, los ingenieros han cambiado el diseño, aplicación y ubicación de estos elementos, pero no han realizado cambios sustanciales o adiciones a los mismos.

En este primer capítulo, a modo de introducción, se da una breve explicación de los principios básicos del convertidor de par, y de los objetivos por los que se ha llevado a cabo este proyecto.

### 1.1 PRINCIPIOS BÁSICOS DE UN CONVERTIDOR DE PAR

El convertidor de par es un elemento hidrodinámico que se utiliza para transmitir, de una forma suave, la potencia del motor a la transmisión.

Föttinger desarrolló uno de los primeros convertidores de par en los comienzos del siglo XX para propulsión naval [Wislicenus (1965) and Jandasek (1963)]. Desde entonces, los convertidores de par se comenzaron a utilizar de forma general y se desarrollaron para una gran cantidad de aplicaciones, incluyéndose entre ellas maquinaria de la construcción, coches de pasajeros, autobuses, locomotoras diésel y vehículos militares.

Los convertidores de par pertenecen a la clase de dispositivos de transmisión conocidos como transmisiones hidrodinámicas. Una transmisión hidrodinámica es una combinación de una bomba (motor) y una turbina (receptora) hidráulicamente acopladas. Ambos elementos están construidos íntegramente dentro de una coraza común. El intercambio hidrodinámico de cantidad de movimiento entre los elementos rotativos permite la transmisión de potencia sin contacto mecánico entre el árbol motor y el árbol receptor, con el resultado de un funcionamiento suave.

La Figura 1.1 muestra los elementos típicos de un convertidor de par, que son la bomba o impulsor, la turbina y el estator. El impulsor está fijado al eje del motor, y la turbina al eje de salida de potencia, acoplada a la caja de cambios. El convertidor de par incluye un tercer elemento que viene a mejorar las condiciones de funcionamiento en la circulación del aceite, se trata del estator, y es este elemento lo que distingue un convertidor de par de un acoplamiento hidrodinámico convencional.

El estator, tiene como misión redirigir el aceite proveniente de la turbina, para entregarlo al impulsor, cambiando la dirección del flujo hacia el sentido de giro de la bomba, lo que permite aumentar el impulso del aceite.

Dentro del estator se encuentra un cojinete de un solo sentido, que tiene como misión bloquear uno de los sentidos de giro del estator, de forma que solo pueda girar en una determinada dirección (la de giro de la bomba).

Con el fin de mejorar la eficiencia, un convertidor de par también puede estar equipado con un embrague de bloqueo, que es un dispositivo que acopla los elementos del convertidor de par

cuando giran a una velocidad aproximadamente igual. Con ello se consigue transmitir directamente el par desde el eje de entrada al de salida, eliminando así las pérdidas al máximo.



Figura 1.1 Convertidor de par típico de tres elementos

### 1.1.1. Funcionamiento Interno

El flujo de un convertidor de par comienza cuando el motor se pone en funcionamiento, pues el rodete de bomba comienza a girar. Al girar el rodete, lanza el aceite desde el centro hasta el borde externo. La forma del rodete y la fuerza centrífuga envían el aceite hacia afuera y hacia la turbina. El aceite golpea los álabes de la turbina. La turbina absorbe la energía del aceite en movimiento e inicia su propio movimiento. A medida que el aceite golpea la turbina, el aceite resbala y fluye hacia adentro, hacia el centro, para volver de regreso a la bomba.

Cuando el aceite deja la turbina, fluye en dirección opuesta al flujo de aceite generado por la bomba, por lo que tiende a oponerse al sentido de giro de la misma. Es aquí, donde el estator juega un papel importante. Éste cambia el momento angular del fluido antes de devolverlo a la bomba, con lo que produce una redirección del flujo a favor del sentido de giro de la misma, favoreciendo el impulso del aceite.

Los dos tipos básicos de flujo de aceite de un acoplamiento hidráulico son: flujo giratorio y flujo de vórtice.

El flujo giratorio del aceite es el flujo alrededor de la circunferencia del convertidor de par causado por su giro proveniente del motor, en tanto que el flujo de vórtice del aceite es el del aceite del impulsor a la turbina y de regreso al impulsor. El flujo de vórtice continúa en una espiral interminable alrededor del interior del conjunto de convertidor de par. Esto se muestra en la Figura 1.2.

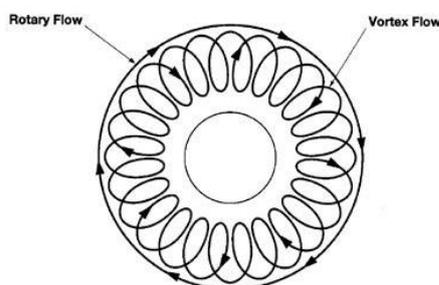


Figura 1.2 Tipos de flujo interno en un convertidor de par

El flujo de vórtice ocurre a bajas velocidades y carga pesada. Cuando la velocidad de la turbina se acerca a la velocidad del impulsor (que es el llamado punto de acoplamiento) a más altas velocidades, con bajas demandas de par, solamente ocurre el flujo giratorio.

Las condiciones de funcionamiento de un convertidor de par pueden clasificarse en tres categorías distintas, que son la fase de multiplicación de par, fase de acoplamiento fluido y fase de acoplamiento mecánico. La fase de multiplicación de par se lleva a cabo sólo cuando la bomba gira más rápido que la turbina.

Al punto de funcionamiento en el que la bomba se encuentra girando a máximas revoluciones pero la turbina todavía permanece estacionaria, se le conoce con el nombre de stall o estado de estancamiento. En este proyecto, nos referiremos a este punto como “punto de stall” o “condición de stall”. Debido a que la turbina no gira, el eje de salida de la misma tampoco lo hace, y en este caso la eficiencia del convertidor de par, que es el trabajo producido por el elemento de salida (turbina) entre el trabajo producido por el elemento de entrada (bomba), es cero.

La condición de stall es el parámetro que define la relación máxima de par del convertidor. Y por ello es un aspecto importante en el rendimiento del mismo.

Cuando la relación de par alcanza la unidad, el convertidor de par está en su punto de acoplamiento, es decir, ahora funciona como un acoplamiento fluido general, ya que el papel que realiza el estator se anula.

Las curvas de par y eficiencia típicas de un convertidor de par se muestran en la Figura 1.3.

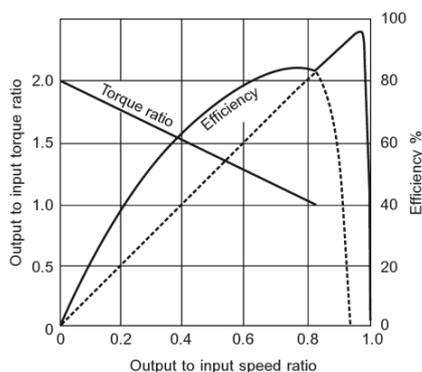


Figura 1.3 Curvas de eficiencia y par típicas de un convertidor de par.

Para mejorar no solamente la economía de combustible del vehículo sino también para proporcionar una conexión mecánica sólida, se usa un embrague de bloqueo, que acopla mecánicamente el convertidor de par. Se elimina así el pequeño deslizamiento que ocurre en la fase de acoplamiento fluido. Esta fase es conocida como fase de acoplamiento mecánico.

En este proyecto se analiza el convertidor de par en las condiciones de funcionamiento de multiplicación de par y de acoplamiento fluido. Esto es, los aspectos relativos al embrague de bloqueo no son considerados.

### 1.1.2. Cavitación en los convertidores de par

El cambio en el momento angular a través de la bomba, turbina o estator produce un par que actúa en los álabes individuales, que es igual al producto vectorial entre la fuerza debida a la presión estática y el vector posición con respecto al eje, integrado sobre toda la superficie del álabes (Figura 1.4). Existe un diferencial de presión entre las superficies de baja y alta presión de un álabes, y para que exista un aumento de par, el diferencial de presión a través de la superficie del álabes en cada elemento debe aumentar. A un nivel de par crítico, la presión localizada en el lado de baja presión del álabes caerá por debajo de la presión de vapor del fluido contenido en el toroide, haciendo que se produzca la nucleación de burbujas de cavitación. El caso más susceptible para que ocurra cavitación es en el punto de stall, (relación

de velocidades nula), debido a la combinación de altas velocidades de flujo turbulento, alto ángulo de incidencia en las entradas de los álabes y debido también a la carga térmica del fluido. Otros momentos susceptibles de cavitación pueden darse también al subir una cuesta empinada, cuando se producen aceleraciones muy elevadas y repetidas o durante el arranque inicial del vehículo cuando remolca una carga pesada.

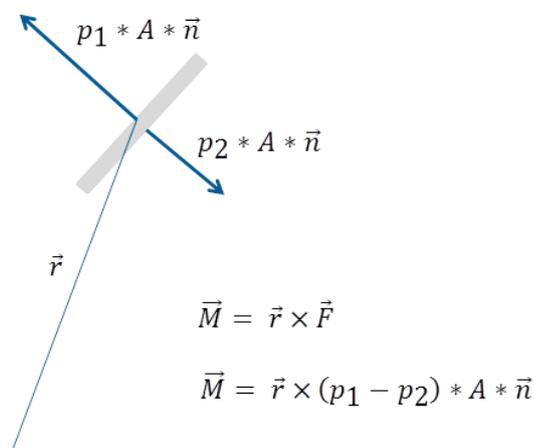


Figura 1.4 Esquema de la generación de par.

## 1.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO

Como se ha comentado anteriormente, el objetivo de este proyecto es el análisis de los aspectos principales de un convertidor de par, mediante un análisis 1D y 3D.

En el primer caso, el análisis 1D engloba el diseño de un convertidor de par, basado en la literatura existente hasta la fecha. Como resultado, se ha desarrollado una herramienta Excel para la empresa AVL List GmbH la cual permite de una forma práctica y rápida configurar la forma y geometría del toroide y de los álabes de un convertidor de par, así como estimar las curvas características.

El análisis 3D engloba el estudio del campo fluido dentro de un convertidor de par ya existente utilizando un potente software de simulación facilitado por la propia empresa, llamado AVL FIRE (versión 2013).

## 2. DISEÑO DE UN CONVERTIDOR DE PAR

Este capítulo trata los coeficientes específicos y orientaciones prácticas en el diseño de un convertidor de par para que el diseñador sea capaz de calcular y construir aceptablemente una unidad competitiva, basándose en la literatura de la que actualmente se dispone.

Dado que el número de variables que intervienen en el diseño de un convertidor de par es amplio, el enfoque se ha limitado a un tipo específico de convertidor.

En este capítulo, el convertidor de par está compuesto por tres elementos (bomba, turbina y estator), con dos fases de funcionamiento (multiplicación de par y acoplamiento fluido), y que dispone de una carcasa que gira en conjunto con la bomba tal y como se muestra en la Figura 2.1 y Figura 2.2.



Figura 2.1 Convertidor de par

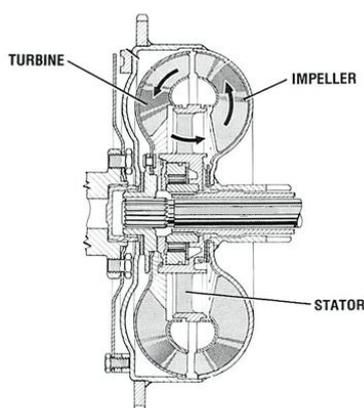


Figura 2.2 Sección de un convertidor de par (toroide).

### 2.1. PRINCIPIOS

El diseño de unidades hidrodinámicas eficientes se basa en la utilización de las leyes de Newton de la mecánica aplicadas al volumen de control formado por el convertidor de par en estado estacionario.

Asumiendo el equilibrio estacionario para cada uno de los tres elementos que forman el convertidor de par, el equilibrio requiere que la suma de todos los pares motores generados sea igual a cero.

$$\sum T = 0 = T_i + T_T + T_R$$

Donde  $T_i, T_T$  y  $T_R$  son los pares de la bomba, turbina y estator respectivamente.

El valor del par de cada uno de los elementos puede ser determinado con la ecuación de Euler para las turbinas:

$$T = Q\rho\Delta(rc_u) \tag{Ec. 2.2}$$

Como se puede ver, dependen del caudal  $Q$ , de la densidad del fluido  $\rho$  y de la diferencia del momento angular entre los álabes de entrada y de salida  $\Delta(rc_u)$ .

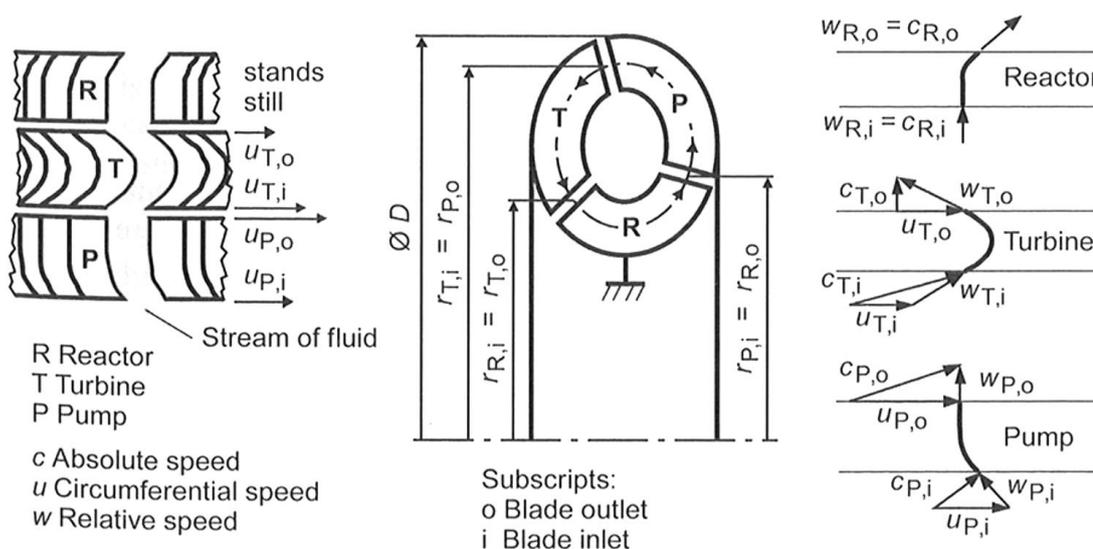


Figura 2.3 Circuito de flujo en un convertidor de par, con velocidades de flujo despreciando las pérdidas por impacto

El momento angular es el producto del radio  $r$  y de la componente tangencial  $c_u$  de la velocidad absoluta  $c$ .

$$\Delta(rc_u) = r_o c_{u,o} - r_i c_{u,i} \tag{Ec. 2.3}$$

Como se trata de un sistema cerrado en donde el fluido circula a través de todos los elementos de forma secuencial, y el flujo másico es constante en todo momento, el equilibrio del momento angular  $\sum \Delta(rc_u) = 0$  conlleva al equilibrio de la suma de los pares motores existentes (Ec. 2.1). Si la potencia de un elemento se expresa como  $P = T\omega$ , resulta que, con el estator fijo, el equilibrio de potencias cumple la siguiente ecuación:



(Ec. 2.4)

$$\sum P = P_P + P_T + \sum P_V = 0$$

Las pérdidas de potencia  $P_V$  se deben principalmente a pérdidas por rozamiento, pérdidas debidas a impacto y pérdidas de fuga. La eficiencia de un convertidor de par  $\eta_{TC}$  es

(Ec. 2.5)

$$\eta_{TC} = \frac{P_T}{P_P} = \frac{T_T \omega_T}{T_P \omega_P} = \mu \nu$$

Donde  $\mu$  es la relación de par, definida en la (Ec. 2.6) y  $\nu$  la relación de velocidades definida en la (Ec. 2.7).

(Ec. 2.6)

$$\mu = T_T / T_P$$

(Ec. 2.7)

$$\nu = \omega_T / \omega_P$$

Los convertidores de par se designan de acuerdo a las leyes del modelo hidráulico utilizando valores característicos obtenidos mediante experimento. Para comparar distintos modelos, las dos siguientes pre-condiciones deben cumplirse para los modelos que quieran ser considerados:

- Semejanza geométrica:

La misma escala lineal  $m$  debe mantenerse para todos los elementos del diseño hidráulico, en este caso, dado como la relación de diámetros entre el modelo,  $D_M$ , y el original,  $D$

(Ec. 2.8)

$$m = \frac{D}{D_M}$$

- Semejanza cinemática:

Las velocidades correspondientes entre el modelo y el original deben mantenerse también. Considerando flujos de entrada y salida para cada una de las tres ruedas (bomba, turbina y estator), si designamos a la componente tangencial como se muestra en la Figura 2.3, las siguientes relaciones deben cumplirse



(Ec. 2.9)

$$\frac{c}{c_M} = \frac{\omega}{\omega_M} = \frac{u}{u_M}$$

Sustituyendo la velocidad tangencial por  $u = \omega D/2$ , la escala de velocidad  $m_V$  viene dada por

$$m_V = \frac{u}{u_M} = \frac{\omega D}{\omega_M D_M} = m \frac{\omega}{\omega_M} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

De la (Ec. 2.10), la escala del momento angular  $m_{AM}$  es

$$m_{AM} = \frac{\Delta(rc_u)}{\Delta(rc_u)_M} = m^2 \frac{\omega}{\omega_M} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

El caudal  $Q$ , igual al producto de la velocidad y el área, de acuerdo a la ecuación de continuidad, es proporcional al producto de la escala de velocidad (Ec. 2.10) y la escala del área (Ec. 2.8) :

$$m_Q = \frac{Q}{Q_M} = m_V m^2 = \frac{\omega D^3}{\omega_M D_M^3} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Utilizando la (Ec. 2.2), la potencia viene dada por

$$P = T\omega = Q\rho\Delta(rc_u)\omega \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Si sustituimos la (Ec. 2.10), (Ec. 2.11) y (Ec. 2.12) en la (Ec. 2.13), se obtiene

$$\frac{P}{P_M} = \frac{\rho\omega^3 D^5}{\rho_M\omega_M^3 D_M^5} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

O simplemente  $P \sim \rho\omega^3 D^5$

Como  $T = P/\omega$ , para el par obtendremos que



(Ec. 2.15)

$$\frac{T}{T_M} = \frac{\rho \omega^2 D^5}{\rho_M \omega_M^2 D_M^5}$$

Y correspondientemente  $T \sim \rho \omega^2 D^5$

Añadiendo el factor de proporcionalidad  $\lambda$ , obtenemos la ley de semejanza

(Ec. 2.16)

$$T_P \sim \lambda \rho \omega_P^2 D^5$$

Donde  $\lambda$  es una función de la relación de velocidad  $v$  y se denomina coeficiente de rendimiento. Se puede utilizar para comparar varios convertidores de par, en particular cuando solo se diferencian en el tamaño del diámetro. La densidad de los fluidos utilizados en las transmisiones automáticas está comprendida normalmente entre  $\rho = 800 \div 900 \text{kg/m}^3$ .

## 2.2. TAMAÑO DEL CIRCUITO

Las relaciones fundamentales de par y potencia, en función de la velocidad y el diámetro de un convertidor de par han sido ya definidas en la sección 2.1. Éstas se pueden expresar con las siguientes ecuaciones para la bomba del convertidor de par:

(Ec. 2.17)

$$T_i = C N_i^2 D_i^5$$

(Ec. 2.18)

$$P_i = c N_i^3 D_i^5$$

Donde

$N_i$  es la velocidad de la bomba (r.p.m.)

$D_i$  es el diametro de la bomba

$C, c$  son unos coeficientes característicos de cada diseño

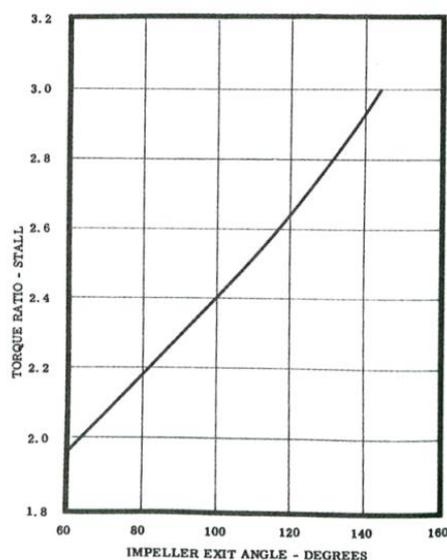
Aunque tanto las ecuaciones de par como de potencia vienen ya dadas, los aspectos referidos al tamaño del convertidor de par se harán en base al par, como se hace generalmente en los diseños de transmisión, ya que se relaciona más cercanamente con el tamaño del motor.

En el cálculo del tamaño del convertidor de par, tanto el par en el punto de stall como la velocidad deben ser determinados de antemano, de tal manera que cumplan los requisitos de funcionamiento deseados para la aplicación a la que va a ir destinado. Los requisitos de esfuerzo de tracción para el arranque son los que determinarán la relación de par en el punto de stall. Si una caja de cambios se utiliza para cumplir con esta relación, y posee a su vez una eficiencia del 85-90% en las condiciones de stall o cercanas a stall, esto deberá incluirse en los cálculos.

La velocidad de stall queda determinada por el efecto que tiene sobre las características de rendimiento. La curva de par del motor es el factor principal. Si se desea el máximo torque de salida en el punto de stall, entonces el punto de stall del convertidor debería coincidir con la velocidad en el pico de par del motor. Otro factor de gran importancia es la relación de torque que será llevada al rango de velocidades del vehículo.

Como se verá más adelante, la selección de la velocidad en el punto de stall para un convertidor dado, determina la velocidad a la que la conversión de par se llevara a cabo.

Una vez establecida la relación de torque necesaria para la aplicación en la que va a ser instalada el convertidor de par, es posible extraer el ángulo de salida de los álabes de la bomba tal y como muestra la siguiente figura. Representa la relación de los ángulos de salida de los álabes de la bomba y la relación de par obtenida para un convertidor de par de diámetro 30.5 cm, que ha sido obtenida del desarrollo experimental de un número de tamaños de convertidores durante un periodo aproximado de 15 años. Los ángulos de los álabes del resto de elementos se han establecido como óptimos para relaciones de par comprendidas entre 2 y 2.5 que tienen los picos de eficiencia para relaciones de velocidad altas y que tienen buenas características de acoplamiento. Esta va a ser la unidad de referencia en este proyecto.



**Figura 2.4 Variación del par en la condición de stall, frente al ángulo de salida de la bomba**

De la Figura 2.5 se puede obtener el valor del coeficiente de capacidad del convertidor  $C$  en el punto de stall (relación de velocidad entre turbina y bomba igual a cero). Si se utiliza dicho coeficiente en la (Ec. 2.17), junto con los valores de par y velocidad deseados, se puede calcular el diámetro del convertidor.

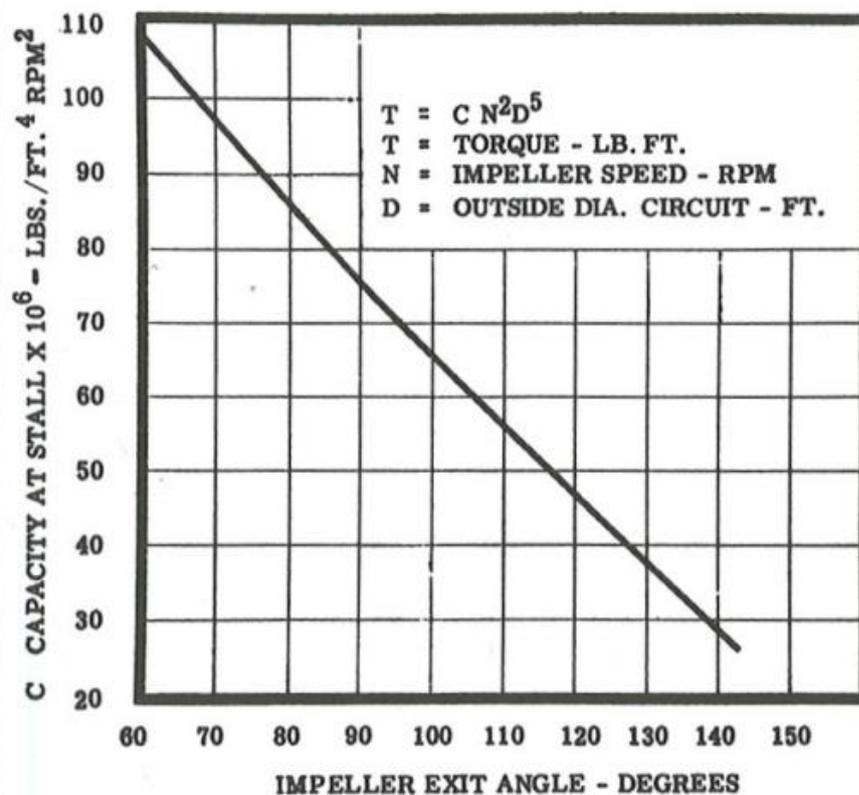


Figura 2.5 Variación de la capacidad del convertidor en el punto de stall con los ángulos de salida de la bomba

Para una mayor precisión, y particularmente para el cálculo de unidades que difieren enormemente del tamaño de la unidad de referencia, se debe utilizar el diámetro de diseño<sup>1</sup>. Por ello, para un cálculo correcto, debe utilizarse un coeficiente de capacidad corregido. Para el diámetro de la unidad de referencia, que ya hemos especificado que es de 30.5 cm, el diámetro de diseño es de 28.7cm.

Con estos diámetros, la relación entre coeficientes de capacidad se obtiene con la siguiente formula:

$$C^1 = \left(\frac{D_i}{D_i^1}\right)^5 C = 1.357C \quad (\text{Ec. 2.19})$$

Donde

$D_i^1$  es el diámetro en la línea de diseño

$D_i$  es el diámetro exterior del circuito de la bomba

C es el coeficiente de capacidad.

<sup>1</sup> Este diámetro de diseño, por definición, se expresa como aquel en el que se asume el flujo efectivo principal.

El uso del coeficiente  $C^1$  en lugar de  $C$  en la (Ec. 2.17) dará la solución correcta para el diámetro  $D^1$  en la línea de diseño.

### 2.3. ANÁLISIS DEL RENDIMIENTO

Se puede hacer una evaluación más completa de la selección del convertidor de par a partir de la Figura 2.6, la cual muestra las curvas de relación de torque en función de la relación de velocidad (relación entre la velocidad de turbina y la velocidad de la bomba).

Para una relación de par motor particular en el punto de stall (cuando la bomba gira al máximo y la turbina todavía permanece parada), la relación de par motor y de velocidad viene dada por la curva característica que se muestra en la figura. Una vez obtenidos los valores de relación de par motor y relación de velocidad, la eficiencia puede graficarse de forma rápida utilizando la (Ec. 2.5). Las curvas características de eficiencia para el rango completo de ángulos de los álabes de salida de la bomba se muestran en la siguiente figura:

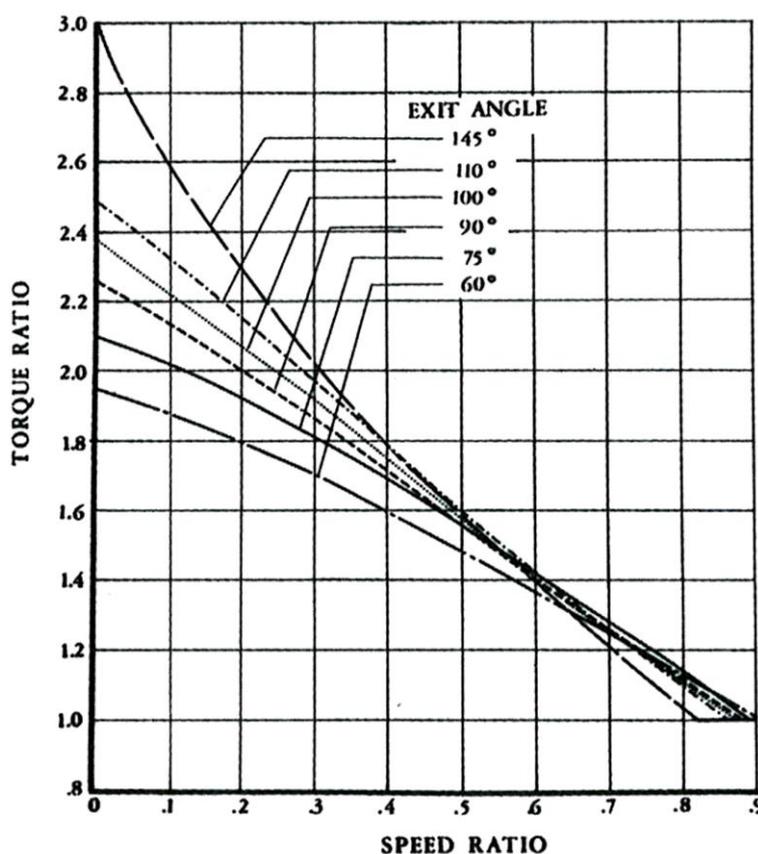


Figura 2.6 Relación de par motor frente a relación de velocidad para distintos ángulos de salida de bomba.

De estas graficas se puede fácilmente deducir que una relación de par elevada da como resultado un pico de eficiencia y punto de acoplamiento menores.

Aunque esta deducción está hecha a partir de los ángulos de salida de los álabes de la bomba, si lo desarrolláramos para los ángulos de entrada, obtendríamos una característica similar.

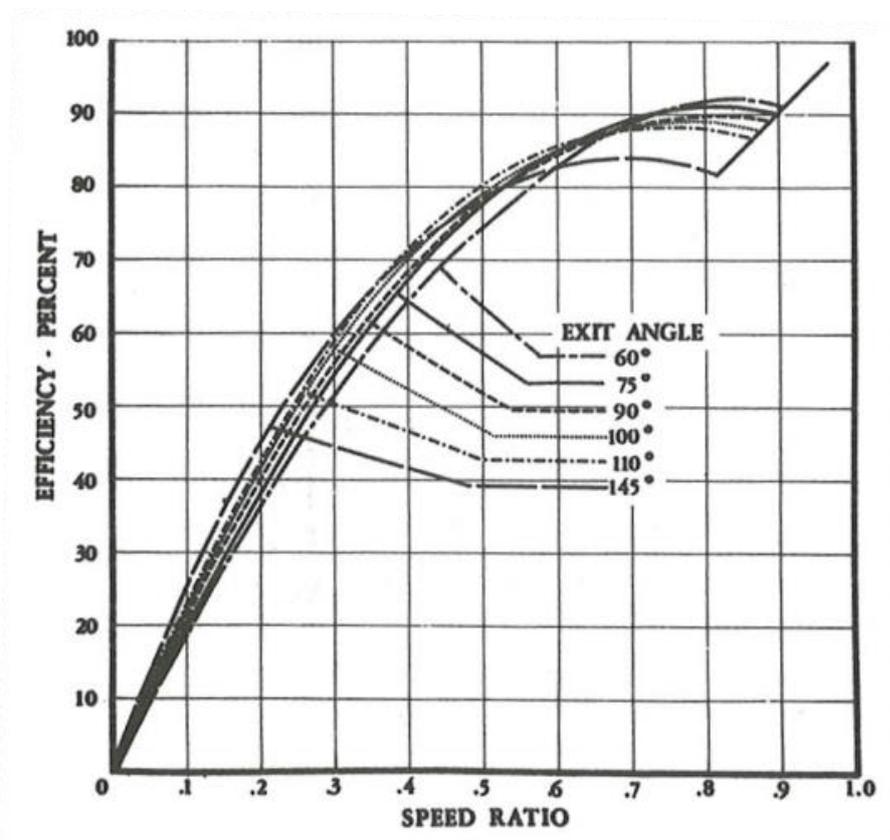


Figura 2.7 Características de eficiencia para varios ángulos de salida de bomba

La conclusión que se puede extraer de lo expuesto anteriormente, es que la relación de par y la eficiencia permanece constante para convertidores de par similares, independientemente del tamaño o del par aplicado. En cuanto al aspecto de semejanza, se entiende que engloba tanto a semejanza en los álabes como en la configuración del circuito de flujo.

El factor de tamaño de par afecta a la velocidad absoluta a la que se da la relación de par y la eficiencia.

Hasta aquí se ha visto que el factor principal que afecta a la relación de par en el punto de stall es el ángulo de salida de los álabes de la bomba. Además de esto, este factor afecta también de forma importante a la característica de velocidad. Para aclarar este punto, la característica se muestra en la Figura 2.8.

Las figuras adjuntas corresponden a un convertidor de par de 30,5 cm de diámetro, unos ángulos de álabes de salida de bomba de 145°, y para un valor de par de entrada de 270 Nm, que es el que se toma como referencia. Con estas especificaciones, se observa que existe una caída de la velocidad de entrada desde el punto de stall hasta la relación de velocidad de 0.5, y de ahí, un aumento hasta que llega al punto de acoplamiento (igual a una relación de velocidad de 0.82), pero no llega hasta el nivel del punto de stall. Conforme el ángulo de salida de bomba se disminuye, esto cambia, y con una configuración de álabes con ángulos iguales o menores a 90°, la velocidad de salida tiene una característica que aumenta sustancialmente. Esta es la ventaja para la mayoría de aplicaciones en los vehículos de carretera, ya que extiende la conversión de par cuando el vehículo circula a altas velocidades y se mejora así el rendimiento.

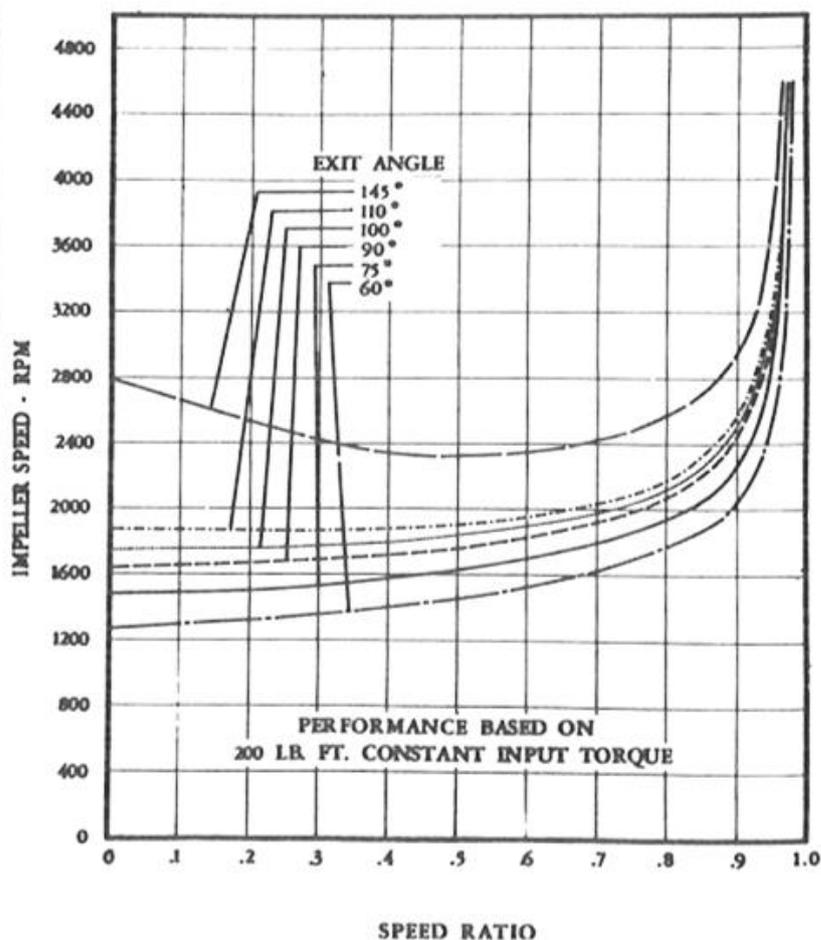


Figura 2.8 Efecto del ángulo de salida de bomba sobre las características de velocidad.

Gran parte del trabajo en los convertidores de par se basó en el uso de álabes de bomba con un ángulo aproximado de 135 ° de salida, similar a las que son comunes en las bombas centrífugas. Aunque este diseño dio altas relaciones de stall, la capacidad de par era baja, y los diámetros del convertidor eran bastante grandes, además de que el punto de acoplamiento y de que las características de acoplamiento dejaban mucho que desear. Con el uso de álabes radiales y menores de 90°, la relación de par en el punto de stall se redujeron, pero a cambio se produjo un efecto favorable tanto en la capacidad del convertidor, como en un aumento de la característica de velocidad y mejoras también en el punto de acoplamiento y eficiencia del convertidor y de la eficiencia de acoplamiento a relaciones de velocidad elevadas, y por ello se hizo posible la aplicación del convertidor de par en transmisiones de automóviles. Hoy en día este modelo de álabes de bomba se usa generalmente en aplicaciones donde se desea la eficiencia tanto del convertidor como del acoplamiento fluido.

Se puede hacer una proyección precisa del rendimiento usando los valores de relación de par y eficiencia explicados previamente, en conjunto con la característica de velocidad, mediante la resolución de la ecuación  $T_i = CN_i^2 D_i^2$  para  $N$  a par de entrada constante, y para varias relaciones de velocidad, utilizando los valores del coeficiente de capacidad  $C$  de la Figura 2.9.

Existe además otro que representa la relación de par y velocidad para un convertidor de un tamaño y álabes particulares llamado factor K, y que se define como:

$$K = \frac{N}{\sqrt{T}} \quad (\text{Ec. 2.20})$$

Donde  $N, T$  = son la velocidad y el par respectivamente.

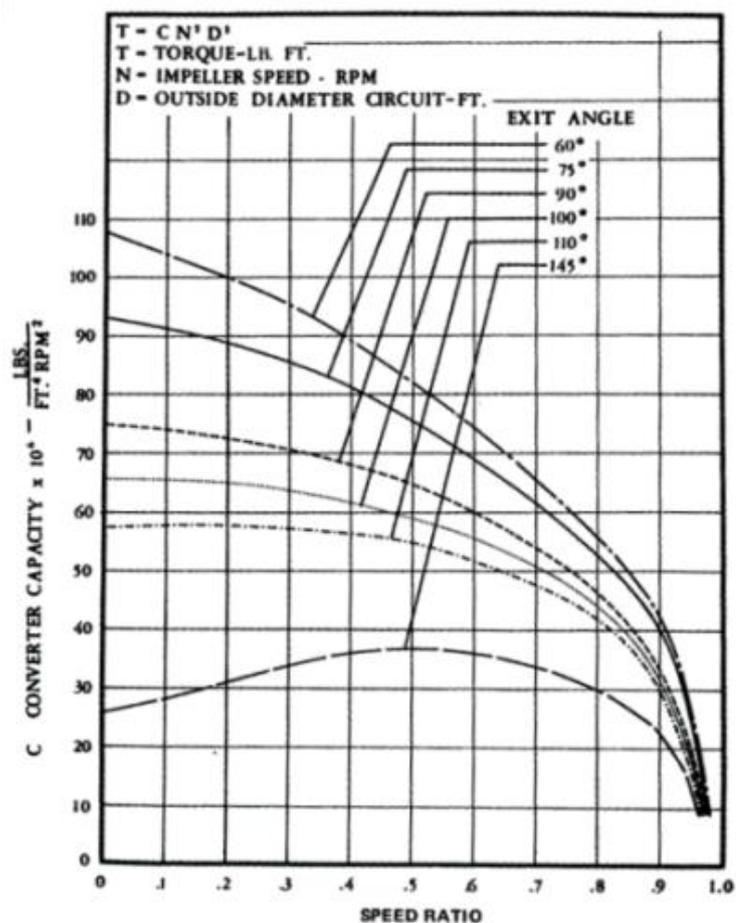


Figura 2.9 Efecto del ángulo de salida de bomba sobre el coeficiente de capacidad

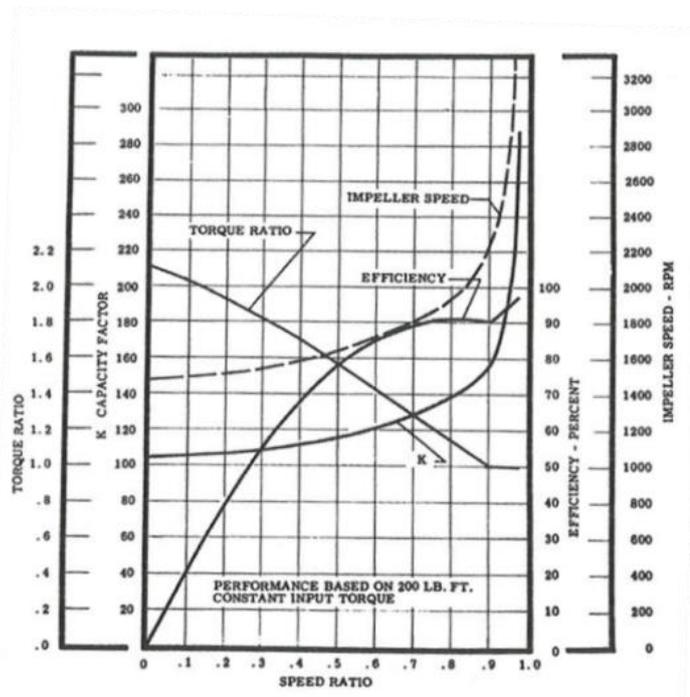


Figura 2.10 Rendimiento del convertidor en función de la relación de velocidad

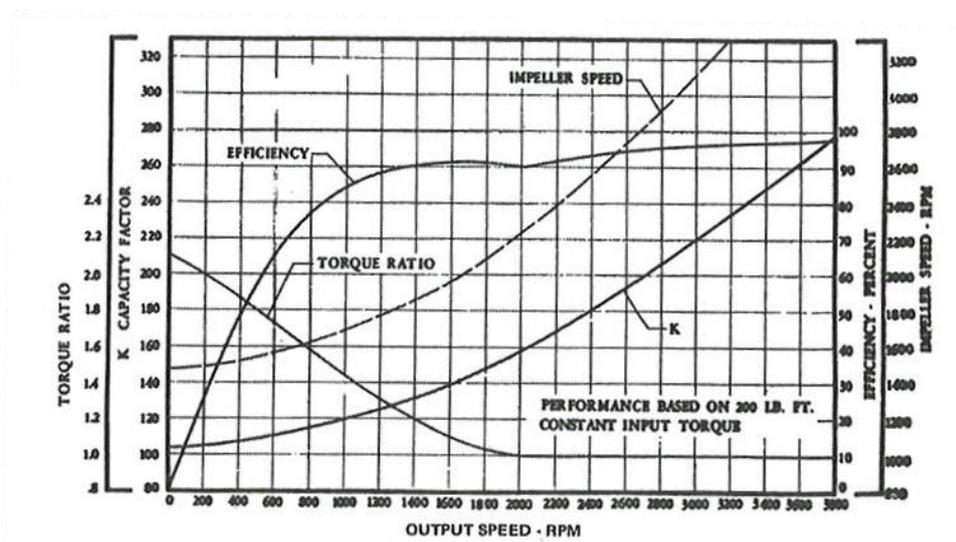


Figura 2.11 Rendimiento del convertidor frente a la velocidad de salida (turbina).

Este parámetro es útil para calcular el rendimiento del convertidor, para distintas condiciones de par y velocidad, y puede utilizarse tanto para condiciones de entrada como de salida, mientras se sea consistente. Otra forma de definir la capacidad del convertidor es mediante la (Ec. 2.17), en la que se introduce el factor K:

$$C = \frac{1}{K^2 D_I^5} \quad (\text{Ec. 2.21})$$

Usando esto,  $K$  puede obtenerse a partir de los coeficientes dados en la Figura 2.9 y el diámetro  $D$ , mediante la obtención previa del diámetro  $D_i$ .

De esta forma, la velocidad de bomba correspondiente a cualquier curva de par puede ser calculada.

## 2.4 CIRCUITO DE FLUJO

El límite práctico para la máxima área de flujo para un diámetro de convertidor dado, está determinado por varios factores, incluyendo entre ellos la altura de los álabes del estator, o separación o curvatura de los mismos, así como el efecto que supone la introducción de otros elementos, por ejemplo el mecanismo de rueda libre del estator. En otras palabras, de las distintas configuraciones que pueden llevarse a cabo. Teniendo en cuenta estos factores, en la Tabla 1, se muestra los flujos de área para una gama de convertidores de par. Se puede observar que los valores varían entre el 21 y el 24%.

*Table 2.4.1 Flow Area from a Range of Production Converters.*

Converter Diameter (in)	Circuit Flow Area (in <sup>2</sup> )	Area* (%)
10.25	20.0	24
11.75	23.9	22
12	26.0	23
12.31	25.1	21
13	30.0	23

**Tabla 1 Area, %, del circuito de flujo, referida al área total encerrada que contendría un círculo equivalente al diámetro exterior del convertidor de par.**

Las prácticas actuales indican que el menor diámetro del circuito se encuentra en torno a un tercio del diámetro exterior, Por lo que asumiendo una sección circular, como es en este caso, el diámetro del toroide será igual a un tercio del diámetro exterior.

Habiendo establecido las dimensiones principales y del área de flujo del convertidor de par, es posible calcular las dimensiones del núcleo y del diseño completo, asumiéndose que el área de flujo es uniforme. El procedimiento de cálculo del circuito, junto con los valores obtenidos, se incluyen en el ANEXO A - Design Process of a Torque Converter.

## 2.5 ÁLABES

El diseño de los álabes de un convertidor de par es un aspecto de vital importancia. Idealmente, cada sistema de álabes, recibiría el fluido sin impacto, lo conduciría de forma suave a través del pasaje interior entre álabes, y lo redirigiría con el ángulo óptimo para todas las condiciones de par y velocidad. Desgraciadamente, no es posible llevar a cabo este sistema ideal, en particular en cuanto a las pérdidas por impacto.

La función de los álabes de la bomba es impartir energía al fluido. Como ya se ha visto en la determinación del circuito del convertidor de par, el ángulo de los álabes de salida de la bomba afectan directamente a la relación de par en el punto de stall. De la misma manera, la selección

de dicha relación de par en el punto de stall afecta al ángulo de los álabes de salida de la bomba.

La turbina recibe el fluido desde la bomba y absorbe la energía desviando el fluido y descargándolo “hacia atrás”. El ángulo de descarga óptimo para una máxima deflexión hacia atrás sin resistencia al flujo es de aproximadamente de 150 °, de acuerdo a las prácticas actualmente establecidas.

Finalmente, el estator recibe el fluido proveniente de la turbina y lo dirige hacia adelante, en sentido de giro de la bomba, produciéndose así un incremento del momento del fluido que entra de nuevo a la bomba. Esto proporciona la reacción necesaria para la multiplicación de par. Las curvas de la Figura 2.12 muestran el efecto que tienen los ángulos de los álabes de salida del estator en el rendimiento del convertidor de par cogido como referencia. El factor de capacidad se ve incrementado razonablemente si los ángulos de salida se incrementan igualmente. Para una relación de par máxima y máximo pico de eficiencia, es obvio que los mejores ángulos de salida son 19°, 22° and 25°. De estos datos, junto con la experiencia recopilada a lo largo de los últimos años, se puede establecer que los ángulos de salida de los álabes del estator que dan como resultado una mejor eficiencia y punto de acoplamiento, son lo que están comprendidos entre 20° y 25°.

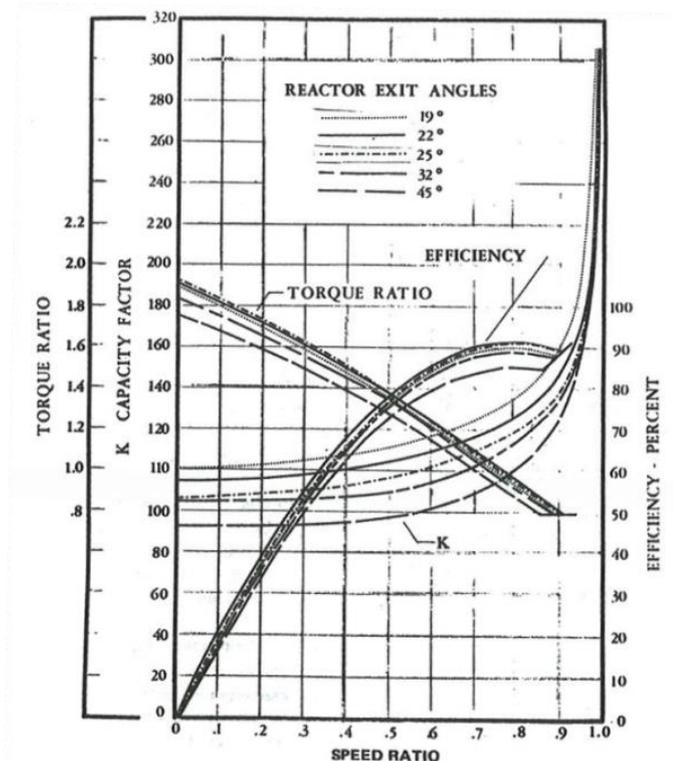


Figura 2.12 Efecto del ángulo de salida del estator sobre el rendimiento.

Un ejemplo detallado del diseño de un convertidor de par se adjunta en el ANEXO A - Design Process of a Torque Converter.

Con el objetivo de almacenar toda esta información y automatizar el proceso de cálculo del diseño de cualquier convertidor de par, se ha desarrollado una herramienta Excel, la cual permite las dimensiones y forma del toroide, así como las dimensiones y curvatura de los álabes, a partir de la introducción de una serie de datos de entrada.

INPUT	UNITS	VALUE	
Torus Diameter	cm	30.5	
Shell radius	cm	4	
			percentage of the total flow (%)
Optimum Flow Area	cm <sup>2</sup>	167.9566375	23
(The percentage for optimum area must be defined between 21% and 24%)			

Figura 2.13 Inputs de la herramienta Excel desarrollada

A partir de los datos de entrada que se recogen en la Figura 2.13, que son el diámetro del toroide, y el diámetro exterior de la sección del toroide, además del porcentaje de área de flujo que se desea, se obtiene el diseño del toroide completo. Dos ejemplos se muestran en la siguiente figura:

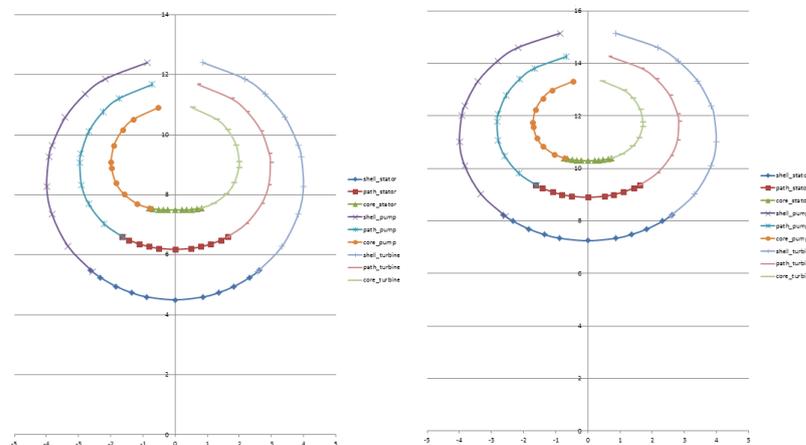


Figura 2.14 Diseño final de la sección del toroide, para un convertidor de par con diámetro de 25cm (izquierda), y para un convertidor de 30,5 cm de diámetro.

Introduciendo los datos de entrada necesarios, permite diseñar los álabes, como se muestra a continuación.

INPUT	UNITS	VALUE
Torque	Nm	257.6
Impeller speed	rpm	1620
Speed Ratio		0.5
density oil transmission	kg/m <sup>3</sup>	895
Area	ft <sup>2</sup>	0.016795664

	R (ft)	w (rad/s)	N (rpm)	U (rad/s)	a (deg), SAE blade angle system B	cot a
Impeller exit	0.142672485	163.646	1620	24.20381693	77.83	0.21565364
Impeller entrance	0.093538849	163.646	1620	15.86849186	105	-0.267343152
reactor exit	0.093773302	0	0	0	26.68	1.99008898
reactor entrance	0.093773302	0	0	0	90	6.12574E-17
turbine entrance	0.142672485	84.823	810	12.10190846	32	1.600334523
turbine exit	0.093538849	84.823	810	7.934245932	150	-1.732050808

Figura 2.15 Parámetros de entrada para el cálculo de los álabes en la herramienta Excel desarrollada.

A diferencia de la sección del toroide, los álabes no se han graficado, pues no se disponía de la herramienta necesaria para realizar el traspaso de valores obtenidos, a un gráfico 3D.

### 3. ANÁLISIS CFD

Con el objetivo de llevar a cabo un análisis del flujo interno de un convertidor de par, se ha realizado una simulación fluido dinámica de una unidad específica real. En los siguientes subcapítulos se detallan los aspectos sobre dicha simulación.

#### 3.1 MÉTODO

Las técnicas de CFD (Computational Fluid Dynamics) son una herramienta de análisis de flujo en 3D. Esto básicamente significa, que las ecuaciones de Navier-Stokes (N-S), que definen cualquier flujo fluido monofásico, se resuelven utilizando programas de ordenador especialmente diseñados para ello. El programa utilizado para la simulación es AVL Fire (versión 2013), que ha sido facilitado por la empresa AVL List GmbH.

##### 3.1.1 Procedimiento básico del CFD

El primer paso del proceso de simulación es la creación de un modelo 3-D que contenga sólo el flujo del interior del convertidor de par en cuestión, donde se eliminan todos los detalles pequeños que afectarían de forma insignificante a los resultados generales, y que sólo añadirían más trabajo al proceso de cálculo informático. Para crear el modelo se puede utilizar cualquier herramienta de modelado 3-D siempre y cuando el software utilizado sea capaz de exportar archivos en el formato adecuado que se requiera. Una vez creado el modelo geométrico 3-D, tiene que discretizarse de forma adecuada para formar una malla volumétrica acorde con el caso objeto de la investigación.

Una vez que la malla ha sido creada, se ejecuta la solución numérica de flujo con el fin de evaluar la calidad de la malla.

Para el cálculo de los RANS viscosos (promediado de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes) el método para el modelado de la turbulencia debe ser adecuadamente elegido (en este proyecto el modelo es  $k-\zeta-f^2$ ). Además se deben establecer las condiciones de contorno necesarias, junto con una serie de parámetros, con el fin de alcanzar la convergencia del problema. Los residuos y los resultados relevantes se pueden visualizar y analizar una vez terminado el proceso de resolución.

##### 3.1.2 Software

El convertidor de par objeto de estudio es un elemento no demasiado grande en cuanto a tamaño, pero que requiere un gran número de elementos para poder describir el flujo de manera muy precisa. Hasta la fecha no existe ningún software que incluya todas las partes del proceso de CFD, y por eso el trabajo se divide entre cuatro tipos de software, cada uno designado para llevar a cabo una cierta tarea. Dichas tareas son el modelado 3-D, el generador de mallas, la resolución de flujo y la visualización de resultados.

El proceso de modelado 3-D no es objeto de este proyecto y ha sido facilitado por el cliente en formato de CAD convencional.

El software AVL FIRE v2013, permite al usuario llevar a cabo simulaciones de flujo compresible e incompresible, laminar y turbulento, así como de flujos sub-, trans- y supersónicos. Dispone de varias condiciones iniciales y de frontera para que coincida con la configuración de una simulación para el problema de flujo real. Es capaz de manejar modelos computacionales que incluyen condiciones de movimiento (traslación y movimiento de rotación), y pueden llevarse a cabo simulaciones en estado estacionario o transitorio, dependiendo de las necesidades.

---

<sup>2</sup> Se pueden encontrar los detalles de este modelo en el ANEXO D - FIRE Software Solver Aspects

## 3.2 LIMITACIONES

En el momento en que se empezó a realizar este proyecto, se pusieron una serie de límites en cuanto a cómo de fina debería ser la malla del convertidor (cuál podía ser el número máximo de celdas, de acuerdo a la cantidad de memoria RAM de la que se disponía), ya que la memoria requerida es directamente proporcional al número de nodos presentes en la malla.

Los cálculos se ejecutan sobre la malla original, y para su ejecución existen dos posibilidades, dependiendo de los recursos disponibles:

- La primera opción es ejecutar los cálculos de uno en uno, usando una paralelización MPI con capacidad de 6-8 CPUs<sup>3</sup>. Primeramente se definirán cuántos casos van a ser analizados, dependiendo de la cantidad de tiempo que consuma cada uno de ellos.
- La segunda opción es ejecutar el cálculo de todos los de casos seleccionados al mismo tiempo, utilizando para ello un clúster<sup>4</sup>.

La elección de uno u otro método depende de la cantidad de memoria que se necesite, y de la disponibilidad que en el momento de la ejecución exista (generalmente en una empresa, se elaboran varios proyectos simultáneamente, y entre ellos existe una jerarquía de prioridades, atendiendo a fechas de entrega de los mismos, o tamaño de las mallas). En este proyecto, no siempre ha sido posible la utilización del clúster para la ejecución de los cálculos (obviamente la más ventajosa), comprobándose lo importante que es en el campo de la simulación la importancia de los recursos disponibles y las limitaciones existentes, que deben ser tenidas en cuenta.

Como dato informativo se añade que antes de proceder con el análisis del convertidor de par en cuestión, se simularon dos test de prueba simplificados, que fueron ejecutados mediante la primera de las opciones: un caso después de otro, y para un total de 6 relaciones distintas de velocidad entre turbina y bomba. El convertidor de par final, se ejecutó mediante la segunda opción.

Observándose la cantidad de tiempo consumida con las geometrías simplificadas, en caso de no haber podido utilizar el clúster, los cálculos habrían tardado en finalizar por lo menos una o dos semanas (con el clúster, se concluyó en dos días).

### 3.2.1 Cálculos en estado estacionario

El CFD Solver utilizado en este proyecto, emplea el método de discretización de volúmenes finitos que es el más empleado para la resolución de flujos con geometrías complejas, como es el caso del convertidor de par.

Este método se basa en la discretización directa de las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y la energía.

Obviamente, el dominio físico (espacio) tiene que ser dividido en un número de volúmenes de control no superpuestos para constituir una red computacional. Se puede utilizar un poliedro convexo en general, es decir, un volumen de control delimitado por un número arbitrario de superficies planas o incluso superficies no planas (caras).

---

<sup>3</sup> Detalles sobre la paralelización MPI se adjuntan en el ANEXO D - FIRE Software Solver Aspects

<sup>4</sup> El término clúster se aplica a los conjuntos o conglomerados de computadoras construidos mediante la utilización de hardwars comunes y que se comportan como si fuesen una única computadora. Simplemente es un grupo de múltiples ordenadores unidos mediante una red de alta velocidad, de tal forma que el conjunto es visto como un único ordenador, más potente que los comunes de escritorio.

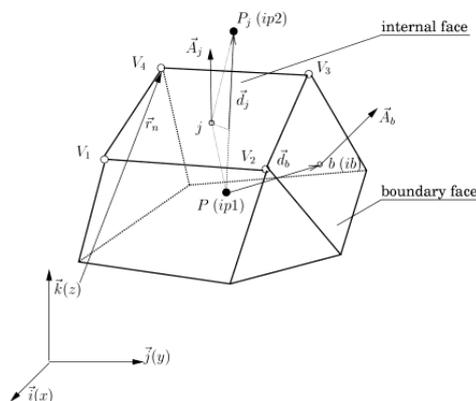


Figura 3.1 Volumen de control general

El procedimiento de resolución que utiliza el software se encuentra adjunto en el ANEXO D - FIRE Software Solver Aspects.

### 3.2.2 Precisión de los cálculos

Aunque la naturaleza del problema analizado es de carácter transitorio, en este proyecto se lleva a cabo un cálculo en estado estacionario, compuesto por varias simulaciones. En cada una de ellas, se modifica la relación de velocidad, por lo que se obtienen distintos cálculos en estado estacionario, que describen el comportamiento en distintos momentos del tiempo.

Dichos casos de simulación se han elegido de acuerdo a la variación real de la relación de velocidad (turbina/bomba) a lo largo del tiempo. En la Tabla 1 se recogen los distintos valores de velocidad de bomba, turbina y estator respectivamente, que han sido utilizados para la resolución de cada uno de los casos.

Caso de simulación	Velocidad de la bomba (r.p.m.)	Velocidad de la turbina (r.p.m.)	Velocidad del estator (r.p.m.)
000	2350	0	0
001	2380	238	0
002	2336	467	0
003	2331	723	0
004	2334	934	0
005	2375	1187	0
006	2431	1459	0
007	2422	1720	0
008	2445	1954	0
009	2475	2228	1249
010	2497	2497	2497

Tabla 1 Velocidades (rpm) de los distintos elementos para las distintas simulaciones

#### 4. CONVERTIDOR DE PAR ANALIZADO

El convertidor de par que se simula con AVL Fire en este proyecto, pertenece a un modelo original ya existente. Por ello, la información que se ha proporcionado y que aquí se adjunta, es documentación real.

El convertidor de par va destinado para una aplicación de vehículos catalogados como “especiales”, con una transmisión de potencia de 1500 CV.

Para llevar a cabo la simulación, es necesario disponer de una serie de datos de entrada que son el modelo 3-D (bomba, turbina, estator y álabes), las especificaciones del aceite hidráulico y las curvas características del mismo. Datos que han sido proporcionados por el cliente, y que se adjuntan en la Figura 4.1 y Figura 4.2 .

**Hydrodynamic Torque Converter:**

- a) Type : Single-stage two-phase
- b) Input speed : 2924 rpm (max)
- c) Stall torque ratio : 2.4
- d) Coupling point : 0.80 speed ratio
- e) Efficiency : 82.8 % @ 0.7 speed ratio
- f) Torque Converter Characteristics:

S. No.	Speed Ratio	Pump Speed (rpm)	Pump Torque (Nm)	Torque Ratio	% Efficiency
1	0	2350	2423.5	2.381	0.0
2	0.1	2380	2401.5	2.326	23.3
3	0.2	2336	2390.9	2.137	42.7
4	0.31	2331	2352.3	1.905	59.1
5	0.4	2334	2350.9	1.691	67.6
6	0.5	2375	2376.2	1.501	75.1
7	0.6	2431	2356.1	1.328	79.7
8	0.65	2435	2378.3	1.239	80.5
9	0.71	2422	2238.4	1.166	82.8
10	0.754	2423	2181.7	1.095	82.6
11	0.799	2445	2086.8	1.001	80.0

Figura 4.1 características del convertidor de par facilitadas por el cliente

**Transmission oil specification:**

- a) Grade : C4 SAE 30
- b) Pour point : - 20 °C
- c) Viscosity index : 96
- d) Density at 20°C : 895 kg/m<sup>3</sup>
- e) Specific heat : 0.5 kcal/kg°C
- f) Water content : 0,05 % max
- g) Flash point : 230 °C

Temperature (°C)	30	40	70	100
Kinematic viscosity (cSt)	190	109	26	11.5

Figura 4.2 Especificaciones del aceite hidráulico, facilitadas por el cliente

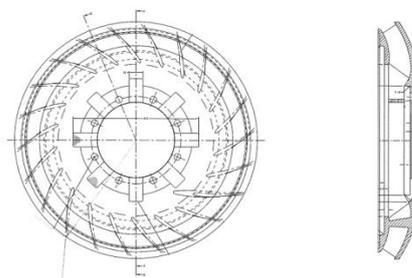


Figura 4.3 Esquema de la bomba

Por motivos de confidencialidad, y debido a que no es un dato necesario para la comprensión de los aspectos tratados en este proyecto, no se adjuntan los planos de los componentes (a modo de esquema, se adjunta el elemento bomba Figura 4.3, que se encuentra ampliada en el ANEXO E – Figuras).

## 5. PROCESO DE MALLADO.

Este capítulo detalla el proceso de mallado del convertidor de par. En el ANEXO B – Proceso de resolución del CFD, se incluyen todos los aspectos numéricos, como las ecuaciones fundamentales de flujo, y la necesidad de realizar un análisis numérico. También se recogen todas las explicaciones del proceso de CFD, relativas al modelado 3-D, discretización, tipos de mallas, requerimientos de las mismas, y los ajustes necesarios para realizar la simulación del convertidor de par en estado estacionario. En el ANEXO E – Figuras, se encuentran algunas de las figuras ampliadas.

A continuación se detallan, los aspectos más importantes de dicho proceso, detallados para el caso concreto que se ha analizado.

### 5.1 CREACIÓN DEL MALLADO

Antes de llevar a cabo la simulación del convertidor “real”, se elaboraron dos modelos simplificados, que fueron proporcionados por diseñadores del departamento de CFD.

El motivo por el cual se decidieron realizar dichos tests es porque nunca antes el departamento de simulación de AVL List GmbH, Graz había llevado a cabo simulaciones de convertidor de par, y se quería asegurar, que el software que se iba a utilizar, no iba a resultar problemático en ningún aspecto.

El primero de los tests, contenía los tres elementos (bomba, turbina y estator) sin álabes, con el objetivo de realizar una simulación rápida, para comprobar que el software respondía satisfactoriamente, no en cuanto a valores numéricos, pero sí en cuanto al proceso de cálculo se refiere. Después se realizó un segundo test, a partir del test anterior, en el que se añadieron un número pequeño de álabes, y con geometrías mucho más simplificadas que el original (álabes radiales), de manera que no se invirtiera mucho tiempo y precisión a la hora de crear las mallas.

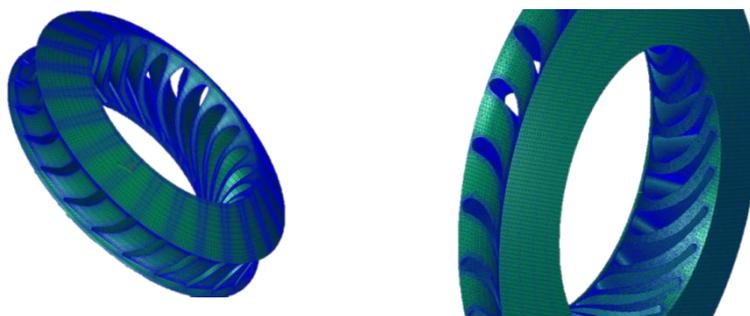
Cuando se comprobó, que este segundo caso tampoco presentaba problemas de cálculo, se comenzó con la creación de las mallas del problema real.

Se decidió utilizar esta táctica de test de prueba, ya que el elemento original en cuestión presenta una geometría complicada, y la realización de la malla es bastante laboriosa. Habría sido una pérdida de tiempo el haber comenzado directamente con el caso original, sin haber asegurado previamente que el software estaba capacitado para realizar el cálculo.

A continuación se detalla el procedimiento del caso “real”, pues es el de interés en este proyecto.

Así, para el proceso de mallado, se crearon tres mallas separadas, una para cada uno de los elementos del convertidor (bomba, turbina y estator).

El tipo de mallado elegido es de tipo estructurado, con el objetivo de llevar a cabo las simulaciones con gran precisión y obtener unos buenos resultados, aunque se puede mencionar, que también se realizó una malla no estructurada del convertidor, para compararse así el tiempo requerido para crear una y otra, y para comparar la calidad de las mismas. En la Figura 5.1, se adjuntan la malla estructurada y la no estructurada, que fueron creadas para el estator.



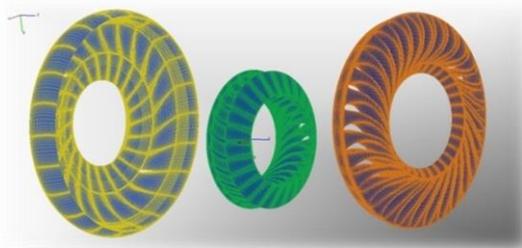
**Figura 5.1 Estator con mallado estructurado (izquierda) y mallado no**

La malla de la bomba contiene la parte de la bomba en sí, más la carcasa, asegurando así que el Sistema obtenido es un Sistema cerrado.

Después las mallas se conectan utilizando unas herramientas que el propio software posee y que permiten la unión de distintas mallas a través de una selección de superficies previamente definidas en cada una de las distintas mallas.

El motivo por el que se hicieron tres mallas separadas, y no una que directamente contuviera a los tres elementos, es que mediante la realización de mallas separadas, los detalles de la geometría relativos a zonas curvas o con geometrías complejas, pueden ser refinados de una forma mucho más precisa. De esta forma, la malla final obtenida posee una calidad mucho mayor y por tanto los resultados obtenidos, más precisos.

En la Figura 5.2, Figura 5.3, Figura 5.4, Figure 5.6 y Figure 5.6 se muestran las diferentes mallas creadas para cada uno de los elementos.



**Figura 5.2 Mallas correspondientes a los tres elementos del convertidor: bomba (izquierda), estator (centro) y turbine (derecha).**



**Figura 5.3 Detalles de las mallas creadas mostradas en la figura anterior.**

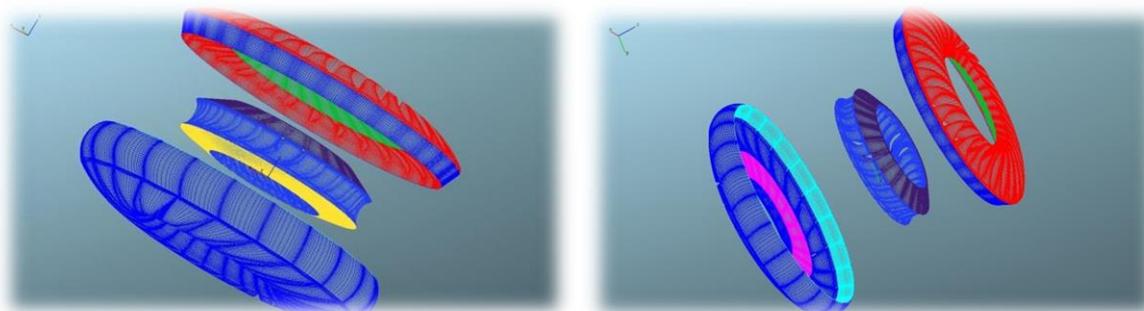


Figura 5.4 Selección de las superficies arbitrarias utilizadas para el proceso de unión de las mallas y creación de la conexión arbitraria.

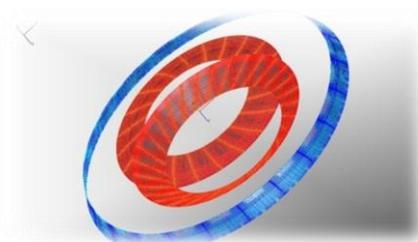


Figura 5.5 Resultado de la conexión de las superficies seleccionadas en la figura anterior

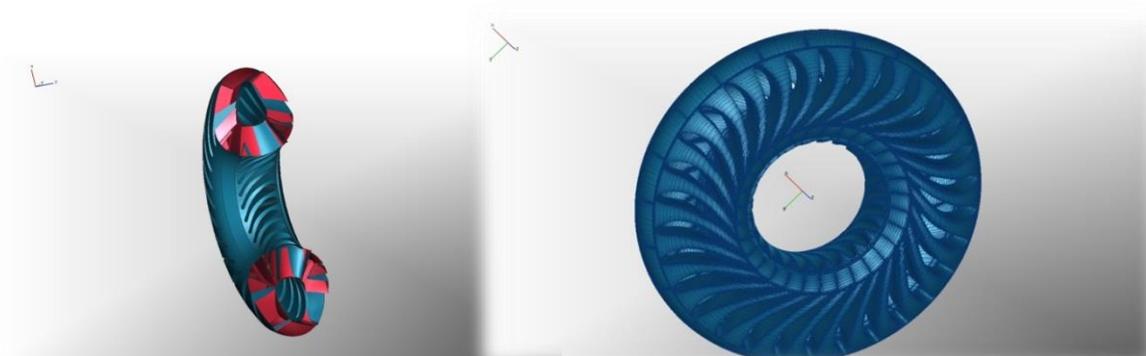


Figure 5.6 Sección de la malla del convertidor (izquierda) y malla complete resultante despues del proceso de unión (derecha).

## 5.2 CALIDAD DE LA MALLA

Una vez que se han creado las mallas, hay que comprobar la calidad de las mismas para asegurar que el número de celdas es adecuado, y también para comprobar que no existen volúmenes negativos y caras negativas, o caras distorsionadas.

En caso contrario, hay que mejorar la calidad, mediante el uso de refinamientos u otras herramientas que permiten suavizar zonas concretas de la malla.

La malla final obtenida contiene 1490400 celdas.

## 6. CONVERGENCIA Y FIABILIDAD DE RESULTADOS

El proceso de solución es un proceso iterativo, lo que significa que los valores cambian de iteración en iteración. Si el cambio es significativo entonces significa que los resultados en los que se está confiando, también cambian de manera significativa.

A veces es fácil darse cuenta de que la solución no está convergiendo, como cuando se obtienen resultados no físicos.

Para asegurar que los cálculos han sido llevados a cabo correctamente, hay que asegurar la convergencia del problema.

Hay varias formas de comprobar la convergencia. La más general es comprobar los residuos para cada variable que se está resolviendo.

Cada solución numérica contiene errores. La clave es entender lo grande que esos errores son y si son aceptables o no. El nivel aceptable de error puede variar enormemente, dependiendo de la aplicación del problema. Mientras que una simulación que tiene como propósito la sustitución de pruebas experimentales y se requiera un detalle muy minucioso de los resultados, el nivel de convergencia que se requiera será muy alto. En otro tipo de simulación en el que no se requiera tanta minuciosidad, se puede aceptar un nivel de convergencia más bajo.

Los residuos representan el error absoluto en la solución de una determinada variable. Generalmente el propio valor residual depende de la escala de la variable que se está resolviendo. Por ejemplo, los valores de la velocidad son a menudo del orden de 1-100 m / s mientras que los valores para la entalpía pueden ser del orden de 300 000 J / kg. Por esta razón, el "residual" para la velocidad podría ser de 0.001, mientras que el residual de entalpía podría ser de 1. Sólo al mirar la caída de los residuos, es posible obtener una indicación del nivel global de la convergencia. La regla de oro es mirar a la primera residual o al máximo residual calculado y desde ése, asegurar una caída de 3-5 órdenes de magnitud.

Normalmente, para una simulación de estado estacionario se debe comprobar que la solución satisface las tres condiciones siguientes:

- Que los residuos se han visto reducidos a un valor aceptable (normalmente  $10^{-4}$  o  $10^{-5}$ )
- Que los puntos que se muestran en el monitor para las variables de interés alcanzan una solución estable.
- Que el dominio tiene desequilibrios de menos de 1%.

Como se han llevado a cabo varias simulaciones, en esta sección 7, sólo uno de los casos se va a analizar, debido a que los valores obtenidos para los otros casos son similares entre ellos.

En el ANEXO C – Results of the CFD calculation, se adjuntan los valores obtenidos en los otros casos.

En las siguientes figuras se muestran los residuos de las diferentes variables utilizadas en el cuarto de cálculo (que se corresponde con una relación de velocidad = 0,3).

Cada uno de los residuos viene denotado por "RES"+"la primera letra de la variable a la que corresponde el residuo":

RESU= Residuo de la velocidad lineal

RESV= Residuo de la velocidad absoluta

RESW= Residuo de la velocidad angular

RESM= Residuo del flujo másico

RESK= Residuo de la viscosidad cinética

RESD= Residuo de la densidad

RESH= Residuo de entalpía

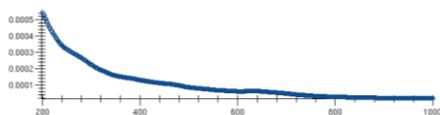


Figura 6.1 Residuo RESU

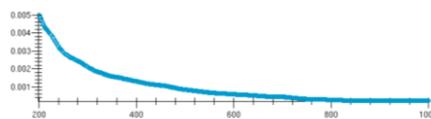


Figura 6.2 Residuo RESM

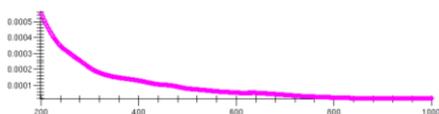


Figura 6.3 Residuo RESV

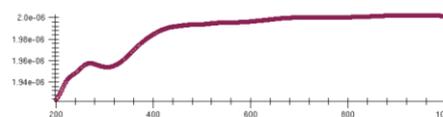


Figura 6.4 Residuo RESK

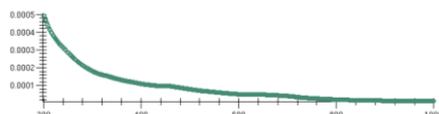


Figura 6.5 Residuo RESW

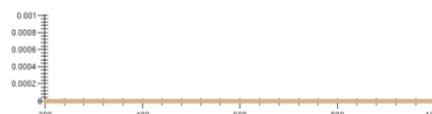


Figura 6.6 Residuo RESD

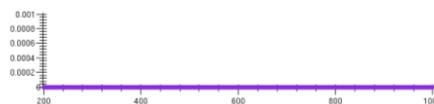


Figura 6.7 Residuo RESH

Como puede observarse, todos los residuos alcanzan la convergencia, y por tanto, la solución calculada puede ser aceptada.

Una vez comprobada la convergencia de los cálculos, se puede comenzar con el análisis de resultados.

## 7. RESULTADOS

En este capítulo, se analizan los resultados obtenidos de los cálculos de la simulación llevada a cabo mediante CFD. Está dividido en tres subcapítulos. El primero de ellos, 7.1, trata los resultados sobre el par generado por el convertidor de par, así como las curvas características del mismo. En el segundo sub-capítulo, 7.2, la distribución del campo de velocidades y en el tercer sub-capítulo, 7.3, mapa de distribución de presiones con el objetivo de analizar la existencia o no de cavitación. En el ANEXO E – Figuras, se encuentran algunas de las imágenes ampliadas.

### 7.1 PAR MOTOR

Los resultados que aquí se presentan son los correspondientes a los cálculos obtenidos para un relación de velocidades de 0.3 y de 0.9, es decir, para un punto perteneciente a la banda en la que aún no se ha alcanzado el punto de acoplamiento, (SR=0.3), y para después de dicho punto (SR=0.9). El resto de los casos no se van a incluir, ya que son similares a éstos y no aportan información adicional.

Empezando con el primer caso, en el que la relación de velocidades es de 0.3, los diferentes pares obtenidos para cada uno de los tres elementos (bomba, turbina y estator) se muestran en la Figura 8.1, Figura 8.2 y Figura 8.3.

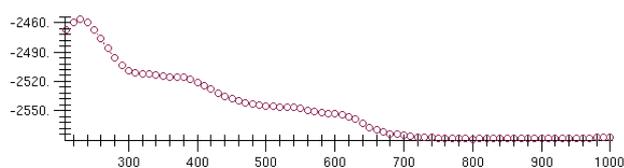


Figura 7.1 Resultados 2-D del par de la bomba para una relación de velocidad de 0.3.

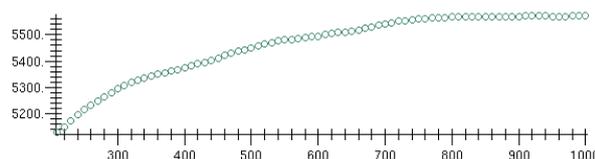


Figura 7.2 Resultados 2-D del par de la turbina para una relación de velocidad de 0.3.

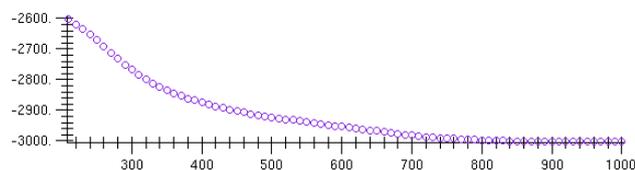


Figura 7.3 Resultados 2-D del par del estator para una relación de velocidad de 0.3.

Como se puede observar, todos los cálculos alcanzan la estabilidad.

Los resultados de par, para cada uno de los elementos:

Par de la bomba = -2577.69 Nm

Par de la turbina = -3003.93 Nm

Par del estator = 5571.13 Nm

Aquí, el signo (- o +) solo significa el sentido de rotación del elemento (si gira en sentido de las agujas del reloj, o viceversa).

Con estos valores se pueden obtener la relación de par, el factor de capacidad y la eficiencia:

Relación de par = 2.16

Eficiencia = 67%

Factor de capacidad, K, para la bomba = 45.9

Los resultados pertenecientes a una relación de velocidad de 0.9 se muestra en la Figura 8.4, Figura 8.5 and Figura 8.6.

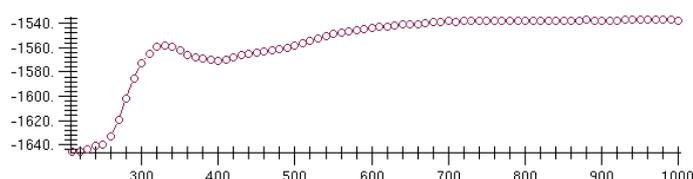


Figura 7.4 Resultados 2-D del par de la bomba para una relación de velocidad de 0.9.

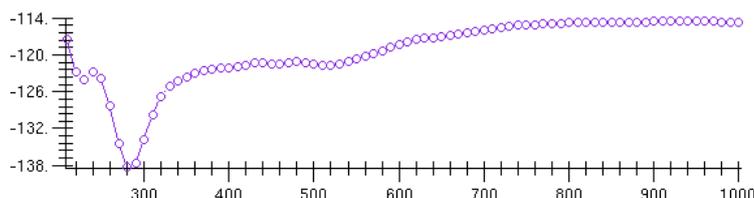


Figura 7.5 Resultados 2-D del par de la turbina para una relación de velocidad de 0.9.

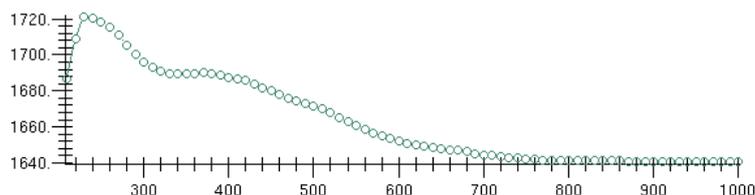


Figura 7.6 Resultados 2-D del par del estator para una relación de velocidad de 0.9.

Los resultados para cada uno de los tres elementos:

Par de la bomba = -1537.37 Nm

Par de la turbina = 1640.56 Nm

Par del estator = -114.712 Nm

Relación de par = 1.07

Eficiencia = 96%

Factor de capacidad, K para la bomba = 63.12

Los resultados obtenidos en la simulación del convertidor de par, en estado estacionario, y para cada uno de los cálculos que se han llevado a cabo a través del software AVL FIRE, se muestran en la Tabla 2.

Speed ratio	torque ratio	Impeller Speed (r.p.m.)	Capacity Factor K (Impeller)	Efficiency
0.0	3.11	2350	45.99	0.000
0.1	2.82	2380	45.88	0.282
0.2	2.52	2336	45.95	0.503
0.3	2.16	2331	45.91	0.670
0.4	1.89	2334	46.65	0.756
0.5	1.63	2375	47.24	0.816
0.6	1.42	2431	48.03	0.853
0.7	1.22	2422	49.52	0.867
0.8	1.07	2445	52.94	0.852
0.9	1.07	2475	63.12	0.961
1.0	1.27	2497	685.00	1.266

Tabla 2 Resultados finales de la simulación del convertidor de par, llevada a cabo con el software AVL FIRE (estado estacionario).

Con estos valores, se pueden obtener las curvas características del convertidor de par, representando el factor de capacidad K, la eficiencia y la relación de par en el eje de ordenadas, y la relación de velocidades en el eje de abscisas, tal y como muestran la

Figura 7.7 y Figura 7.8.

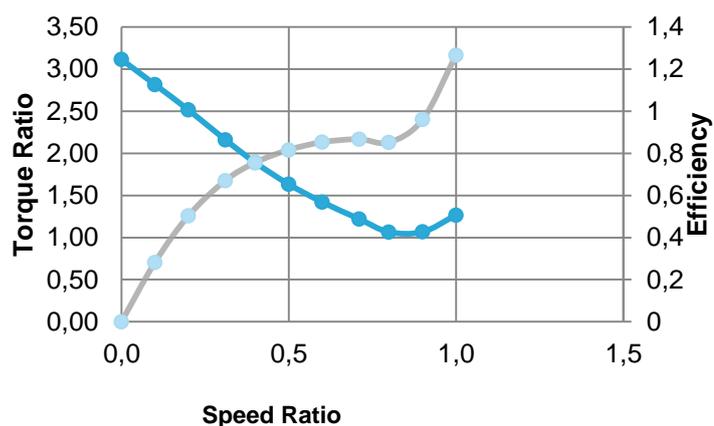


Figura 7.7 Curvas características del convertidor estudiado: relación de par (azul) y eficiencia (gris) vs. Relación de velocidad.

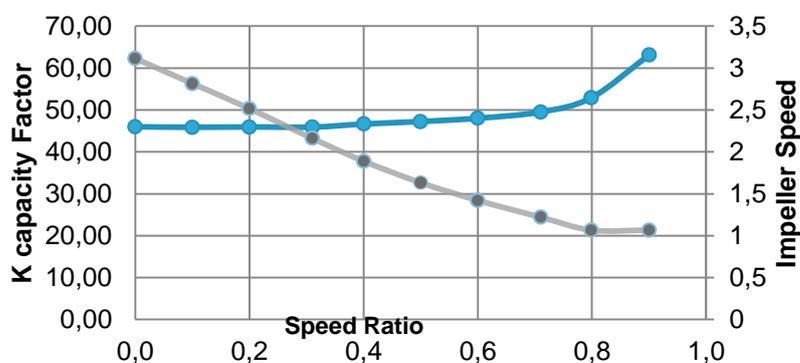


Figura 7.8 Curvas características del convertidor de par estudiado: factor K(azul) y Relación de par (gris) vs. Relación de velocidad.

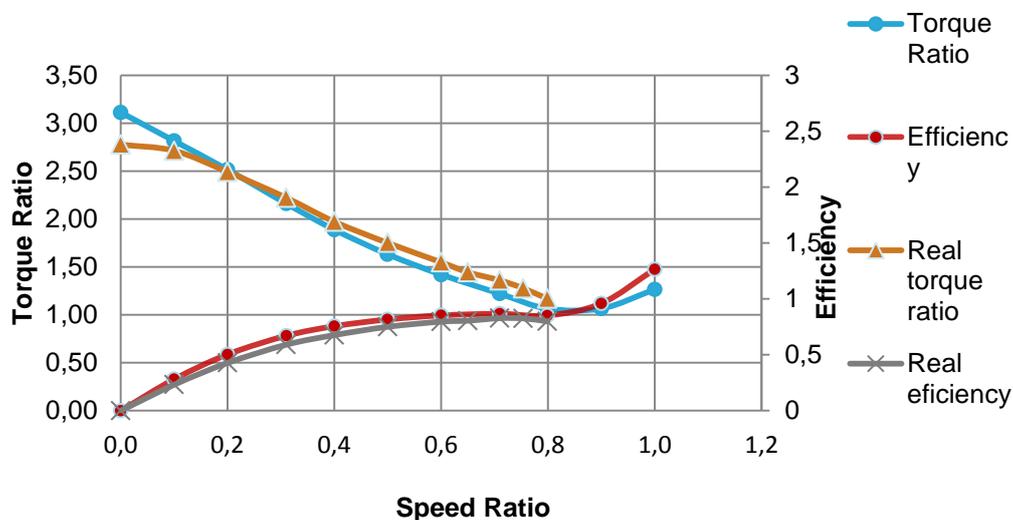


Figura 7.9 Comparación de Resultados. Modelo real y simulación.

## 7.2 RESULTADOS DEL CAMPO DE VELOCIDADES

En esta sección, se analizan las distribuciones de velocidades de flujo obtenida tras la simulación. Los casos que aquí se presentan, son tres: simulación en el punto de stall, relación de velocidad de 0.5 y relación de velocidad de 0.9.

Como se puede observar en las figuras Figura 7.10 y Figura 7.11, las velocidades de flujo cambian con el tiempo. En el primero de los casos, en condición de stall, es donde se producen las mayores zonas de turbulencia, que se dan a la salida de los álabes de la bomba, debido a la curvatura de los mismos. Se observa un aumento de la velocidad del aceite desde el interior de la bomba hacia afuera. Esto se corresponde con la descripción de flujo de vórtice, que como se muestra en las figuras, es mayor cuando la diferencia de velocidad entre bomba y turbina es mayor. De todo esto se extrae, que el punto de stall se corresponde con la zona de menor eficiencia.

En el segundo de los casos, las turbulencias son menores. El choque del fluido sobre la superficie de los distintos elementos se produce de una manera mucho más suave y la distribución de velocidades revela que la zona más alejada del núcleo del convertidor (la periferia), es la zona de mayor velocidad de flujo. Se observa también en la zona bomba-estator, una disminución de la velocidad, debido principalmente a la redirección del fluido en el sentido favorable de la bomba.

En el tercero de los casos, relación de velocidad de 0.9, se observa claramente la transición de flujo de vórtice a flujo giratorio. Se observa que el convertidor funciona como un "todo" (acoplamiento), en el que la zona de mayor velocidad es la de la periferia del convertidor, y la de menor, la zona cercana al núcleo.

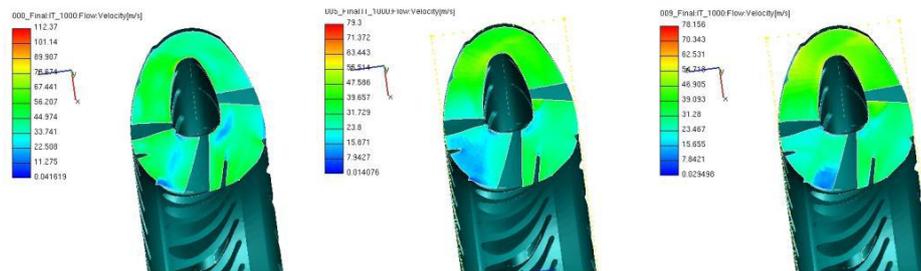


Figura 7.10 Distribución de velocidades en una sección del toroide del convertidor , para el punto de stall (izquierda), relacion de velocidad de 0.5, (centro) y de 0.9 (derecha).

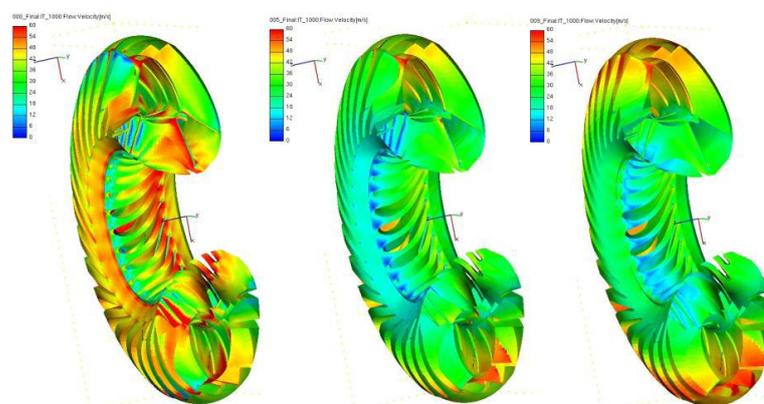


Figura 7.11 Distribución de velocidades sobre la superficie del convertidor , para el punto de stall (izquierda), relacion de velocidad de 0.5, (centro) y de 0.9 (derecha).

En la Figura 7.12, se observa una instantánea de la simulación, en la que se ve claramente el flujo de vórtice que se produce dentro del convertidor de par. Esta instantánea pertenece al caso de simulación correspondiente con el punto de stall.

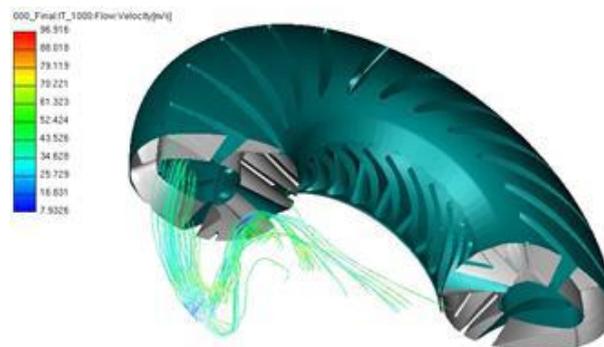


Figura 7.12 instantanea del recorrido de flujo para el punto de stall

### 7.3 RESULTADOS DE PRESIÓN Y ESTUDIO DE LA CAVITACION

Tal y como se ha explicado en la sección “1.1.2. Cavitación en convertidores de par”, el tema de la cavitación es un aspecto importante que debe ser analizado una vez obtenido el cálculo de resultados.

Para comprobar la existencia o no de cavitación, se analizaron los valores absolutos de la presión de los diferentes casos (en especial el caso de stall, que es el que debería de ser más

desfavorable, tal y como se indica en el sección 1.1.2.). Tras el análisis se encontró, que los resultados obtenidos para la presión absoluta, tenían sentido no físico, a pesar de que los cálculos se habían completado con éxito.

La explicación del porqué de estos resultados se da a continuación:

En el proceso de selección de condiciones de contorno, las elegidas fueron las de “pared”, para las que se definieron la temperatura a la que se asumió que el convertidor de par podía tener en funcionamiento. El análisis del convertidor de par, es un análisis de un sistema cerrado (no hay flujo entrante, ni saliente) por lo que no se definieron condiciones de contorno de entrada/salida. Por ello, ni la presión ni caudal se especificaron. El calculador de ecuaciones presente en AVL FIRE, elige una presión de referencia arbitraria para elaborar los cálculos. Por eso los resultados obtenidos no se corresponden con la escala real, y de ahí el significado no físico de los mismos (presión absoluta, como se puede ver en la Figura 8.10).

Es posible solucionar este problema después de haberse llevado a cabo el cálculo. Simplemente fijando un punto en el que se conoce la presión, ya obtendríamos una referencia para nuestro sistema.

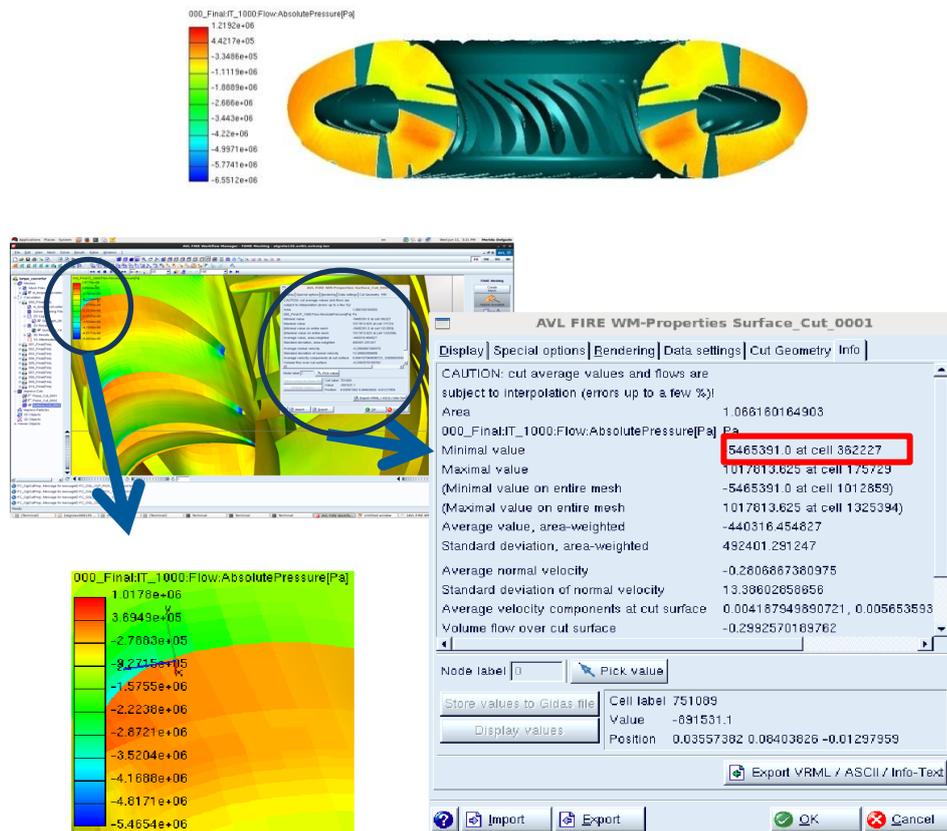


Figura 7.13 Presión absoluta. Resultados en el punto de stall.

Con eso, podríamos desplazar los valores de la escala obteniendo una nueva, en la que los valores serían los adecuados. A partir de ahí, podrían compararse los valores de presión absoluta con la presión de vapor del fluido (a la temperatura establecida, que era 80 grados centígrados) para comprobar la cavitación. Si el valor mínimo de la presión absoluta es mayor que la presión de vapor (a 80 °C) más un coeficiente de seguridad no se produce cavitación. De lo contrario, sí habría.

Como no se conocía una presión de referencia, no fue posible realizar este “desplazamiento” de escala, por lo que esta opción quedó descartada

La segunda opción es añadir un valor de caudal al Sistema, ya que su relación con la presión queda claramente definida con la siguiente fórmula, de la que obviamente se deduce que la relación entre la diferencia de presiones y el caudal depende de dos cosas:

- La raíz cuadrada de la diferencia de presiones
- Densidad del fluido

$$Q = k \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$$

(Ec. 0.1)

Donde

$Q$  es el caudal volumétrico

$\Delta P$ , diferencia de presiones

$k$  es una constante (entre 0 y 1)

$\rho$  es la densidad del fluido.

La densidad del fluido es bien conocida, por ello, la dependencia del caudal con la presión queda clara.

Por esta razón, las dos opciones de resolver el problema eran bien seleccionar un valor conocido de presión en un punto (fijar una presión de referencia), que es el método que previamente se ha explicado, o bien fijar un valor de caudal.

Debido a la falta de documentación en el momento de la realización de este proyecto, no fue posible conseguir dicho valor, y por ello no pudieron corregirse los valores de presión.

Así que, se ha decidido no hacer ninguna conclusión sobre la existencia o no de cavitación en el convertidor analizado, aunque se han descrito dos posibles soluciones para hacerlo.

## 8. CONCLUSIONES

Toda la información presentada en este proyecto describe, por un lado, los principales pasos y consideraciones para el diseño de los convertidores de par, y por otro lado, el análisis de flujo interno por medio de CFD.

En cuanto a la parte de diseño se refiere, se puede concluir que el método utilizado es adecuado para diseñar un convertidor de par de forma sencilla y práctica. Por otra parte, se puede señalar que un factor determinante en la eficiencia del convertidor de par es el ángulo de los álabes, y, por tanto, es esencial llevar a cabo una investigación más profunda sobre los mismos si se pretenden abordar temas relativos a la mejora de la eficiencia del convertidor de par.

El flujo dentro del convertidor de par resultó ser muy tridimensional. Por ello, el proceso de CFD debe ser lo suficientemente preciso para obtener un comportamiento fiable del flujo.

La fiabilidad global de los resultados presentados en este proyecto es suficientemente buena como para decir que la técnica utilizada para hacer una predicción del comportamiento del flujo de un convertidor de par puede llevarse a cabo por medio de una simulación de CFD. Por otra parte, aunque el problema por naturaleza es de carácter transitorio, los cálculos obtenidos en estado estacionario confirman que es una buena opción para analizar las características de un convertidor de par. Para futuras investigaciones, establecer una comparativa entre esta simulación y una transitoria podría ser fundamental para determinar cuál de los métodos es más equilibrado en cuanto a precisión de resultados/ ahorro de memoria-tiempo.

La existencia de flujo cruzado, remolinos y flujo separado en el convertidor de par ha sido aclarada mediante la observación del flujo. Las curvas características obtenidas fueron muy similares a los datos reales proporcionados, los cuales difieren un poco debido a las simplificaciones y anulación de detalles que se llevó a cabo durante el proceso de modelado.

Debido a la falta de documentación, la cavitación no ha podido ser analizada, aunque no obstante, se han facilitado dos posibles soluciones con la que se podrían obtener dichos resultados en futuras investigaciones usando CFD.

## ANEXO A - Design Process of a Torque Converter

According to section 0, in this Appendix A the estimation of the characteristic curves of a torque converter and the development of the torus shapes and blades of another unit is developed.

In the estimation of the characteristic curves, the torque converter under consideration is the provided one for the CFD simulation, with the purpose of comparing the estimated characteristic curves, with real data.

In the second part, a completely new unit was taking under consideration, with the objective of being able to build the shape of any torque converter.

In the studied torque converter its specifications are shown in Figura 0.1:

### 4.6. Hydrodynamic Torque Converter:

- a) Type : Single-stage two-phase
- b) Input speed : 2924 rpm (max)
- c) Stall torque ratio : 2.4
- d) Coupling point : 0.80 speed ratio
- e) Efficiency : 82.8 % @ 0.7 speed ratio
- f) Torque Converter Characteristics:

S. No.	Speed Ratio	Pump Speed (rpm)	Pump Torque (Nm)	Torque Ratio	% Efficiency
1	0	2350	2423.5	2.381	0.0
2	0.1	2380	2401.5	2.326	23.3
3	0.2	2336	2390.9	2.137	42.7
4	0.31	2331	2352.3	1.905	59.1
5	0.4	2334	2350.9	1.691	67.6
6	0.5	2375	2376.2	1.501	75.1
7	0.6	2431	2356.1	1.328	79.7
8	0.65	2435	2378.3	1.239	80.5
9	0.71	2422	2238.4	1.166	82.8
10	0.754	2423	2181.7	1.095	82.6
11	0.799	2445	2086.8	1.001	80.0

Figura 0.1 Specifications of studied torque converter

So for a torque ratio of 2.4, which corresponds with a speed ratio equal zero, the value of the impeller speed is 2350 r.p.m.

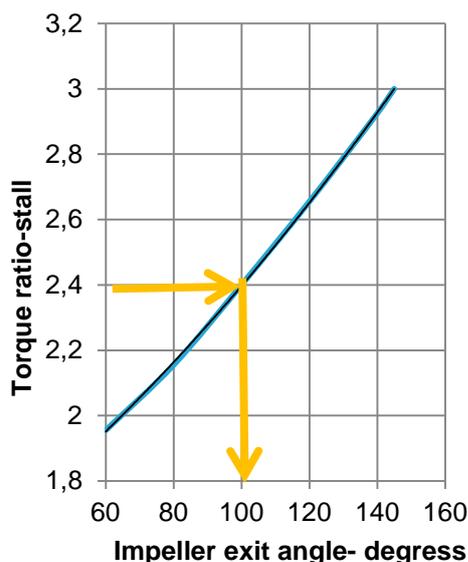


Figure 0.2 Torque ratio vs. impeller exit angle (degrees).

The corresponding impeller exit angle for this value is about 100 degrees. In the next plot, we can obtain the value of the capacity coefficient C, according to those 100 degrees impeller exit angle, which is 0.00342 kg/ (m<sup>4</sup>rpm<sup>2</sup>).

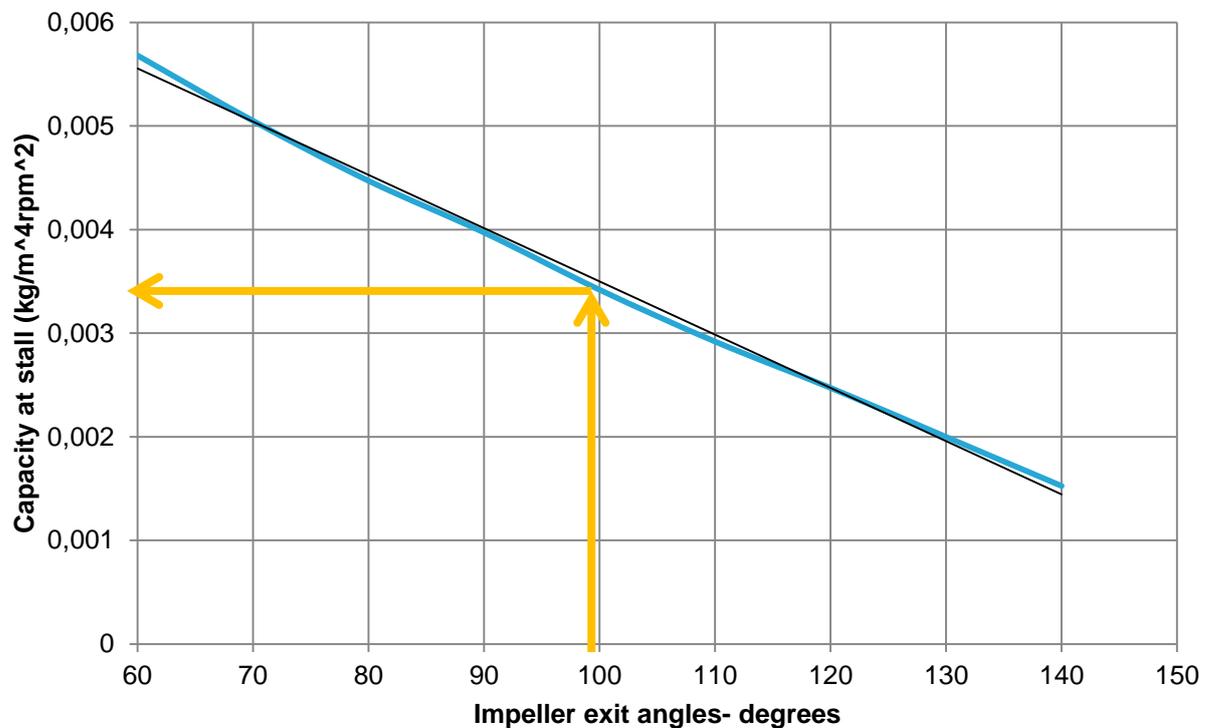


Figura 0.3 Capacity at stall vs. Impeller exit angles (degrees).

If (Ec. 2.17) is solved, the obtained value of the diameter of the torque converter is:

$$D = \sqrt[5]{\frac{2423.5}{0.00342 \cdot 2350^2}} = 0.6632 \text{ m}$$

From the efficiency plot, given in Figura 0.4; **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, the curve of the efficiency corresponding to 100 degrees of impeller exit angles can be taken. If the maximum efficiency is reading from this curve, it can be estimated that this value is about 91%, and is obtained for a speed ratio of 0.8.

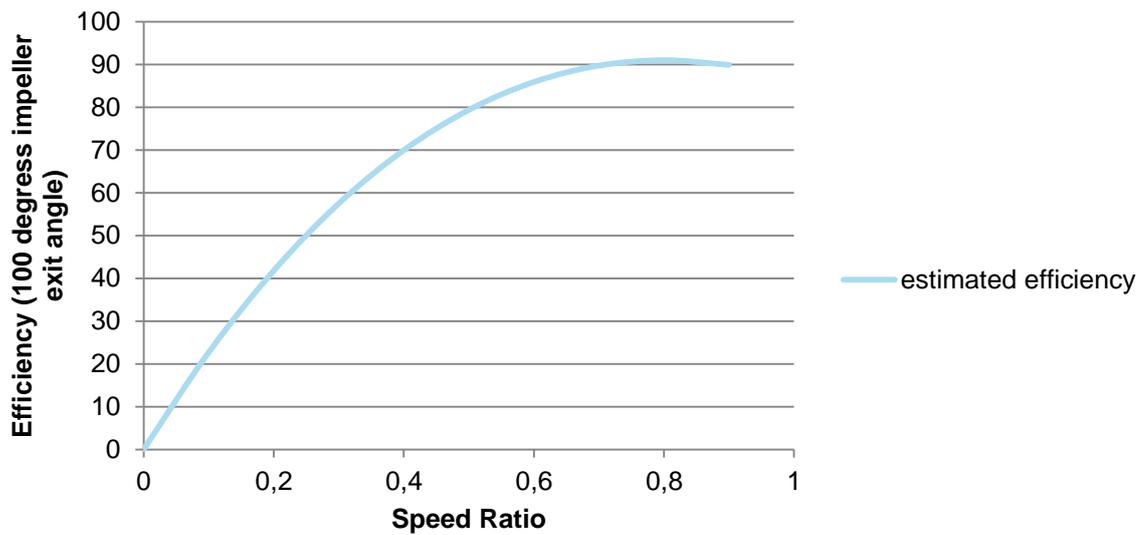


Figura 0.4 Estimated efficiency curve.

By solving the equation for K factor, which is defined as the relation between speed to  $\sqrt{\text{torque}}$ , it is possible to obtain the estimated characteristic curves for the torque converter:

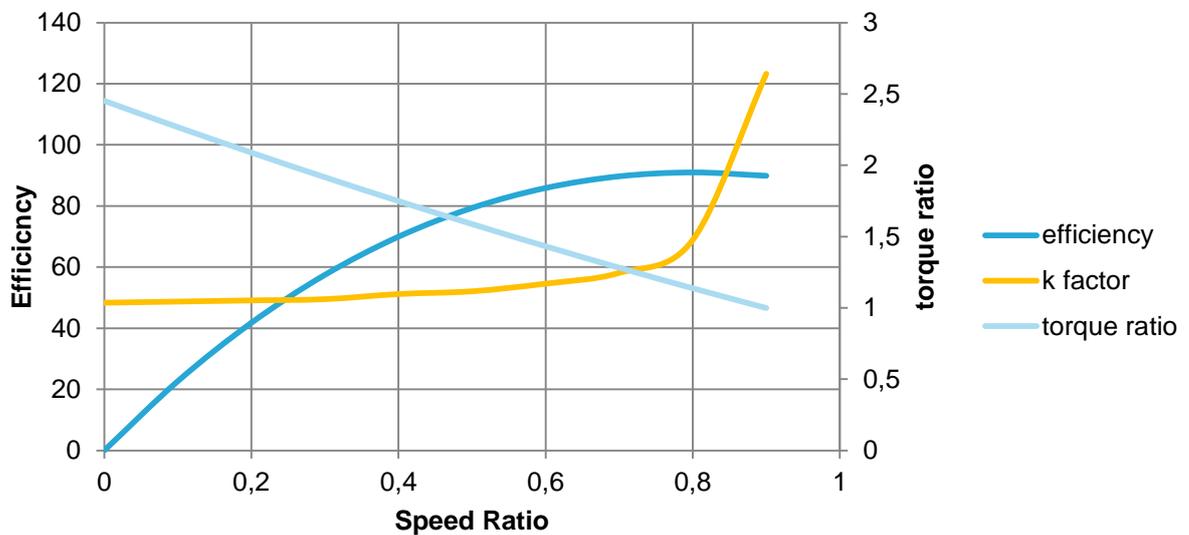


Figura 0.5 Estimated characteristic curves of the torque converter.

The estimated curves can be compared with the real data, to observe if it is possible to reliably use these values using this method or not (in orange color, the estimated values. In blue, the real ones).

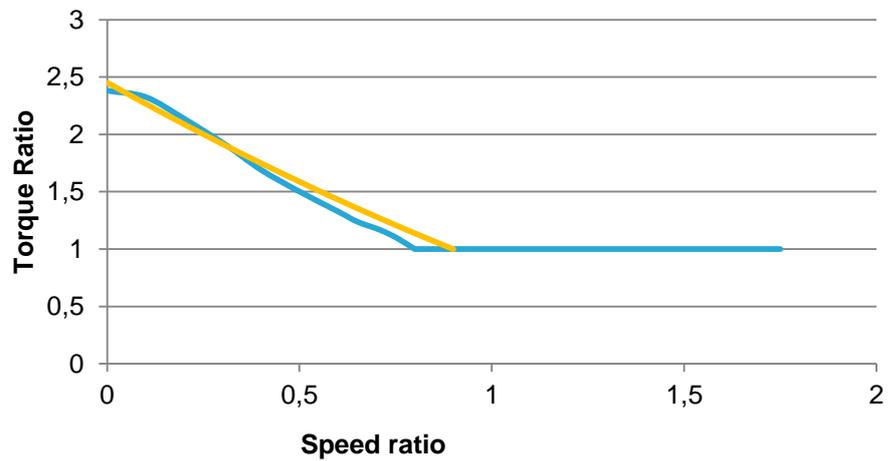


Figura 0.6 Estimated vs Real curves. Torque ratio vs. Speed ratio.

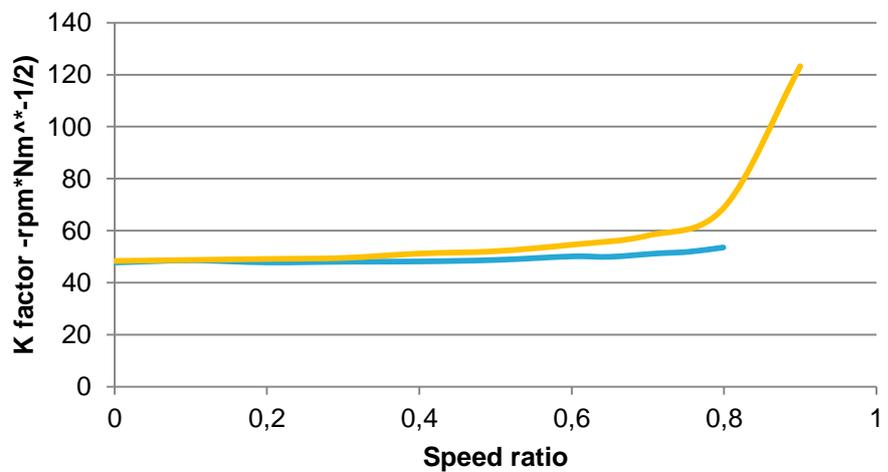


Figura 0.7Figura 0.6 Estimated vs Real curves. K factor vs. Speed ratio.

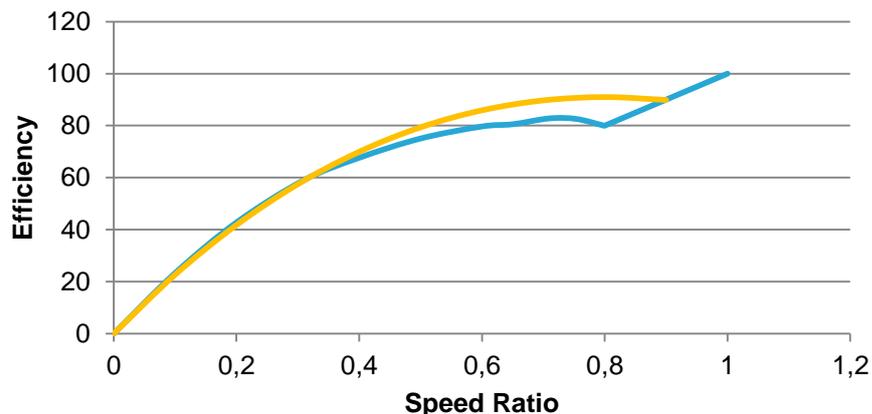


Figura 0.8Figura 0.6 Estimated vs Real curves. Efficiency vs. Speed ratio.

It can be observed that the estimated values are pretty similar to the real ones, thus, the method that has been applied is a reliable one.

### Converter fluid design

Computation of converter diameter is the first step in the circuit design. Basic circuit dimensions can then be established and the core profile developed.

A 30.5 cm diameter converter will be used as an example in the discussion to follow. It is comprised of a shell defined by a 4 cm radius.

After the shell contour is defined, development of the core contour is the next step in the design of the circuit. Based on experience with various converter sizes, the optimum flow area is equal to approximately 23% of the total area defined by the torus outside diameter. Neglecting blade thickness, the flow area is constant in order to maintain a near uniform flow velocity  $F$ .

So in this case:

$$A = \pi r^2 0.23 = \pi \left(\frac{30.5}{2}\right)^2 0.23 = 167.95 \text{ cm}^2$$

Referring to Fig. 2.4.A1, the circuit flow area at an arbitrary element line is given by the formula for the surface of revolution of the frustum of a right circular cone:

$$\text{Area} = \frac{\pi}{\cos p} (R_s^2 - R_c^2)$$

Where  $p$ = angle of element line with respect to vertical. Element lines are perpendicular to design path

$R_s$ = radius at intersection point of arbitrary element line with shell contour

$R_c$ = radius at intersection point of same element line with core contour

R= radius at intersection point of same element line with design path

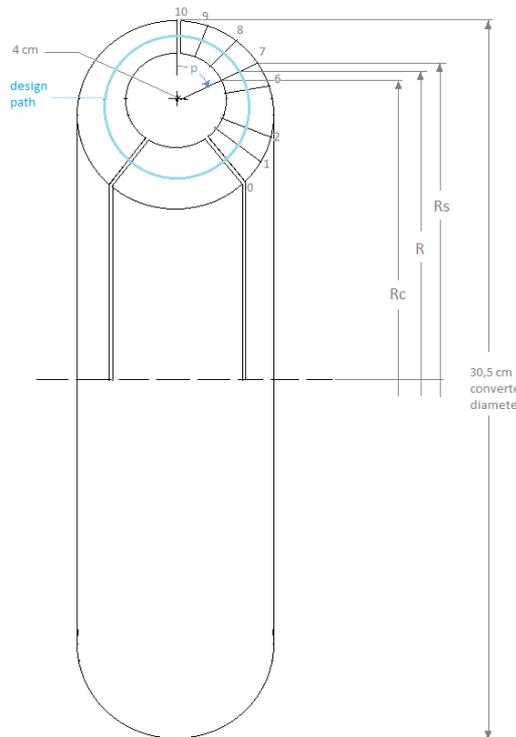


Figura 0.9 schematic torque converter dimensions.

The actual development of the core contour may be accomplished by means of a design layout procedure. First, it is comprised of selection of arbitrary element lines and calculation of an initial core and design path contour. The  $R_s$  points and angle  $p$  are measured from the layout and the corresponding  $R_c$  and  $R$  are calculated.

$$R_c = \left( R_s^2 - \frac{A \cos p}{\pi} \right)^{1/2}$$

$$R = \left( R_s^2 - \frac{A \cos p}{2\pi} \right)^{1/2}$$

The resulting core contour is the focus of the intersection points of the above-calculated radii with the corresponding element lines. Following somewhat of a reiteration process, new element lines are selected more closely perpendicular to the design path and the above calculations repeated until the core is a smooth curve defined by the shell contour and the design flow area.

To establish the final element line locations, the entrance and exit edge of the reactor must now be defined. Experience has indicated that the projected axial length of the reactor blade is about optimum at one-half of the torus diameter.

Element line location dimensions for the reference converter are given in the following tables:

For the impeller and turbine (they are symmetric) it is obtained:

element	p (deg)	radio shell	radio path	radio core
10	12.5405	15.15457064	14.26771449	13.32194965
9	32.9128	14.60799107	13.81856477	12.98121958
8	44.5224	14.10190039	13.40913904	12.67858135
7	58.7656	13.32415368	12.79343528	12.23972635
6	73.3849	12.39375219	12.08145953	11.76087732
5	79.0348	12.01083831	11.79727647	11.57977665
4	93.41	11.01206238	11.08402452	11.15552245
3	106.723	10.09900335	10.47290364	10.83390755
2	123.8184	9.023733408	9.813530697	10.5443352
1	140	8.185807536	9.35332712	10.39047696

Tabla 3 Element line location dimensions for impeller and turbine.

The shape can now be plotted:

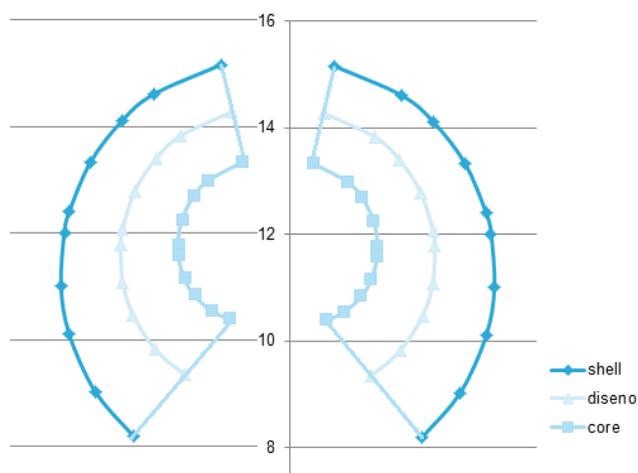


Figura 0.10 Calculated shape of the impeller and turbine.

The element lines obtained for the stator:

element	p (deg)	radio shell	radio path	radio core
10	41.018	8.231990651	9.377330232	10.39725803
9	35.4285	7.990645155	9.253751554	10.36404485
8	27.2267	7.693188963	9.107935802	10.33072276
7	19.8415	7.487460418	9.011450356	10.31263359
6	12.5462	7.345515783	8.947030737	10.30252959
5	0	7.25	8.904693514	10.29682636
4	-12.5462	7.345515783	8.947030737	10.30252959
3	-19.8415	7.487460418	9.011450356	10.31263359
2	-27.2267	7.693188963	9.107935802	10.33072276
1	-35.4285	7.990645155	9.253751554	10.36404485
0	-41.018	8.231990651	9.377330232	10.39725803

Tabla 4 Element line location dimensions for stator.

The obtained shape of the stator:

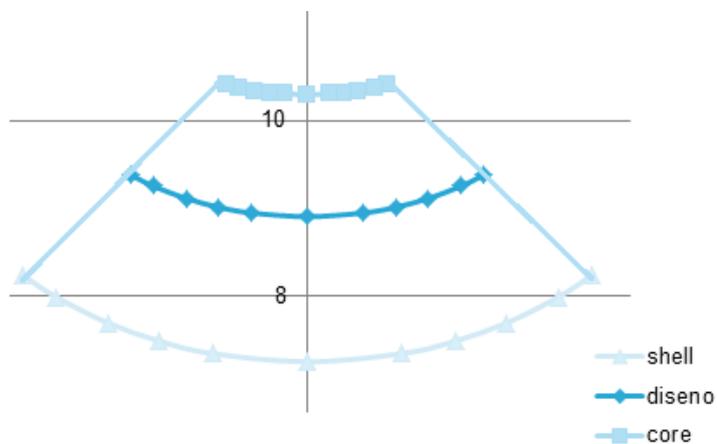


Figura 0.11 Calculated shape of the stator.

If all the elements are drawn in the same plot, it is possible to visualize the final complete shape of the torus:

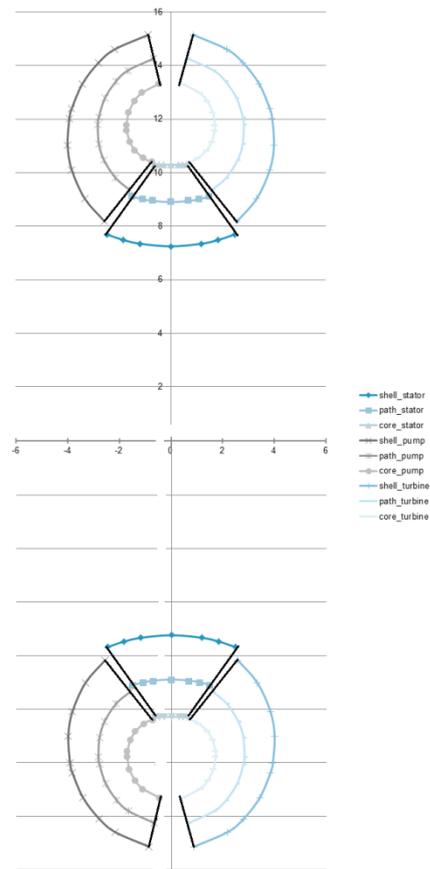


Figura 0.12 Final calculated torus shape.

## Vector diagram development

To calculate the flow velocities necessary to construct a vector triangle, the entrance and exit blade angles and radii, the rotational speed of the bladed elements, and the circuit flow area must be given.

The calculation of the normal flow velocity  $F$  is the first step in this procedure. To compute this torus flow velocity accurately is a difficult step itself because of the complexity of the total velocity distribution within the bladed members and because the various flow losses can be only estimated. Euler's equation may be utilized, which, for steady flow, states that the torque transmitted by a rotating blade member is equal to the moment of momentum of the fluid leaving the member minus the moment of momentum of the fluid entering the member. It is based on the assumption of incompressible flow and neglects the effects due to flow shear stresses at the entrance and exit regions.

For the impeller,

$$T_i = M(R_i S_i - R_R S_R)$$

Where

$T_i$  = impeller torque

$M$  = mass flow

$R_i, R_R$  = exit radius of impeller blade and reactor blade, respectively, at design path

$a_i, a_R$  = exit angle of flow at impeller and reactor

$S_i, S_R$  = tangential component of absolute flow velocity at impeller exit and reactor exit, respectively.

By substitution,

$$T_i = \frac{dAF}{g} (w_i R_i^2 + R_i F \cot a_i - R_R F \cot a_R)$$

Where

$d$  = fluid density

$A$  = torus flow area (assumed constant)

$F$  = torus flow velocity

$g$  = gravitational constant

$w_i$  = impeller angular velocity

solving for  $F$ ,

$$F = \frac{-w_i R_i^2 \pm \sqrt{(w_i R_i^2)^2 + \frac{4g(R_i \cot a_i - R_R \cot a_R) T_i}{dA}}}{2(R_i \cot a_i - R_R \cot a_R)}$$

This equation will yield an approximate value for the torus flow  $F$  based on impeller speed  $w_i$  and torque  $T_i$  taken from the converter projected performance curves and the pertinent blade exit radii angles. However, after an initial determination of blade profile, it is usually necessary to recalculate  $F$  from the above equation, inserting exit fluid angles.

To complete the vector diagram, it is necessary to complete the linear velocity  $U$  on the design path.

$$U_i = \frac{2\pi}{60} R_i N_i$$

The vector solution for the absolute fluid velocity and angle leaving the impeller may now be completed by graphical or trigonometric methods, as illustrated in the next Figura:

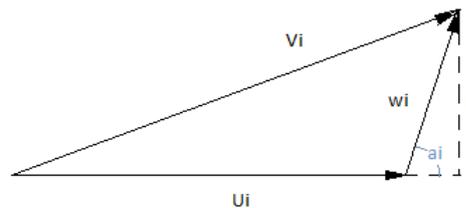


Figura 0.13 Velocity triangle for impeller.

$V$  = absolute velocity

$U$  = linear velocity point of a blade

$W$  = relative velocity

$F$  = fluid velocity in axial plane

The vector diagram is often used to determine the blade entrance angle required for shockless fluid entrance.

To determine this angle for the turbine blade, it is first necessary to calculate the linear velocity at the entrance of the turbine:

$$U'_T = \frac{2\pi}{60} R'_T N_T$$

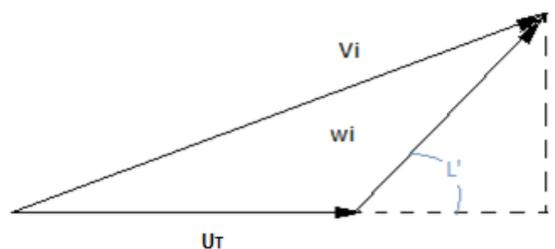


Figura 0.14 Velocity triangle for turbine.

$U'_T$  = linear velocity of turbine blade entrance

$L'$  = angle for shockless entry

$V_i$  = absolute velocity

$F$  = fluid velocity in axial plane

The above procedure of determining inlet flow vectors is also applicable to the reactor and impeller.

## Blade design

As outlined in the foregoing, the impeller is established by stall ratio requirements. For the reference converter, with a stall ratio of 2.1 : 1 have been chosen, the impeller exit angle is 75 degrees. With the other blade angles, as determined for optimum performance as both torque converter and fluid coupling, we then have the specifications shown in the next table for the complete unit as designated in terms of SAE blade angle system B. These, along with the circuit dimensions, are prerequisites to the initiation of blade design.

Impeller	
Entrance	105
Exit	75
Turbine	
Entrance	32
Exit	150
Reactor	
Entrance	90
Exit	22

Tabla 5 SAE blade angle system B for the referenced torque converter.

From the equation for impeller torque:

$$T_i = M(R_i S_i - R'_i S'_i)$$

The term  $(R_i S_i - R'_i S'_i)$  is a factor that defines the change in the moment of momentum occurring in the impeller. At the assumed speed ratio and torque (in this case a 0.5 speed ratio and 257.6 Nm torque were assumed at 1620 rpm impeller velocity), the value of linear velocity at the entrance and exit of the impeller:

Radio at impeller entrance is 0.098 m,

$$U_{i\_entrance} = 0.098 \frac{2\pi}{60} 1620 = 16.64 \text{ m/s}$$

Radio at impeller exit is 0.1426 m,

$$U_{i\_exit} = 0.1426 \frac{2\pi}{60} 1620 = 24.2 \text{ m/s}$$

As the speed ratio is 0,5 and the assumed velocity for the impeller is 1620 rpm, the velocity for the turbine will be 810 rpm:

Radio at turbine entrance is 0.1426 m,

$$U_{T\_entrance} = 0.1426 \frac{2\pi}{60} 810 = 12.10 \text{ m/s}$$

Radio at turbine exit is 0.098 m,

$$U_{T\_exit} = 0.098 \frac{2\pi}{60} 810 = 8.32 \text{ m/s}$$

Since the stator at 0.5 speed ratio does not rotate during torque conversion,  $N_{stator} = 0$  rpm.

So now we can calculate the values of change in moment of momentum:

$$R'_i S'_i (\text{at inlet}) = R'_i (U'_i + F \cot a'_i)$$

Similarly:

$$R_i S_i (\text{at exit}) = R_i (U_i + F \cot a_i)$$

The net change in RS is  $R_i S_i (\text{at exit}) - R'_i S'_i (\text{at inlet})$

Dividing this change in RS factor into equal parts gives RS values at each element line. Next, the corresponding blade angle at each point along the design path is computed by rearranging  $RS = R (U + F \cot a)$  into:

$$\cot a = \left( \frac{RS}{R} - U \right) \frac{1}{F}$$

Once the angles at each element along the design path have been calculated, we are in position to obtain the corresponding angles for the core and shell using the method given next:

To determine the blade angle at the point of intersection of the element line with the core:

$$\frac{\cot a_c}{R_c} = \frac{\cot a}{R}$$

Similarly at the shell:

$$\frac{\cot a_s}{R_s} = \frac{\cot a}{R}$$

The different values for each element are given in the next tables:

#### IMPELLER

$$R'_i S'_i (\text{at inlet}) = 1.436$$

$$R_i S_i (\text{at exit}) = 3.684$$

Element	Radius (cm)	RS	cot a	angle (degrees)
1	9.813916939	1.436610039	-0.267944004	104.9997226
2	10.47309076	1.686329863	-0.221991323	102.5162001
3	10.47309076	1.936049687	0.095795174	84.52803828
4	11.08406107	2.18576951	0.122117935	83.03763063
5	11.79716666	2.435489334	0.084134901	85.19075166
6	12.08129834	2.685209158	0.230666807	77.01095505
7	12.79315924	2.934928982	0.165039032	80.62843783
8	13.40877692	3.184648805	0.133680844	82.38579439
9	13.81815102	3.434368629	0.18820108	79.34154494
10	14.26724854	3.684088453	0.215667184	77.829587

Tabla 6 Angle values of the design path of impeller element.

Element	Radius (cm)	cota_shell	angle shell (degrees)
1	8.185807536	-0.223492624	102.5981523
2	9.023733408	-0.191270234	100.828194
3	10.09900335	0.092373475	84.72236686
4	11.01206238	0.121324694	83.08241643
5	12.01083831	0.085658762	85.10406566
6	12.39375219	0.236632452	76.6868435
7	13.32415368	0.171889162	80.24678691
8	14.10190039	0.140591045	81.99717893
9	14.60799107	0.19895858	78.74745303
10	15.15457064	0.229080159	77.09730061

Tabla 7 Angle values of the shell of impeller element.

Element	Radius (cm)	cota_core	angle core (degrees)
1	10.39148112	-0.283712922	105.8393246
2	10.54505414	-0.223516684	102.5994653
3	10.83426931	0.099098799	84.3405352
4	11.15559508	0.122906056	82.99314233
5	11.57955291	0.082582925	85.27905965
6	11.76054616	0.224542724	77.3445565
7	12.23914929	0.157891988	81.02752704
8	12.67781536	0.126393412	82.79638882
9	12.98033868	0.176790206	79.9742615
10	13.32095156	0.201362729	78.61501163

Tabla 8 Angle values of the core of impeller element.

## TURBINE

$$R_i S'_i \text{ (at inlet)} = 3.434$$

$$R_i S_i \text{ (at exit)} = -0.458$$

Element	Radius (cm)	RS	cot a	angle (degrees)
1	9.813916939	-0.458442474	-1.732050808	150
2	10.47309076	-0.025309672	-1.21619227	140.5716444
3	10.47309076	0.407823131	-0.664999521	123.6238871
4	11.08406107	0.840955933	-0.241866812	103.5968254
5	11.79716666	1.274088736	0.105721755	83.96500757
6	12.08129834	1.707221538	0.517569039	62.6353152
7	12.79315924	2.140354341	0.783528299	51.92029598
8	13.40877692	2.573487143	1.042075177	43.81963748
9	13.81815102	3.006619946	1.337775871	36.77845879
10	14.26724854	3.439752748	1.600334529	32

Tabla 9 Angle values of the design path of turbine element.

Element	Radius (cm)	cota_shell	angle shell (degrees)
1	8.185807536	-1.444707006	145.30972
2	9.023733408	-1.04788501	136.339484
3	10.09900335	-0.641246461	122.6698791
4	11.01206238	-0.240295719	103.5117529
5	12.01083831	0.1076366	83.85652961
6	12.39375219	0.530954723	62.03372157
7	13.32415368	0.816049521	50.78385167
8	14.10190039	1.095941892	42.37911109
9	14.60799107	1.414242611	35.26383491
10	15.15457064	1.699864035	30.46754767

Tabla 10 Angle values of the shell of turbine element.

Element	Radius (cm)	cota_core	angle core (degrees)
1	10.39148112	-1.833984676	151.3980953
2	10.54505414	-1.224549049	140.7639912
3	10.83426931	-0.687932919	124.5253629
4	11.15559508	-0.243427765	103.6812885
5	11.57955291	0.103771582	84.07553153
6	11.76054616	0.50382785	63.25976187
7	12.23914929	0.749597472	53.14486563
8	12.67781536	0.985267841	45.42516936
9	12.98033868	1.256664792	38.51127122
10	13.32095156	1.494189905	33.79277172

Tabla 11 Angle values of the core of turbine element.

## STATOR

$$R'_i S'_i \text{ (at inlet)} = 4.31E-17$$

$$R_i S_i \text{ (at exit)} = 1.4$$

Element	Radius (cm)	RS	cot a	angle (degrees)
1	9.377330232	4.31003E-17	6.12574E-17	90
2	9.253751554	0.140015766	0.201658435	78.59873005
3	9.107935802	0.280031532	0.409773872	67.71746338
4	9.011450356	0.420047298	0.621241971	58.14971465
5	8.947030737	0.560063065	0.834286643	50.16220888
6	8.904693514	0.700078831	1.047816557	43.66238547
7	8.947030737	0.840094597	1.251429965	38.62785748
8	9.011450356	0.980110363	1.449564599	34.60033114
9	9.107935802	1.120126129	1.639095489	31.38705694
10	9.253751554	1.260141895	1.814925919	28.85417865

Tabla 12 Angle values of the design path of stator element.

Element	Radius (cm)	cota_shell	angle shell (degrees)
1	8.231990651	5.37755E-17	90
2	7.990645155	0.174132728	80.12197605
3	7.693188963	0.346123194	70.90807633
4	7.487460418	0.516179359	62.69815088
5	7.345515783	0.684949665	55.59081958
6	7.25	0.853108535	49.53222222
7	7.345515783	1.027424498	44.22502064
8	7.487460418	1.204418504	39.7020414
9	7.693188963	1.384492776	35.84006124
10	7.990645155	1.56719455	32.54125006

Tabla 13 Angle values of the shell of stator element.

Element	Radius (cm)	cota_core	angle core (degrees)
1	10.39725803	6.79201E-17	90
2	10.36404485	0.225854029	77.27305062
3	10.33072276	0.46478811	65.07155519
4	10.31263359	0.710944472	54.58928635
5	10.30252959	0.960683279	46.14877314
6	10.29682636	1.211629029	39.53405457
7	10.30252959	1.441024919	34.75873476
8	10.31263359	1.658870435	31.08240624
9	10.33072276	1.85915244	28.27489723
10	10.36404485	2.032686259	26.19533332

Tabla 14 Angle values of the core of stator element.

It is now necessary to transform the calculated angle into a three-dimensional blade profile that can be dimensioned and built. We have found that a combination of radius and offset dimension on the shell and core are accurate and easily used to define a blade profile.

Although they are a straightforward, the actual calculations are quite lengthy and therefore have been programmed in an excel worksheet.

To determine any blade element offset  $X_k$ :

$$X_k = R_k \sin y = R_k \sum_0^k \frac{J_k}{R_k}$$

Where  $J_k = e \cot a$

J= distance along arc from one point to next

y=angle defined by J and pertinent radius from center of converter

e=distance between adjacent element lines

$R_k$ =radius at point of intersection of element line with design path, core, or shell, as the case applies

K=element line 0,1,2,...,10

Final impeller, turbine and stator dimensions are shown in the following tables:

### IMPELLER

SHELL			
element	R path (cm)	axial distance	offset
1	9.813917	2.571	2.211004
2	10.47309	3.323	2.638454
3	10.47309	3.831	3.128098
4	11.08406	3.993	3.372881
5	11.79717	3.927	3.34495
6	12.0813	3.833	3.492384
7	12.79316	3.420	3.294054
8	13.40878	2.805	2.84248
9	13.81815	2.173	2.524673
10	14.26725	0.869	1.459866

CORE			
element	R path (cm)	axial distance	offset
1	9.813917	0.720	0.718307
2	10.47309	1.052	1.036511
3	10.47309	1.384	1.371872
4	11.08406	1.584	1.591969
5	11.79717	1.701	1.71551
6	12.0813	1.711	1.799636
7	12.79316	1.631	1.790369
8	13.40878	1.404	1.622667
9	13.81815	1.120	1.475299
10	14.26725	0.461	0.924019

Tabla 15 Blade offset values of impeller shell and core.

PATH			
element	R path (cm)	axial distance	offset
1	9.813917	1.591	1.443686
2	10.47309	2.144	1.845413
3	10.47309	2.586	2.291332
4	11.08406	2.785	2.538297
5	11.79717	2.824	2.593011
6	12.0813	2.786	2.708271
7	12.79316	2.545	2.602091
8	13.40878	2.123	2.28774
9	13.81815	1.662	2.049374
10	14.26725	0.671	1.230799

Tabla 16 Blade offset values of impeller path.

## TURBINE

SHELL				CORE			
element	R shell (cm)	axial distance	offset	element	R core (cm)	axial distance	offset
1	8.185808	2.571	0.857665	1	10.39148	0.720	0.716387
2	9.023733	3.323	0.134461	2	10.54505	1.052	0.988707
3	10.099	3.831	-0.34728	3	10.83427	1.384	1.241946
4	11.01206	3.993	-0.78117	4	11.1556	1.584	1.386657
5	12.01084	3.927	-1.19123	5	11.57955	1.701	1.504722
6	12.39375	3.833	-0.88759	6	11.76055	1.711	1.677081
7	13.32415	3.420	-0.79159	7	12.23915	1.631	1.897064
8	14.1019	2.805	-0.72443	8	12.67782	1.404	2.049521
9	14.60799	2.173	0.550157	9	12.98034	1.120	2.677975
10	15.15457	0.869	0.688079	10	13.32095	0.461	2.755879

Tabla 17 Blade offset values of turbine shell and core.

element	R path (cm)	axial distance	offset
1	9.813917	1.205	-1.5041
2	10.47309	1.160	0.711127
3	10.47309	2.586	1.763484
4	11.08406	2.785	1.77271
5	11.79717	2.824	1.781895
6	12.0813	2.786	2.06834
7	12.79316	2.545	2.348239
8	13.40878	2.123	2.553083
9	13.81815	1.662	3.537557
10	14.26725	0.671	3.696294

Tabla 18 Blade offset values of turbine path.

## STATOR

SHELL			
element	R shell (cm)	axial distance	offset
0	8.231991	2.625	2.501083
1	7.990645	2.319	2.322462
2	7.693189	1.830	1.953486
3	7.48746	1.358	1.593692
4	7.345516	0.869	1.455139
5	7.25	0.000	0.745907
6	7.345516	0.869	1.379915
7	7.48746	1.358	1.941616
8	7.693189	1.830	2.54079
9	7.990645	2.319	2.80711
10	8.231991	2.625	-2.42479

CORE			
element	R core (cm)	axial distance	offset
0	10.39726	0.742	0.739867
1	10.36404	0.630	0.669926
2	10.33072	0.473	0.540348
3	10.31263	0.338	0.432228
4	10.30253	0.211	0.414898
5	10.29683	0.000	0.257499
6	10.30253	0.211	0.401729
7	10.31263	0.338	0.580291
8	10.33072	0.473	0.808415
9	10.36404	0.630	0.906418
10	10.39726	0.742	-1.04302

Tabla 19 Blade offset values of stator shell and core.

PATH			
element	R path (cm)	axial distance	offset
0	9.37733	1.629	1.604887
1	9.253752	1.420	1.3299
2	9.107936	1.102	0.890539
3	9.01145	0.808	0.411759
4	8.947031	0.513	-0.30989
5	8.904694	0.000	-1.35407
6	8.947031	0.513	-1.23473
7	9.01145	0.808	-1.41646
8	9.107936	1.102	-1.75073
9	9.253752	1.420	-1.95574
10	9.37733	1.629	1.714198

Tabla 20 Blade offset values of stator path.

## ANEXO B – Proceso de resolución del CFD

### CÁLCULOS NUMÉRICOS

#### Teoría del convertidor de par

Para resolver cualquier problema de flujo, se necesitan resolver las ecuaciones que gobiernan el flujo. En este caso, las ecuaciones necesitan ser resueltas para el campo de flujo dentro del convertidor de par, tal y como se detalla en este capítulo 0.

#### Ecuaciones fundamentales de flujo

Las ecuaciones que controlan el flujo fluido viscoso se consideran generalmente que constan de tres relaciones básicas complementadas por cuatro relaciones auxiliares (White, 1991). Las tres ecuaciones básicas son las tres leyes de la conservación de los sistemas físicos aplicados a un modelo de fluido adecuado. Estas tres leyes son las leyes de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía.

De la aplicación de la ley para la conservación de la masa de un elemento de fluido infinitesimal en movimiento a lo largo de una línea de corriente se obtiene la ecuación de continuidad:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (\text{Ec. 0.1})$$

Las ecuaciones de cantidad de movimiento se obtienen al aplicar la ley de conservación del momento para el mismo modelo de fluido que el anterior: Las ecuaciones de cantidad de movimiento para un flujo viscoso son conocidas como las ecuaciones de Navier-Stokes:

$$\rho \frac{D\mathbf{V}}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \text{div} \mathbf{V} \right] \quad (\text{Ec. 0.2})$$

La ley de conservación de la energía es la tercera ecuación básica, que se incluye aquí, únicamente para completar el conjunto de ecuaciones:

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \text{div}(\mathbf{k} \nabla T) + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \text{div} \mathbf{V} \right] \quad (\text{Ec. 0.3})$$

White (1991) y Schlichting (1979) entre otros, dan derivaciones detalladas de estas ecuaciones. Frederick y Chang (1972) derivan estas ecuaciones desde una perspectiva mecánica continua usando la notación tensorial de Einstein.

A partir de este conjunto de ecuaciones, la velocidad  $\mathbf{V}$  (x, y, z, t), la presión termodinámica  $p(x$

,  $y$ ,  $z$ ,  $t$ ) y la temperatura absoluta  $T(x, y, z, t)$  deben resolverse simultáneamente para un conjunto dado de condiciones de contorno. Los valores de  $V$ ,  $p$  y  $T$  deben especificarse para cada punto del contorno del campo de flujo. Las tres ecuaciones básicas también contienen las variables termodinámicas de densidad  $\rho$ , entalpía  $h$ , conductividad térmica  $k$  y viscosidad  $\mu$ . Estas variables termodinámicas son determinadas a partir de los valores termodinámicos de  $p$  y  $T$ :

$$\rho = \rho(p, T) \quad (\text{Ec. 0.4})$$

$$\mu = \mu(p, T) \quad (\text{Ec. 0.5})$$

$$h = h(p, T) \quad (\text{Ec. 0.6})$$

$$k = k(p, T) \quad (\text{Ec. 0.7})$$

Las cuatro relaciones auxiliares (Ec. 0.4)(Ec. 0.5), (Ec. 0.6) y (Ec. 0.7) son ecuaciones de estado que son válidas bajo condiciones de equilibrio termodinámico local.

## LA NECESIDAD DE UN ANÁLISIS NUMÉRICO

El objetivo de cualquier aplicación de CFD es la resolución tanto de las ecuaciones potenciales, ecuaciones de Euler o ecuaciones de Navier-Stokes (NS). Las NS describen cómo la presión, la temperatura y la densidad están relacionadas para un fluido en movimiento. Éstas forman parte de un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales; una ecuación de continuidad para la conservación de la masa, tres ecuaciones para la conservación del momento y una ecuación para la conservación de la energía, todas ellas dependientes del tiempo. Aunque teóricamente es posible, estas ecuaciones son muy difíciles de resolver analíticamente y por ello se resuelven en ordenadores mediante aproximaciones.

Normalmente sólo se tiene interés en conocer las propiedades promedias en el tiempo del flujo (por ejemplo, velocidades medias, la presión media, etc.) y despreciar así las fluctuaciones de pequeña escala que no aporten ningún dato de interés.

Por eso se introducen algunos operadores de promedio añadiendo algunos términos adicionales a las ecuaciones que gobiernan el problema, los cuales representan los efectos de los remolinos de flujos debidos al movimiento y que se eliminan durante el proceso de promediado. El nuevo sistema de ecuaciones se conoce más comúnmente como las ecuaciones RANS (ecuaciones promediadas de Reynolds y Navier-Stokes) y a los términos adicionales se les denomina esfuerzos de Reynolds.

Los modelos de turbulencia se desarrollan y se utilizan con el fin de predecir y aproximar estos términos, así como los términos escalares del transporte, y para cerrar el sistema de ecuaciones de flujo de manera que el flujo turbulento se pueda calcular usando las ecuaciones RANS.

## ASPECTOS RELATIVOS AL PROCESO DE CFD

Este capítulo describe el proceso de CFD para el caso que se está estudiando. El primer subcapítulo, sección 6.1, cubre los aspectos de modelado 3-D, y la sección 6.2, aborda los aspectos discretización.

### Modelado 3-D

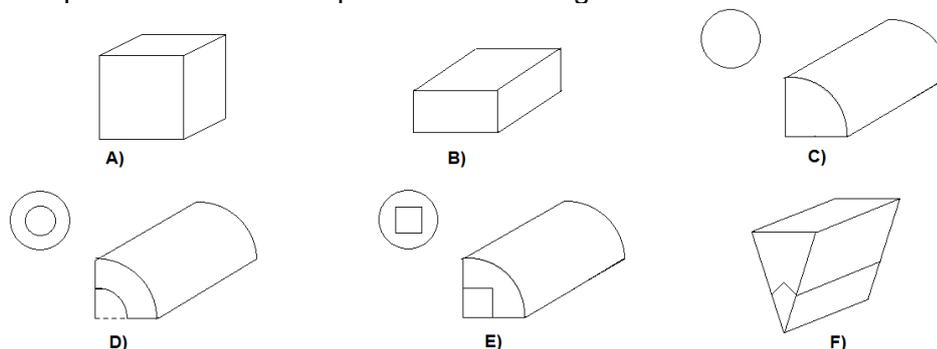
Como ya se ha comentado anteriormente, el modelo completo del convertidor de par estudiado en este proyecto fue facilitado por el cliente en un formato estándar de CAD.

Para crear una malla volumétrica para estudiar el convertidor, se necesita primero una superficie mallada que defina completamente el volumen objeto de investigación. Esto se hace exportando el archivo en formato CAD convencional a un archivo en formato estandarizado. Para el software aquí utilizado, el formato es STL (StereoLithography), el cual representa la superficie del modelo sólido como un grupo de pequeños polígonos planos.

Para utilizar un modelado de superficies para STL, el modelo debe contener una superficie cerrada que defina completamente el volumen cerrado que se quiere estudiar. Además se debe especificar el interior, el exterior y el límite o perímetro del elemento.

### Discretización

El objetivo de discretización es dividir el espacio físico en el que el flujo va a ser calculado en un gran número de elementos geométricos llamados celdas en donde las ecuaciones que gobiernan el problema serán resueltas para cada elemento. Los diferentes tipos de elementos geométricos disponibles en FIRE se presentan en la Figura 6.1.



**Figura 0.1 Distintos tipos de elementos disponibles en AVL Fire, a) cubo, b) hexaedro, c) cilindro, d) anillo, e) cilindro-hexaedro y f) porción.**

### Tipos de mallas

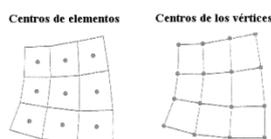
Básicamente existen dos tipos de mallado:

- Mallados estructurados: cada punto de la malla está inequívocamente identificado por los índices  $i, j, k$ , en coordenadas cartesianas. Las celdas de la malla son cuadriláteros en 2-D y hexaedros en 3-D.

- Mallados no estructurados: las celdas y los nodos de la malla no tienen un orden particular, es decir, las celdas o nodos cercanos a uno dado, no pueden identificarse directamente por sus índices. Los elementos de la malla, en este caso, son una mezcla de cuadriláteros y triángulos en 2-D y tetraedros y hexaedros en 3-D.

El tipo de discretización espacial a emplear, depende del tipo de discretización de las ecuaciones empleado, así como de la estructura interna de datos empleados para resolver el flujo. El método de las diferencias finitas, que discretiza las ecuaciones de Navier-Stokes en forma diferencial, requiere de una malla estructurada de puntos en los que se guardan las

variables de flujo. Por otro lado, en el método de los volúmenes finitos es necesario definir puntos de control en cada volumen generado. Precisamente es, en esos vértices donde se guardan las variables, que dependiendo del método que se emplee pueden ser definidos en el centro del elemento (cell-centred) o en los vértices (cell vertex) de las celdas, como se puede ver en la siguiente figura.

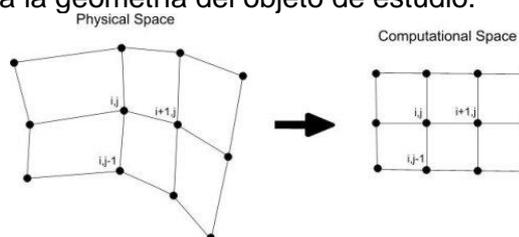


**Figura 0.2 Mallas con nodos centrados en los elementos y centrados en los vértices**

Un buen diseño de mallado estructurado dará como resultado una solución de gran precisión, aunque el proceso de generación de la malla es muy laborioso (y puede llevar mucho tiempo cuando se trata de geometrías muy complejas).

La principal ventaja de los mallados estructurados reside en la ordenación de los elementos en memoria, ya que de esta forma, el acceso a las celdas vecinas a una dada resulta muy rápido y fácil, sin más que sumar o restar un número al valor del índice correspondiente.

Las mallas estructuradas pueden representarse en un sistema cartesiano o curvilíneo. En el primer caso, las líneas que configuran las celdas son siempre paralelas al sistema de ejes coordenados; por el contrario, en los sistemas curvilíneos, el sistema de coordenadas es deformado para adaptarse a la geometría del objeto de estudio.



**Figura 0.3 Relación entre el espacio físico y el espacio computacional.**

Hay que tener en cuenta, que no es posible simplemente añadir o corregir puntos al azar sobre la malla, si es que es necesario hacerlo. Los nodos siguen una línea bien definida, y si se quiere añadir un nodo, se deberá añadir una línea entera de nodos para preservar la estructura de la malla.

Por ejemplo, si el punto medio entre  $(i, j)$  e  $(i + 1, j)$  en la figura anterior, se quiere añadir un nodo, los puntos entre  $(i, j + 1)$  e  $(i + 1, j + 1)$ , y entre  $(i, j - 1)$  y  $(i + 1, j - 1)$  han de ser añadidos. De lo contrario, la fila contendría un nodo más que el resto, y la estructura se rompería.

Los mallados no estructurados son los más comunes en los solucionadores comerciales que existen actualmente. Debido a la irregularidad de la distribución de la retícula, la conectividad vecina de las diferentes celdas debe ser explícitamente almacenada, lo que requiere mucha más capacidad de almacenaje si las comparamos con las mallas estructuradas. La generación del proceso puede ser automatizada y ofrece una gran flexibilidad a la hora de definir refinamientos en zonas específicas de la malla, sin perturbar el conjunto global de la retícula.

### Requerimientos de la malla

Cuando se crea una malla, existen una serie de aspectos que hay que tener en cuenta ya que los resultados que de ella se obtengan dependerán en gran medida de la calidad de la misma. Tanto la estabilidad numérica como la precisión se pueden ver alterados si disponemos de una malla de mala calidad. Naturalmente, la calidad debe ser lo más alta posible, pero una malla



con una gran resolución supone la utilización de más recursos de cálculo y genera tiempos de respuesta mucho más lentos.

Un aspecto muy importante es que no deben existir agujeros en la red ni tampoco superposición de elementos. Además los puntos de malla deben agruparse alrededor de las áreas de interés, tales como las regiones de gran gradiente (por ejemplo, capas límite, puntos de separación y choques), zonas donde se podía esperar cambios en la presión y también alrededor de las esquinas afiladas o curvas.

También debe conseguirse una transición progresiva de elementos pequeños a elementos más grandes para que no haya cambios bruscos en el volumen de las celdas. Las áreas de poco interés deberían tener elementos relativamente grandes con el fin de conseguir el mínimo número de elementos.

Por último, uno debe comprobar la orientación de las caras de las celdas, asegurando que sean normales al gradiente de flujo.

## PROCESO EN ESTADO ESTACIONARIO

Después de haber creado la malla volumétrica, el siguiente paso es asignar las propiedades físicas al problema en cuestión. Las propiedades físicas que se asignan a un contorno, como presión y temperatura, se llaman condiciones de contorno o condiciones de frontera. Éstas pueden ser asignadas al volumen entero de la malla, a una parte del volumen o a celdas individuales.

Así pues, todo el conjunto de parámetros de entrada para un problema de flujo dado, se asigna a un volumen concreto de la malla.

Los parámetros de entrada se almacenan en el archivo llamado Solver Steering File (SSF).

Dentro del SSF, existen distintas configuraciones que pueden ser modificadas dependiendo de las necesidades del problema.

El ajuste "Run mode" permite al usuario especificar si la simulación se va a realizar en estado estacionario o transitorio.

### Condiciones de contorno e iniciales

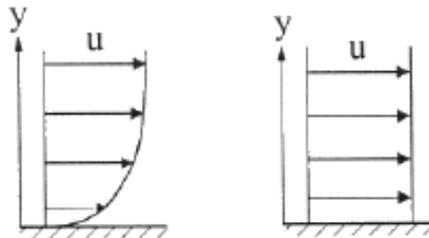
Independientemente de la metodología empleada para resolver las ecuaciones de gobierno, se deben especificar unas condiciones de contorno e iniciales.

Las condiciones iniciales determinan el estado de las variables fluidas en el instante  $t=0$ , o en el primer paso del esquema de integración. Es obvio pensar que cuanto más cercana sea la condición inicial a la solución final del problema, menor será el tiempo necesario empleado para la convergencia de la solución. Una práctica general es imponer como valores iniciales las condiciones de flujo libre en velocidad, presión, densidad y temperatura.

En toda simulación numérica, se considera una parte del dominio fluido para la resolución de las ecuaciones. Esto da lugar a un contorno artificial donde el valor de las variables fluidas tiene que ser especificados a través de los que se conocen como condiciones de contorno. En general, las condiciones de contorno se pueden clasificar en:

- Condiciones de contorno de flujo libre: pueden ser de entrada, de salida o entrada/salida. Las condiciones de contorno de entrada de flujo se especifican mediante las condiciones en el infinito  $(\rho_\infty, \mu_\infty, u_\infty, v_\infty, w_\infty, p_\infty, T_\infty)$ .

- Condiciones de contorno de pared: modelan el comportamiento del flujo en las proximidades de la superficie. Se puede imponer una condición de contorno de no deslizamiento (velocidad nula en el punto de contacto,  $u = 0$ ) o de tangencia (velocidad normal a la superficie igual a cero), tal y como se puede ver en la siguiente figura:



**Figura 0.4 Condiciones de contorno de no deslizamiento (izquierda) y de tangencia (derecha) en el contacto de flujo con una superficie.**

Los tipos principales de condiciones de contorno disponibles en el SSF son:

- Entrada/Salida: una condición de entrada se puede comportar también como una de salida, dependiendo de las condiciones de flujo especificadas. Este tipo de entrada/salida puede ser, por ejemplo, presión estática, presión total, flujo másico...Otros parámetros de entrada adicionales son la turbulencia y escalar pasivo<sup>5</sup>.

- Pared: define el lugar en el que el fluido no puede cruzar la frontera. El solucionador trata las regiones de superficie indefinida como una pared sin movimiento con una temperatura de 295.15 K.

- Simetría: es una pared imaginaria que define un plano de flujo simétrico. El comportamiento del fluido cercano al contorno de simetría por un lado, es un espejo del comportamiento del fluido en el otro lado.

En este proyecto, los contornos que se han seleccionado para llevar a cabo la simulación, han sido condiciones de pared, en las que se ha especificado una temperatura de 80° C (353.15K), tanto para las paredes de la bomba, como de turbina y estator. Como no se disponían de datos sobre este valor, se ha asumido que las paredes del convertidor de par alcanzan un valor aproximado de 80°C cuando se encuentra en funcionamiento.

En los ajustes de “Fluid Properties Settings” (Propiedades del fluido), se han modificado de acuerdo a las especificaciones del fluido dado facilitadas por el cliente. En este caso, el fluido que circula dentro del convertidor de par es un aceite hidráulico C4 SAE 30, el cual tiene una calor específico de 2092 J/kg K, una conductividad térmica de 0,14 W/mK y una densidad de 895 kg/m<sup>3</sup> (a 293.15 K). La presión de referencia utilizada es de 100000 Pa y la viscosidad dinámica ha sido introducida por medio de una ecuación, la cual describe el cambio de la viscosidad en función de la temperatura.

<sup>5</sup> Escalar pasivo es un identificador para el fluido que entra en el sistema en una entrada en particular. Revela el nivel de mezcla de fluido desde la entrada con el fluido inicialmente en el sistema o con el fluido de otras entradas. Es un número real de 0 a 1.

Dicha fórmula ha sido obtenida por medio de una herramienta de Excel ya existente, que mediante la definición de unos valores de entrada, para un fluido dado, es capaz de devolver una curva ajustada a dichos valores. El modelo que se ha utilizado en este caso para la obtención de la fórmula, es el de Mac Coull-Walther-Wright, y la curva ajustada es la siguiente:

$$y = (e^{e^{(-0.3232 \cdot \log(x) + 2.7853)}} - 30.119) \cdot 895 \cdot 10^{-6}$$

Donde  $x$  es la variable temperatura (en grados centígrados) e  $y$  es la viscosidad dinámica en  $\left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$ .

Otro ajuste importante, como se ha mencionado anteriormente, es el de las condiciones iniciales, ya que una buena definición de las mismas nos llevará a una convergencia más rápida del problema.

La configuración del "Solver Control" (control del solucionador), recoge las distintas opciones de los parámetros de entrada para el solucionador. Entre algunas de las opciones, cabe destacar:

- . Cálculo de los valores de contorno: debido a la estructura de buena calidad de las celdas en la capa límite, se toma la opción "extrapolar". Por el contrario, si hay muchas celdas de mala calidad en la capa límite, se recomienda la opción "Mirror".
- . Cálculo de las derivadas: afecta al volumen de la malla cuando existen celdas de mala calidad, caras volteadas, asimetrías, deformaciones... La opción recomendada más precisa es "Least Square Fit" (mínimos cuadrados), que es la opción elegida en este caso. En el caso de encontrarnos con muchas celdas de mala calidad, es la opción "Gauss" la que es más conveniente.
- . Ajuste de la cara de la celda: se utiliza para limitar la difusión transversal cuando es más alta que la difusión normal, normalmente sólo se activa si la malla es de una calidad mala.
- . Límites de fiabilidad: Limita los máximos locales de la viscosidad turbulenta y estabiliza el cálculo.
- . Compresibilidad artificial: esto afecta la relajación de la presión. Las pequeñas perturbaciones en la presión se propagan en un fluido incompresible con velocidad infinita. La compresibilidad artificial limita la velocidad de propagación y al contrario que con un fluido incompresible, los efectos de las perturbaciones se retrasan.
- . Simple<sup>6</sup> (Acoplamiento de Presión-Velocidad): las correcciones de presión se utilizan para actualizar los campos de presión y velocidad, para que las componentes de velocidad obtenidas de la solución de la cantidad de movimiento satisfagan la ecuación de continuidad.

---

<sup>6</sup> En los algoritmos iterativos SIMPLE-like (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations, Patankar and Spalding, 1972) ,la forma discretizada de la ecuación de continuidad es convertida en una ecuación para la corrección de presión.

### ANEXO C – Results of the CFD calculation

In this appendix C, the obtained results for the entire simulation (except case 003, which is already included in section 7) is attached.

In the following table the correspondent case number to the speed ratio is shown:

Speed ratio	Impeller Speed (r.p.m.)	Case number
0.0	2350	000
0.1	2380	001
0.2	2336	002
0.3	2331	003
0.4	2334	004
0.5	2375	005
0.6	2431	006
0.7	2422	007
0.8	2445	008
0.9	2475	009
1.0	2497	010

Tabla 21 correspondent case number to the speed ratio.

### Convergence Residuals:

#### LEGEND:

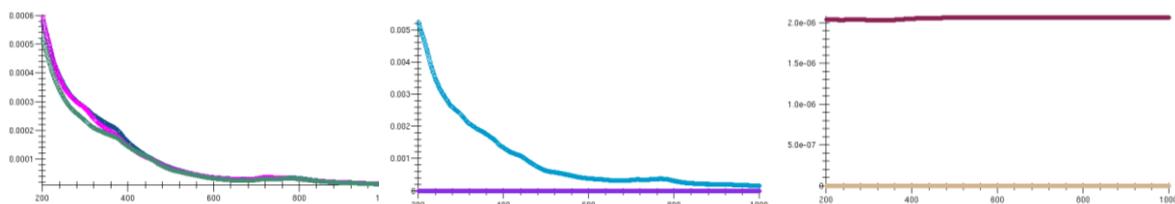


Figura 0.1 Case 000: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDF, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side)

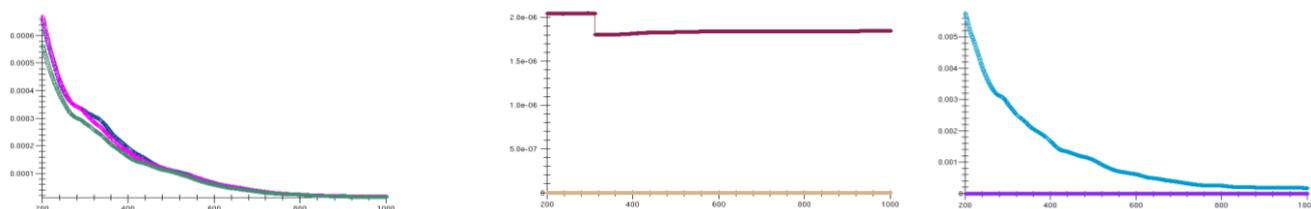


Figura 0.2 Case 001: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDF, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side)

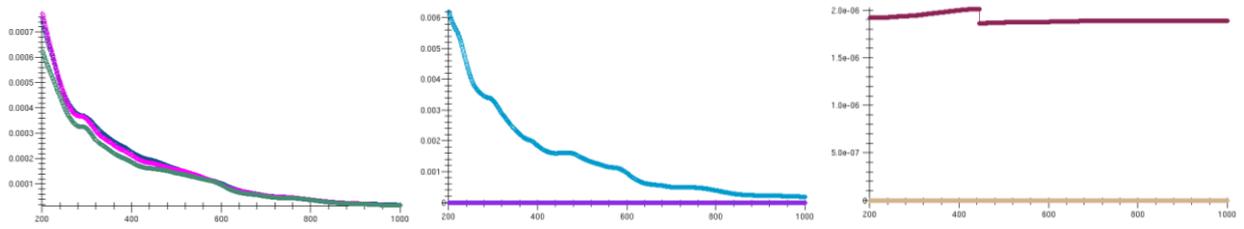


Figura 0.3 Case 002: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDV, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side)

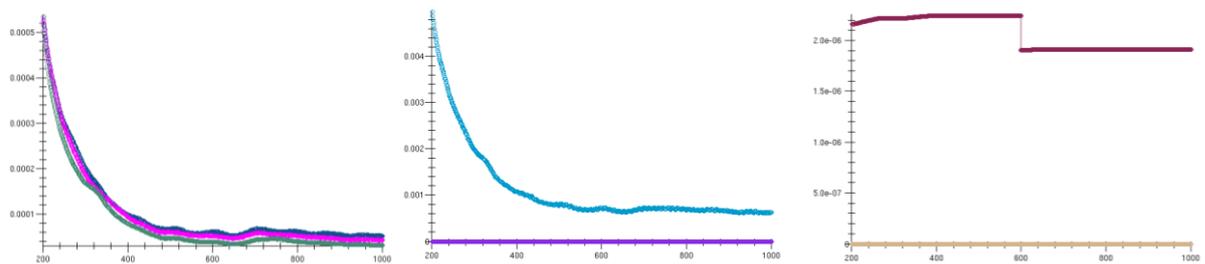


Figura 0.4 Case 004: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDV, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side)

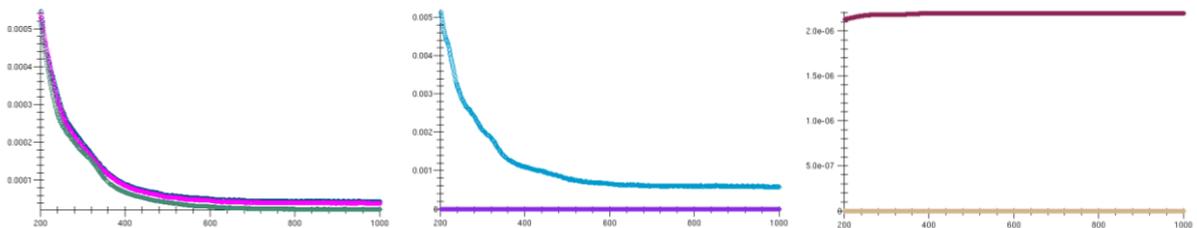


Figura 0.5 Case 005: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDV, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side)

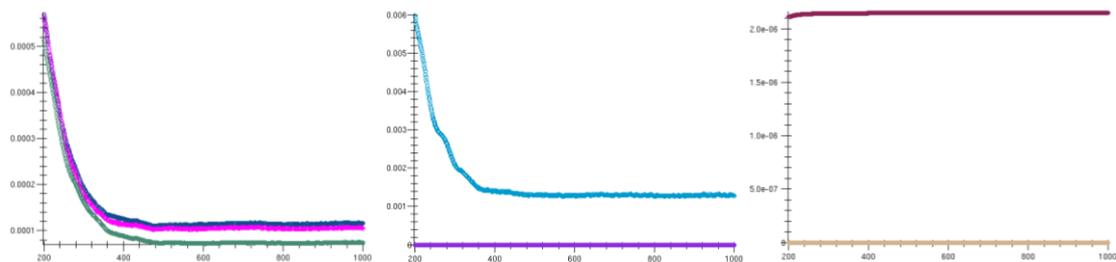


Figura 0.6 Case 006: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDV, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side)

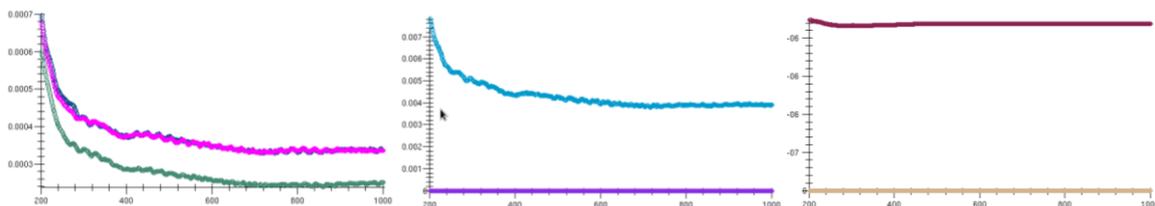


Figura 0.7 Case 007: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDV, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side)

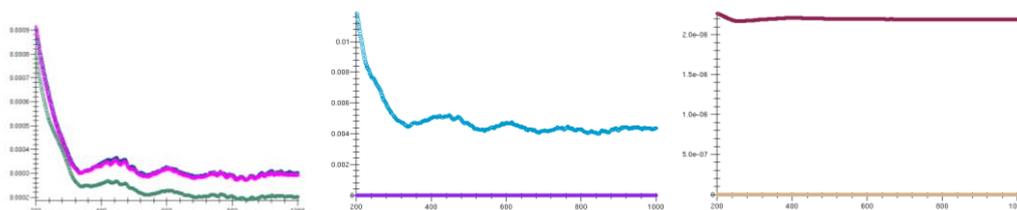


Figura 0.8 Case 008: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDV, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side)

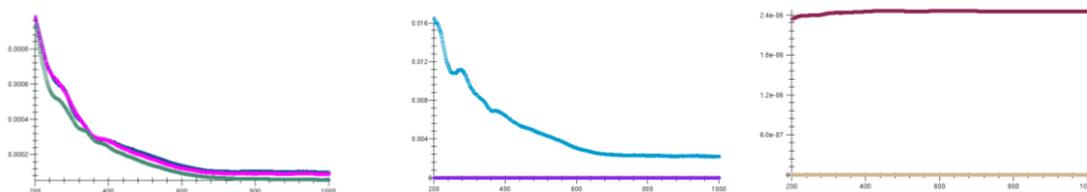


Figura 0.9 Case 009: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDV, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side)

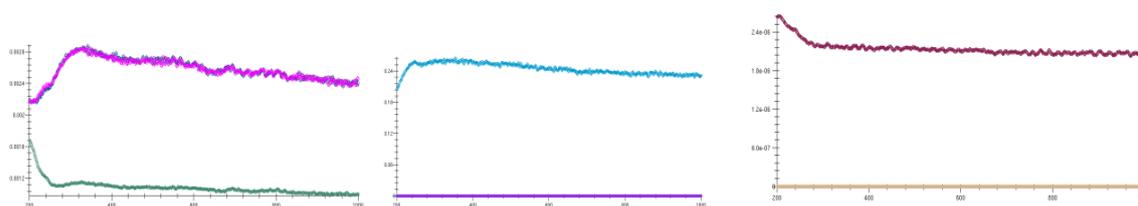


Figura 0.10 Case 010: RSDU, RSDV, RSDW (left side), RSDV, RESM (center) and RSDK, RSDD (right side)

## ANEXO D - FIRE Software Solver Aspects

### Solution procedure

For a computational domain with control volumes, a system of  $M \times N$  algebraic equations needs to be solved for dependent variables  $\phi$ . The equations are non-linear and also coupled as more than one dependent variable features in each equation. Because of the non-linearity, the iterative solution techniques are used. There are two approaches: the coupled (simultaneous) and segregated (sequential). In the first one, all equations are part of the single  $M \times N$  system while in the second, segregated approach; each equation for the considered variable is decoupled by treating other variables as known. This leads to a sub-set of  $M$  linear algebraic equations for each dependent variable. Having much smaller storage requirements, the segregated approach is adopted in AVL FIRE.

In this approach, the coefficients and the source term are calculated by using variable values from the previous iteration or time step. The resulting sub-system of linearized algebraic equations can be arranged in a matrix form as:

$$A_{\theta} \mathbf{f} = S_{\theta}$$

where  $A_{\theta}$  is the  $M \times M$  coefficient matrix and  $\mathbf{f}$  and  $S_{\theta}$  are vectors of the unknown variable  $\phi$  and the source term, respectively. It is important to note that the matrix  $A_{\theta}$  is sparse (there are  $n_i + 1$  non-zero elements in each row,  $n_i$  is the number of the nearest neighbors, i.e. internal faces), asymmetric, except for the pressure correction equation for incompressible flows, and diagonally dominant.

In AVL FIRE, very efficient preconditioned conjugate gradient methods are applied to solve the linear systems: the symmetric gradient method for solving equations with symmetric matrix  $A_{\theta}$  and the bi-conjugate method of Van Der Vorst (1992) for equations with asymmetric matrix. Both methods (solvers) are used with either Incomplete Cholesky or Jacoby preconditioning technique (cf. Meijerink and Van Der Vorst, 1988).

As a very efficient method for solving large sparse linear systems, AVL FIRE also offers Algebraic multi-grid methods (AMG).

The solution algorithm, based on the segregated SIMPLE-like approach, and applicable to the non-adaptive moving meshes, can be summarized below:

1. A computational grid is generated, geometrical quantities are calculated and the system for connectivity data is established.
2. The field values of dependent variables at the time  $t_0$  are initialized. The initialization can be performed by using:
  - a. uniform variable values,
  - b. potential flow solution for the velocity and pressure field, and
  - c. one-equation model results when using turbulence models.
3. The time stepping loop is started. The current variable values are saved as the old ones. In the case of grids with moving boundaries, the position of control volume vertices is determined. Geometrical data is updated and the swept volumes  $\Delta V_j$  are calculated.
4. Begin of the outer iteration loop. If the enthalpy equation is solved or if the flow is compressible, the temperature is calculated from the available value of total enthalpy. For compressible flow, the density is calculated from the equation of state. The eddy viscosity is updated as well as other fluid properties, which depend on the temperature.
5. Algebraic equations for the velocity components are assembled and solved.
6. The pressure correction equation is assembled and solved and the outcome is used to correct the velocity components, pressure and mass fluxes.

7. Depending on the selected turbulence model, corresponding equations for the turbulent kinetic energy and its dissipation rate or for Reynolds stress components are assembled and solved.
8. The equation for the total enthalpy is assembled and solved.
9. Returning to the *Step 4* the procedure is repeated until the convergence criterion (for the current time level) is attained.
10. Returning to *Step 3* the procedure is repeated up to the prescribed number of time steps.

The normalized sum of absolute residual values is used as the convergence criterion for all variables.

### **k- $\zeta$ -f model Basis**

The k- $\zeta$ -f model has been recently developed by Hanjalic, Popovac and Hadziabdic (2004). The authors propose a version of an eddy viscosity model based on Durbin's elliptic relaxation concept (1991). The aim is to improve numerical stability of the original  $\overline{v^2}$  - f model, which has become increasingly popular as empirical damping functions are removed due to the employment of an additional velocity scale  $\overline{v^2}$  derived by using an elliptic relaxation concept. However, the original model introduces the wall boundary condition for the elliptic relaxation function f proportional to  $1/y^4$  (y is a dimensionless wall distance) making computations more sensitive on very near wall cells.

Recently, Hanjalic et al. (2004) in the course of the EC MinNOx project (European Community, Contract ENK6-CT-2001-00530, AVL was the responsible coordinator) proposed an eddy viscosity model, which solves a transport equation for the velocity scale ratio  $\overline{v^2} / k$  instead of  $\overline{v^2}$ . With that, a more robust wall boundary condition for f -equation is introduced, this time  $f_{\text{wall}}$  is proportional to  $1/y^2$ . There are other numerical advantages of the k- $\zeta$ -f model as well (see the original reference and Basara, 2006a-b). The four equation k- $\zeta$ -f model is very robust and more accurate than the simpler two equation eddy viscosity models. On average, the computing time is increased by up to 15% when compared with the computing time needed for the k- $\epsilon$  model calculations. Nevertheless, the model is usable for a relatively coarse mesh next to the wall, but again the cell next to the wall should reach a non-dimensional wall distance  $y^+$  of 3 as a maximum. However, this is an ideal choice when used in conjunction with the universal wall approach which combines the integration up to the wall represented with the k- $\zeta$ -f model with wall functions. The universal wall approach named as a compound wall treatment and implemented recently in FIRE, again emerged from the MinNOx project.

Popovac & Hanjalic (2005) proposed the blending formula for the quantities specified at the cell next to the wall as  $\phi_p = \phi_v e^{-\Gamma} + \phi_t e^{-1/\Gamma}$  where 'v' is the viscous and 't' the fully turbulent value of the variables: wall shear stress, production and dissipation of the turbulence kinetic energy. Their compound wall treatment was introduced under the name "Hybrid wall treatment" in FIRE due to some simplifications of the original approach.

Robustness is further increased keeping the same accuracy. The k- $\zeta$ -f model in conjunction with the Hybrid wall treatment is the new default option for turbulence modeling in FIRE.

### **Basic principle of MPI parallelization**

AVL FIRE employs the domain decomposition approach. For CFD software this is the most obvious approach for parallelization. The outline of the parallel solution algorithm, from a user's point of view, looks as following:

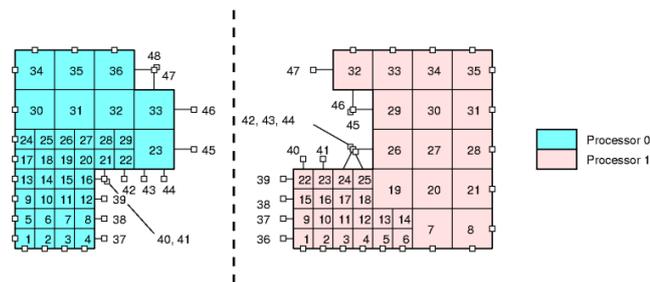


Figura 0.1 MPI parallelization

- the grid generation, specification of boundary conditions and creation of solver steering file is exactly the same for sequential and for parallel execution
- after the grid generation is completed, the grid is decomposed into a number of sub-grids (hereafter referred to as sub-domains). The number of sub-domains should be equal to the number of processors which will be used in parallel execution.
- each sub-domain is saved into a separate file
- the computation is started by specifying the number of processors to be used
- when the computation is finished, the results are visualized in the same way as for sequential execution

## ANEXO E – Figuras

En este anexo se recogen todas las figuras que en la memoria del proyecto resultan ligeramente ilegibles (por cuestiones de extensión), con la finalidad de que se puedan consultar todos aquellos aspectos de las mismas que se consideren oportunos.

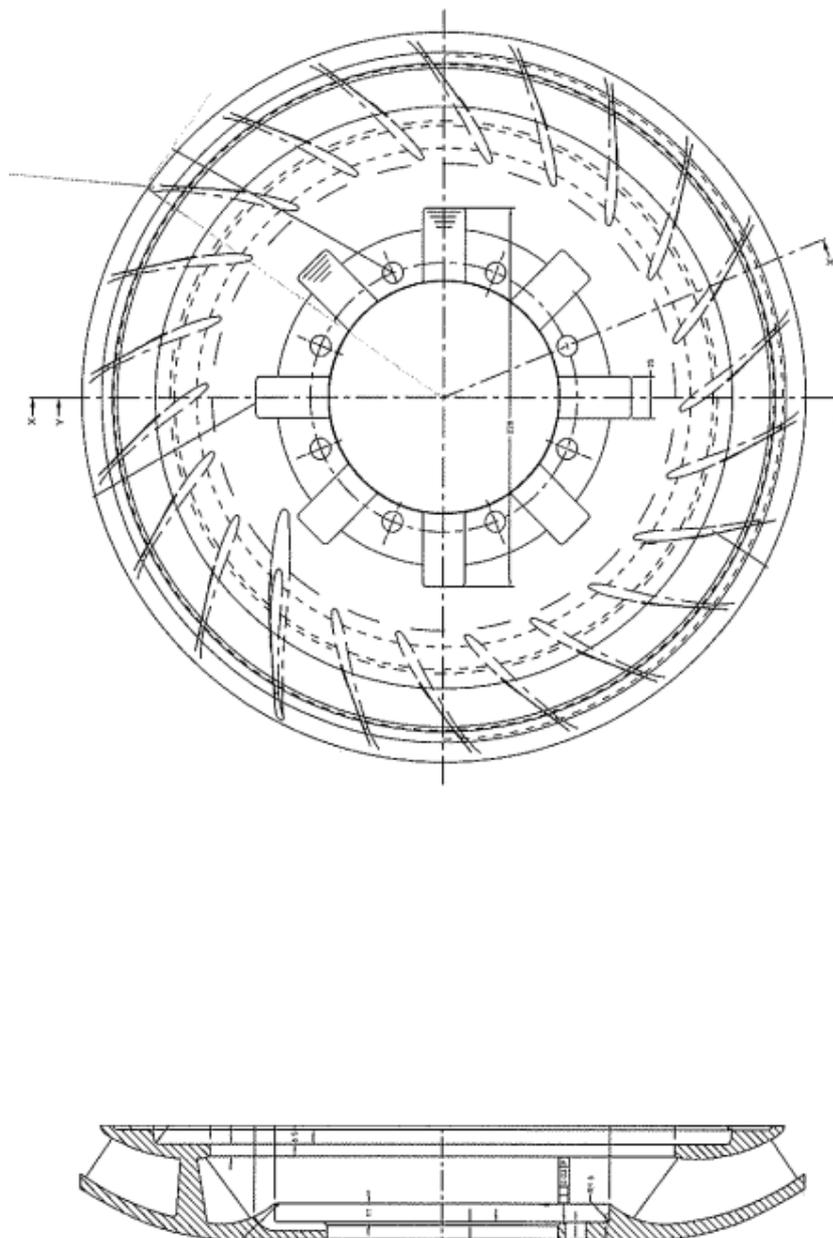


Figura 0.1 esquema de la bomba perteneciente al convertidor de par analizado

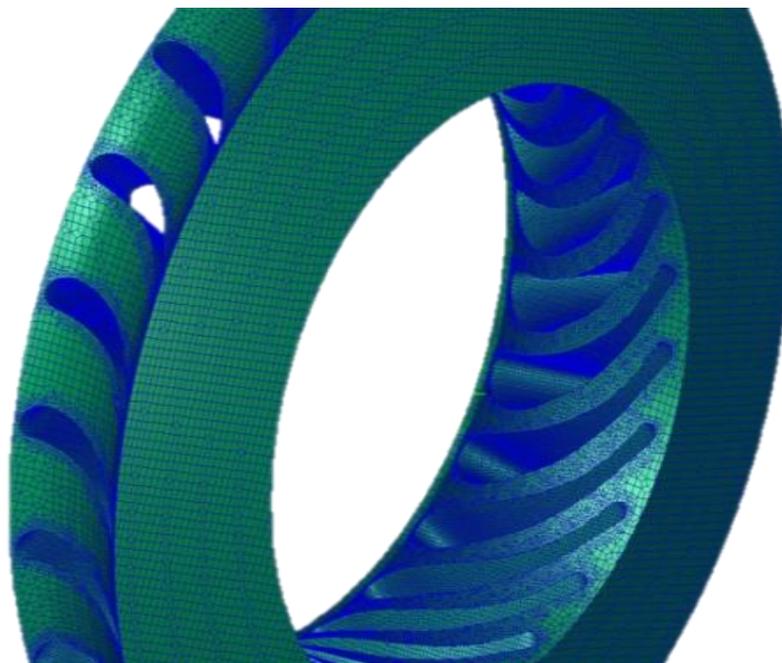


Figura 0.3 mallado no estructurado del estator



Figura 0.2 Mallado estructurado del estator

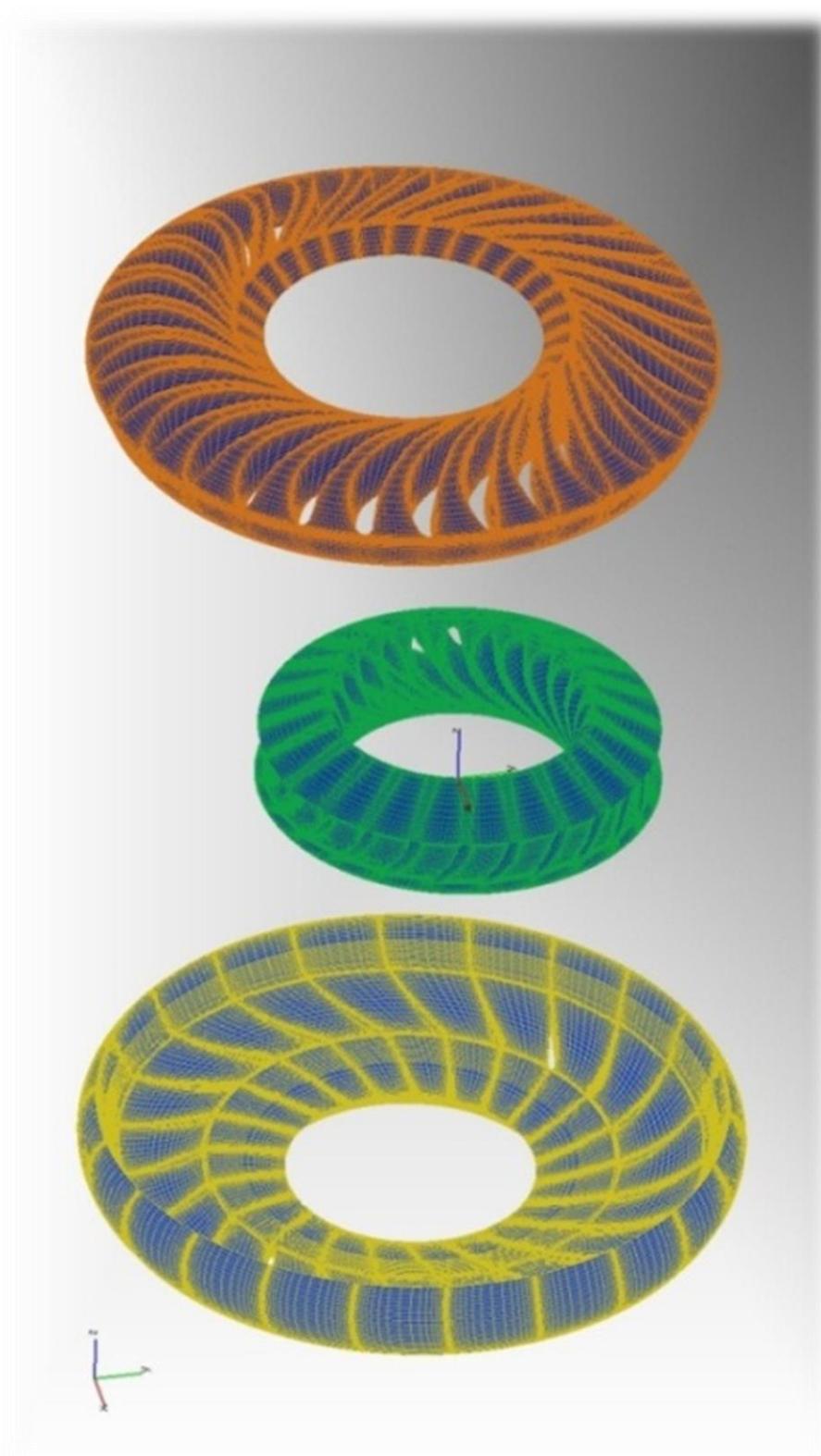


Figura 0.4 Detalle de las mallas de los tres elementos del convertidor de par analizado mediante CFD

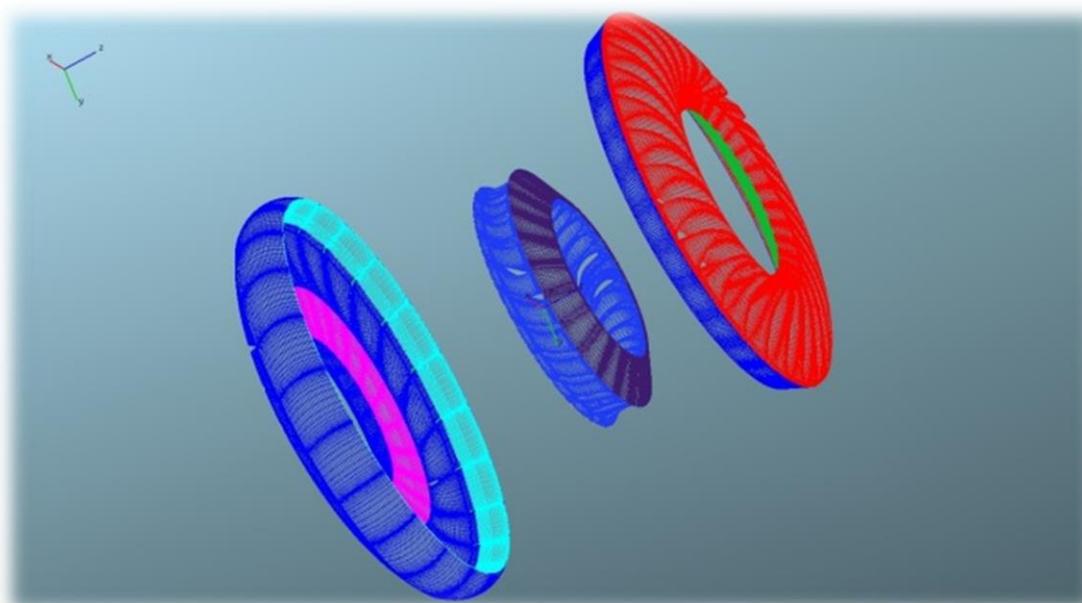
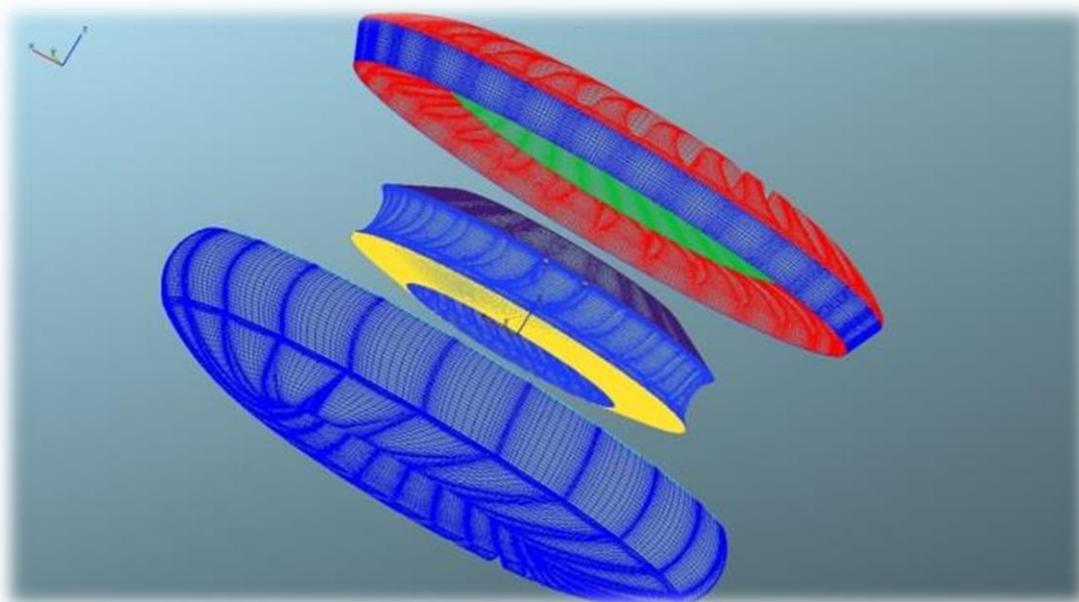


Figura 0.5 Selección de las superficies para el proceso de la unión de las mallas del convertidor.  
Vista desde el lado de la bomba (arriba) y vista desde el lado de la turbina (abajo).

Figura 7.7 y Figura 7.8.

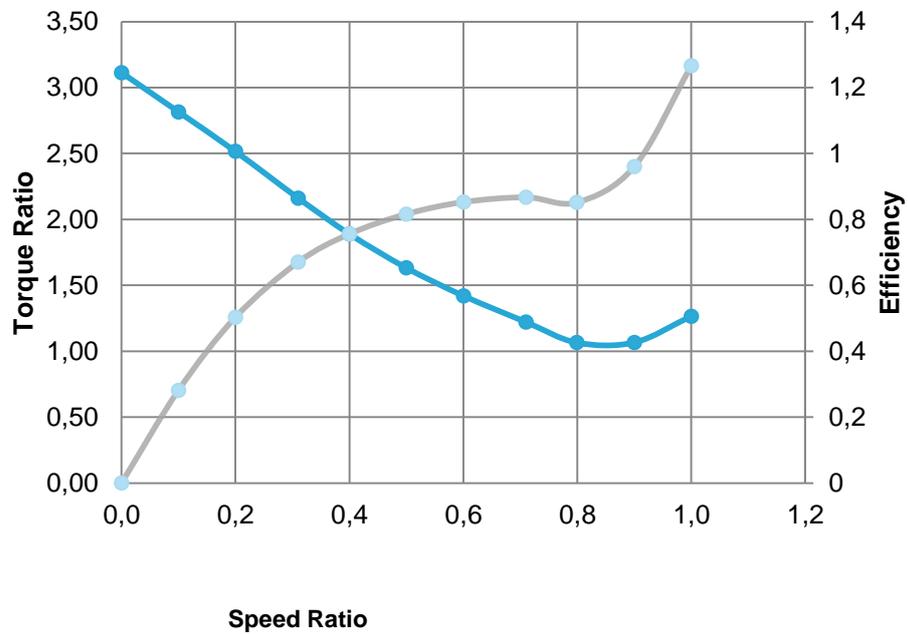


Figura 0.6 Curvas características del convertidor estudiado: relación de par (azul) y eficiencia (gris) vs. Relación de velocidad.

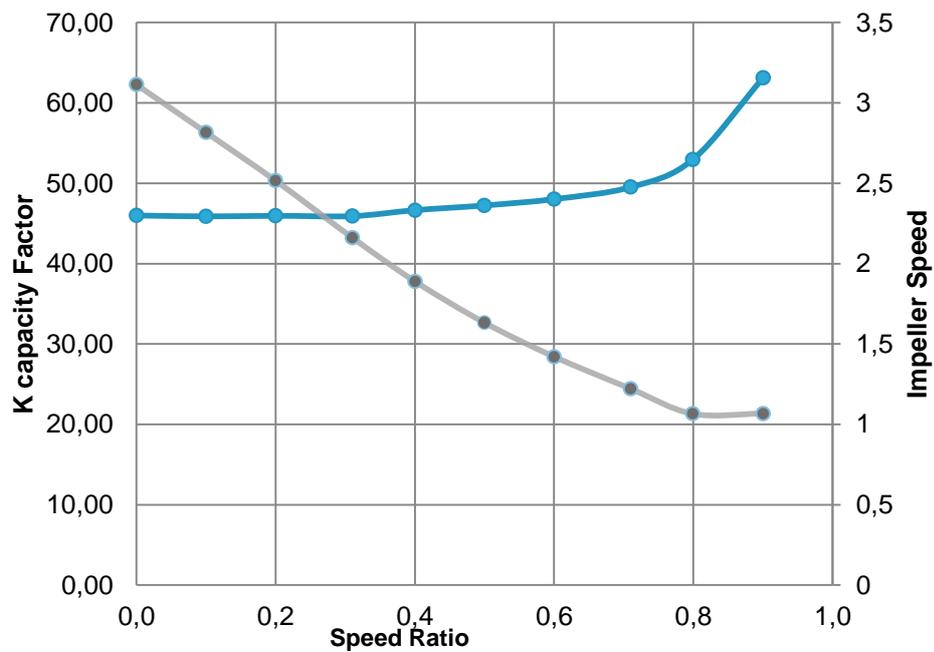


Figura 0.7 Curvas características del convertidor de par estudiado: factor K(azul) y Relación de par (gris) vs. Relación de velocidad.

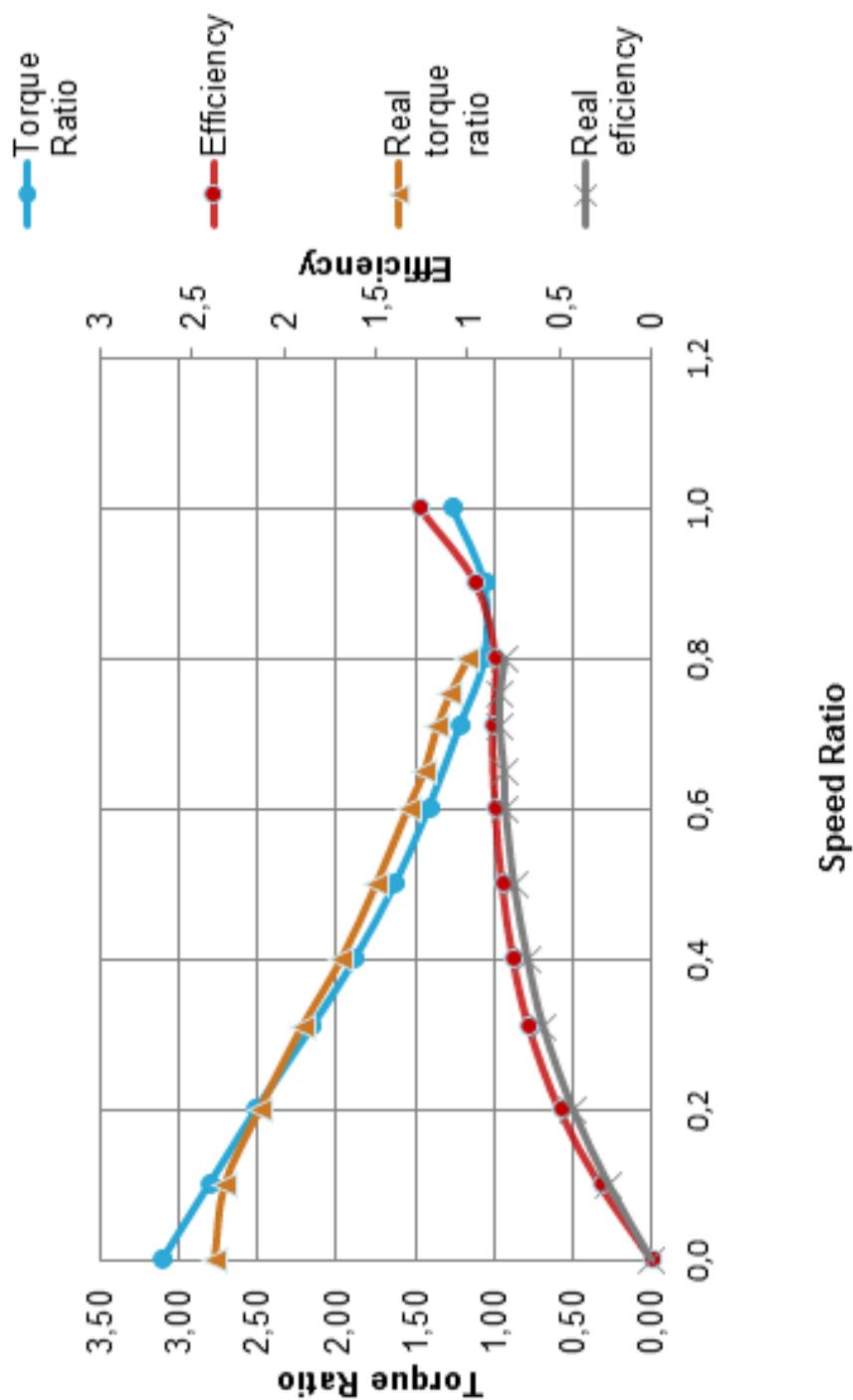


Figura 0.8 Comparación de Resultados. Modelo real y simulación.

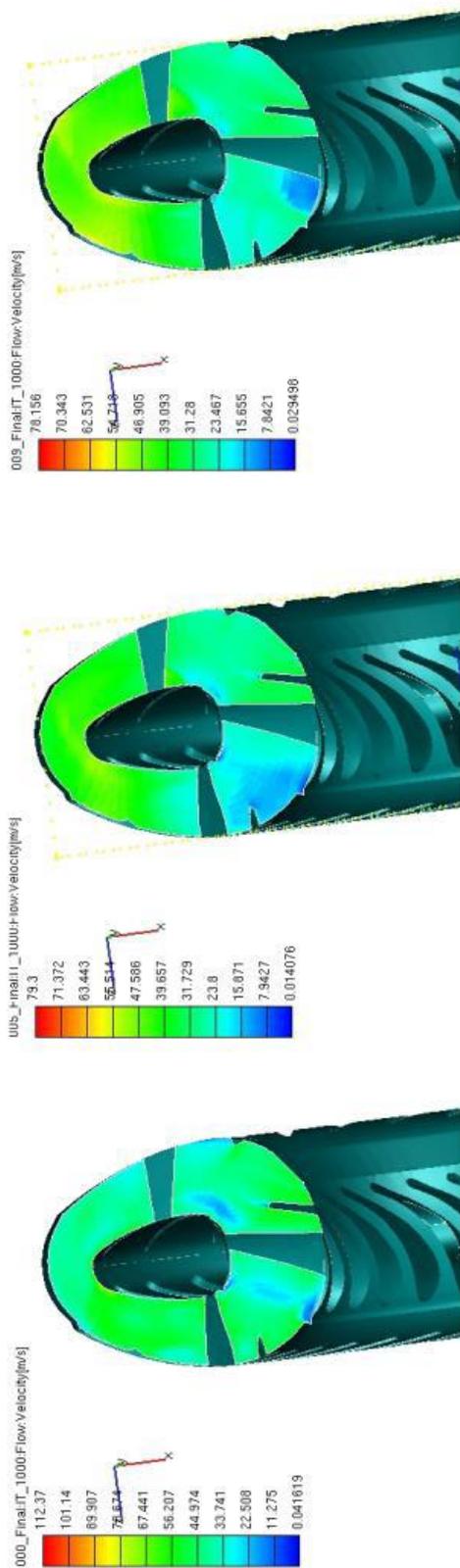


Figura 0.9 Distribución del campo de velocidades de flujo para distintas relaciones de velocidad, que son, de derecha a izquierda, 0, 0.5 y 0.9.

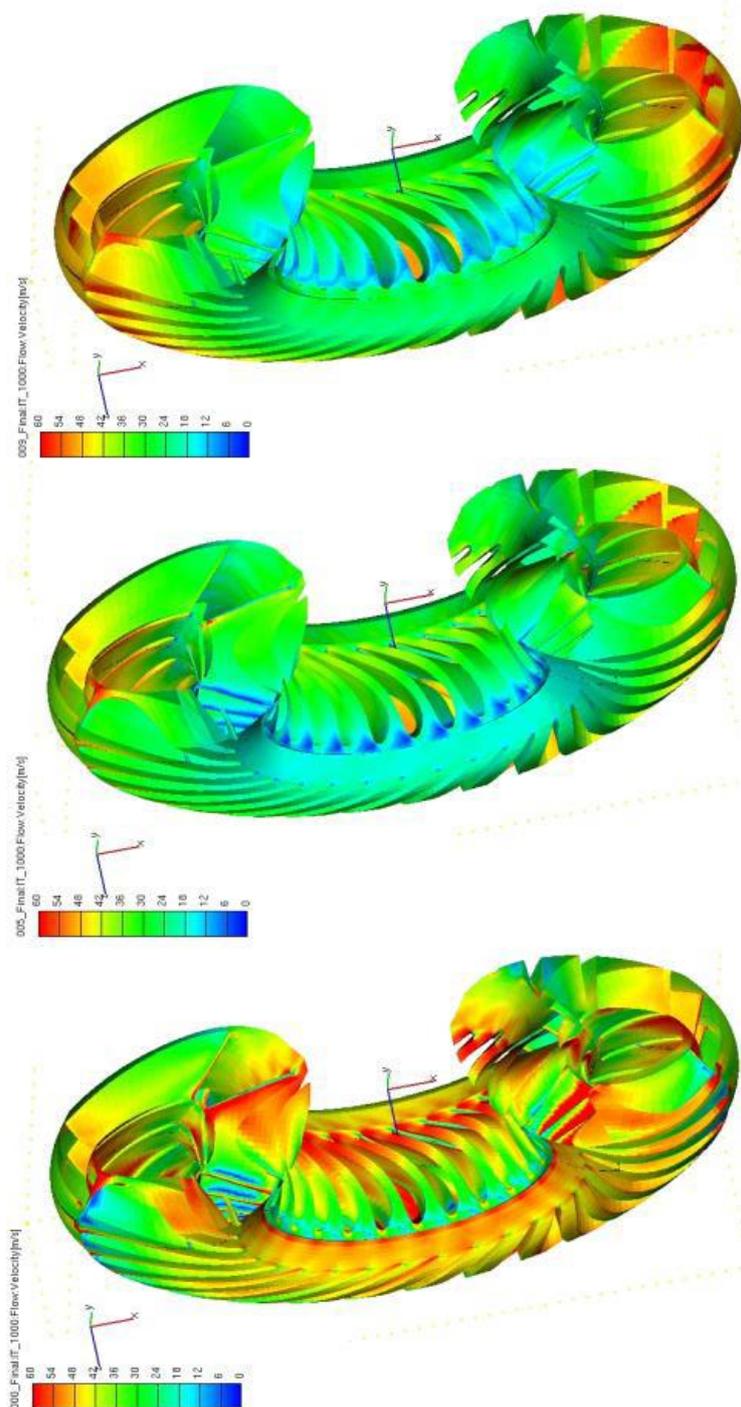


Figura 0.10 Distribución de velocidades sobre la superficie del convertidor , para el punto de stall (izquierda), relacion de velocidad de 0.5, (centro) y de 0.9 (derecha).



Figura 0.11 instantanea del recorrido de flujo para el punto de stall

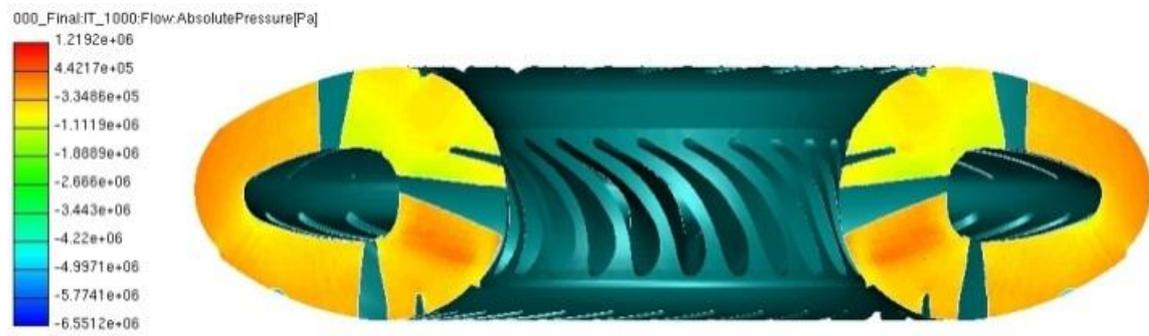


Figura 0.12 Mapa de distribuciones de presión en el punto de stall.

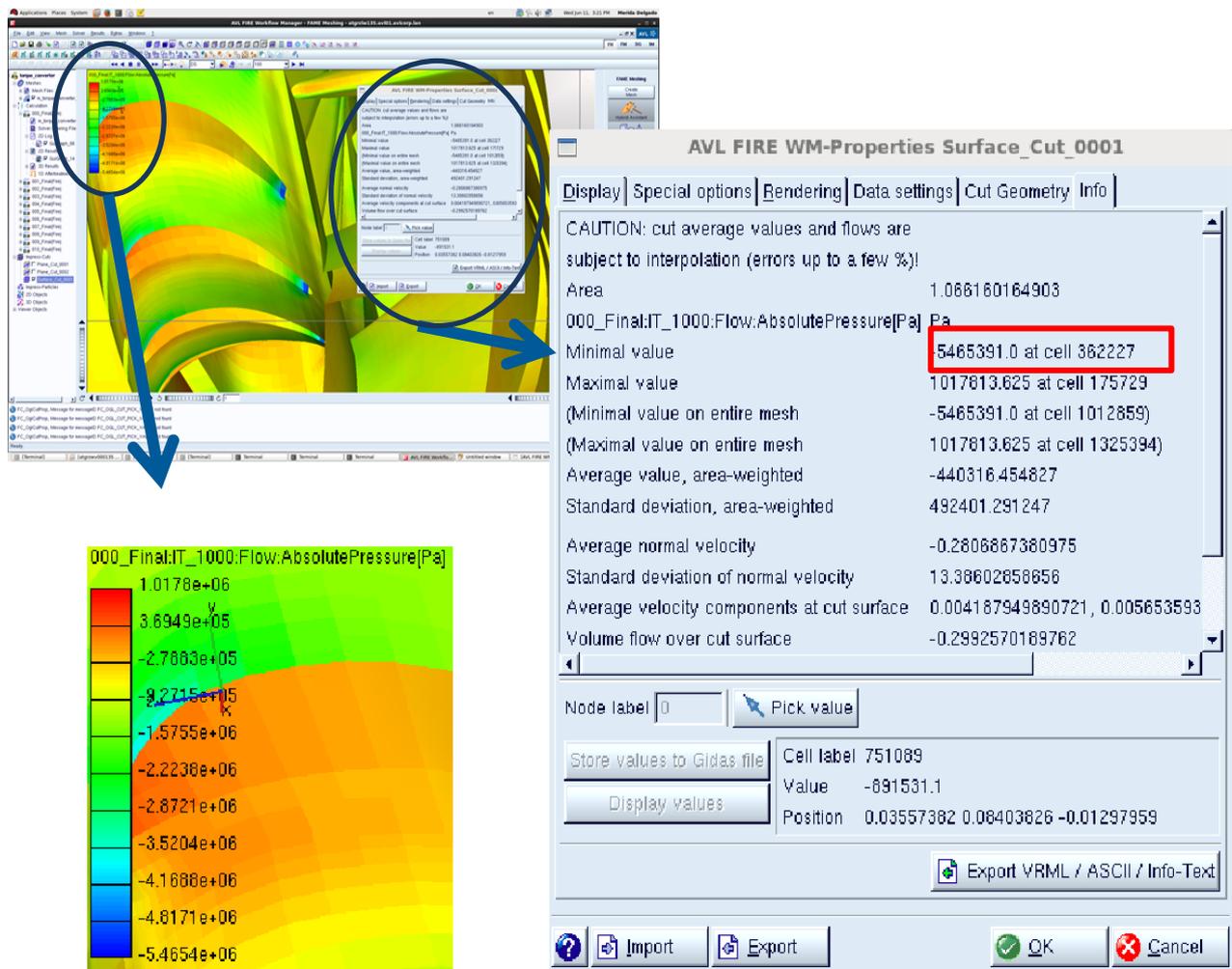


Figura 0.13 Presión absoluta. Resultados en el punto de stall.



## 11. REFERENCIAS

*Passenger Car Automatic Transmissions. Fourth Edition. SAE International*

*Automotive Transmissions. Fundamentals, Selection, Design and Application. Second Edition. Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak.*

*The hydrodynamic modelling of torque converters, N&O JOERNAAL APRIL 1992  
Hydrodynamic Couplings, Principles | Features | Benefits, Voith Turbo GmbH & Co. KG*

*TORQUE CONVERTER MODELLING FOR ACCELERATION SIMULATION, 1Ciobotaru, Ticușor\*, 1Vînturiș, Valentin, 2Caravan, Alexandru, 1Military Technical Academy, Romania, 2MOND, Romania*

*Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer in Industrial Fluid Couplings , Revised version for J. Mech Eng Sci (Part C, Proc. IMechE)*

*Application of statistical formulas to hydrodynamic torque converter modelling , A. KESY , Technical University of Radom, Malczewskiego 29, 26-600 Radom, Poland*

*Performance Analysis of Automotive Torque Converter Elements, E. Ejiri, M. Kubo, Nissan Research Center, Nissan Motor Co., Ltd., 1, Natsushima-cho, Yokosuka-shi 237-8523, Japan*

*Section 2, Torque Converter, Toyota Training*