

**Metodología de cálculo térmico y
criterios de diseño para máquinas
eléctricas con sistemas de refrigeración
abierto**

MEMORIA PRESENTADA PARA OPTAR AL GRADO DE
DOCTOR POR LA UNIVERSIDAD DE NAVARRA POR

José Ángel Malumbres Ruiz

BAJO LA SUPERVISIÓN DE

Miguel Martínez-Iturralde Maiza

E

Ibón Elósegui Simón

Donostia - San Sebastián

Diciembre de 2014



tecnun
**Universidad
de Navarra**
Escuela de Ingenieros

Agradecimientos

Hay mucha gente a la que les debo dedicar unas palabras de agradecimiento en este pequeño espacio, por su ayuda durante estos casi 5 años de trabajo.

En primer lugar, dar las gracias a la Universidad de Navarra y al CEIT, por confiar en mí durante estos años para realizar la tesis y los proyectos en los que he trabajado, así como por poner a mi disposición todos los medios personales y materiales para poder llevarlos a cabo. En particular, darle las gracias a Luis Fontán, jefe del departamento de Electrónica y comunicaciones del CEIT, por estar al timón de este barco que formamos todos los trabajadores del departamento.

En segundo lugar me gustaría agradecer especialmente a mi director, Miguel Martínez-Iturralde, tanto por la oportunidad que me ofreció como por su guía durante todo este tiempo. Sin sus sabios consejos, no habría sido posible llevar a cabo mucha parte de mi trabajo.

Igualmente agradecido le estoy a mi co-director, Ibón Elósegui, también por sus sabios consejos y su colaboración igualmente inestimable, siempre acompañada de una sonrisa.

Un agradecimiento especial se merecen los dos compañeros con los que he trabajado más estrechamente, Jorge Jiménez y Damián Caballero, a los que considero más que compañeros. Sin su amistad y ayuda, esta tesis no hubiera sido posible.

Por supuesto, dar las gracias también al resto de compañeros del Grupo de máquinas, Borja, Gurutz, Íker y Marco, que también me han ayudado en todo lo que les he pedido y con los que también he compartido más que buenos momentos. Y también gracias a Iñaki y Beñat, los otros dos compa-

ñeros de despacho que, junto con Damián, hicieron de nuestro despacho un lugar de trabajo con un ambiente excepcional.

No quiero olvidarme del resto de compañeros y ex-compañeros de Tecnun y CEIT, que también han dejado su huella en mi durante estos años, este agradecimiento va para Andoni y Mikel (Enhorabuena papa!), Josef y Kami, Añorga y el resto de compañeros de Miramón.

También tengo que darle las gracias a muchísima gente fuera del trabajo. Los primeros, mis amigos y amigas de San Sebastián: Laureà y Juanjo, Sol, Nerea y Andreas, Haizea, Lara, Margui, Aiora, Paula, Sandra, Elena... Muchas, muchísimas gracias por su amistad, antes, durante y después de esta tesis, han puesto muchos granos de arena aquí y los que les quedan por poner... Un saludo de agradecimiento también para los colegas del Never y la gente de los conciertos, que me han ayudado a despejar la cabeza después del trabajo en multitud de ocasiones. Gracias también al resto de amigos, entre ellos los del pueblo, que en mayor o menor medida, me han ayudado en algún momento, aunque sea sin saberlo.

Y por supuesto, a mi familia, los que más han aportado aquí. A mis padres y a mi hermana son las personas a las que dedico esta tesis, los que más me han aguantado y han sido siempre mi apoyo constante. Nunca podré agradecerse lo suficiente, porque este logro es más suyo que mío. También se la dedico a nuestro perro Nano, que es siempre una fuente de alegría y de cariño para todos nosotros.

Muy probablemente me olvide de mucha gente que merece alguna línea en estas palabras, pero es imposible acordarse de todo el mundo. Para los que aparecen y para los que no...

¡Muchas gracias!

Resumen

En las últimas décadas, la generalización en el diseño en ingeniería del uso de sistemas informáticos cada vez más potentes ha permitido abrir nuevas vías de investigación en multitud de ámbitos y sistemas industriales. En el ámbito de las máquinas eléctricas, una de las líneas de investigación que más se ha visto relanzada ha sido el análisis térmico de máquinas eléctricas.

Conocer el comportamiento térmico en las máquinas eléctricas, independientemente de la topología, es un requisito fundamental en cualquier etapa de diseño. La aparición de nuevas exigencias del mercado tales como la eficiencia energética de productos y procesos involucrados con las máquinas eléctricas requiere de un conocimiento muy profundo de dicho comportamiento térmico, que vendrá determinado por el sistema de refrigeración que se emplee en cada máquina.

El objetivo de esta tesis ha sido obtener una serie de criterios de diseño para máquinas con refrigeración abierta mediante el empleo de una herramienta de cálculo térmico. Dada las particularidades de estos sistemas de refrigeración y la ausencia de herramientas específicas para este propósito, un segundo objetivo de esta tesis ha sido la generación de dicha herramienta de cálculo, definiendo para ello una serie de metodologías de análisis térmico que posteriormente han sido implementadas.

Se han definido dos metodologías de análisis para las máquinas con este tipo de refrigeraciones. Por un lado se define la metodología de cálculo térmico, consistente en la obtención de temperaturas por medio de una red de resistencias térmicas que definen el comportamiento térmico de la máquina. Por otro lado se define la metodología de cálculo hidráulico, consistente en una red de resistencias hidráulicas que definen el comportamiento de los flujos del aire en el interior de la máquina, los cuales son críticos para una buena estimación de las temperaturas y los flujos de calor entre los elementos de la máquina.

Las metodologías definidas se han implementado en una herramienta de cálculo. Tras su implementación se ha procedido a su validación, empleando

para ello datos experimentales y simulaciones de programas de dinámica de fluidos computacional para el caso de una máquina auto-ventilada. Los resultados obtenidos a través de esta herramienta han ofrecido una excelente concordancia con respecto a los datos experimentales, sobre todo en los elementos más dependientes de la temperatura en un diseño electromagnético.

Una vez cumplido el objetivo de generar una herramienta de análisis térmico, se ha procedido a cumplir con el objetivo último de la tesis: la obtención de criterios de diseño para máquinas con sistemas de refrigeración abierto. Los criterios obtenidos podrán ser empleados en etapas tempranas del diseño y el dimensionamiento de estos sistemas y resolver algunas incertidumbres que el diseñador pueda encontrar.

Índice

Agradecimientos	i
Resumen	iii
Índice	v
Lista de Figuras	xiii
Lista de Tablas	xxi
1. Introducción	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Marco de actuación y contribuciones	3
1.3. Objetivos de la tesis	5
1.4. Estructura del documento	7
2. Estado del arte	9
2.1. Máquinas con refrigeración abierta	10
2.1.1. Máquinas con refrigeración de tipo IC01	11
2.1.2. Máquinas con refrigeración de tipo IC06	12
2.1.3. Aplicaciones de las máquinas con ventilación abierta	13
2.1.4. Otros sistemas de refrigeración	15
2.2. Conceptos básicos de transferencia de calor	17
2.2.1. Teoría de la transferencia de calor. Ecuaciones para la transferencia de calor.	17
2.2.1.1. Conducción	18
2.2.1.2. Convección	19
2.2.1.3. Radiación	19
2.2.2. Resistencias térmicas	20
2.2.3. Capacidades térmicas	20

2.3.	Cálculo térmico de máquinas eléctricas	21
2.3.1.	Métodos de estudio térmico de máquinas eléctricas	21
2.3.2.	Métodos algebraicos de resistencias térmicas	22
2.3.2.1.	Variaciones en los modelos de resistencias térmicas	24
2.3.2.2.	Aplicación de las redes de resistencias térmicas	28
2.3.3.	Métodos de estudio numéricos	29
2.3.3.1.	Métodos de elementos finitos	30
2.3.3.2.	Métodos de dinámica de fluidos computacional	31
2.3.4.	Comparativa entre los métodos	32
2.4.	Parámetros del cálculo térmico	32
2.4.1.	Parámetros relacionados con la conducción en el in- terior de la máquina.	32
2.4.1.1.	Conductividad térmica de los materiales	34
2.4.1.2.	Contacto entre superficies	34
2.4.2.	Parámetros relacionados con la convección	34
2.4.3.	Carcasas y refrigeración de máquinas	35
2.4.4.	Radiación en las máquinas eléctricas	36
2.5.	Cálculo hidráulico en las máquinas eléctricas	36
2.6.	Fuentes de calor en las máquinas	37
2.6.1.	Visión general	38
2.6.2.	Pérdidas eléctricas	38
2.6.3.	Pérdidas magnéticas	39
2.6.3.1.	Métodos de cálculo para las pérdidas	40
2.6.3.2.	Computación empírica	41
2.6.3.3.	Influencia de las temperaturas en las propie- dades electromagnéticas del acero	42
2.6.4.	Pérdidas mecánicas	42
2.6.5.	Pérdidas introducidas por la electrónica de potencia	42
2.7.	Conclusiones	43
3.	Modelo térmico de máquinas con refrigeración en circuito abierto	45
3.1.	Componente cilíndrico genérico	46
3.1.1.	Ecuaciones de la temperatura en el componente genérico	46
3.1.2.	Resistencias térmicas en dirección radial	48
3.1.3.	Resistencias térmicas en dirección axial	51
3.1.4.	Eliminación de las resistencias negativas	52
3.1.5.	Componente cilíndrico genérico	53
3.2.	Desarrollo del circuito térmico	54

3.2.1.	Identificación de los elementos de la máquina	54
3.2.1.1.	Nomenclatura y criterio de signos	56
3.2.2.	Eje	58
3.2.3.	Yugo del rotor	59
3.2.3.1.	Conductividad térmica en dirección axial de un paquete de chapas magnéticas	61
3.2.4.	Barras y anillos de rotor	63
3.2.4.1.	Otras formas de modelar el rotor	64
3.2.5.	Devanado de estator	66
3.2.5.1.	Conductividad térmica del devanado	67
3.2.6.	Cabezas de bobina	69
3.2.7.	Dientes de estátor	71
3.2.8.	Yugo de estator	72
3.2.8.1.	Resistencia de contacto estator-carcasa	73
3.2.9.	Carcasa y tapas	74
3.2.10.	Rodamientos	78
3.2.10.1.	Cálculo de los contactos en los rodamientos	79
3.2.11.	Ventilador	80
3.2.12.	Circuito de conducción	81
3.3.	Convección en las máquinas abiertas	83
3.3.1.	Representación en el circuito térmico	83
3.3.2.	Identificación de volúmenes de aire	84
3.3.2.1.	Aire del entrehierro	85
3.3.2.2.	Aire de entrada	86
3.3.2.3.	Aire de salida	88
3.3.2.4.	Aire de los canales de ventilación de estátor	89
3.3.2.5.	Aire de los canales de ventilación de rotor	90
3.3.2.6.	Aire exterior	90
3.4.	Circuito térmico completo	91
4.	Convección en máquinas con refrigeración en circuito abierto	95
4.1.	Introducción	96
4.1.1.	Coefficientes de convección e integración en el circuito térmico	96
4.1.2.	Convección en las máquinas eléctricas	99
4.1.3.	Cálculo de las velocidades de aire	100
4.2.	Coefficientes de convección de una máquina con refrigeración abierta	100
4.2.1.	Clasificación de los elementos por tipo de superficie	101

4.2.2.	Convección para superficies planas verticales, perpendiculares al flujo de aire y sin rotación	105
4.2.3.	Convección para superficies planas verticales, perpendiculares al flujo de aire y con rotación	108
4.2.4.	Convección para paredes cilíndricas internas sin rotación	109
4.2.5.	Convección para paredes cilíndricas externas sin rotación	110
4.2.6.	Convección para superficies cilíndricas rotativas	111
4.2.7.	Convección en el entrehierro	111
4.3.	Convección en los conductos de ventilación	113
4.3.1.	Rugosidad	113
4.3.2.	Desarrollo de flujo y efectos de entrada	115
4.3.3.	Rotación de los conductos de rotor	116
4.3.4.	Geometría de los conductos	116
4.3.5.	Selección de la correlación adecuada	118
4.4.	Convección en las cabezas de bobina	121
4.4.1.	Correlaciones seleccionadas	122
4.4.1.1.	Correlación para el flujo cruzado sobre un prisma cuadrado	122
4.4.1.2.	Correlación para el flujo cruzado sobre un banco de tubos	123
4.4.2.	Comparativa	125
4.4.3.	Ajuste de correlaciones	127

5. Modelo hidráulico de máquinas con refrigeración en circuito abierto 131

5.1.	Introducción	132
5.2.	Modelo algebraico por volúmenes de control	132
5.3.	Circuito hidráulico de una máquina autoventilada	134
5.3.1.	Desarrollo del circuito hidráulico	136
5.3.2.	Cálculo de resistencias hidráulicas	138
5.3.2.1.	Zona 1. Estrechamiento a la entrada	139
5.3.2.2.	Zona 2: Ensanchamiento a la entrada	140
5.3.2.3.	Zona 3: Estrechamiento de la zona superior de las cabezas de bobina	141
5.3.2.4.	Zona 4. Ensanchamiento tras paso por cabezas de bobina	142
5.3.2.5.	Zona 5. Paso hacia entrada a los canales del estator	144

5.3.2.6.	Zona 6. Entrada a los canales del estator . . .	147
5.3.2.7.	Zona 7: Paso por los canales del estator . . .	147
5.3.2.8.	Zona 8. Ensanchamiento a la salida de los canales del estator	148
5.3.2.9.	Zona 9: Paso hacia entrada zona superior cabezas de bobina	148
5.3.2.10.	Zona 10. Paso por las cabezas de bobina . . .	149
5.3.2.11.	Zona 11. Paso por la zona entre las conexiones y la carcasa	151
5.3.2.12.	Zona 12. Estrechamiento zona inferior cabezas de bobina	153
5.3.2.13.	Zona 13. Ensanchamiento	154
5.3.2.14.	Zona 14. Entrada a los canales del rotor . . .	156
5.3.2.15.	Zona 15. Paso por los canales del rotor . . .	157
5.3.2.16.	Zona 16. Ensanchamiento a la salida de los canales del rotor	157
5.3.2.17.	Zona 17. Ensanchamiento a la salida al exterior	158
5.4.	Cálculo de las presiones del circuito hidráulico	158
5.4.1.	Cálculo de las presiones del ventilador	158
5.4.2.	Aumento de la velocidad en los canales de rotor debido a la rotación	160
5.5.	Circuito hidráulico simplificado	161
6.	Implementación de las metodologías	163
6.1.	Descripción general	164
6.2.	Resolución del circuito térmico	164
6.2.1.	Expresión general del sistema térmico	165
6.2.2.	Ecuación diferencial algebraica y problemas asociados	166
6.2.3.	Condiciones de contorno	166
6.3.	Implementación del circuito térmico	169
6.3.1.	Implementación en régimen permanente	169
6.3.2.	Implementación en régimen transitorio	172
6.4.	Resolución del sistema hidráulico	174
6.4.1.	Funciones del sistema	176
6.5.	Implementación del circuito hidráulico	177
7.	Validación y resultados del modelo	179
7.1.	Validación del modelo hidráulico	180
7.2.	Validación del modelo térmico	183

7.2.1.	Valores del ajuste para cabezas de bobina	183
7.2.2.	Ensayo a potencia constante	187
7.2.2.1.	Resultados en devanado de estátor	189
7.2.2.2.	Resultados en devanados de rotor	192
7.2.2.3.	Resultados en yugo de estátor	194
7.2.2.4.	Resultados en rodamientos	196
7.2.3.	Ensayo a potencia variable	199
7.2.3.1.	Resultados en devanado del estátor	201
7.2.3.2.	Resultados en devanados de rotor	204
7.2.3.3.	Resultados en yugo de estátor	206
7.2.3.4.	Resultados en rodamientos	208
7.2.4.	Análisis de los resultados	210
7.3.	Comparativa de modelos	210
7.3.1.	Resultados de los modelos y análisis	212
7.3.1.1.	Análisis de los resultados	213
7.3.1.2.	Comparación de los coeficientes de convec- ción en las zonas de admisión y expulsión de aire	214
8.	Criterios de diseño para máquinas con refrigeración en cir- cuito abierto	217
8.1.	Condiciones del análisis	218
8.2.	Conductividad térmica axial del paquete magnético	218
8.3.	Resistencia de contacto entre el estátor y la carcasa	219
8.4.	Rugosidad	221
8.5.	Canales de ventilación	223
8.5.1.	Variación de la sección de los canales	223
8.5.2.	Variación del número de canales	227
8.5.3.	Estrategia de dimensionamiento del número de canales	233
8.5.3.1.	Canales de estátor	233
8.5.3.2.	Canales de rotor	235
8.6.	Selección de ventiladores para una máquina auto-ventilada abierta	237
8.6.1.	Pérdidas por ventilación de una máquina auto-ventilada	237
8.6.2.	Análisis de sensibilidad	238
8.6.2.1.	Resultados a 2000 R.P.M.	238
8.6.2.2.	Resultados a 3000 R.P.M.	240
8.6.2.3.	Resultados a 4000 R.P.M.	242
8.6.3.	Análisis de los resultados y criterios de diseño	244

9. Conclusiones	249
9.1. Conclusiones de la investigación	250
9.1.1. Sobre el modelo térmico de resistencias térmicas . . .	250
9.1.2. Sobre la formulación propuesta para el cálculo de la convección	250
9.1.3. Sobre el modelo hidráulico	251
9.1.4. Conclusiones globales del modelo térmico	251
9.1.5. Criterios de diseño obtenidos	252
9.2. Líneas de investigación futuras	253
 Bibliografía	 255
 A. Ecuaciones generales de temperatura en una pared cilíndrica	 265
A.1. Flujo de calor en dirección radial	266
A.2. Flujo de calor en dirección axial	268
 B. Valores de los parámetros termofísicos	 271
B.1. Conductividad térmica de la chapa magnética	271
B.2. Conductividades térmicas de los materiales del conductor .	271
B.3. Conductividades térmicas de otros materiales en la máquina	272
B.4. Calor específico de los materiales de la máquina	273
B.5. Densidad de los materiales de la máquina	273
B.6. Propiedades del aire	274
 C. Publicaciones	 275
 D. Glosario de términos	 309
Glosario de términos	309

Lista de Figuras

2.1. Ejemplos de máquinas auto-ventiladas	10
2.2. Designación de sistemas de refrigeración según la norma IEC 60034-6 [IEC 60034-6, 2010]	11
2.3. Modos de refrigeración de una máquina autoventilada	12
2.4. Máquina con ventilación forzada. Entrada y salida del aire	13
2.5. Máquinas para tracción ferroviaria	14
2.6. Máquinas con refrigeración abierta de grandes dimensiones	15
2.7. Esquema de la refrigeración de una máquina con doble circuito de aire	16
2.8. Máquina en un compresor refrigerada por aceite [He et al., 2013]	17
2.9. Modos de transferencia de calor [Incropera et al., 2011]	18
2.10. Ejemplo de circuito térmico simple [Valenzuela y Reyes, 2010]	23
2.11. Ejemplos de circuito térmico avanzado [Mellor et al., 1991].	23
2.12. Circuito térmico obtenido en MotorCAD para una máquina con refrigeración natural [Motor-CAD, 2014]	24
2.13. Esquema de la geometría básica de una máquina por medio de cilindros	25
2.14. Modelo de MotorCAD [Motor-CAD, 2014]	26
2.15. Modelo en “T” [Mellor et al., 1991]	27
2.16. Modelo de Gerling [Gerling y Dajaku, 2005] con compensación de resistencias térmicas	27
2.17. Análisis térmico por FEA para obtener la temperatura del rotor de una máquina asíncrona [Xie y Wang, 2014]	30
2.18. Ejemplo de estudio térmico de una máquina cerrada con ventilador externo. En la izquierda se muestran los vectores de velocidad del aire, y en la derecha los contornos de los coeficientes de convección superficiales [Boglietti et al., 2009b]	31

2.19. Distintos modelos para determinar las pérdidas en el hierro en una máquina eléctrica [Krings y Soulard, 2010]	40
3.1. Representación de la geometría básica de una máquina eléctrica por medio de capas cilíndricas	46
3.2. Pared cilíndrica genérica de ángulo $\theta = 2\pi$	47
3.3. Modelo de resistencias térmicas en dirección radial sin generación de calor	48
3.4. Modelo de resistencias térmicas en dirección radial con generación de calor	50
3.5. Modelo de resistencias térmicas en dirección axial sin generación de calor	51
3.6. Modelo de resistencias térmicas en dirección axial con generación de calor	52
3.7. Componente cilíndrico genérico	53
3.8. Identificación de elementos y geometría simplificada.	55
3.9. Modelo del eje	58
3.10. Modelo del yugo del rotor	60
3.11. Conductividad térmica axial del paquete de chapas en función de la conductancia térmica entre dos aceros.	62
3.12. Modelo de las barras y los anillos del rotor	64
3.13. Detalle de la ranura de estátor	67
3.14. Modelo en resistencias térmicas del devanado de ranura en el estator	68
3.15. Modelos en resistencias térmicas de las cabezas de bobina	70
3.16. Modelo de los dientes del estátor	71
3.17. Modelo del yugo del estátor	73
3.18. Modelo de la carcasa	75
3.19. Modelo de las tapas	77
3.20. Modelo de los rodamientos	78
3.21. Modelo del ventilador	81
3.22. Circuito térmico de conducción completo de una máquina autoventilada.	82
3.23. Identificación de volúmenes de control de aire para la convección	85
3.24. Circuito térmico de convección en el entrehierro.	86
3.25. Circuito térmico de convección en el aire de entrada.	87
3.26. Circuito térmico de convección en el aire de salida.	88
3.27. Circuito térmico de convección de los canales de estator.	90
3.28. Circuito térmico de convección de los canales de rotor.	90

3.29. Circuito térmico de convección con el aire exterior.	91
3.30. Circuito térmico de una máquina autoventilada.	93
4.1. Aproximación de una corona circular a 4 placas rectangulares	105
4.2. Simulación de CFD para obtener los flujos tangenciales en los lados de la máquina	107
4.3. Convección sobre una placa circular giratoria [Cheng y Lin, 1994]	108
4.4. Vórtices de Taylor en el hueco de dos cilindros concéntricos con rotación [Howey et al., 2012].	112
4.5. Plano de corte de una chapa magnética con conductos de ventilación interiores.	114
4.6. Detalle de la rugosidad en los canales de ventilación superficiales del estátor de una máquina.	114
4.7. Desarrollo de la temperatura del flujo en la entrada de un conducto [Incropera et al., 2011].	115
4.8. Aumento de velocidad debido a la rotación en los canales de rotor	117
4.9. Comparación de correlaciones para los conductos de ventilación.	120
4.10. Flujo cruzado sobre un tubo cuadrado [Sparrow et al., 2004]	122
4.11. Flujo cruzado sobre un conjunto de tubos [Incropera et al., 2011]	123
4.12. Aproximación de conductores dispuestos en círculo a conductores en línea recta	124
4.13. Dimensiones significativas para la correlación de Zhukauskas [Incropera et al., 2011]	125
4.14. Comparación de correlaciones para las cabezas de bobina.	126
4.15. Comparación de correlaciones para las cabezas de bobina. Correlaciones ajustadas con respecto a la curva experimental.	128
4.16. Comparación de correlaciones para las cabezas de bobina. Correlaciones ajustadas con respecto a la curva de Schubert.	129
4.17. Comparación de correlaciones para las cabezas de bobina. Límite superior para la correlación de Zhukauskas.	130
5.1. Relación entre los distintos parámetros del cálculo hidráulico	135
5.2. Volúmenes de control identificados en la máquina autoventilada (Vista de corte de la mitad de la máquina)	136
5.3. Circuito hidráulico	138
5.4. Estrechamiento brusco [Idelchik y Fried, 1986]	140

5.5.	Curva presion caudal de unos filtros comerciales [Mahle, 2014]	141
5.6.	Ensanchamiento brusco [Idelchik y Fried, 1986]	141
5.7.	Estrechamiento gradual [Idelchik y Fried, 1986]	142
5.8.	Diagrama para el cálculo de $\zeta_{3,f}$ para un estrechamiento gradual [Idelchik y Fried, 1986]	143
5.9.	Ensanchamiento gradual [Idelchik y Fried, 1986]	143
5.10.	Diagrama para el cálculo de $\zeta_{4,elarg}$ para un ensanchamiento gradual [Idelchik y Fried, 1986]	144
5.11.	Paso anular [Idelchik y Fried, 1986]	145
5.12.	Diagrama para el cálculo de λ_5 para un paso anular [Idelchik y Fried, 1986]. Régimen Laminar ($Re < 2300$).	145
5.13.	Diagrama para el cálculo de λ_5 para un paso anular [Idelchik y Fried, 1986]. Régimen Turbulento ($2300 > Re > 10^5$).	146
5.14.	Diagrama para el cálculo de λ_5 para un paso anular [Idelchik y Fried, 1986]. Régimen Turbulento ($10^5 > Re > 10^8$).	146
5.15.	Diagrama para el cálculo de k_5 para un paso anular [Idelchik y Fried, 1986]. Para régimen laminar ($Re < 2300$) se elgirán valores de la curva k_2 , y para régimen turbulento ($Re > 2300$), valores de la curva k_3 que corresponda.	147
5.16.	Detalle de la Zona 10	149
5.17.	Giro de 90° [Idelchik y Fried, 1986]	150
5.18.	Detalle de la Zona 11	151
5.19.	Diagrama para el cálculo de k_{11e} para un paso rectangular [Idelchik y Fried, 1986]. Se calcula por medio del cociente entre el lado menor del paso rectangular, a_0 y el lado mayor, b_0 .	153
5.20.	Giro en S observado en una simulación CFD	155
5.21.	Giro en S [Idelchik y Fried, 1986]	155
5.22.	Puntos de operación según la velocidad de giro	159
5.23.	Curva presión-caudal del ventilador a 4000 R.P.M.	159
5.24.	Aumento de la velocidad tangencial en los canales de rotor [Satrustegui et al., 2013]	160
5.25.	Circuito hidráulico simplificado	161
6.1.	Interacciones entre las distintas herramientas de cálculo de máquinas	165
6.2.	Diagrama de flujo para el cálculo en régimen permanente del sistema térmico completo	170
6.3.	Diagrama de flujo para el cálculo en régimen transitorio del sistema térmico completo	173

6.4.	Método de Newton para sistemas no lineales	176
6.5.	Diagrama de flujo para la resolución del sistema hidráulico .	178
7.1.	Vectores de velocidad en el interior de la máquina obtenidos mediante CFD	181
7.2.	Diagrama de flujo para la metodología de ajuste de las cabezas de bobina.	185
7.3.	Par, velocidad y pérdidas del ensayo a potencia constante .	188
7.4.	Mediciones de temperatura en la ranura del estátor y resultados para el nodo $T_{w,s}$	190
7.5.	Mediciones de temperatura en la cabeza de bobina del lado de admisión de aire y resultados para el nodo T_{endw1}	190
7.6.	Mediciones de temperatura en la cabeza de bobina del lado de expulsión de aire y resultados para el nodo T_{endw2}	191
7.7.	Errores del modelo para los nodos del devanado de estátor.	191
7.8.	Estimación del inversor para los conductores del rotor y resultados para los nodos de barras de rotor ($T_{w,rot}$) y anillos de cortocircuito (T_{ring1} y T_{ring2})	193
7.9.	Errores del modelo para los nodos del devanado de estátor.	193
7.10.	Mediciones de temperatura en el centro del yugo de estátor y resultados para el nodo $T_{y,s}$	195
7.11.	Errores del modelo para el yugo de estátor	195
7.12.	Detalle de uno de los rodamientos de la máquina.	196
7.13.	Superficie de contacto en el ventilador real y en la aproximación.	197
7.14.	Mediciones de temperatura en el rodamiento del lado de admisión de aire y resultados para el nodo T_{bear1}	197
7.15.	Mediciones de temperatura en el rodamiento del lado de admisión de aire y resultados para el nodo T_{bear2}	198
7.16.	Errores del modelo para los rodamientos.	198
7.17.	Mediciones de par y velocidad del ensayo a potencia variable de los dos primeros ciclos.	199
7.18.	Potencia y pérdidas del ensayo a potencia variable	200
7.19.	Mediciones de temperatura en la ranura del estátor y resultados para el nodo $T_{w,s}$	202
7.20.	Mediciones de temperatura en la cabeza de bobina del lado de admisión de aire y resultados para el nodo T_{endw1}	202
7.21.	Mediciones de temperatura en la cabeza de bobina del lado de expulsión de aire y resultados para el nodo T_{endw2}	203
7.22.	Errores del modelo para los nodos del devanado de estátor.	203

7.23. Estimación del inversor para los conductores del rotor y resultados para los nodos de barras de rotor ($T_{w,rot}$) y anillos de cortocircuito (T_{ring1} y T_{ring2})	205
7.24. Detalle en las estimaciones de temperatura de rotor para el ensayo de potencia variable.	205
7.25. Errores del modelo para los nodos del devanado de estátor.	206
7.26. Mediciones de temperatura en el centro del yugo de estátor y resultados para el nodo $T_{y,s}$	207
7.27. Errores del modelo para el yugo de estátor	207
7.28. Mediciones de temperatura en el rodamiento del lado de admisión de aire y resultados para el nodo T_{bear1}	208
7.29. Mediciones de temperatura en el rodamiento del lado de admisión de aire y resultados para el nodo T_{bear2}	209
7.30. Errores del modelo para los rodamientos.	209
7.31. Comparación de coeficientes de convección obtenidos mediante correlaciones adimensionales y obtenidos mediante la correlación de Schubert (ecuación (4.9))	215
8.1. Variación de temperaturas en la máquina en función de la conductividad térmica axial del paquete magnético.	219
8.2. Variación de temperaturas en función de la resistencia de contacto estator-carcasa.	220
8.3. Variación del coeficiente de convección de los canales de estator en función de la rugosidad de las paredes.	222
8.4. Influencia de la rugosidad en las temperaturas de la máquina.	222
8.5. Variación de la sección del canal por medio de su altura.	223
8.6. Variación de la temperatura del devanado de estátor en función de la altura del canal.	224
8.7. Variación del caudal volumétrico en los canales de estátor en función de la altura del canal.	225
8.8. Variación de la velocidad en los canales de estátor en función de la altura del canal.	226
8.9. Variación del coeficiente de convección de los canales de estátor en función de la altura del canal.	226
8.10. Variación del número de canales manteniendo la sección total constante.	227
8.11. Variación de la temperatura del devanado del estátor en función del número de conductos de ventilación.	228
8.12. Variación de la resistencia térmica de los conductos de ventilación en función del número de conductos de ventilación.	228

8.13. Variación del caudal en los canales de estátor en función del número de canales.	229
8.14. Variación de la velocidad en un canal de ventilación en función del número de canales.	229
8.15. Variación del coeficiente de convección en los canales de estátor en función del número de canales	230
8.16. Variación de la superficie de convección en los canales de estátor en función del número de canales	231
8.17. Variación de la relación altura-base en función del número de conductos.	232
8.18. Curva de ejemplo del rendimiento de un ventilador para una velocidad dada.	233
8.19. Dimensiones necesarias para la geometría de los canales de rotor	235
8.20. Curvas de Presión-Caudal para los ventiladores seleccionados a 2000 R.P.M.	239
8.21. Temperaturas de diseño de la máquina para los ventiladores seleccionados a 2000 R.P.M.	240
8.22. Curvas de Presión-Caudal para los ventiladores seleccionados a 3000 R.P.M.	241
8.23. Temperaturas de diseño de la máquina para los ventiladores seleccionados a 3000 R.P.M.	242
8.24. Curvas de Presión-Caudal para los ventiladores seleccionados a 4000 R.P.M.	243
8.25. Temperaturas de diseño de la máquina para los ventiladores seleccionados a 4000 R.P.M.	244
8.26. Pérdidas por ventilación en función del ventilador a diferentes velocidades	245
8.27. Ratio pérdidas por ventilación entre pérdidas totales en función del ventilador a diferentes velocidades	246
8.28. Rendimiento del sistema en función del ventilador a diferentes velocidades	246
A.1. Pared cilíndrica genérica	266
B.1. Conductividad térmica de la chapa magnética en función del porcentaje de silicio [Staton et al., 2005]	272

Lista de Tablas

2.1. Analogía entre los sistemas eléctricos y térmicos	22
2.2. Comparativa de los métodos de análisis térmico	33
3.1. Relación de elementos con sus identificadores del circuito térmico	57
3.2. Relación de materiales, espesores y conductividades térmicas del aislamiento de un devanado conformado	69
4.1. Relación de elementos, superficies, tipo de convección asociada a cada una.	103
4.2. Relación de elementos, convecciones asociadas a cada uno y dimensiones características.	104
4.3. Errores en las correlaciones comparadas para los conductos de ventilación.	120
4.4. Constantes para la correlación de Zhukauskas para el flujo cruzado sobre un banco de tubos [Incropera et al., 2011] . .	124
4.5. Error en las correlaciones comparadas para la convección en las cabezas de bobina.	126
4.6. Resultados del ajuste con respecto a la curva experimental.	127
4.7. Resultados del ajuste con respecto a la curva de Schubert.	128
5.1. Analogía entre los sistemas eléctricos e hidráulicos	134
5.2. Relación de volúmenes de control y los tipos de resistencia identificados en la Figura 5.2	137
5.3. Valores de ζ' [Idelchik y Fried, 1986]	142
6.1. Analogía entre los sistemas eléctricos y térmicos	164
7.1. Comparación de resistencias hidráulicas [$\text{Pa}(\text{m}^3/\text{s})^2$]	182
7.2. Comparación entre el modelo hidráulico y CFD	182

7.3. Valores de temperatura de cabezas de bobina en diferentes ensayos de velocidad y potencia constantes.	184
7.4. Resultados de los ajustes para la convección en las cabezas de bobina.	186
7.5. Pérdidas de la máquina en para los modelos térmicos a diferentes velocidades de rotación	211
7.6. Velocidades del aire a diferentes velocidades de rotación en algunas de las partes de la máquina.	212
7.7. Resultados de los modelos a 2000 RPM	212
7.8. Resultados de los modelos a 3000 RPM	212
7.9. Resultados de los modelos a 4000 RPM	213
8.1. Pérdidas y rendimiento de la máquina con los tres ventiladores para el punto de operación a 2000 R.P.M.	239
8.2. Pérdidas y rendimiento de la máquina con los tres ventiladores para el punto de operación a 3000 R.P.M.	241
8.3. Pérdidas y rendimiento de la máquina con los tres ventiladores para el punto de operación a 4000 R.P.M.	243

CAPÍTULO 1

Introducción

1.1. ANTECEDENTES

En la actualidad, la gran competitividad existente en los sectores industriales hace necesaria la búsqueda de la mejora continua en los productos y procesos, impulsando a una labor de desarrollo constante. Este desarrollo continuo, así como la aparición de nuevos requisitos para los sistemas existentes, permiten la apertura de nuevas vías de investigación en sistemas que han persistido con longevidad en la industria.

Las máquinas eléctricas rotativas son elementos presentes desde hace muchos años en todo tipo de aplicaciones industriales, dada su versatilidad y sus múltiples topologías. Hoy en día, y gracias a la introducción de la electrónica de potencia como elemento de control de máquinas eléctricas, van surgiendo aplicaciones cada vez más novedosas que emplean máquinas eléctricas, como el coche eléctrico o las energías renovables. Por ello, las máquinas eléctricas rotativas gozan de un gran apogeo en el ámbito de la investigación.

Las exigencias de reducción de dimensiones y de eficiencia energética que existen en la actualidad también abren nuevas vías de investigación, no sólo en el ámbito de la movilidad eléctrica y de la generación eólica antes mencionados, sino en la totalidad de aplicaciones para las máquinas eléctricas. Estas exigencias, además, obligan a un diseño óptimo de máquinas desde multitud de campos de actuación, lo que implica un conocimiento profundo del comportamiento térmico en las máquinas.

En las últimas décadas, y gracias al auge de la informática y a la introducción de sistemas de computación de bajo coste en el ámbito del diseño de máquinas, se han desarrollado una serie de metodologías y herramientas

de cálculo que facilitan la labor del diseñador para conocer este comportamiento térmico. Estas herramientas, sumadas a las exigencias actuales mencionadas con anterioridad, han permitido que esta línea de investigación haya gozado de mucho interés en los últimos años.

Existen multitud de sistemas de refrigeración para máquinas eléctricas rotativas, siendo uno de ellos la refrigeración en circuito abierto. En los sistemas de refrigeración abiertos, el aire exterior se hace circular por el interior de la máquina con el fin de intercambiar el calor con los distintos elementos de la máquina. La elección de un sistema de refrigeración abierto para refrigerar una máquina viene determinado por varios factores, entre ellos, la sencillez del sistema de refrigeración o un coste más reducido frente a soluciones cerradas.

La posibilidad de renovar el aire del interior de la máquina continuamente hace que las máquinas con este tipo de refrigeración abierta se presenten en multitud de aplicaciones. Por ejemplo, la refrigeración abierta permite elevar las exigencias de la máquina a niveles mucho mayores que en otras topologías de refrigeración, elevando así su densidad potencia por unidad de volumen. Sin embargo, este movimiento del aire por el interior hace que el comportamiento térmico de las mismas sea muy difícil de predecir con exactitud, convirtiéndose así en una de los tipos de refrigeración más difíciles de evaluar desde el punto de vista térmico.

Debido al interés que suscita el comportamiento térmico en este tipo de sistemas, esta tesis se centra en el cálculo térmico de máquinas eléctricas con refrigeración abierta, con el fin último de establecer unos criterios de diseño para máquinas eléctricas que empleen este tipo de refrigeración.

1.2. MARCO DE ACTUACIÓN Y CONTRIBUCIONES

El presente trabajo de investigación se enmarca dentro de los estudios sobre máquinas eléctricas rotativas que se llevan a cabo en el Grupo de investigación de Máquinas Eléctricas del área de Electrónica del CEIT.

Las investigaciones relacionadas con máquinas rotativas se vienen llevando a cabo desde hace más de 15 años en el grupo de investigación, donde se han llevado a cabo multitud de trabajos relacionados con el diseño, construcción, control, caracterización y simulación de máquinas de diferentes topologías.

Esta tesis se centra en una nueva línea de investigación en el grupo sobre el cálculo y análisis térmico de las máquinas eléctricas, en concreto en el estudio térmico de máquinas con sistemas de refrigeración abiertos.

Durante el desarrollo de la tesis, se han realizado una serie de contribuciones al estado del arte de la materia, las cuales se enumeran a continuación.

La primera publicación, con el título “Analysis of relevant aspects of thermal and hydraulic modeling of electric machines. Application in an Open Self Ventilated machine”, fue aceptada el 4 de octubre de 2014 en la revista *Applied Thermal Engineering*. En ella se presentan algunas de las averiguaciones hechas durante la realización de la tesis con respecto a algunos parámetros clave en el estudio de la máquina autoventilada.

- J.A. Malumbres, M. Satrustegui, I. Elosegui, J.C. Ramos and M. Martínez-Iturralde, “Analysis of relevant aspects of thermal and hydraulic modeling of electric machines. Application in an Open Self Ventilated machine,” *Applied Thermal Engineering* (2014).
doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.10.012
Índice de impacto 2013: **2,624**
Q1 en categoría “Engineering, Mechanical”

Una segunda publicación, con el título “Coupled thermal and hydraulic algebraic models for an Open Self Ventilated Induction Machine”, ha sido enviada a la revista *IET Electric Power Applications* y en este momento se encuentra en proceso de aceptación. En este artículo se presentan un modelo hidráulico y un modelo térmico combinados, para predicción de temperaturas y de flujos de aire en la máquina, cuyos resultados son validados mediante datos experimentales.

- J.A. Malumbres, M. Satrustegui, I. Elosegui, and M. Martínez-Iturralde, “Coupled thermal and hydraulic algebraic models for an Open Self

Ventilated Induction Machine,” *IET Electric Power Applications* (2014), en proceso de aceptación.

Índice de impacto 2013: **1,307**

Q2 en categoría “Engineering, electrical & electronic”

Se han realizado otras contribuciones fuera del marco de actuación de esta tesis, relacionadas con el análisis y cálculo térmico de máquinas lineales. En 2011 se realizaron dos publicaciones sobre modelado algebraico de máquinas lineales para el congreso LDIA (The Eighth International Symposium on Linear Drives for Industry Applications), celebrado en Eindhoven ese mismo año, presentando un modelo térmico y uno electromagnético para este tipo de máquinas. Posteriormente, en 2013, se combinaron ambos modelos y, con nuevos resultados, se publicó un nuevo artículo en la revista *International Review of Electrical Engineering*.

- J.A. Malumbres, J. Jiménez and M. Martínez-Iturralde. “Thermal analysis of surface-mounted permanent-magnet linear motors using a lumped parameter thermal model”. *LDIA 2011 Conference Proceedings, Eindhoven, 2011*.
- J. Jiménez, J.A. Malumbres and M. Martínez-Iturralde. “Analytical computation of asymmetrical magnetic circuits of surface-mounted permanent-magnet linear motors with distributed and concentrated winding”. *LDIA 2011 Conference Proceedings, Eindhoven, 2011*.
- J. Jiménez, J.A. Malumbres, I. Elósegui and M. Martínez-Iturralde. “Coupled electromagnetic and thermal design of miniaturized permanent magnet linear motors for sliding door applications”. *IREE (International Review of Electrical Engineering)*, Vol. 8, Issue 5, pp. 1416-1426, 2013. SJR: 0,358

1.3. OBJETIVOS DE LA TESIS

El objetivo de esta tesis es doble: por una parte, el desarrollo de una metodología para el cálculo algebraico térmico e hidráulico de máquinas con refrigeración en circuito abierto y, por otra, la definición de una serie de criterios de diseño para el dimensionamiento de un sistema de refrigeración de este tipo.

Ambos objetivos están íntimamente relacionados dado que la definición e implementación de la metodología definida proveerá de una herramienta capaz de obtener los criterios de diseño señalados.

Para alcanzar este doble objetivo se marcan una serie de objetivos parciales, los cuales se enumeran a continuación:

- Análisis de las herramientas actuales para el cálculo térmico de propósito general de máquinas eléctricas, así como de los diferentes aspectos a tener en cuenta a la hora de evaluar térmicamente una máquina.
- Desarrollo de una metodología propia de diseño y cálculo térmico algebraico para una máquina eléctrica con refrigeración abierta.
- Desarrollo de una metodología propia de diseño y cálculo hidráulico algebraico de una máquina con refrigeración abierta.
- Implementación de las metodologías en una herramienta de cálculo y posterior validación por medio de resultados experimentales.

La consecución de estos objetivos parciales llevará a la obtención de la herramienta de cálculo térmico para máquinas con refrigeración abierta. Estas metodologías algebraicas, gracias al reducido tiempo empleado para su resolución, tienen además posibilidades de integración con metodologías de diseño y cálculo electromagnético, así como capacidad de realizar análisis de sensibilidad sobre determinados parámetros de diseño.

Una vez implementadas y validadas las metodologías de cálculo, se podrán establecer una serie de criterios de diseño para máquinas con este tipo de refrigeración, cumpliendo así los objetivos planteados.

1.4. ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO

La memoria de esta tesis está estructurada de la siguiente manera.

Después de este capítulo introductorio, en el **Capítulo 2** se desarrolla el Estado del Arte de la tesis, donde se presentan las máquinas con ventilación abierta y se realiza un análisis de las herramientas para el análisis y el cálculo térmico existentes, mostrando los puntos fuertes y las debilidades de estas herramientas. Además, se concretarán los requisitos necesarios para llevar a cabo un cálculo térmico de manera correcta, y se introducirán una serie de conceptos teóricos que se consideran fundamentales para desarrollar un cálculo térmico adecuado.

En el **Capítulo 3** se lleva a cabo el desarrollo de un circuito térmico para una máquina con sistema de refrigeración abierto, explicando en detalle cada una de las partes.

En el **Capítulo 4** se presenta la formulación para el cálculo de la convección en las distintas partes de una máquina con refrigeración abierta, prestando especial atención a convección en las zonas con mayor influencia en el comportamiento térmico de las partes críticas de la máquina.

En el **Capítulo 5** se desarrolla un circuito hidráulico que servirá para la estimación de las velocidades del aire en el interior de la máquina. La correcta estimación de estas velocidades permitirá el cálculo correcto de los coeficientes de convección propuestos en el capítulo anterior.

En el **Capítulo 6** se muestran los métodos de resolución empleados para el circuito térmico y el circuito hidráulico, así como la implementación de las metodologías de manera combinada para generar una herramienta de cálculo térmico e hidráulico.

En el **Capítulo 7** se valida la implementación de los métodos de cálculo térmico e hidráulico presentados en los capítulos previos, empleando para ello resultados experimentales de un prototipo. Tras la validación se comparan los resultados de la herramienta de cálculo térmico generada en esta tesis con los resultados ofrecidos por otra herramienta de cálculo térmico de propósito general, con el fin de evaluar las diferencias entre ambas.

En el **Capítulo 8** se establecen una serie de criterios de diseño a través de análisis de sensibilidad de algunos parámetros. El propósito de estos criterios es ofrecer al diseñador unas pautas de dimensionamiento de sistemas de refrigeración de circuito abierto.

Finalmente, en el **Capítulo 9** se muestran las conclusiones más relevantes de esta investigación, así como las aportaciones realizadas al estado del arte en la materia. También se proponen algunas líneas de investigación futura que han ido apareciendo a lo largo de la realización de la tesis.

Como complemento al estudio, al final de la memoria se encuentran los Anexos. En el **Anexo A** se obtendrán las ecuaciones de calor en una pared cilíndrica, que como se verá más adelante, es el componente genérico principal para la construcción del circuito térmico. En el **Anexo B** se ofrecen una serie de valores típicos de propiedades termofísicas, empleadas para el cálculo térmico e hidráulico en esta tesis. Por último, en el **Anexo C** se muestran las publicaciones generadas durante la realización de esta tesis.

CAPÍTULO 2

Estado del arte

En este capítulo se realiza una revisión del estado del arte del análisis térmico de máquinas. Esta revisión se ha dividido en seis apartados para su mejor seguimiento.

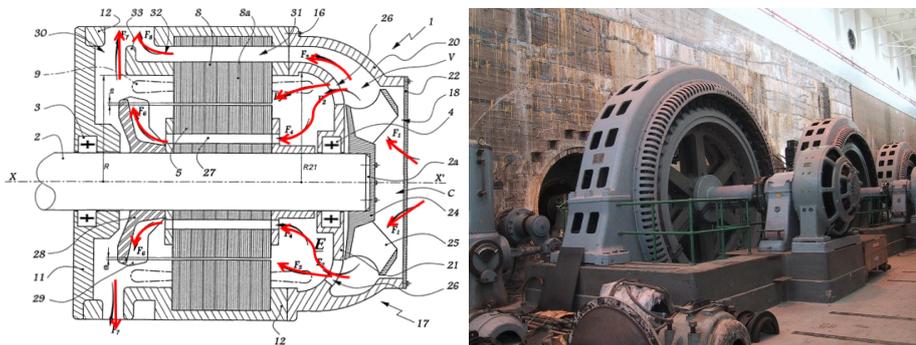
En el primer apartado se realiza una presentación general de las máquinas con refrigeración abierta, así como otros sistemas de refrigeración para los que el estudio que se lleva a cabo en la tesis podría ser aplicable. Tras esto se introducen una serie de conceptos básicos de transferencia de calor, con el propósito de facilitar la presentación del estudio.

Después se analiza el cálculo y análisis térmico de máquinas hasta la actualidad, mencionando los diferentes métodos que los principales de esta materia autores emplean para llevar a cabo estos análisis. También se mostrarán algunos de los parámetros más importantes del cálculo térmico y las aproximaciones que llevan a cabo los distintos autores.

Igualmente se revisarán los métodos de cálculo hidráulico de este tipo de máquinas, los cuales serán necesarios para un correcto estudio térmico en máquinas con refrigeración abierta. Por último se introducirán conceptos relacionados con el cálculo de pérdidas en las máquinas, puesto que son la fuente de calor en las máquinas eléctricas.

2.1. MÁQUINAS CON REFRIGERACIÓN ABIERTA

Las máquinas eléctricas con refrigeración abierta se caracterizan por emplear el aire del exterior para su enfriamiento. Generalmente este tipo de refrigeración se suele emplear en máquinas de tamaño medio con una alta densidad de potencia, y donde la instalación de un intercambiador de calor acoplado no es viable, y también se presenta en máquinas de grandes dimensiones, en algunos casos en combinación con otros sistemas de refrigeración. En la Figura 2.1 se pueden ver dos ejemplos reales de aplicaciones de máquinas con ventilación abierta.



(a) Máquina autoventilada para tracción ferroviaria [Morel et al., 2003]

(b) Generador eléctrico de la estación hidroeléctrica de Point du Bois, Manitoba, Canada

Figura 2.1: Ejemplos de máquinas auto-ventiladas

La norma IEC60034-6 designa la refrigeración de los motores eléctricos tal y como se muestra en la Figura 2.2, siendo las máquinas con refrigeración abierta las correspondientes a las designaciones *IC01* e *IC06*.

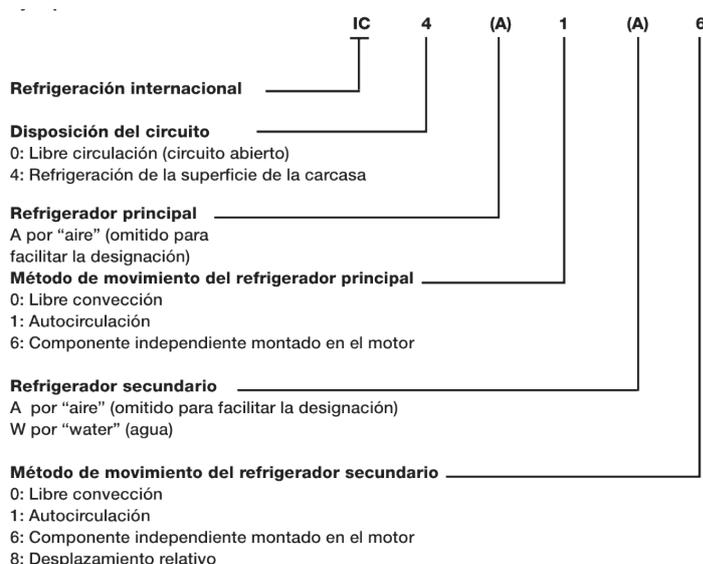


Figura 2.2: Designación de sistemas de refrigeración según la norma IEC 60034-6 [IEC 60034-6, 2010]

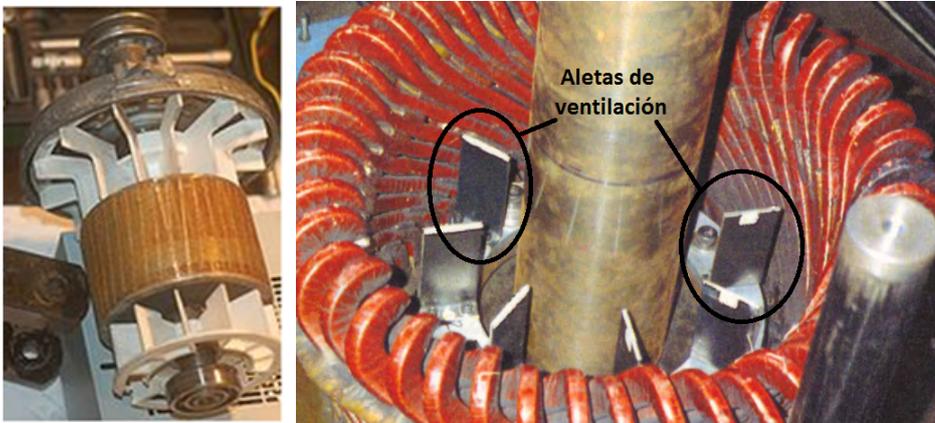
2.1.1. MÁQUINAS CON REFRIGERACIÓN DE TIPO IC01

Las máquinas con designación IC01 se denominan *Máquinas auto-ventiladas abiertas* (también OSV por sus siglas en inglés, Open Self Ventilated), y la característica principal de estas máquinas es la refrigeración a través de su propio giro, en general por medio de uno o varios ventiladores acoplados al eje que facilitan la libre circulación del aire (Ver Figura 2.3a).

También se pueden dar casos, sobre todo en los motores asíncronos, en las que la circulación de aire viene propiciada por el movimiento giratorio de los tetones de equilibrado y de aletas, que actúan como si de un ventilador se tratase (Ver Figura 2.3b).

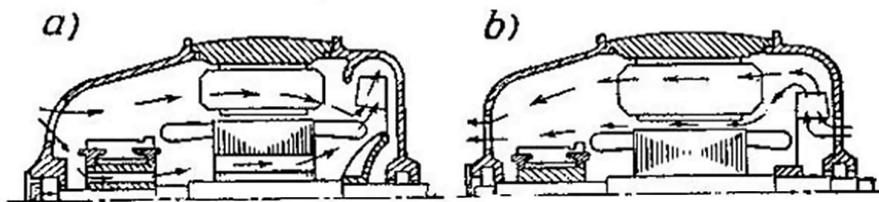
Según cual sea el sentido del aire se puede distinguir entre ventilación por aspiración (el aire pasa por toda la máquina aspirado por el ventilador) o ventilación impelente (el aire entra por el lado del ventilador y luego es impulsado por toda la máquina), como se muestra en la Figura 2.3c. De estos dos tipos, el más empleado es la ventilación por aspiración puesto que el aire entra a la máquina frío, mientras que en las máquinas con ventilación impelente el aire se calienta a cuenta de las pérdidas en el ventilador. Según Kostenko [Kostenko y Piotrovski, 1973], este calentamiento es del orden de

3 – 7 °C y esto conduce a la necesidad de tener que aumentar el volumen de aire que se inyecta.



(a) Ventiladores acoplados a un eje

(b) Tetonos en una máquina de inducción



(c) Ventilación por aspiración (a) y ventilación impelente (b) [Kostenko y Piotrovski, 1973]

Figura 2.3: Modos de refrigeración de una máquina autoventilada

2.1.2. MÁQUINAS CON REFRIGERACIÓN DE TIPO IC06

La designación IC06 se refiere a máquinas abiertas con un sistema independiente que provoca la impulsión del aire. Se denominan *máquinas con ventilación forzada*. En la Figura 2.4 se muestra una máquina real, donde se pueden observar la entrada y salida del aire para un montaje típico de una máquina con ventilador acoplado.

Este tipo de refrigeración suele emplearse en máquinas donde un ventilador acoplado al eje no ofrece una solución de refrigeración adecuada. En la mayoría de los casos en los que se escoge la ventilación forzada es porque la velocidad de giro del motor no genera un caudal de ventilación que sea

capaz de refrigerar la máquina, o porque el ciclo de operación de la máquina tiene periodos largos con velocidades bajas.

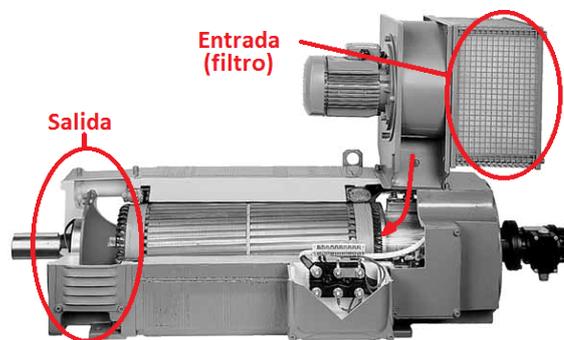


Figura 2.4: Máquina con ventilación forzada. Entrada y salida del aire

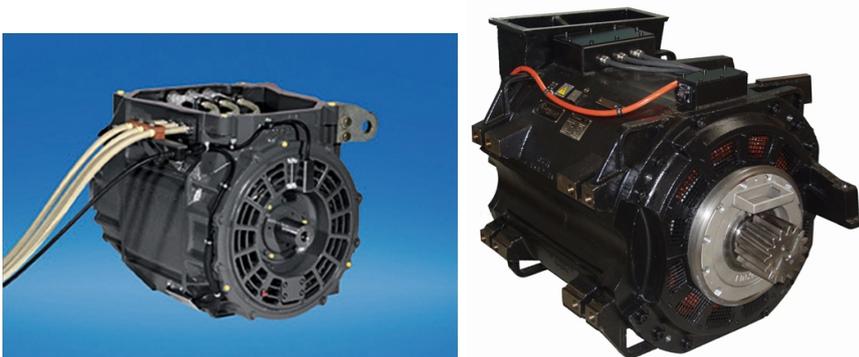
2.1.3. APLICACIONES DE LAS MÁQUINAS CON VENTILACIÓN ABIERTA

En general, los sistemas de refrigeración de circuito abierto suelen estar presentes en máquinas que presentan al menos alguna de las siguientes características:

- Las condiciones ambientales no provocan degradación en los elementos interiores.
- Máquinas que no requiere de muchos elementos adicionales, con la consiguiente reducción de precio que conlleva. También en máquinas donde el coste del mantenimiento en relación a su tamaño es menor, por estar los elementos más accesibles.
- El ruido acústico que genera el sistema de refrigeración no es una restricción.

Las condiciones ambientales será una de las características más determinantes a la hora de seleccionar el sistema de refrigeración. En las situaciones donde se presente un alto riesgo de degradación de los elementos interiores, por ejemplo en máquinas con imanes que son muy susceptibles a la corrosión, no suele ser posible emplear sistemas de refrigeración de este tipo, por estar demasiado expuesto a la humedad del aire.

En las máquinas donde esto sea un problema secundario, como en las máquinas de inducción, la posibilidad de emplear una refrigeración abierta donde el aire de ventilación se renueva constantemente conlleva una consecuencia muy beneficiosa, y es el aumento de la densidad de potencia por unidad de volumen. Una aplicación típica de máquinas que se caracterizan por una gran densidad de potencia y que emplean sistemas de refrigeración abierta son las máquinas de tracción ferroviaria. En las Figuras 2.5a y 2.5b se muestran dos máquinas comerciales para tracción ferroviaria con designaciones IC01 e IC06.



(a) Máquina autoventilada (IC01) de Siemens (b) Máquina con ventilación forzada (IC06) de Bombardier

Figura 2.5: *Máquinas para tracción ferroviaria*

Las máquinas de grandes dimensiones, como las empleadas en generación eléctrica o la minería, son un ejemplo de máquinas donde los costes relativos de mantenimiento son menores, pudiendo aplicar este mantenimiento directamente. Por otro lado, y debido a su gran tamaño, estas máquinas requieren de unos sistemas de refrigeración muy complejos, y la ventilación abierta puede presentarse en combinación con otros sistemas de refrigeración secundarios (por ejemplo, conductores refrigerados por su interior con agua u otro líquido refrigerante). En las Figuras 2.6a y 2.6b se pueden ver dos ejemplos de máquinas de grandes dimensiones que emplean refrigeración abierta.

El ruido acústico producido por los sistemas de ventilación podrá presentar problemas y deberá ser tratado con cautela en función de la aplicación de la máquina, pudiendo ser decisivo para el empleo de máquinas cerradas o abiertas. De los ejemplos anteriormente presentados, en el caso de las má-



(a) Montaje de una máquina con ventilación abierta

(b) Generador de la Presa de las tres gargantas, China

Figura 2.6: Máquinas con refrigeración abierta de grandes dimensiones

quinas de tracción ferroviaria de las Figuras 2.5a y 2.5b el ruido podría ser una restricción por tratarse de una aplicación donde el ruido puede ser un limitante. En el caso del gran generador hidroelectrico de la Figura 2.6b, este ruido no sería una restricción, por estar el generador en una instalación independiente, y donde la presencia de personas está restringida a personal preparado para los niveles de ruido que se puedan generar.

2.1.4. OTROS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Aunque la tesis está centrada en los sistemas de refrigeración abiertos, muchas de las consideraciones que se realizarán a lo largo de esta tesis pueden ser aplicadas en sistemas de refrigeración cerrados, puesto que muchas consideraciones se harán empleando conceptos básicos de transferencia de calor, sin importar las dimensiones o el fluido refrigerante empleado.

En general, se podrán estudiar de manera análoga sistemas que tengan un circuito de refrigeración interno, aunque se deberán estudiar cada sistema de manera independiente.

Un ejemplo de esto serían las máquinas con doble circuito de refrigeración, uno cerrado y uno abierto, a modo de intercambiador de calor. En la Figura 2.7 se ilustra el funcionamiento de una máquina de estas características

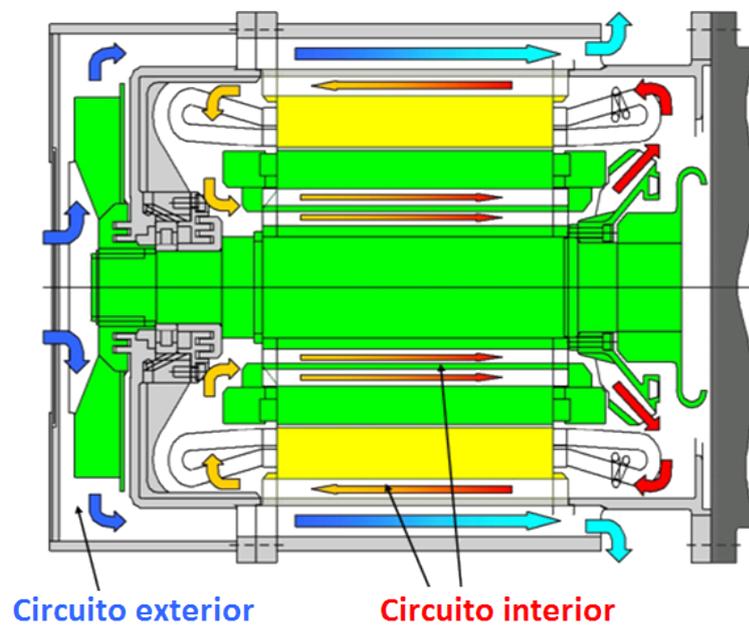


Figura 2.7: Esquema de la refrigeración de una máquina con doble circuito de aire

También se podrán estudiar máquinas que empleen otros fluidos refrigerantes. Por ejemplo, He realiza un estudio térmico similar en [He et al., 2013] para una máquina en el interior de un compresor, la cual está refrigerada con aceite (Figura 2.8).

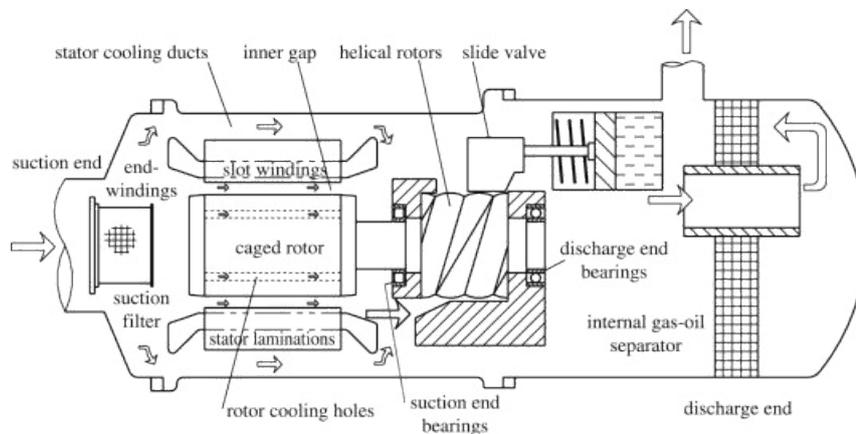


Figura 2.8: Máquina en un compresor refrigerada por aceite [He et al., 2013]

2.2. CONCEPTOS BÁSICOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En este apartado se introducen algunos conceptos fundamentales de la transferencia de calor de manera muy breve. Dado que se trata de una materia clásica de la ingeniería industrial, no se profundizará en este tema, puesto que existe multitud de información disponible y actualizada en la literatura clásica de este campo [Incropera et al., 2011; Holman, 2010].

2.2.1. TEORÍA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR. ECUACIONES PARA LA TRANSFERENCIA DE CALOR.

La transferencia de calor se define como el tránsito de energía debido a una diferencia espacial de temperaturas. Sea en el mismo medio o en dos distintos, siempre que haya una diferencia de temperaturas existirá transferencia de calor.

Existen tres modos de transferencia de calor, conocidos como conducción, convección y radiación (Ver Figura 2.9). La conducción existe en un medio sólido, siempre que exista un gradiente de temperaturas en el mismo. La convección se refiere a la transferencia de calor existente entre una superficie y un fluido en movimiento que están a diferentes temperaturas. La radiación térmica se entiende como la transferencia de energía entre dos superficies en forma de ondas electromagnéticas. Este modo de transmisión

de calor se da entre dos superficies a pesar de que entre ambas no haya ningún medio físico.

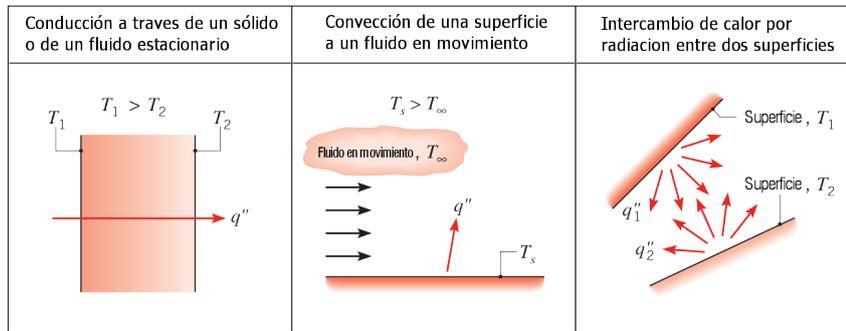


Figura 2.9: Modos de transferencia de calor [Incropera et al., 2011]

Para cada método de transferencia existe una ecuación que cuantifica la cantidad de energía transferida entre dos puntos por unidad de tiempo.

2.2.1.1. Conducción

Para la transferencia de calor por conducción la ecuación es conocida como *Ley de Fourier*. Para una pared unidimensional plana con una distribución de temperaturas $T(x)$ a través de esta pared, la ecuación se expresa como:

$$q_x = -\lambda \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Siendo q_x el flujo de calor en la dirección x [W], A el área transversal de la pared y λ un parámetro característico del material, conocido como *conductividad térmica* [W/(m · K)]. El signo negativo es consecuencia del hecho de que el calor se transfiere en la dirección de la disminución de temperatura, es decir, que se transfiere del lado caliente al frío. La conductividad térmica del material podrá ser diferente según la dirección del flujo de calor en materiales anisotrópicos, en los que las propiedades del material pueden cambiar según la dirección en la que son examinadas.

En condiciones estacionarias, cuando la distribución de temperaturas es lineal, el gradiente de temperaturas entre los lados de una pared puede ser expresado como:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.2)$$

Con temperaturas T_1 y T_2 las temperaturas de las superficies de pared, y con $T_1 > T_2$. El flujo unidimensional de calor será por lo tanto:

$$q_x = \lambda_x \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{L} = \lambda_x \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{L} \quad (2.3)$$

Con λ_x la conductividad térmica del material en la dirección x .

2.2.1.2. Convección

Para la transferencia de calor por convección, la ecuación que rige este modo de transferencia, conocida como *Ley de enfriamiento de Newton*, es de la forma

$$q_{conv} = A \cdot h_{conv} \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2.4)$$

Donde el flujo de calor por convección q_{conv} es proporcional a la diferencia entre la temperatura de la superficie T_s y la temperatura del fluido T_∞ . El parámetro h es conocido como el *coeficiente de transferencia de calor por convección* o simplemente *coeficiente de convección*, con unidades del sistema internacional [W/(m²·K)], y A es el área de la superficie donde se produce la convección. El coeficiente de convección depende de las condiciones de la frontera de transferencia de calor, que varían debido a la geometría, la naturaleza del movimiento del fluido y las propiedades del mismo.

2.2.1.3. Radiación

La radiación es un fenómeno energético que se da en cualquier material por el hecho de estar a una temperatura. La superficie del material emite calor en forma de radiación, que es transportado a través de ondas electromagnéticas.

La ecuación que rige la transferencia de calor por radiación de una superficie es de la siguiente forma:

$$q_{rad} = A \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (2.5)$$

Siendo A el área de la superficie radiactiva, ϵ la emisividad del material, σ la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ [W/(m²·K⁴)]), T_s la temperatura de la superficie y T_{alr} la temperatura del entorno.

Se puede modelar la transferencia de calor por radiación de manera similar al de conducción con un parámetro denominado *coeficiente de radiación*, h_r , tal que

$$q_{rad} = A \cdot h_r \cdot (T_s - T_{alr}) \quad (2.6)$$

$$h_r = \epsilon \cdot \sigma (T_s + T_{alr}) \cdot (T_s^2 + T_{alr}^2) \quad (2.7)$$

2.2.2. RESISTENCIAS TÉRMICAS

De la última expresión de la Ley de Fourier de conducción (ecuación (2.3)) se puede extraer un concepto muy importante, que es el de resistencia térmica. Llevando a cabo una analogía entre el flujo de calor y la corriente eléctrica, y entre la diferencia de potencial y la diferencia de temperaturas, se puede asociar una resistencia térmica a la transferencia de calor como una resistencia eléctrica se asocia a la conducción de la electricidad.

De la ecuación (2.3) se puede definir la *resistencia de conducción para una pared plana* como

$$R_{t,cond,pp} = \frac{\Delta T}{q_x} = \frac{L}{\lambda_x \cdot A} \quad (2.8)$$

Siendo L el grosor de la pared plana, A el área de la pared y λ_x la conductividad térmica del material de la pared en la dirección en la que se produce la transferencia de calor.

La resistencia térmica para una pared cilíndrica se puede calcular también de la siguiente manera:

$$R_{t,cond,pc} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot l_{cil} \cdot \lambda_r} \quad (2.9)$$

Siendo r_{ext} y r_{int} el radio exterior e interior del cilindro respectivamente, y l_{cil} su longitud y λ_r la conductividad térmica del material en dirección radial.

Análogamente, de las ecuaciones 2.4 y 2.6 se pueden asociar sendas resistencias térmicas a los efectos de convección y radiación de la siguiente manera:

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (2.10)$$

$$R_{t,rad} = \frac{1}{h_r \cdot A} \quad (2.11)$$

La resolución de problemas de transferencia de calor por medio de resistencias térmicas es muy común y permite resolver problemas muy complejos de manera relativamente sencilla.

2.2.3. CAPACIDADES TÉRMICAS

Para problemas de transferencia de calor variables en el tiempo, se puede introducir, de manera análoga a la resistencia térmica, el concepto de *capa-*

acidad térmica. La capacidad térmica, C viene determinada por la siguiente expresión [Incropera et al., 2011]:

$$C = \rho \cdot c_p \cdot V \quad (2.12)$$

Donde ρ es la densidad del material, c_p es su calor específico y V es el volumen del mismo. Con este elemento se tiene, por tanto, un método igualmente sencillo para resolver problemas donde el tiempo es una variable.

2.3. CÁLCULO TÉRMICO DE MÁQUINAS ELÉCTRICAS

Prever el estado térmico de una máquina, independientemente de su topología y de su sistema de refrigeración, siempre ha sido importante, dado que la temperatura de ciertas partes de la máquina permite su caracterización de manera adecuada.

En las últimas décadas, el cálculo térmico ha pasado a un primer plano, no sólo de máquinas eléctricas sino también en la electrónica de potencia y el control relacionados con estas, puesto que la introducción de ordenadores de bajo coste en la industria han permitido realizar cálculos muy avanzados que no hubiesen sido posibles de no ser por la rapidez computacional.

En este apartado se presenta el estado actual del cálculo térmico de las máquinas eléctricas, centrándose en los modelos algebraicos.

2.3.1. MÉTODOS DE ESTUDIO TÉRMICO DE MÁQUINAS ELÉCTRICAS

En el estado del arte de la materia realizado por Boglietti [Boglietti et al., 2009b], los métodos de estudio térmico para máquinas eléctricas se dividen en dos grandes grupos: análisis por medio de métodos algebraicos y análisis por medio de métodos numéricos.

Los métodos algebraicos consisten principalmente en redes de resistencias térmicas, y tienen la ventaja de ser muy rápidos de resolver. Por contra, desarrollar una red de resistencias de este tipo requiere un largo tiempo de preparación para definir correctamente todos los flujos de calor en la máquina.

En cuanto a los métodos numéricos, bien se trate de software de elementos finitos (FEA, por sus siglas en inglés, Finite Element Analysis), bien de software de dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés, Computational Fluid Dynamics), permiten modelar cualquier geometría y dispositivo, obteniendo unos resultados extremadamente precisos. Sin embargo, el tiempo requerido para configurar, modelar y simular cada

sistema es muy alto, haciendo que este método sea ineficaz en determinadas etapas.

A continuación se analiza cada uno de los grupos.

2.3.2. MÉTODOS ALGEBRÁICOS DE RESISTENCIAS TÉRMICAS

Los métodos algebraicos de resistencias son uno de los métodos clásicos de análisis térmico para prácticamente todo tipo de sistemas. Por medio de resistencias térmicas como las definidas en el apartado 2.2, se pueden evaluar las interacciones térmicas entre distintos elementos, dividiendo los elementos en volúmenes de control independientes para poder definir resistencias térmicas en cada uno de ellos, y representado las temperaturas de los elementos por medio de nodos. Su resolución es igual que la de un circuito eléctrico, a través de la analogía que se presenta en la Tabla 2.1.

Magnitud eléctrica	Magnitud térmica
Diferencia de potencial (ΔV [V])	Diferencia de temperaturas (ΔT [K])
Corriente (I [A])	Flujo de calor (Q [W])
Resistencia eléctrica (R [Ω])	Resistencia térmica (R_t [K/W])

Tabla 2.1: Analogía entre los sistemas eléctricos y térmicos

En general, este ha sido el método empleado en el pasado a la hora de diseñar máquinas en los tratados clásicos de dimensionamiento y cálculo de máquinas, aunque con redes de temperatura muy sencillas, que solo tienen en cuenta un calentamiento generalizado de toda la máquina. Estos métodos, a pesar de ser clásicos, se siguen usando todavía en multitud de aplicaciones, como en los casos presentados en [Valenzuela et al., 2002; Valenzuela y Reyes, 2010]. En la Figura 2.10 se presenta un ejemplo de este tipo, con una red de resistencias muy simple.

Gracias al uso generalizado de ordenadores, se han ido introduciendo redes de resistencias más complejas, como la que se muestra en la Figura 2.11. Uno de los artículos de referencia en este aspecto, que introduce por primera vez el cálculo de redes de resistencias complejas por medio de ordenadores, es el publicado por Mellor [Mellor et al., 1991]. Este trabajo ha sido, y sigue siendo, un modelo de referencia para los investigadores de este campo.

En la actualidad estas redes de resistencias térmicas complejas son uno de los métodos preferidos por los investigadores para el estudio térmico de

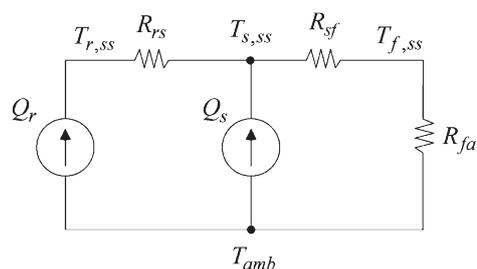


Figura 2.10: Ejemplo de circuito térmico simple [Valenzuela y Reyes, 2010]

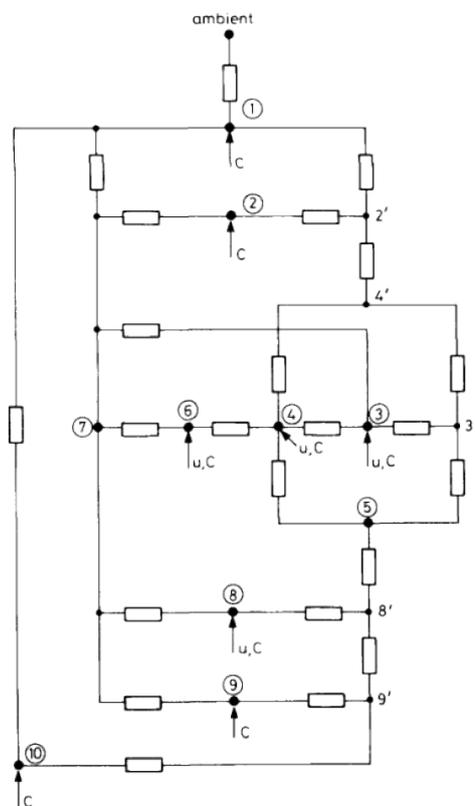


Figura 2.11: Ejemplos de circuito térmico avanzado [Mellor et al., 1991].

máquinas de cualquier topología. Además, la aparición del software de referencia Motor-CAD [Motor-CAD, 2014], empleado para el estudio de máquinas de diversas topologías, ha facilitado la investigación y el análisis gracias a una parametrización muy completa, permitiendo definir parámetros como los contactos entre distintos materiales, el tipo de carcasa, la utilización de varios materiales en una misma zona, y otros parámetros que se tratarán a lo largo de la tesis. En la Figura 2.12 se puede apreciar la complejidad de una red de resistencias térmicas como las que suele calcular este programa.

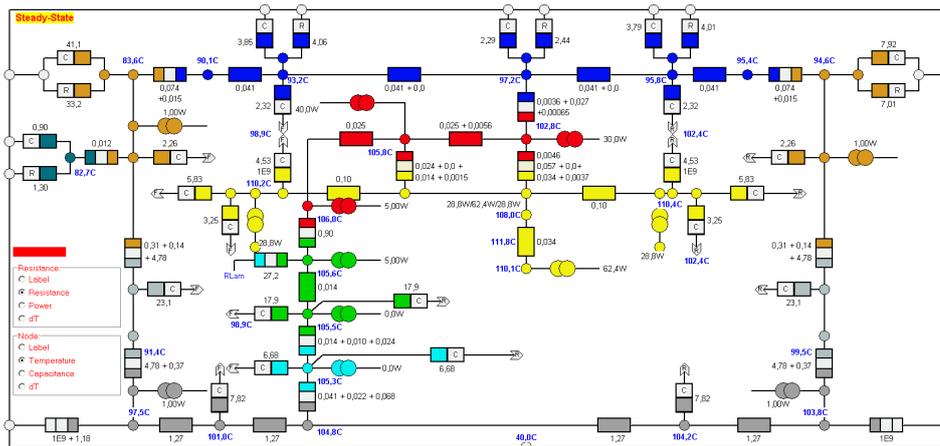


Figura 2.12: Circuito térmico obtenido en MotorCAD para una máquina con refrigeración natural [Motor-CAD, 2014]

La constante evolución del programa, así como multitud de estudios científicos que a lo largo de los años han empleado este programa con resultados satisfactorios [Staton et al., 2012; Staton et al., 2010; Boglietti et al., 2009b], avalan su calidad y establecen este software como referencia para muchos de los asuntos que se tratarán en esta tesis.

2.3.2.1. Variaciones en los modelos de resistencias térmicas

A pesar de que en el Capítulo 3 se tratará el modelado térmico de una máquina eléctrica en profundidad, se introduce brevemente en qué consiste este modelado, con el fin de presentar las diferentes aproximaciones que han realizado diversos autores.

Para obtener una red de resistencias térmicas con el suficiente detalle como las presentadas en el apartado anterior, la opción predeterminada por la práctica totalidad de autores es la de modelar la máquina como si de

una serie de elementos cilíndricos concéntricos se tratase (Ver Figura 2.13). Estos cilindros huecos (o secciones de cilindros) están en contactos unos con otros o en contacto con un fluido, generalmente aire. Definiendo la geometría y el material de los elementos, así como las interacciones entre ellos o con el fluido, se puede modelar el comportamiento térmico de la máquina con un mínimo error.

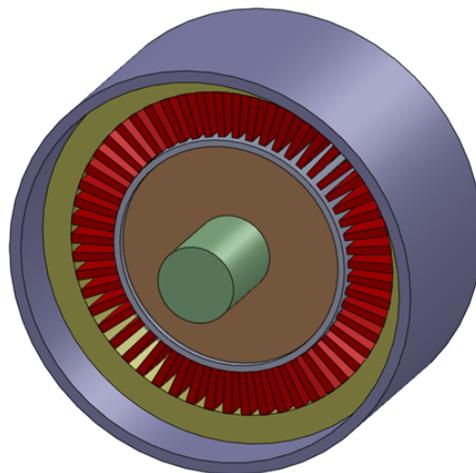


Figura 2.13: Esquema de la geometría básica de una máquina por medio de cilindros

En general, se suelen realizar las siguientes hipótesis para definir el comportamiento térmico de un elemento de este tipo [Roberts, 1986]:

- Los flujos de calor en direcciones axial, radial y circunferencial son independientes unos de otros.
- El flujo de calor en dirección circunferencial es despreciable. Se modelará por lo tanto únicamente el flujo en dirección radial y en dirección axial.
- Una sola temperatura definirá el comportamiento térmico de todo el elemento.
- La generación de pérdidas y el almacenamiento de calor se distribuyen de manera equitativa por todo el elemento.

A la hora de aproximar el comportamiento físico en el interior del elemento cilíndrico, se han encontrado las siguientes variaciones:

- En MotorCAD [Motor-CAD, 2014] se emplean las fórmulas para paredes cilíndricas mostradas en el apartado 2.2. Se asume que la temperatura media del elemento es la temperatura de la circunferencia media. Esta es la aproximación más sencilla que se puede realizar, y la que menos complejidad añade al sistema (Ver Figura 2.14).

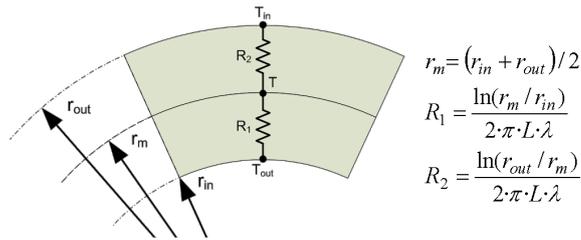


Figura 2.14: Modelo de MotorCAD [Motor-CAD, 2014]

- Roberts [Roberts, 1986], y posteriormente Mellor [Mellor et al., 1991], resuelven la ecuación de calor en una pared cilíndrica con unas condiciones de contorno, y se asume el modelo en “T” propuesto por Perez y Kassakian [Perez y Kassakian, 1979] para tener en cuenta la variación interna de calor en el elemento debido a la generación de calor. Las generación de pérdidas será la que corresponde a cada elemento. El modelo queda simplificado, asumiendo un modelo simétrico, a 4 resistencias térmicas, como se muestra en la Figura 2.15
- Bousbaine [Bousbaine, 1999] emplea el mismo modelo en “T”, sin embargo, se propone una mejora de la distribución de las pérdidas, teniendo en cuenta la geometría de los elementos.
- Gerling [Gerling y Dajaku, 2005] presenta un elemento térmico sencillo de dos resistencias para cada dirección de flujo, empleando las fórmulas de paredes presentadas en el apartado 2.2 en lugar del modelo en T, pero que también tiene en cuenta las variaciones internas por medio de unos factores de compensación en cada resistencia. En la Figura 2.16 se muestra el componente genérico para una dirección de flujo de calor.

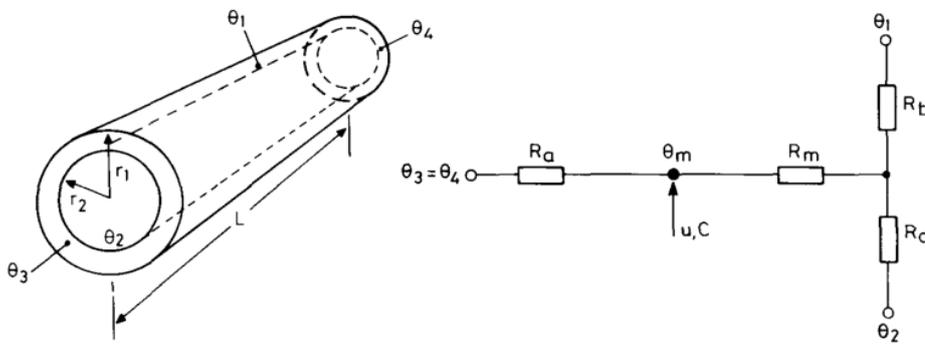
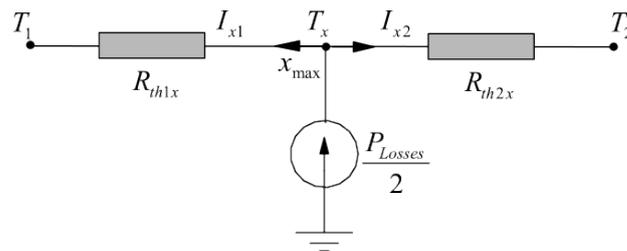


Figura 2.15: Modelo en "T" [Mellor et al., 1991]



$$R_{th1x} = k_{1x} \cdot R_{th1}, I_{x1} = k_{1x} \frac{P_{Losses}}{4} \quad k_{1x} = 1 + \frac{T_2 - T_1}{\frac{1}{2} R_{th} \cdot P_{Losses}}$$

$$R_{th2x} = k_{2x} \cdot R_{th2}, I_{x2} = k_{2x} \frac{P_{Losses}}{4} \quad k_{2x} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{\frac{1}{2} R_{th} \cdot P_{Losses}}$$

Figura 2.16: Modelo de Gerling [Gerling y Dajaku, 2005] con compensación de resistencias térmicas

Como se ve reflejado en [Boglietti et al., 2009b], el modelo de Mellor ha sido el más empleado en posteriores investigaciones. Se elige por tanto este como base para el estudio, y se realizan nuevas hipótesis dando lugar a un modelo diferente, que se presenta en el Capítulo 3.

2.3.2.2. Aplicación de las redes de resistencias térmicas

Dada la versatilidad de las redes de resistencias térmicas, existen multitud de referencias en donde las redes de resistencias juegan un papel fundamental, en todo tipo de topologías y aplicaciones. Una de las principales aplicaciones de las redes de resistencias es el análisis térmico en las etapas de diseño. La parametrización que se permite en estos modelos les hace candidatos ideales para el estudio de máquinas a partir de una geometría básica, y para prácticamente todo el espectro de topologías de máquinas. A continuación se enumeran algunas de las investigaciones más significativas que utilizan redes de resistencias y las aplicaciones específicas en las que se emplean, con el fin de ofrecer un espectro amplio de las posibilidades de estos modelos.

Varios autores como Mellor, Bousbaine y Boglietti [Mellor et al., 1991; Bousbaine, 1999; Boglietti et al., 2005] entre otros, presentan modelos para máquinas de inducción. Una de las primeras aplicaciones que se pueden encontrar de los modelos de resistencias se muestra en [Roberts, 1986], que emplea el mismo modelo que [Mellor et al., 1991] para implementarlo en un micro-controlador, con propósitos de control térmico de máquinas. En [Boglietti et al., 2005], un modelo realizado con MotorCAD es empleado para determinar los parámetros más críticos a la hora de diseñar un motor.

También hay modelos para máquinas de imanes. Se pueden encontrar modelos para máquinas con imanes superficiales en [Ding et al., 2010; Dorrell, 2008], así como para máquinas con imanes enterrados en [El-Refaie et al., 2004]. En [Ding et al., 2010] se emplea un modelo simplificado de resistencias pero con bastante detalle en la zona de los imanes superficiales, con el fin de validar un modelo de pérdidas por corrientes parásitas en los mismos. En [Dorrell, 2008], un modelo realizado con MotorCAD se emplea en combinación con el software de diseño electromagnético SPEED [SPEED, 2014], con el fin de obtener una metodología de diseño combinada para optimizar las características de la máquina. El modelo presentado en [El-Refaie et al., 2004] se caracteriza por tener una especial discretización de los imanes enterrados en sub-volumenes radiales. Este modelo se plantea para el diseño de máquinas combinado con una metodología de diseño electro magnético que emplea las técnicas estadísticas de Montecarlo.

Desde el punto de vista de la carcasa y del método de refrigeración, también se pueden destacar algunos modelos encontrados. En [Kral et al., 2008], se muestra el modelo de una máquina de inducción cerrada con refrigeración con camisa de agua. Este modelo se caracteriza por estar implementado en Modelica [Modelica Association, 2014], un software de simulación multifísica que emplea métodos de resolución basados en sistemas de ecuaciones diferenciales algebraicas. En [Boglietti et al., 2009b] se trata el asunto de la resolución de estos sistemas así como de su inestabilidad numérica, mencionando otras alternativas similares a Modelica que han empleado otros autores, por ejemplo Portunus [Magsoft Portunus, 2014].

En [Staton y So, 1998] se desarrolla un modelo con MotorCAD para una máquina de imanes superficiales con refrigeración natural, para la que se requiere un re-diseño desde el punto de vista térmico. En este trabajo de investigación se ponen a prueba una serie de topologías de carcasas con diferentes orientaciones de aletas, con el fin de determinar la mejor solución.

Aunque en los dos últimos modelos la carcasa y el método de refrigeración ha jugado un papel fundamental en el circuito térmico, en general se suele estudiar de manera independiente y se introducen en el sistema una serie de parámetros y convecciones calculadas externamente. Este tema se tratará en el apartado 2.4.3.

Aunque los artículos mostrados representan una pequeña muestra de la gran cantidad de artículos y de modelos existentes en la bibliografía, no se ha encontrado modelos térmicos específicos para máquinas con refrigeración abierta y se deberá definir un modelo específico con el fin de llevar a cabo el estudio de esta tesis.

2.3.3. MÉTODOS DE ESTUDIO NUMÉRICOS

Los métodos de estudio térmico por medio de software de cálculo numérico son la otra opción existente cuando se quiere analizar el problema térmico en las máquinas eléctricas. Los programas de cálculo numérico no suelen tener un propósito concreto y permiten evaluar cualquier sistema y geometría, imponiendo una serie de condiciones para el estudio. La precisión obtenida con estos métodos de análisis es muy alta.

Este tipo de análisis térmico se clasifica en [Boglietti et al., 2009b] en función del software empleado. Existen dos tipos de software, y por lo tanto dos categorías: Programas de cálculo por elementos finitos (FEA, por sus siglas en inglés, Finite Element Analysis) y programas de cálculo de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés, Computational Fluid Dynamics). Como con los métodos de estudio numéricos, en [Boglietti

et al., 2009b] se recoge información extensa sobre estos dos tipos de programas.

2.3.3.1. Métodos de elementos finitos

En general, las herramientas de elementos finitos (FEA) orientadas al análisis térmico sirven para conocer la distribución de temperaturas con muchísimo detalle dentro de un sistema. Sin embargo, y como se verá más adelante, es igualmente necesario el conocimiento de parámetros como la convección en las superficies o el contacto entre distintos materiales, como en el caso de los métodos algebraicos.

Debido a este último hecho, los estudios encontrados que emplean programas de elementos finitos suelen tratar casos con geometrías muy especiales o sucesos muy específicos que tienen repercusiones a nivel térmico. Por ejemplo, en el estudio de Xie [Xie y Wang, 2014] se emplea un programa de este tipo para analizar una máquina de inducción con fallos en sus barras (Ver Figura 2.17).

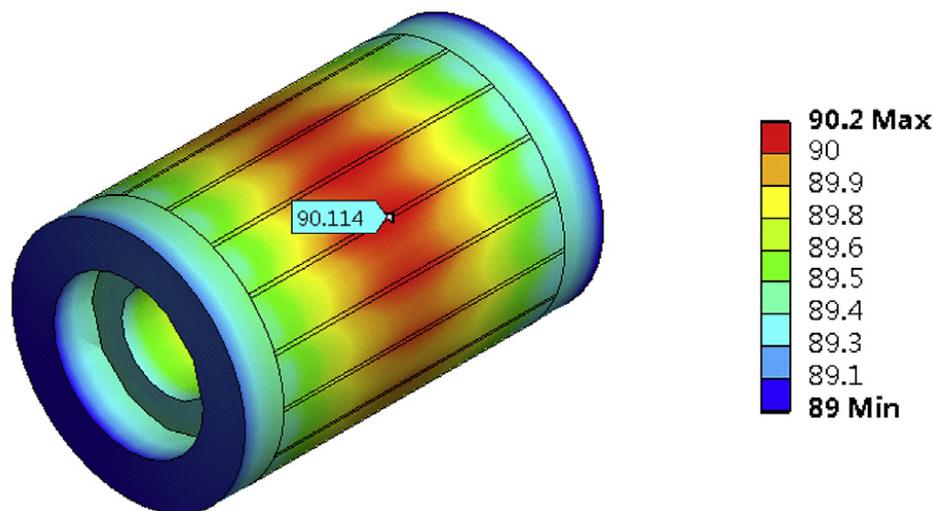


Figura 2.17: Análisis térmico por FEA para obtener la temperatura del rotor de una máquina asíncrona [Xie y Wang, 2014]

En cuanto al software disponible para este tipo de análisis, existen multitud de opciones disponibles. En [Xie y Wang, 2014] se emplea Ansys Multiphysics [Ansys Multiphysics, 2014], aunque otras opciones muy extendidas

son Abaqus [Simulia Abaqus, 2014] o COMSOL Multiphysics [COMSOL Multiphysics, 2014].

2.3.3.2. Métodos de dinámica de fluidos computacional

Aunque los programas de dinámica de fluidos computacional (CFD) suelen ser empleados para estudiar el comportamiento del aire en un sistema, y como se verá más adelante su uso para el estudio de máquinas eléctricas suele estar orientado a temas de ventilación o el cálculo de convección en distintas partes de la máquina, también es posible emplear estos programas para el estudio térmico en combinación con la ventilación, como se muestra en la Figura 2.18.

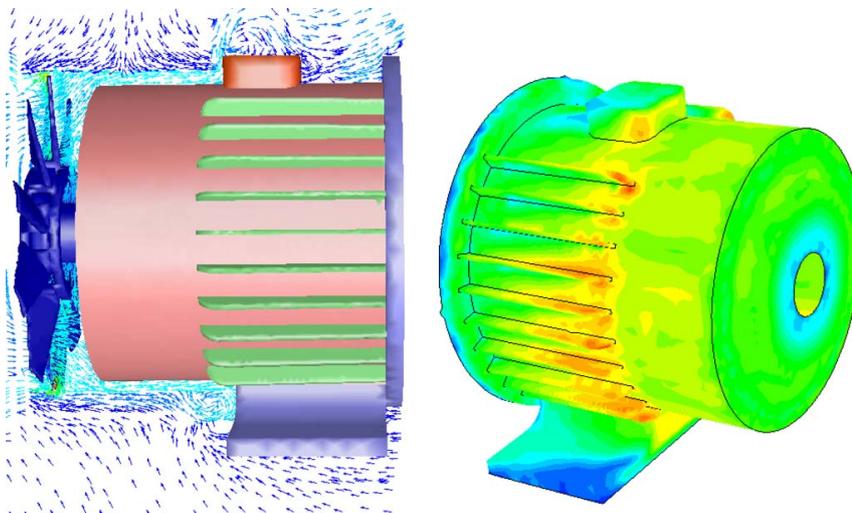


Figura 2.18: *Ejemplo de estudio térmico de una máquina cerrada con ventilador externo. En la izquierda se muestran los vectores de velocidad del aire, y en la derecha los contornos de los coeficientes de convección superficiales [Boglietti et al., 2009b]*

Los programas de CFD resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes discretizadas de diferentes formas. En esta discretización se tomarán una serie de aproximaciones para los regímenes turbulentos, que luego deberán ser tenidas en cuenta por medio de los modelos de turbulencia. Dado que existen multitud de modelos de turbulencia, cada uno con sus particularidades, se pueden obtener resultados muy diferentes si se emplea una u otra combi-

nación de ecuaciones discretizadas y modelo de turbulencia, siendo muchas veces esta elección incorrecta. Por lo tanto, es necesario tener una buena formación en el uso de estos programas con el fin de evitar problemas asociados a una resolución incorrecta.

Como en el caso de programas de elementos finitos, existen multitud de programas para el cálculo de dinámica de fluidos computacional, siendo uno de los más empleados Ansys Fluent [Ansys Fluent, 2014].

2.3.4. COMPARATIVA ENTRE LOS MÉTODOS

En la Tabla 2.2 se muestran algunas de las características generales más reseñables de los métodos examinados en los apartados anteriores. Las características que se evalúan son el tiempo de preparación de un modelo y el tiempo computacional empleado en su resolución, el grado de precisión obtenido, la reutilización en otros diseños, la posibilidad de estudiar casos especiales (por ejemplo, máquinas con fallos), la necesidad de estudiar la convección de manera independiente, la combinación con otros modelos físicos y la posibilidad de realizar análisis en distintos parámetros.

Como se muestra en esta tabla, las características positivas de los modelos algebraicos los hacen candidatos ideales para obtener criterios de diseño, sobre todo las relativas al tiempo de resolución y a la adaptabilidad a otras geometrías. Esto no implica que se deban descartar las otras formas de estudio, pero queda patente que su uso es desaconsejable para este propósito.

2.4. PARÁMETROS DEL CÁLCULO TÉRMICO

En el apartado anterior, se ha mencionado que el cálculo térmico, bien sea por medio de redes de resistencias, bien empleando programas de FEA, requiere de unos parámetros para el cálculo. En este apartado se presentan algunos de los parámetros necesarios para un correcto cálculo y análisis térmico.

2.4.1. PARÁMETROS RELACIONADOS CON LA CONDUCCIÓN EN EL INTERIOR DE LA MÁQUINA.

Existen una serie de parámetros relacionados con la conducción en diversas partes de la máquina que se consideran relevantes para un estudio térmico de las dimensiones que se pretende en esta tesis. En [Staton et al., 2005], Staton enumera muchos de estos parámetros y ofrece soluciones para poder calcular la mayoría de ellos.

Característica	Resistencias térmicas	FEA	CFD
Tiempo de preparación	Alto-Bajo ⁱ	Medio-Alto	Medio-Alto
Tiempo de computación	Muy bajo (segundos)	Muy alto (horas-días) ⁱⁱ	Muy alto (horas-días) ⁱ
Grado de precisión	Medio-Alto ⁱⁱⁱ	Muy alto	Muy alto
Válido para otros diseños	✓	×	×
Estudio de casos especiales	✓	✓	✓
Estudio de convecciones independiente	✓	✓	×
Combinación con otros modelos físicos	Fácil - Rápido	Difícil - Lento	Difícil - Lento
Análisis paramétrico	✓	✓ ^{iv}	✓

ⁱ El tiempo empleado en la modelización puede ser muy bajo si se dispone de un software específico como MotorCAD.

ⁱⁱ El tiempo de computación varía en función del grado de precisión que se desea obtener.

ⁱⁱⁱ La precisión varía en función de la discretización de los volúmenes modelados.

^{iv} Algunos programas permiten un análisis paramétrico, pero no es una característica presente en todos ellos.

Tabla 2.2: Comparativa de los métodos de análisis térmico

2.4.1.1. Conductividad térmica de los materiales

La conductividad térmica es el principal parámetro a la hora de calcular la resistencia de conducción de un elemento, puesto que es una propiedad termofísica del material (Ver apartado 2.2). En la literatura relacionada con la transferencia de calor [Incropera et al., 2011; Holman, 2010] se pueden encontrar valores típicos para multitud de materiales.

La conductividad térmica será estudiada más en profundidad en el desarrollo de esta tesis, para aquellos elementos en los que el problema no puede ser resuelto empleando las conductividades típicas. En concreto, en el apartado 3.2.3.1 se estudiarán en profundidad los paquetes magnéticos y la forma de modelar térmicamente la conducción en estos elementos. Por otro lado, en el apartado 3.2.5.1 se analizarán los parámetros de la conducción involucrados en el devanado de los estatores.

2.4.1.2. Contacto entre superficies

Algunos autores identifican el contacto entre dos superficies como un parámetro a tener en cuenta, sobre todo en el intercambio de calor entre estator y carcasa.

Mellor realiza en [Mellor et al., 1991] un análisis de sensibilidad del contacto estator-carcasa y compara sus resultados con datos experimentales. Aunque destaca su importancia y recomienda su inclusión en el modelado de máquinas, concluye que este parámetro no es importante si la presión que se ejerce en esta superficie es lo suficientemente grande.

Staton y MotorCAD [Staton et al., 2005; Motor-CAD, 2014] incluyen estos contactos en los modelos por medio de una interferencia entre los materiales, y clasifican este parámetro en función de la calidad del contacto, que varía desde contacto perfecto a contacto malo. Por otro lado, Boglietti en [Boglietti et al., 2008] analiza este parámetro en varios motores de la misma manera, y ofrece unos resultados similares.

El contacto entre estator y carcasa es uno de los objetos de estudio en esta tesis, debido a la importancia relativa que tiene. En el apartado 3.2.8.1 se analizará la implementación de este parámetro. Por otro lado, en el Capítulo 8 el parámetro se someterá a un análisis de sensibilidad para establecer un criterio de diseño.

2.4.2. PARÁMETROS RELACIONADOS CON LA CONVECCIÓN

La convección en las superficies es uno de los aspectos clave en cualquier estudio térmico, y se pueden encontrar multitud de referencias sobre estos

temas, para todo tipo de topologías. En [Boglietti et al., 2009b] se mencionan una serie de estudios de relevancia para varios casos distintos.

La convección en máquinas eléctricas se suele considerar mediante fórmulas semi-empíricas de la forma:

$$h = k_1 \left(1 + k_2 \cdot v^{k_3} \right) \quad (2.13)$$

Donde v es la velocidad del aire que circula en los finales de máquina y los coeficientes k_1 , k_2 y k_3 son los coeficientes de ajuste de la curva. Estos últimos deben ser obtenidos experimentalmente [Staton et al., 2005].

En la bibliografía se pueden encontrar un buen número de coeficientes de ajuste para máquinas cerradas, como los encontrados en [Staton et al., 2005; Staton y Cavagnino, 2008; Boglietti et al., 2009a]. Sin embargo, como se apunta en [Boglietti et al., 2009a], las máquinas con refrigeración abierta requieren de un estudio más profundo y las formulación empleada para máquinas con sistemas de refrigeración cerrados puede no ser válida. Estas afirmaciones fuerzan la necesidad de un estudio completo de la convección en esta tesis.

Dada la complejidad de la convección en las máquinas eléctricas, en el Capítulo 4 se tratará en profundidad en este tema, y se analizarán los trabajos previos más relevantes en este aspecto. El lector de esta memoria puede referirse a los diferentes apartados de ese capítulo, donde se pondrán en el contexto de una máquina con refrigeración abierta muchos de estos estudios, y donde también se encuentran comparaciones de las investigaciones aportadas en esta tesis con averiguaciones de otros autores.

2.4.3. CARCASAS Y REFRIGERACIÓN DE MÁQUINAS

La refrigeración por enfriamiento de carcasas es un método muy común para refrigerar máquinas cerradas, independientemente de la topología de máquina. En este aspecto se han realizado una serie de avances que permiten incluir estas formas de refrigeración en las redes de resistencias térmicas a través de una serie de parámetros.

En esta tesis se asumirá una carcasa de máquina cilíndrica y sin refrigeración exterior (únicamente convección natural). Sin embargo, si se desea profundizar en la materia, en [Staton et al., 2005; Staton y Cavagnino, 2008; Boglietti y Vallan, 2006] se mencionan algunas formas de evaluar la resistencia térmica de las carcasas con diferentes tipos de refrigeración. Los métodos propuestos en [Staton et al., 2005; Staton y Cavagnino, 2008] son algunos de los que recoge MotorCAD para una fácil modelización de estos sistemas.

2.4.4. RADIACIÓN EN LAS MÁQUINAS ELÉCTRICAS

La transferencia de calor por radiación suele pasar muy desapercibida en los estudios térmicos de máquinas eléctricas. Sin embargo, esto no es motivo de ausencia de estudios de este aspecto y se pueden encontrar algunas referencias centradas en evaluar la radiación en máquinas cerradas. Uno de los autores que más ha evaluado la radiación en máquinas eléctricas es Boglietti [Boglietti et al., 2006; Boglietti y Vallan, 2006; Boglietti et al., 2008].

En [Boglietti et al., 2006] se muestra una metodología de medición de la radiación en máquinas y evalúa resistencias de radiación para varias superficies de la máquina. En [Boglietti y Vallan, 2006] se muestra el mismo proceso para evaluar la resistencia térmica de radiación para algunas carcasas de motores. Por último, en [Boglietti et al., 2008] se evalúa la radiación para una serie de máquinas y se establecen algunos valores de referencia para máquinas con refrigeración natural.

Aunque en estos estudios se menciona que la radiación es un parámetro crítico del análisis térmico, esta suposición no es generalizable a todo tipo de sistemas de refrigeración. Observando los órdenes de magnitud para la radiación en las máquinas de los estudios anteriores, los efectos de la radiación son de una magnitud similar a los de la convección natural, y sus efectos pueden ser despreciables en comparación con los de la convección forzada, que es la principal protagonista en este tipo de sistemas de refrigeración.

En el modelo que se presenta en el Capítulo 3 no se incluyen los efectos de la radiación, pero se podría hacer de una manera similar a la convección con el método descrito en el apartado 2.2, empleando valores para la emisividad de superficies que se pueden encontrar en literatura relacionada [Incropera et al., 2011; Holman, 2010].

2.5. CÁLCULO HIDRÁULICO EN LAS MÁQUINAS ELÉCTRICAS

Un conocimiento del comportamiento hidráulico en el interior de la máquina permitirá obtener una buena estimación de la convección, así como estudiar otros fenómenos relacionados como las pérdidas por fricción del aire o la eficiencia de los ventiladores, que tienen un efecto directo en la eficiencia de las máquinas. Sin embargo, el estudio hidráulico en máquinas eléctricas ha recibido, en general, menos atención por parte de los investigadores, dado que sólo suele ser necesario en topologías específicas, como la que se pretende estudiar.

Una búsqueda en profundidad en la bibliografía relacionada revela que el método más extendido por los investigadores para estudiar el comportamiento hidráulico de una máquina es empleando programas de dinámica de fluidos computacional. Uno de las primeras referencias que se pueden encontrar sobre este tema es trabajo de Pickering [Pickering et al., 2000], en el que el objetivo del estudio es demostrar la potencia de los programas CFD para el estudio combinado térmico más hidráulico en máquinas eléctricas, calculando curvas de convección en función de la velocidad con este tipo de programas. También en la tesis de Micallef [Micallef, 2006] se emplean estas herramientas con propósitos mucho más específicos, como es el cálculo de la convección en las cabezas de bobina en máquinas.

Existen también estudios que emplean CFD donde se analizan topologías de máquinas específicas. En [Hettegger et al., 2012] se emplean programas CFD y resultados experimentales para estudiar el comportamiento hidráulico de una máquina con doble circuito de ventilación, uno abierto y otro cerrado. En cuanto a máquinas totalmente abiertas, en [Connor et al., 2012] se realiza un modelo CFD completo de un generador síncrono con propósitos de mejora a nivel térmico, y en [Streibl y Neudorfer, 2010] se analizan los flujos de aire de una máquina autoventilada para tracción.

Una buena alternativa a los programas de CFD para estudiar los flujos de aire en el interior de una máquina refrigerada es por medio de un análisis algebraico con resistencias hidráulicas. Este método es el que se emplea en MotorCAD [Motor-CAD, 2014], y permite obtener una red de resistencias hidráulicas de un modo similar a los métodos de estudio térmico presentados con anterioridad. Esta forma de analizar el estado hidráulico es igual de ventajosa que un estudio térmico, teniendo como principales características la velocidad de cálculo y la posibilidad de adaptarse a nuevas geometrías sin mucho esfuerzo, puesto que estos modelos son muy parametrizables.

En esta tesis se ha seleccionado al método de resistencias hidráulicas para establecer una metodología de cálculo hidráulico. Aún así, se verá indispensable el estudio o validación de algunos efectos hidráulicos por medio de simulaciones con CFD, como se verá más adelante.

2.6. FUENTES DE CALOR EN LAS MÁQUINAS

Dada la relación directa entre las pérdidas generadas en una máquina y el comportamiento térmico, al ser estas la fuente de calor, resulta indispensable conocer y predecir correctamente estas pérdidas y cómo se producen. En este apartado se presentan algunas consideraciones sobre las pérdidas, así como algunos métodos para calcularlas.

2.6.1. VISIÓN GENERAL

Las fuentes de calor en una máquina eléctrica se pueden clasificar en tres categorías, atendiendo a la procedencia de las mismas:

- Pérdidas en el hierro: se producen en el circuito magnético de la máquina.
- Pérdidas en los devanados: se producen en los circuitos eléctricos.
- Pérdidas mecánicas: se producen por interacción mecánica entre las distintas partes del dispositivo (rozamientos).

Atendiendo a esta clasificación, y teniendo en cuenta el tipo de refrigeración que se va a evaluar en esta tesis, se podría considerar una cuarta categoría que serían las pérdidas por fricción del aire. Aunque estas pérdidas, estrechamente relacionadas con la auto-ventilación, también genera calor en distintas superficies [Kostenko y Piotrovski, 1973], los efectos a nivel térmico se pueden considerar despreciables. Sin embargo, estas pérdidas por fricción no deben ser desechadas en un diseño electromagnético, puesto que el rendimiento general de la máquina se puede ver considerablemente afectado por estos efectos.

2.6.2. PÉRDIDAS ELÉCTRICAS

Las pérdidas eléctricas se producen como consecuencia del efecto Joule en conductores. Fueron definidas por J. P. Joule de la siguiente manera:

"La cantidad de energía calorífica producida por una corriente eléctrica, depende directamente del cuadrado de la intensidad de la corriente, del tiempo que ésta circula por el conductor y de la resistencia que opone el mismo al paso de la corriente."

Matemáticamente se expresa como:

$$P = I^2 \cdot R \quad (2.14)$$

siendo P la potencia perdida, I la corriente que atraviesa el conductor y R la resistencia eléctrica del mismo. Este tipo de pérdidas son las que más se ven afectadas por la variación de temperatura, puesto que en la mayoría de los metales la resistencia eléctrica aumenta proporcionalmente con los aumentos de temperatura.

Para un material cualquiera, se sabe que la resistencia eléctrica que atraviesa un conductor se puede expresar en función de su longitud, L , su sección, S , y su conductividad eléctrica, σ como:

$$R = \frac{L}{\sigma \cdot S} \quad (2.15)$$

La variación de la resistencia con la temperatura está relacionada con la variación de la conductividad eléctrica en función de la temperatura. En los metales conductores, la relación de la temperatura y la conductividad eléctrica se puede expresar de la siguiente manera:

$$\sigma_T = \frac{\sigma_{T_{ref}}}{1 + \alpha \cdot (T - T_{ref})} \quad (2.16)$$

Donde σ_T es la conductividad eléctrica de un material a una temperatura T , $\sigma_{T_{ref}}$ es la conductividad eléctrica del mismo material a una temperatura T_{ref} conocida, y α es el coeficiente de temperatura del material. El coeficiente de temperatura es una propiedad intensiva de los materiales que cuantifica la relación entre la variación de la propiedad física de un material y el cambio de temperatura. Es decir, es el cambio relativo de una propiedad física cuando la temperatura cambia un 1 K.

En el caso del cobre, $\sigma_{T_{ref}} = 5,84 \times 10^6$ [S/m] a una temperatura $T_{ref} = 20$ °C, y $\alpha = 0,00393$ K⁻¹.

Queda por tanto determinada la estrecha relación que hay entre las pérdidas eléctricas que se producen en los conductores y la temperatura, resaltando además la importancia que tiene una buena estimación de las temperaturas para un correcto cálculo electromagnético.

2.6.3. PÉRDIDAS MAGNÉTICAS

Las pérdidas en el hierro se producen por distintos fenómenos asociados a la variación en el tiempo del campo magnético. Estas variaciones pueden surgir, bien porque el propio campo magnético es variable, o porque las masas de hierro están en movimiento.

Las pérdidas magnéticas se subdividen en tres categorías:

- Pérdidas de Foucault: también denominadas *Pérdidas clásicas* o *Pérdidas por corrientes parásitas*. Son pérdidas por efecto Joule producidas en el propio material debido a las corrientes parásitas (corrientes inducidas sobre el propio material ferromagnético como consecuencia de estar sometido a un campo magnético variable con el tiempo).
- Pérdidas por histéresis: son pérdidas producidas en la micro-estructura del material debido a la variación del campo y el consiguiente cambio de polarización magnética que se produce. A nivel micro-estructural,

estas pérdidas se podrían entender como pérdidas por corrientes parásitas en los granos del material.

- **Perdidas adicionales:** en estas pérdidas se engloban otras pérdidas producidas por efectos secundarios que se presentan con un aumento de la frecuencia significativo [Cedrat, 2014], aunque pueden aparecer también a frecuencias bajas. Un estudio más profundo demuestra la conexión entre las pérdidas adicionales y la micro-estructura del material [Bertotti, 1988]. En el estudio de Krings y Soulard [Krings y Soulard, 2010] se recogen varias metodologías para calcular estas pérdidas (Ver Figura 2.19).

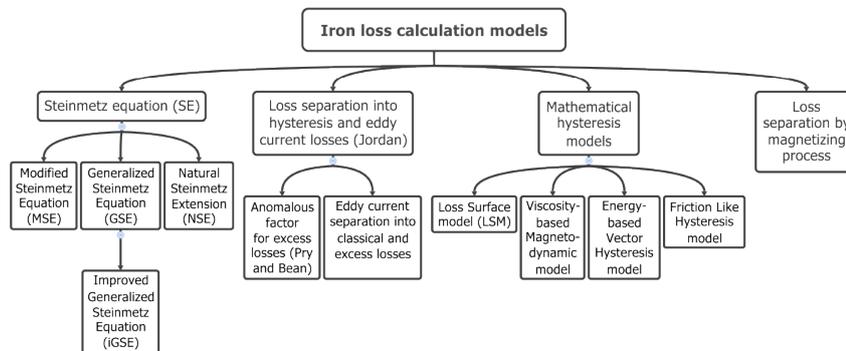


Figura 2.19: Distintos modelos para determinar las pérdidas en el hierro en una máquina eléctrica [Krings y Soulard, 2010]

2.6.3.1. Métodos de cálculo para las pérdidas

Existen actualmente diversos métodos de cálculo de las pérdidas, aunque pueden dividirse en dos categorías [Cedrat, 2014]:

- **Integración directa de la curva dinámica de histéresis:** es un método en el que no se reflejan errores de cálculo ya que se tienen en cuenta todos los efectos asociados a la histéresis, pero existen inconvenientes que permiten aplicarlo sólo en determinadas ocasiones. Para aplicarlo en todos los casos posibles para un material magnético, se deberían conocer todas las curvas de histéresis a todos los niveles de inducción útiles

y para todas las frecuencias. Se requeriría la integración de la curva deseada en función del nivel de inducción y la frecuencia. Aunque este proceso es sencillo y relativamente rápido en un ordenador convencional, puede resultar costoso, hablando de tiempo computacional, si por ejemplo se debiera realizar un número elevado de veces durante un proceso iterativo. Es por ello que resulta impracticable en prácticamente todos los casos.

- Computación empírica: se desprecian los efectos cíclicos de la histéresis y se emplean curvas B-H y fórmulas teóricas y/o experimentales, que aproximan con bastante precisión las pérdidas. Este es el método utilizado normalmente, tanto para diseños como para cálculos de todo tipo de máquinas y dispositivos eléctricos.

2.6.3.2. Computación empírica

En la literatura relacionada podemos encontrar las expresiones generales para el cálculo de las pérdidas. Las fórmulas más empleadas son las *Fórmulas de Steinmetz* [Cedrat, 2014]:

- Pérdidas por histéresis: Las pérdidas por histéresis se pueden calcular mediante la siguiente expresión.

$$P_h = V \cdot K_h \cdot f \cdot B_m^\eta \quad (2.17)$$

Donde V es el volumen del material ferromagnético, f la frecuencia, B_m la densidad máxima de flujo, K_h es una constante empírica que depende del material y η el coeficiente de Steinmetz, cuyo valor varía entre $1,6 \leq \eta \leq 2,5$ dependiendo del material.

- Pérdidas de Foucault: Las pérdidas de Foucault para ondas sinusoidales se puede calcular según la expresión:

$$P_e = V \cdot K_e \cdot f^2 \cdot B_m^2 \quad (2.18)$$

Donde V es el volumen del material ferromagnético, f la frecuencia, B_m la densidad máxima de flujo, K_e es una constante que depende del material. Esta constante se puede calcular mediante la expresión

$$K_e = \frac{\sigma \cdot \pi^2 \cdot d^2}{6} \quad (2.19)$$

Donde σ es la conductividad eléctrica del material y d el grosor de las láminas ferromagnéticas.

- Pérdidas adicionales: Existen diversas formas de calcular las pérdidas adicionales en un material ferromagnético, siendo una de las formas preferidas la establecida por Bertotti [Bertotti, 1988].

2.6.3.3. Influencia de las temperaturas en las propiedades electromagnéticas del acero

Se sabe que las propiedades magnéticas de los materiales se ven afectadas con la temperatura [Spooner, 1926], al igual que sucede con las propiedades eléctricas. Sin embargo, estas variaciones son de muy pequeña magnitud [Krings et al., 2013] en el rango de temperaturas en los que operan las máquinas eléctricas, y no se suelen tener en cuenta excepto en los casos en los que se requiera una alta precisión en el cálculo de estas partes.

2.6.4. PÉRDIDAS MECÁNICAS

Las pérdidas mecánicas engloban a todas las pérdidas que se producen por fricción en este tipo de máquina, incluyendo las pérdidas por ventilación. Sin embargo, y como ya se ha comentado anteriormente, se considera que las pérdidas por fricción del aire no generan calor. Descartando estos efectos, las únicas pérdidas mecánicas que son fuente de calor en las máquinas son las pérdidas en los rodamientos.

Las pérdidas en los rodamientos son difíciles de evaluar, debido a la complejidad de estos elementos. En [SKF, 2014] se pueden encontrar expresiones analíticas para el cálculo de las pérdidas en función del tipo de rodamiento, las dimensiones, los materiales del mismo, así como otra serie de parámetros que dependerán del tipo de rodamiento involucrado.

2.6.5. PÉRDIDAS INTRODUCIDAS POR LA ELECTRÓNICA DE POTENCIA

Las pérdidas derivadas de los armónicos que se producen por el empleo de la electrónica de potencia, también denominadas *pérdidas por conmutación*, pueden ser de una magnitud considerable y se deberán tener en cuenta. Las pérdidas por conmutación se producen tanto en los devanados como en las partes ferromagnéticas de la máquina.

En [Boglietti et al., 2010] se analizan este tipo de pérdidas en las partes ferromagnéticas y se ofrecen algunas soluciones para evaluarlas. Para las pérdidas por conmutación en los conductores de la máquina, Boldea [Boldea y Nasar, 2001] presenta una metodología para su cálculo en máquinas de inducción.

2.7. CONCLUSIONES

En este apartado se recogen las conclusiones que se han obtenido tras el estado del arte, las cuales se enumeran en la siguiente lista:

- Para la obtención de criterios de diseño, las redes de resistencias térmicas son una opción más razonable que los métodos de estudio numéricos, por lo que se elegirá esta forma de análisis.
- No se ha encontrado un modelo térmico por resistencias térmicas específico para máquinas con sistemas de refrigeración abierto, por lo que se deberá realizar el modelo térmico completo.
- Algunos parámetros relacionados con el modelado térmico deben ser estudiados en profundidad.
- La formulación disponible para los coeficientes de convección de máquinas eléctricas parece no ser válida para máquinas con refrigeración en circuito abierto. Por lo tanto, se deberá analizar la convección para estos sistemas de refrigeración.
- Se desprecia la radiación como modo de transferencia de calor.
- Se deberá realizar un modelo hidráulico de la máquina para una estimación correcta de la convección. Se eligen las redes de resistencias hidráulicas como método de modelado y análisis, por razones similares a las del caso de resistencias térmicas.

Con estas conclusiones, en los siguientes capítulos se procederá a definir las metodologías necesarias para poder generar una herramienta de cálculo para máquinas con sistemas de refrigeración de circuito abierto.

CAPÍTULO 3

Modelo térmico de máquinas con refrigeración en circuito abierto

En este capítulo se presenta el modelo térmico completo de una máquina con refrigeración abierta. Se detallan todos los pasos realizados para la generación del circuito de resistencias y capacidades térmicas que modela el comportamiento de la máquina.

En el primer apartado se presenta el componente genérico empleado para modelar cada uno de los elementos sólidos de la máquina de manera independiente. A continuación se detalla el modelado de cada uno de los componentes, empleando el modelo genérico del primer apartado y posteriormente se presenta el circuito térmico que, tras unir los sub-circuitos de cada componente, representa las partes sólidas de la máquina.

Tras esto, se añaden al circuito térmico los nodos de aire y también las resistencias térmicas que dan cuenta de la convección en cada superficie de la máquina. Por último, se presenta el circuito térmico completo.

3.1. COMPONENTE CILÍNDRICO GENÉRICO

Desde un punto de vista geométrico, cualquier máquina eléctrica es divisible en una sucesión de paredes cilíndricas unidas entre sí y rodeadas de aire, como se muestra en la Figura 3.1.

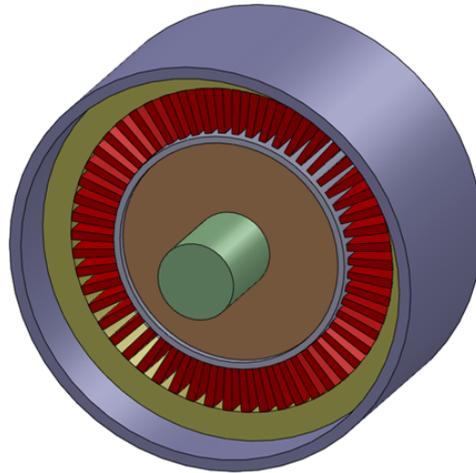


Figura 3.1: Representación de la geometría básica de una máquina eléctrica por medio de capas cilíndricas

A partir de este principio se puede generar un componente genérico que represente el comportamiento térmico de una pared cilíndrica, sin importar el material de dicha pared, con el fin de modelar independientemente cada elemento de la máquina, e incluso permitir la discretización de algunas partes de la máquina en diversos elementos más pequeños. Este planteamiento sienta las bases para la obtención de un mapa de temperaturas completo de la máquina.

3.1.1. ECUACIONES DE LA TEMPERATURA EN EL COMPONENTE GENÉRICO

El componente cilíndrico genérico será una pared cilíndrica (ver Figura 3.2), con radios interior y exterior r_{in} y r_{out} , de longitud L y cuyo arco de circunferencia es θ , y de un material térmicamente anisotrópico, con densidad ρ , calor específico c_p y conductividades térmicas λ_{ax} y λ_{rad} para las direcciones axial y radial. Con el fin de establecer el comportamiento térmico de dicho elemento, se establecen las siguientes hipótesis para el volumen cilíndrico genérico:

- Los flujos de calor en las direcciones radial, axial y circunferencial son independientes unos de otros.
- No hay variaciones de temperatura en dirección circunferencial, o lo que es lo mismo, el flujo de calor en esta dirección es nulo.
- Una sola temperatura media \bar{T} define los flujos de calor en las direcciones radial y axial.
- La capacidad térmica y la generación de calor están uniformemente distribuidas a lo largo del volumen.

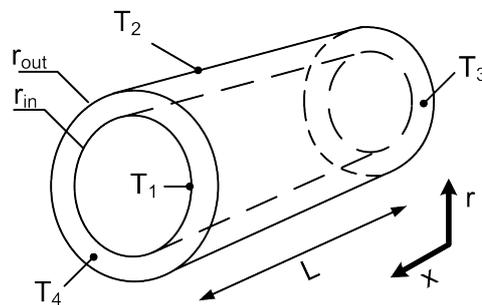


Figura 3.2: Pared cilíndrica genérica de ángulo $\theta = 2\pi$

Con estas hipótesis, se pueden obtener unas expresiones que permiten calcular dicha temperatura media en función de las condiciones de contorno axiales y radiales. La obtención de estas expresiones generales se detalla en el Apéndice A.

Para la dirección radial, la temperatura media del elemento viene definida por:

$$\begin{aligned}
\bar{T} = & T_{out} \cdot \left[\frac{r_{out}^2}{r_{out}^2 - r_{in}^2} - \frac{1}{2 \cdot \ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right)} \right] \\
& + T_{in} \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot \ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right)} - \frac{r_{in}^2}{r_{out}^2 - r_{in}^2} \right] \\
& + \frac{g}{8 \cdot \lambda_{rad}} \cdot \left[(r_{out}^2 + r_{in}^2) - \frac{r_{out}^2 - r_{in}^2}{\ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right)} \right]
\end{aligned} \tag{3.1}$$

Y para la dirección axial:

$$\bar{T} = \frac{T_L + T_0}{2} + \frac{g \cdot L^2}{6 \cdot \lambda_{ax}} \tag{3.2}$$

Siendo g el calor generado por unidad de volumen en dicho elemento, T_{in} y T_{out} las temperaturas en las paredes interior y exterior, y T_0 y T_L las temperaturas en los extremos de la pared cilíndrica.

3.1.2. RESISTENCIAS TÉRMICAS EN DIRECCIÓN RADIAL

La solución particular de la ecuación 3.1 para el caso sin generación interna de calor ($g = 0$) puede ser modelada con un circuito térmico, empleando la teoría de resistencias térmicas [Incropera et al., 2011]. Esta representación por medio de dos resistencias térmicas R_1 y R_2 puede verse en la Figura 3.3.

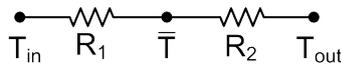


Figura 3.3: *Modelo de resistencias térmicas en dirección radial sin generación de calor*

La temperatura media, por tanto, puede expresarse también por medio de estas resistencias térmicas de la siguiente manera:

$$\bar{T} = \frac{R_2}{R_1 + R_2} \cdot T_{out} + \frac{R_1}{R_1 + R_2} \cdot T_{in} \quad (3.3)$$

Comparando la expresión anterior (ecuación 3.3) con la expresión de la ecuación 3.1 con $g = 0$, se pueden obtener dos relaciones entre las resistencias térmicas y la geometría de la máquina, por medio de los coeficientes que acompañan a T_{in} y T_{out} en ambas expresiones:

$$\frac{R_1}{R_1 + R_2} = \frac{r_{out}^2}{r_{out}^2 - r_{in}^2} - \frac{1}{2 \cdot \ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} \quad (3.4)$$

$$\frac{R_2}{R_1 + R_2} = \frac{1}{2 \cdot \ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} - \frac{r_{in}^2}{r_{out}^2 - r_{in}^2} \quad (3.5)$$

La suma de las resistencias térmicas R_1 y R_2 representan la resistencia térmica total de la pared cilíndrica en dirección radial, cuyo valor se puede obtener por medio de la expresión para la resistencia térmica de una pared cilíndrica [Incropera et al., 2011]:

$$R_1 + R_2 = \frac{1}{\theta \cdot L \cdot \lambda_{rad}} \cdot \ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right) \quad (3.6)$$

Por tanto, podemos obtener las expresiones generales para las resistencias R_1 y R_2 :

$$R_1 = \frac{1}{2 \cdot \theta \cdot L \cdot \lambda_{rad}} \cdot \left(\frac{2 \cdot r_{out}^2 \cdot \ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}{r_{out}^2 - r_{in}^2} - 1 \right) \quad (3.7)$$

$$R_2 = \frac{1}{2 \cdot \theta \cdot L \cdot \lambda_{rad}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot r_{in}^2 \cdot \ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}{r_{out}^2 - r_{in}^2} \right) \quad (3.8)$$

Para el caso en el que existe generación de calor interna ($g \neq 0$), en el apartado 2.3.2.1 se han visto las distintas aproximaciones que realizan los autores. Una de las más adoptadas es la solución de [Roberts, 1986] y [Mellor et al., 1991], que emplean la red de resistencias en "T" propuesta en [Perez y Kassakian, 1979]. Esta solución añade una resistencia adicional negativa, que tiene en cuenta la variación de temperatura debido a la generación

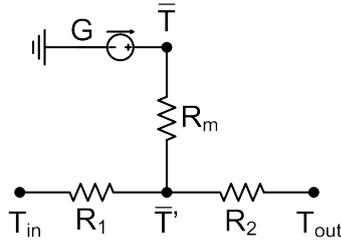


Figura 3.4: *Modelo de resistencias térmicas en dirección radial con generación de calor*

interna de calor. La red de resistencias equivalente se puede observar en la Figura 3.4.

Este modelo debe ser generalizable para cualquier condición de contorno, por lo tanto, y a la hora de encontrar la expresión de R_m , que es la resistencia térmica que tiene en cuenta la variación interna de la temperatura por la generación de pérdidas, es conveniente resolver el modelo propuesto para el caso en el que $T_{in} = T_{out} = 0$. De este modo, la expresión 3.1 queda:

$$\bar{T} = \frac{g}{8 \cdot \lambda_{rad}} \cdot \left[(r_{out}^2 + r_{in}^2) - \frac{r_{out}^2 - r_{in}^2}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} \right] \quad (3.9)$$

Si el calor total generado en esta pared cilíndrica, G , es el producto del calor generado por unidad de volumen, g , por el volumen del cilindro, la solución de la red de resistencias para las condiciones impuestas es:

$$\begin{aligned} \bar{T} &= G \cdot \left(R_m + \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \right) = \\ &= g \cdot \frac{\theta}{2} \cdot (r_{out}^2 - r_{in}^2) \cdot L \cdot \left(R_m + \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \right) \end{aligned} \quad (3.10)$$

Igualando las expresiones 3.10 y 3.9 se obtiene la expresión de R_m :

$$R_m = \frac{-1}{8 \cdot \pi \cdot \lambda_{rad} \cdot (r_{out}^2 - r_{in}^2) \cdot L} \cdot \left[r_{out}^2 + r_{in}^2 - \frac{4 \cdot r_{out}^2 \cdot r_{in}^2 \ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}{r_{out}^2 - r_{in}^2} \right] \quad (3.11)$$

R_m es negativa, lo que indica que la temperatura media que se define el elemento es menor que la temperatura en el punto medio, que en la Figura 3.4 está representada por la temperatura \bar{T}' .

3.1.3. RESISTENCIAS TÉRMICAS EN DIRECCIÓN AXIAL

Trabajando de manera análoga se pueden encontrar las resistencias térmicas del elemento cilíndrico genérico en la dirección axial (Ver Figura 3.5). Uniendo la expresión 3.2 con la expresión de la resistencia termica para una pared no cilíndrica (ecuación 2.8, Capítulo 2), y para el caso sin generación de calor ($g = 0$), podemos encontrar las dos resistencias de temperatura en dirección axial R_3 y R_4 .

$$\frac{R_3}{R_3 + R_4} = \frac{1}{2} \quad (3.12)$$

$$\frac{R_4}{R_3 + R_4} = \frac{1}{2} \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} R_3 = R_4 &= \frac{R_3 + R_4}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{L}{\lambda_{ax} \cdot \frac{\theta}{2} \cdot (r_{out}^2 - r_{in}^2)} \\ &= \frac{L}{\theta \cdot \lambda_{ax} \cdot (r_{out}^2 - r_{in}^2)} \end{aligned} \quad (3.14)$$

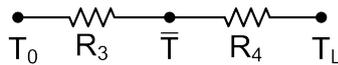


Figura 3.5: Modelo de resistencias térmicas en dirección axial sin generación de calor

Para el caso con generación interna de calor, se obtiene una red en “T” similar a la propuesta para la dirección radial. Esta red se puede ver en la figura 3.6, y la resistencia R_{ma} , relativa a la generación de calor, se

puede calcular con la expresión 3.16, obtenida de manera análoga a la de la dirección radial.

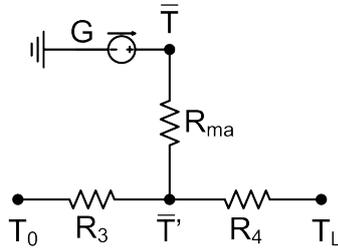


Figura 3.6: *Modelo de resistencias térmicas en dirección axial con generación de calor*

$$\frac{g \cdot L^2}{6 \cdot \lambda_{ax}} = g \cdot \pi \cdot (r_{out}^2 - r_{in}^2) \cdot L \cdot \left(R_{ma} + \frac{R_3 \cdot R_4}{R_3 + R_4} \right) \quad (3.15)$$

$$R_{ma} = \frac{-L}{3 \cdot \theta \cdot \lambda_{ax} \cdot (r_{out}^2 - r_{in}^2)} \quad (3.16)$$

3.1.4. ELIMINACIÓN DE LAS RESISTENCIAS NEGATIVAS

A la hora de definir el componente genérico de este modelo, se ha decidido eliminar las resistencias que dan cuenta de las variaciones por generación de calor, R_m y R_{ma} . Esta decisión viene motivada por las siguientes razones, de índole matemática:

- **Dimensiones del sistema.** Asumir los modelos para la conductividad axial y radial del sistema tal y como se han presentado en el apartado anterior implica que, para aquellos elementos en los que se presente generación de calor no se deberá introducir un nodo de temperatura \bar{T} , sino también los dos nodos intermedios \bar{T}' de cada una de las direcciones. Dado que la dimensión algebraica del sistema viene determinada por el número de nodos, y con el fin de reducir la complejidad matemática del problema, se optará por reducir el número de nodos.
- **Rigidez del sistema e inestabilidades numéricas relacionadas.** Como se ha mencionado en el capítulo 2, pueden aparecer problemas

de rigidez relacionados con las magnitud de los elementos en el sistema algebraico. La rigidez añade inestabilidades numéricas y dificulta la resolución de los sistema.

La aparición de resistencias negativas entre dos nodos conllevará a errores matemáticos a la hora de trabajar con el sistema matricial, y por lo tanto, es deseable su eliminación.

3.1.5. COMPONENTE CILÍNDRICO GENÉRICO

Tras las consideraciones anteriores, el componente cilíndrico genérico resultante se presenta en la Figura 3.7. Para cada elemento se definirán una capacidad térmica asociada, C , y en los casos que se requiera también un generador de pérdidas, P . La capacidad térmica C se obtendrá a partir de la ecuación 2.12 (Capítulo 2). Las expresiones para obtener R_1 , R_2 , R_3 y R_4 son las vistas en las ecuaciones 3.7, 3.8 y 3.14.

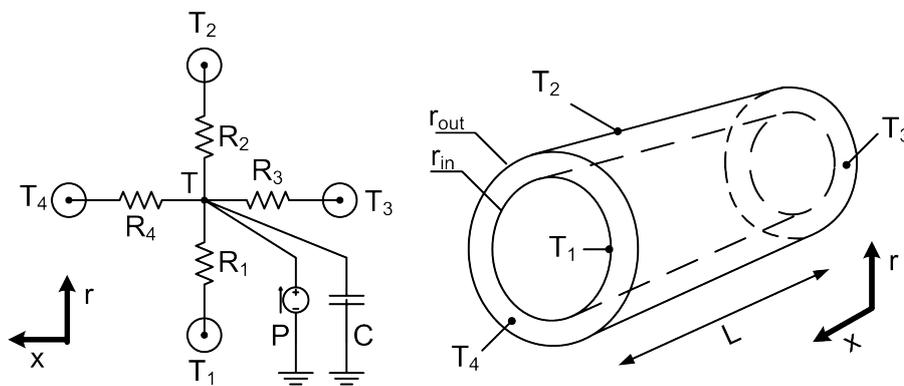


Figura 3.7: Componente cilíndrico genérico

3.2. DESARROLLO DEL CIRCUITO TÉRMICO

El circuito térmico parte de una geometría básica, que viene del cálculo electromagnético (dientes y ranuras, yugos y devanados de estator y rotor), al que se le añaden después el resto de elementos constructivos de la máquina (carcasa y tapas, eje, rodamientos, ventilador...).

En este apartado se tratará en primer lugar de identificar todos los elementos presentes en una máquina. A continuación, se modelará cada elemento de la máquina empleando para ello el componente cilíndrico genérico. Aunque la metodología que se presenta está centrada en una máquina abierta de inducción, la forma de proceder será válida para otras topologías de motor y carcasa.

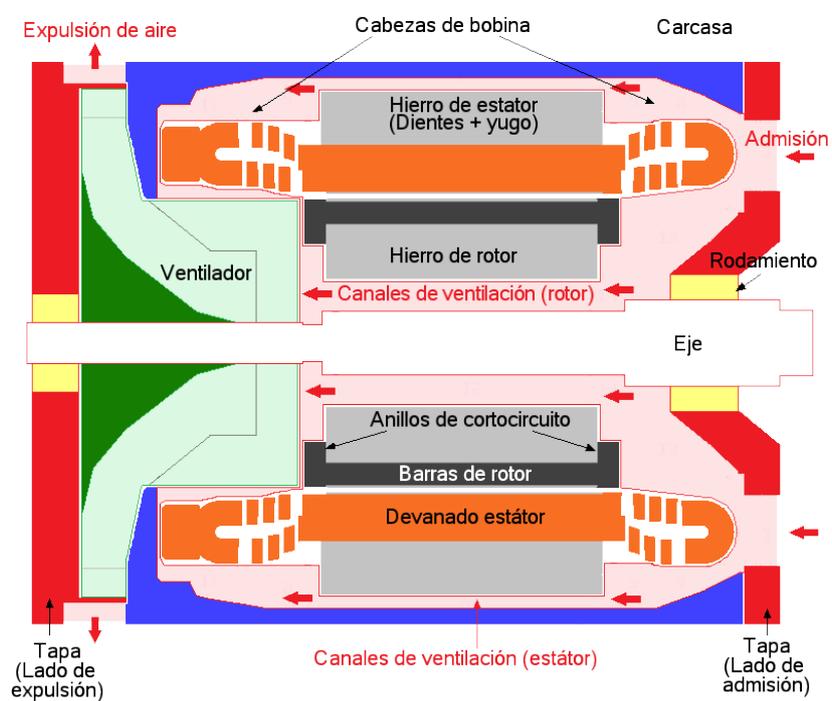
3.2.1. IDENTIFICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

El primer paso para desarrollar el circuito térmico es identificar las distintas partes que existen en el motor. En la Figura 3.8a se muestra el corte de una máquina autoventilada, en la cual se han identificado todos los elementos de la máquina.

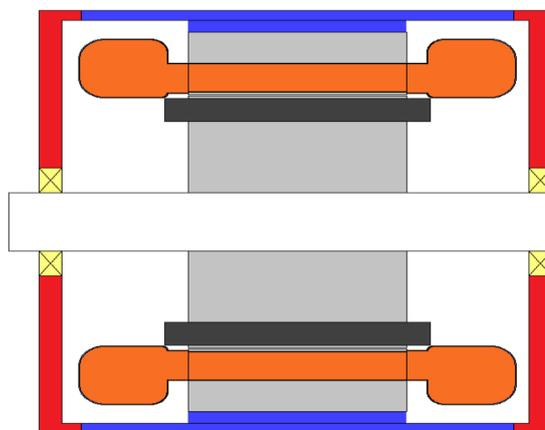
En las máquinas abiertas será necesario distinguir entre los dos lados de la máquina, ya que por la naturaleza del sistema de refrigeración existirá un gradiente de temperaturas entre las superficies a los dos lados de la máquina. Aunque en el estudio de máquinas se suele distinguir entre “Drive End” (también DE por sus siglas, el lado con acoplamiento en el eje) y “Non-Drive End” (NDE, el lado sin acoplamiento en el eje), en el presente modelo térmico y en lo sucesivo de esta memoria se hará la distinción entre **lado de admisión de aire** y **lado de expulsión de aire**, dejando al criterio del diseñador mecánico cual de los dos corresponde con el lado del acoplamiento.

En la Figura 3.8a se pueden identificar los siguientes elementos:

- Eje.
- Hierro de rotor.
- Barras de rotor: presentes sólo en las máquinas de inducción.
- Anillos de cortocircuito: presentes sólo en las máquinas de inducción. Hay dos, uno en el lado de admisión y otro en el lado de expulsión de aire.
- Devanado de estátor.



(a) Identificación de los elementos en una máquina autoventilada



(b) Simplificación de la geometría típica de una máquina abierta

Figura 3.8: Identificación de elementos y geometría simplificada.

- Cabezas de bobina: hay dos, uno en el lado de admisión y otro en el lado de expulsión de aire.
- Hierro de estator: se dividirá en dos elementos, el yugo del estátor y los dientes del estátor.
- Carcasa.
- Tapas: hay dos, una en el lado de admisión de aire, y otra en el lado de expulsión de aire.
- Rodamientos: hay dos, una en el lado de admisión de aire, y otra en el lado de expulsión de aire.
- Ventilador: Presente sólo en las máquinas autoventiladas. Generalmente suele estar en el lado de expulsión de aire.

Con el fin de obtener un modelo lo más general posible, se ha simplificado la geometría, eliminando el ventilador (sólo necesario en máquinas autoventiladas) y reduciendo la complejidad de los elementos (por ejemplo, considerando que la máquina es simétrica o que el diámetro del eje es constante). La geometría simplificada se puede ver en la Figura 3.8b.

3.2.1.1. Nomenclatura y criterio de signos

Se ha establecido una nomenclatura para una fácil identificación de los elementos en el circuito térmico.

Para nombrar las resistencias térmicas se ha establecido el siguiente criterio de signos:

- En dirección axial: se considera el centro geométrico del paquete de chapas de la máquina como el origen. La dirección hacia el lado de admisión se considera la negativa y la dirección hacia el lado de expulsión se considera la positiva.
- En dirección radial: se considera el centro geométrico del eje como el origen, y se toma como positiva la dirección desde el origen al exterior de la máquina.

Con este criterio de signos se ha establecido la siguiente nomenclatura para las resistencias R_1 , R_2 , R_3 y R_4 del elemento genérico (Figura 3.7):

$$R_1 \rightarrow R_{XX,rad,neg} \quad (3.17)$$

$$R_2 \rightarrow R_{XX,rad,pos} \quad (3.18)$$

$$R_3 \rightarrow R_{XX,ax,neg} \quad (3.19)$$

$$R_4 \rightarrow R_{XX,ax,pos} \quad (3.20)$$

Donde XX corresponde a un identificador asignado a cada elemento. En la Tabla 3.1 se ofrece la relación entre los identificadores y los elementos.

Elemento	Identificador
Eje	<i>sh</i>
Hierro del rotor	<i>yrot</i>
Barras del rotor	<i>wrot</i>
Anillo de cortocircuito (Lado de admisión)	<i>ring1</i>
Anillo de cortocircuito (Lado de expulsión)	<i>ring2</i>
Devanado de estator	<i>w, s</i>
Cabeza de bobina (Lado de admisión)	<i>endw1</i>
Cabeza de bobina (Lado de expulsión)	<i>endw2</i>
Dientes del estátor	<i>t, s</i>
Yugo del estátor	<i>y, s</i>
Carcasa	<i>fr</i>
Tapa (Lado de admisión)	<i>endc1</i>
Tapa (Lado de expulsión)	<i>endc2</i>
Rodamiento (Lado de admisión)	<i>bear1</i>
Rodamiento (Lado de expulsión)	<i>bear2</i>
Ventilador	<i>vent</i>

Tabla 3.1: Relación de elementos con sus identificadores del circuito térmico

En el caso de dividirse alguna de las resistencias, estas se numerarán como en el siguiente ejemplo: $R_{XX,ax,neg,1}$, $R_{XX,ax,neg,2}$, etc.

Los nodos de temperatura \bar{T} de cada elemento se nombrarán como T_{XX} , donde XX corresponde a cada uno de los identificadores de la Tabla 3.1.

Para las capacidades térmicas se emplea la misma convención, con los nombres C_{XX} , donde XX es un identificador.

Una vez establecida esta nomenclatura, se procederá a modelar cada uno de los elementos. Los parámetros termofísicos y otros parámetros especiales

que no se correspondan con esta nomenclatura se detallarán en el **Glosario**, al final de esta memoria.

3.2.2. EJE

El elemento cilíndrico empleado para modelar el eje, representado por las resistencias térmicas de la Figura 3.9a y con las dimensiones de la Figura 3.9b, tiene varias particularidades que lo hacen diferente al elemento genérico.

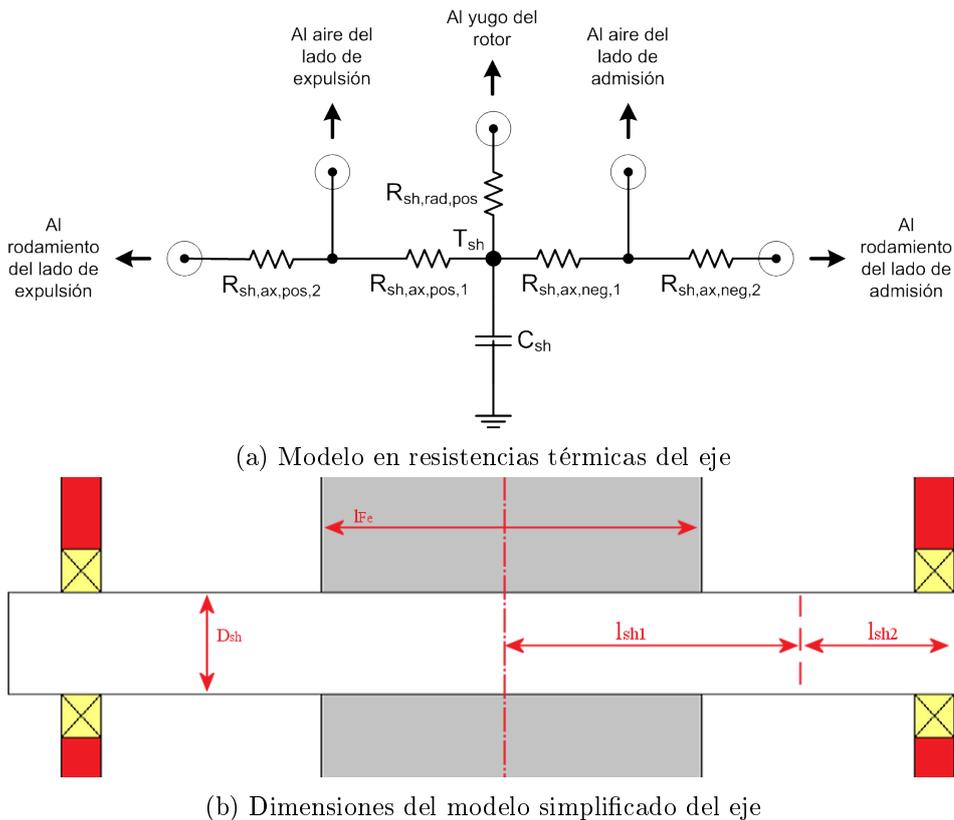


Figura 3.9: *Modelo del eje*

En primer lugar, es necesario establecer una nueva formulación para algunas resistencias, puesto que no se trata de un elemento cilíndrico hueco como el que se ha presentado para el modelo general. Existe, por tanto, una única resistencia en dirección radial, la cual se obtiene haciendo el límite

de $r_{in} \rightarrow 0$ en la ecuación 3.1 y obteniendo la única resistencia en dirección radial de manera análoga a lo visto en el apartado 3.1.2:

$$T_{sh} = \lim_{r_{in} \rightarrow 0} \bar{T} \quad (3.21)$$

$$R_{sh,rad,pos} = \frac{1}{8 \cdot \pi \cdot \lambda_{sh,rad} \cdot l_{Fe}} \quad (3.22)$$

Para representar el flujo de calor en dirección axial se puede usar la formulación mencionada anteriormente (ecuación 3.14), pero con $r_{in} = 0$. Estas resistencias se dividen en dos partes no iguales para establecer conexiones térmicas con el aire de ambos lados de la máquina.

$$R_{sh,ax,neg,1} = R_{sh,ax,pos,1} = \frac{l_{sh1}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sh,ax} \cdot r_{sh}^2} \quad (3.23)$$

$$R_{sh,ax,neg,2} = R_{sh,ax,pos,2} = \frac{l_{sh2}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sh,ax} \cdot r_{sh}^2} \quad (3.24)$$

La capacidad térmica C_{sh} se calcula mediante la expresión 3.25 aplicada para el volumen total del eje.

$$C_{sh} = c_{p,sh} \cdot V_{sh} \cdot \rho_{sh} \quad (3.25)$$

Nótese que en la Figura 3.9b, se ha indicado como dimensión el diámetro del eje, D_{sh} , pero en la formulación se deberá emplear el radio, $r_{sh} = D_{sh}/2$.

3.2.3. YUGO DEL ROTOR

El yugo del rotor se modela con el elemento cilíndrico genérico, con un generador de pérdidas asociado. En la Figura 3.10b se muestran las dimensiones empleadas para la modelización, mientras que en la Figura 3.10a se muestra el circuito térmico para el modelo de este componente.

$$R_{yrot,rad,neg} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_{yrot,rad} \cdot l_{Fe}} \cdot \left[\frac{2 \cdot r_{ext,eq,Fe,rot}^2 \cdot \ln \left(\frac{r_{ext,eq,Fe,rot}}{r_{sh}} \right)}{r_{ext,eq,Fe,rot}^2 - r_{sh}^2} - 1 \right] \quad (3.26)$$

$$R_{yrot,rad,pos} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_{yrot,rad} \cdot l_{Fe}} \cdot \left[1 - \frac{2 \cdot r_{sh}^2 \cdot \ln \left(\frac{r_{ext,eq,Fe,rot}}{r_{sh}} \right)}{r_{ext,eq,Fe,rot}^2 - r_{sh}^2} \right] \quad (3.27)$$

$$R_{yrot,ax,neg} = R_{yrot,ax,pos} = \frac{l_{Fe}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{yrot,ax} \cdot (r_{ext,eq,Fe,rot}^2 - r_{sh}^2)} \quad (3.28)$$

$$r_{ext,eq,Fe,rot} = \sqrt{D_{ext,rot}^2 - n_{barras} \cdot D_{eq,barras}^2} \quad (3.29)$$

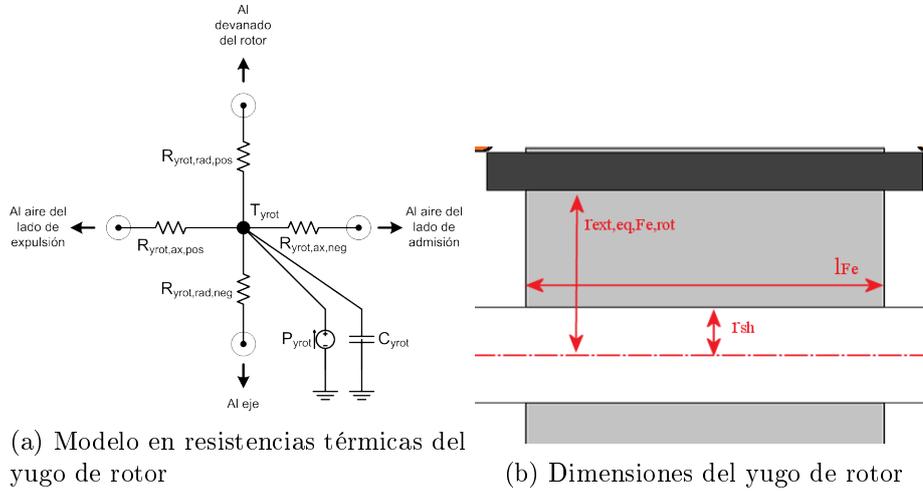


Figura 3.10: *Modelo del yugo del rotor*

La capacidad térmica asociada a este elemento, C_{yrot} , se obtiene mediante la expresión 3.30:

$$C_{yrot} = c_{p,yrot} \cdot l_{Fe} \cdot \pi \cdot (r_{ext,eq,Fe,rot}^2 - r_{sh}^2) \cdot \rho_{yrot} \quad (3.30)$$

Las pérdidas asociadas a este elemento, P_{yrot} son la suma total de las pérdidas en el núcleo magnético del rotor debidas a los diferentes efectos:

- Pérdidas por histéresis

- Pérdidas por corrientes parásitas
- Pérdidas por conmutación
- Otras pérdidas adicionales

Aunque se esté considerando el paquete de chapas como un único sólido, este está formado por un conjunto de chapas magnéticas apiladas. Para poder realizar la consideración de que es un único sólido, la conductividad térmica del paquete del yugo del estátor en dirección axial, $\lambda_{yrot,ax}$, se deberá modelar de manera especial, tal y como se detalla en el siguiente apartado.

3.2.3.1. Conductividad térmica en dirección axial de un paquete de chapas magnéticas

La conductividad térmica de un paquete de chapas magnéticas en dirección axial se puede entender como si de un material anisotrópico se tratase y es posible modelarla con dos conductividades térmicas diferentes, una para la dirección radial y otra para la dirección axial [Mellor et al., 1991], gracias a las posibilidades del componente genérico. El problema de la conductividad axial de un paquete de chapas es el valor de esta magnitud, debido a la complejidad de los propios materiales y de la rugosidad e interferencia entre las chapas [Staton et al., 2005; Motor-CAD, 2014].

Para obtener un valor de esta conductividad térmica y a la vez tener en cuenta los valores de interferencias entre chapas, se obtiene la resistencia térmica equivalente del paquete de chapas como si de una pared axial se tratase (eq. 3.31), donde A y l_{Fe} son el área y la longitud del paquete de chapas, y $\lambda_{Fe,eq,ax}$ es la conductividad térmica axial equivalente para el paquete. Calculando el valor real del conjunto de chapas, y teniendo en cuenta las interferencias, se puede obtener otra expresión para el cálculo de la resistencia equivalente de todo el paquete de chapas (ecuación 3.32), donde N es el número de chapas magnéticas, e_{lam} es el espesor de una chapa magnética, y $h_{contact}$ es la conductancia térmica entre superficies de dos materiales.

Uniendo las expresiones 3.31 y 3.32 se obtiene la expresión para la conductividad equivalente de un paquete de chapas (eq. 3.33).

$$R_t = \frac{L_{Fe}}{A \cdot \lambda_{Fe,eq,ax}} \quad (3.31)$$

$$R_t = \frac{N \cdot e_{lam}}{A \cdot \lambda_{Fe}} + \frac{(N - 1)}{A \cdot h_{contact}} \quad (3.32)$$

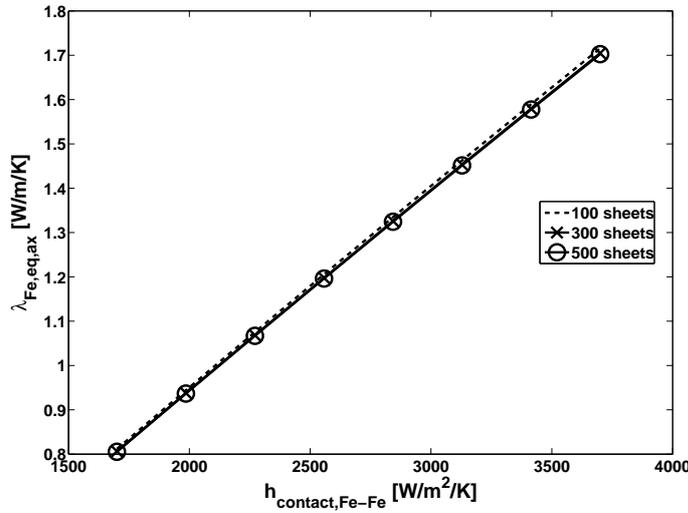


Figura 3.11: Conductividad térmica axial del paquete de chapas en función de la conductancia térmica entre dos aceros.

$$\lambda_{Fe,eq,ax} = \frac{L_{Fe}}{\frac{N \cdot e_{lam}}{\lambda_{Fe}} + \frac{N-1}{h_{contact,Fe-Fe}}} \quad (3.33)$$

Se pueden encontrar valores para $h_{contact}$ en bibliografía sobre análisis térmico [Holman, 2010; Incropera et al., 2011]. En [Holman, 2010] se pueden encontrar los valores extremos para la conductancia térmica entre superficies, la cual puede variar entre 1700 y 3700 W/(m²K) para dos superficies de acero.

Se ha realizado un análisis para determinar los valores extremos de $\lambda_{eq,Fe,ax}$ basado en valores reales de un paquete estático.

En la Figura 3.11 se muestra la variación de la conductividad térmica equivalente para la variación de la conductancia térmica, para paquetes de 100, 300, y 500 chapas de 0.5 mm de espesor, apiladas con un factor de 0,97. La conductividad térmica del material empleado, λ_{Fe} , es de 33 W/(mK).

Como se puede observar, la variación debido al número de chapas es mínima, y aunque no se muestra en la figura, lo mismo sucede con la conductividad térmica del material. Se pueden descartar por tanto estos dos parámetros y asumir que la conductividad térmica depende exclusivamente de la conductancia térmica intercara.

La conductividad térmica equivalente del paquete de chapas en dirección axial varía entre valores de aproximadamente 0.8 y 1.7 W/(mK). En el estudio térmico realizado en [Bousbaine, 1999] para una máquina de inducción, Bousbaine elige el valor 1.25 W/(mK) para esta conductividad térmica equivalente, que resulta ser el valor medio del rango obtenido. Se trabajará, por tanto, con ese valor tanto en el caso del rotor, en $\lambda_{Fe,y,rot,ax}$, como en los parámetros equivalente del hierro del estator, en $\lambda_{Fe,t,s,ax}$ y $\lambda_{Fe,y,s,ax}$ (ver apartados 3.2.7 y 3.2.8).

En el Capítulo 8 se realizará un análisis de sensibilidad de este parámetro, con el fin de obtener un criterio de diseño.

3.2.4. BARRAS Y ANILLOS DE ROTOR

Las barras y anillos de rotor se modelan como un elemento cilíndrico genérico más, de volumen equivalente al volumen total de aluminio de la máquina [Mellor et al., 1991]. Las temperaturas de los extremos del elemento en dirección axial corresponden a las temperaturas de los anillos en la admisión y la salida de aire.

$$R_{wrot,rad,neg} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_{wrot,rad} \cdot l_{Fe}} \cdot \left[\frac{2 \cdot r_{ext,rot}^2 \ln \left(\frac{r_{ext,rot}}{r_{ext,eq,Fe,rot}} \right)}{r_{ext,rot}^2 - r_{ext,eq,Fe,rot}^2} - 1 \right] \quad (3.34)$$

$$R_{wrot,rad,pos} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_{wrot,rad} \cdot l_{Fe}} \cdot \left[\frac{2 \cdot r_{ext,eq,Fe,rot}^2 \ln \left(\frac{r_{ext,rot}}{r_{ext,eq,Fe,rot}} \right)}{r_{ext,rot}^2 - r_{ext,eq,Fe,rot}^2} \right] \quad (3.35)$$

$$R_{wrot,ax,neg} = R_{wrot,ax,pos} = \frac{l_{Fe}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{wrot,ax} \cdot (r_{ext,rot}^2 - r_{ext,eq,Fe,rot}^2)} \quad (3.36)$$

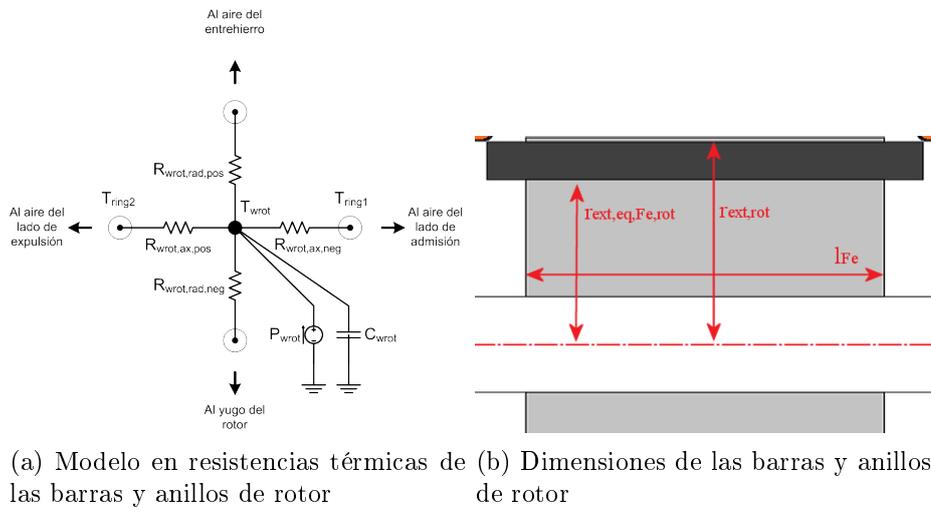


Figura 3.12: Modelo de las barras y los anillos del rotor

La capacidad térmica $C_{w,rot}$ se calcula como en el resto de los casos, con el volumen asociado a los elementos de los conductores en el rotor. V_{wrot} corresponderá al volumen de las barras y los anillos del rotor.

$$C_{wrot} = c_{p,wrot} \cdot V_{wrot} \cdot \rho_{wrot} \quad (3.37)$$

Las pérdidas totales de las barras están representadas en el circuito mediante el generador P_{wrot} .

3.2.4.1. Otras formas de modelar el rotor

La modelización arriba descrita puede parecer una burda aproximación, sobre todo comparado con la modelización de los conductores de la ranura (ver apartado 3.2.5), puesto que una máquina real es mucho más compleja, geoméricamente hablando. Sin embargo, esta aproximación es posible, asumiendo que se cometerá algún pequeño error en la estimación de temperaturas, debido a las siguientes razones:

- Las barras de aluminio en una máquina de inducción generalmente son fundidas, es decir, son una sola pieza.
- El aluminio tiene una alta conductividad térmica.

- Solo están presentes los materiales del hierro del rotor y el aluminio de las barras.

Esta forma de modelar sin embargo, no es recomendable para otras topologías de rotores.

Dada la gran diversidad de máquinas que hay, elegir una metodología general para todo tipo de máquinas no es viable, pero sí es posible establecer unos criterios para seleccionar un modelo adecuado según el tipo de rotor. A continuación se enumeran algunas de las metodologías a seleccionar para las topologías más comunes:

- **Máquinas de inducción de volumen pequeño o mediano con jaula de fundición:** Para este tipo de máquinas se puede emplear el método anteriormente descrito.
- **Otras máquinas de inducción:** Para los casos donde la barra sea lo suficientemente grande como para haber un gradiente de temperaturas en su interior, o en jaulas no fundidas (por ejemplo, compuestas de pletinas de cobre soldadas con anillos en los extremos), se recomienda modelar las barras como si de un conductor del estator se tratase, como se hace en [Motor-CAD, 2014] (Apartado 3.2.5).
- **Máquinas con rotor bobinado:** En estas máquinas se debe emplear las mismas técnicas de modelado que en el estator, según corresponda a su tipo de devanado.
- **Máquinas de imanes superficiales o enterrados:** La geometría de un rotor con imanes superficiales se puede modelar con los elementos cilíndricos genéricos en el caso de que sean imanes curvos (si son rectos, se modelarán como prismas). Se debe tener en cuenta la separación entre imanes y hay que establecer el intercambio de calor entre el hierro del rotor y el entrehierro, así como las interferencias entre los materiales [Staton et al., 2005].
- **Máquinas de imanes embebidos:** El modelado de este tipo de rotores es mucho más complejo que en los casos anteriores, dada la gran variedad de geometrías posibles que existen para los imanes. Si los imanes no son curvados, la metodología que se recomienda para su modelización es empleada por varios autores [El-Refaie et al., 2004; d’Arcier y Sérillon, 2007], que subdividen los imanes en varios volúmenes cilíndricos.

3.2.5. DEVANADO DE ESTATOR

El modelo para el devanado del estator es una combinación de técnicas empleadas por diferentes autores para la simplificación de los materiales involucrados en esta zona (Ver Figura 3.13a). Las hipótesis que se han establecido son las siguientes:

- La temperatura en todas las pletinas de cobre es la misma [Mellor et al., 1991], teniendo un único nodo de temperatura. Se podría haber obtenido un modelo mucho más detallado empleando un modelo con varios nodos por ranura [Boglietti et al., 2009b]. Sin embargo, esto habría añadido varias dimensiones de complejidad al circuito térmico.
- Existe conducción de calor en tres direcciones, cada una con una conductividad equivalente en cada dirección. Para representar el conductor entero se emplea el modelo cuboidal descrito en [Wrobel y Mellor, 2010], sin las resistencias negativas que dan cuenta de las diferencias de temperatura por generación de calor. Las conductividades térmicas se calculan mediante una media ponderada en función de los materiales del aislamiento (ver apartado 3.2.5.1)
- El flujo de calor en dirección axial se produce exclusivamente por el cobre [Simpson et al., 2012]. Se establece por tanto como simplificación que la conductividad en dirección axial sea la del cobre comercial.

Con las hipótesis mencionadas anteriormente, el circuito resultante para la ranura del estator queda como el de la Figura 3.14. Se obtienen las siguientes expresiones para calcular las resistencias térmicas, empleando las dimensiones de la Figura 3.13b:

$$R_{w,s,agap} = R_{w,s,y,s} = \frac{h_{slot,s}}{2 \cdot w_{s2} \cdot l_{Fe} \cdot \lambda_{wslot,y} \cdot Q_s} \quad (3.38)$$

$$R_{w,s,endw1} = R_{w,s,endw2} = \frac{l_{Fe}}{2 \cdot S_{Cu,slot,s} \cdot Q_s \cdot \lambda_{Cu}} \quad (3.39)$$

$$R_{w,s,t,s} = \frac{w_{s2}}{2 \cdot h_{slot,s} \cdot l_{Fe} \cdot \lambda_{wslot,x} \cdot Q_s} \quad (3.40)$$

La capacidad térmica de este elemento se calcula mediante la siguiente expresión:

$$C_{w,s} = c_{p,w,s} \cdot V_{w,s} \cdot \rho_{w,s} \quad (3.41)$$

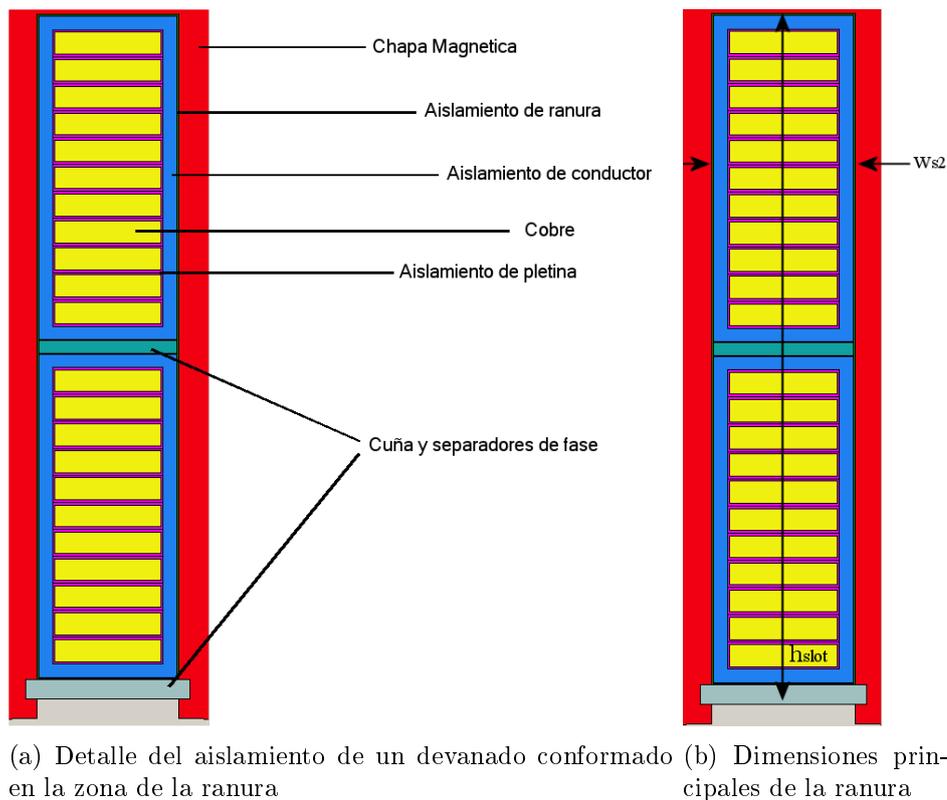


Figura 3.13: *Detalle de la ranura de estátor*

En la formulación anterior aparecen dos conductividades térmicas, $\lambda_{wslot,x}$ y $\lambda_{wslot,y}$, que representan la transferencia de calor en la ranura del estátor en las direcciones horizontal y vertical en esta zona, donde se encuentran multitud de materiales. La forma de calcular estas conductividades se detalla en el siguiente apartado.

3.2.5.1. Conductividad térmica del devanado

Como se ha mencionado con anterioridad, las conductividades térmicas en las direcciones perpendiculares al conductor se calculan como una media ponderada en función de los espesores de cada material en cada una de las direcciones, usando la expresión obtenida de [Motor-CAD, 2014], donde e_{total} es el espesor total de la dirección que se desea calcular, e_a , e_b , e_c son

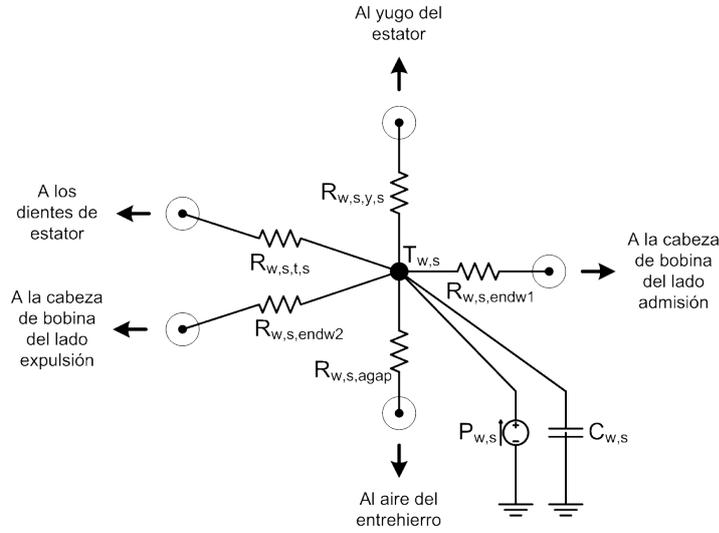


Figura 3.14: Modelo en resistencias térmicas del devanado de ranura en el estator

los espesores de cada una de los materiales involucrados y λ_a , λ_b , λ_c son las conductividades de dichos materiales:

$$\lambda_{eff} = \frac{e_{total}}{\frac{e_a}{\lambda_a} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{e_c}{\lambda_c} + \dots} \quad (3.42)$$

Con el fin de proporcionar unos valores orientativos para estas conductividades, se ha calculado la conductividad térmica para un devanado conformado como el de la figura 3.13a. En la tabla 3.2 se dan valores de espesor en ambas direcciones, así como conductividades térmicas de los distintos materiales.

Con los valores de la Tabla 3.2 se pueden calcular las conductividades térmicas en ambas direcciones, que resultan $\lambda_{wslot,x} = 3,31 \text{ W/(mK)}$ en dirección horizontal y $\lambda_{wslot,y} = 0,215 \text{ W/(mK)}$ en dirección vertical. Al ser un aislamiento complejo, y haber tanta diferencia entre conductividades de los materiales, el aislamiento tiene un peso mayor en los valores de estas conductividades térmicas si se compara con el valor habitual de la conductividad térmica en el cobre, como demuestra [Wrobel y Mellor, 2010].

Es necesario destacar que estas técnicas de modelización son las adecuadas en devanados pre-formados como el que se ha presentado. Sin embargo,

Componente	e_x * [mm]	e_y [mm]	λ [W/(mK)]
Cuña	7,54	1	0,17
Separadores de fase	7,54	0,7	0,17
Aislamiento de ranura	0,18	0,09	0,25
Aislamiento de conductor	0,14	0,28	0,3
Aislamiento de pletina	0,28	6,16	0,26
Cobre	5,6	25,52	382,83

* e_x es el espesor total del componente en dirección horizontal.

e_y es el espesor total en dirección vertical.

Tabla 3.2: *Relación de materiales, espesores y conductividades térmicas del aislamiento de un devanado conformado*

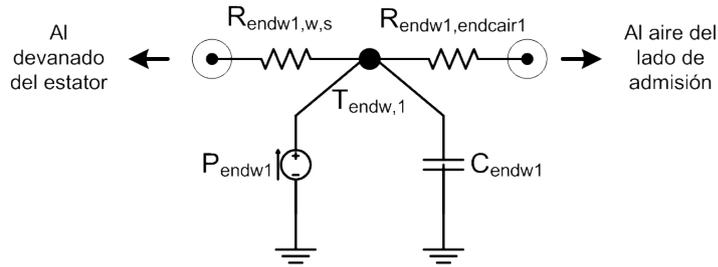
estas técnicas no son las adecuadas para un devanado de hilo de cobre, debido al alto número de conductores y a su colocación aleatoria dentro de la ranura. En un caso como ese, la metodología recomendada es la mostrada en [Staton et al., 2005], que consiste en la separación entre el cobre y el resto de los materiales en diferentes capas, para poder obtener un gradiente de temperaturas realista dentro de la ranura.

3.2.6. CABEZAS DE BOBINA

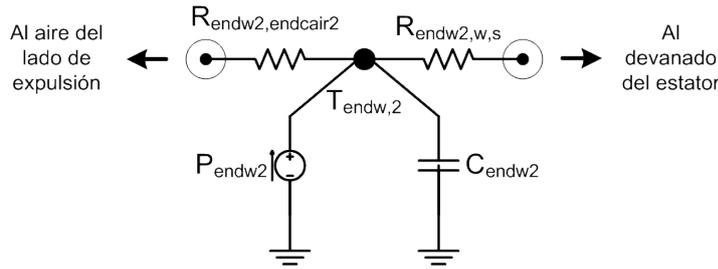
Las cabezas de bobina se modelan de manera similar al cobre de la ranura, pero estableciendo el intercambio de calor con el aire del interior de la máquina. El modelado de las cabezas de bobina, al igual que en el caso de la ranura, se hace empleando el modelo cuboidal propuesto por [Wrobel y Mellor, 2010] sin las resistencias negativas que dan cuenta de la generación de calor. De las 6 resistencias que se proponen en el modelo, 5 de ellas resistencias se unen en paralelo en una única resistencia que simboliza la superficie de las cabezas de bobina (ver Figuras 3.15a y 3.15b). Las conductividades térmicas de los aislamientos se calculan mediante el método descrito en la sección 3.2.5.1.

$$R_{endw1,w,s} = R_{endw2,w,s} = \frac{l_{endw}}{2 \cdot S_{Cu,slot,s} \cdot Q_s \cdot \lambda_{Cu}} \quad (3.43)$$

$$\begin{aligned} R_{endw1,endc1air1} &= R_{endw2,endc1air2} = \dots \\ \dots &= R_{endw1,endc1air1,1} \parallel R_{endw1,endc1air1,2} \parallel R_{endw1,endc1air1,3} \dots \\ \dots &\parallel R_{endw1,endc1air1,4} \parallel R_{endw1,endc1air1,5} \end{aligned} \quad (3.44)$$



(a) Cabeza de bobina del lado de admisión de aire



(b) Cabeza de bobina del lado de expulsión de aire

Figura 3.15: Modelos en resistencias térmicas de las cabezas de bobina

$$R_{endw1,endcair1,1} = R_{endw1,endcair1,2} = \frac{h_{slot,s}}{4 \cdot w_{s2} \cdot l_{endw} \cdot \lambda_{endw,y} \cdot Q_s} \quad (3.45)$$

$$\begin{aligned} R_{endw1,endcair1,3} = R_{endw1,endcair1,4} = \\ = \frac{w_{s2}}{h_{slot,s} \cdot l_{endw} \cdot \lambda_{endw,x} \cdot Q_s} \end{aligned} \quad (3.46)$$

$$R_{endw1,endcair1,5} = \frac{l_{endw}}{2 \cdot S_{Cu,slot,s} \cdot Q_s \cdot \lambda_{Cu}} \quad (3.47)$$

En este caso, las conductividades térmicas equivalentes tienen los valores $\lambda_{endw,x} = 1,30 \text{ W/(mK)}$ en dirección horizontal y $\lambda_{endw,y} = 4,72 \text{ W/(mK)}$ en dirección vertical.

La capacidad térmica de estos elementos, C_{endw1} y C_{endw2} , se calcula igual que en el resto de elementos. Como en el caso del devanado en la ranura, el calor específico de los elementos no se calcula de una manera ponderada sino que se emplea la conductividad del cobre eléctrico:

$$C_{endw1} = C_{endw2} = c_{p,endw} \cdot V_{endw} \cdot \rho_{endw} \quad (3.48)$$

3.2.7. DIENTES DE ESTÁTOR

Se emplea también, en este elemento, el modelo de elemento cilíndrico, aunque esta vez no se modela toda la circunferencia sino sólo el ángulo de un diente, con el parámetro $\alpha_{t,s}$ (Ver Figura 3.16a). Se añade también otra resistencia que representa el flujo de calor del diente a la ranura del estátor (Ver Figura 3.16b).

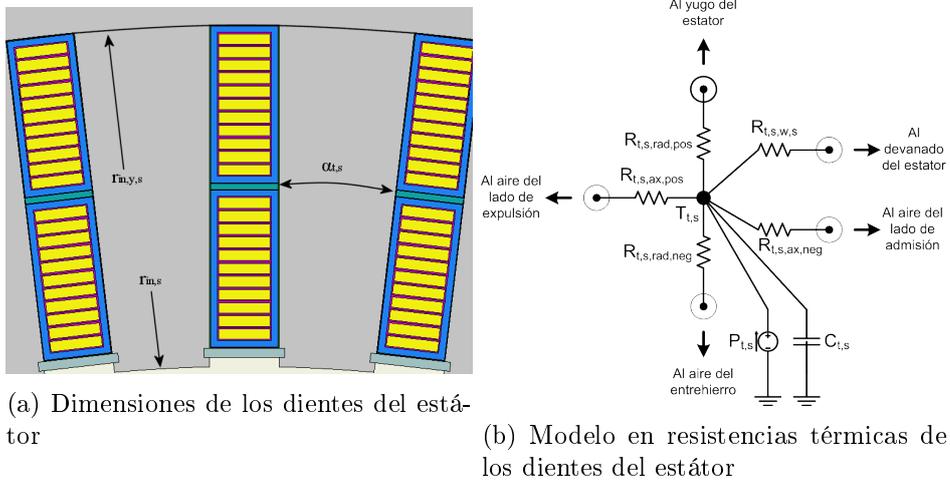


Figura 3.16: Modelo de los dientes del estátor

$$\alpha_{t,s} = \frac{2 \cdot (\tau_{slot,m,s} - w_{s2}) \cdot Q_s}{D_{in,y,s}} \quad (3.49)$$

$$R_{t,s,rad,neg} = \frac{1}{2 \cdot \alpha_{t,s} \cdot \lambda_{t,s,rad} \cdot l_{Fe}} \left[\frac{2 \cdot r_{in,y,s}^2 \cdot \ln \left(\frac{r_{in,y,s}}{r_{in,s}} \right)}{r_{in,y,s}^2 - r_{in,s}^2} - 1 \right] \quad (3.50)$$

$$R_{t,s,rad,pos} = \frac{1}{2 \cdot \alpha_{t,s} \cdot \lambda_{t,s,rad} \cdot l_{Fe}} \left[1 - \frac{2 \cdot r_{in,s}^2 \cdot \ln \left(\frac{r_{in,y,s}}{r_{in,s}} \right)}{r_{in,y,s}^2 - r_{in,s}^2} \right] \quad (3.51)$$

$$R_{t,s,ax,neg} = R_{t,s,ax,pos} = \frac{l_{Fe}}{\alpha_{t,s} \cdot \lambda_{t,s,ax} \cdot (r_{in,y,s}^2 - r_{in,s}^2)} \quad (3.52)$$

$$R_{t,s,w,s} = \frac{w_{t,m,s}}{2 \cdot \lambda_{t,s,rad} \cdot h_{slot,s} \cdot l_{Fe}} \approx \frac{\alpha_{t,s} (r_{in,y,s} + r_{in,s})}{4 \cdot \lambda_{Fe,s,rad} \cdot h_{slot,s} \cdot l_{Fe}} \quad (3.53)$$

$$C_{t,s} = c_{p,t,s} \cdot V_{t,s} \cdot \rho_{t,s} \quad (3.54)$$

3.2.8. YUGO DE ESTATOR

El modelo para el yugo de rotor divide en dos partes la conducción por el lado radial negativo, puesto que el calor viene a la vez por el contacto con los dientes del estator y con el devanado del estator (Ver Figura 3.17a). Se formulan dos resistencias distintas para representar ambos flujos de calor, cada una con su ángulo correspondiente al arco de circunferencia que ocupa cada parte. El resto de resistencias se modela con la circunferencia completa (Ver Figura 3.17b).

$$R_{y,s,rad,neg,1} = \frac{1}{4 \cdot \left(\pi - \frac{w_{s2} \cdot Q_s}{D_{in,y,s}} \right) \cdot \lambda_{y,s,rad} \cdot l_{Fe}} \cdot \left[\frac{2 \cdot r_{ext,s}^2 \cdot \ln \left(\frac{r_{ext,s}}{r_{in,y,s}} \right)}{r_{ext,s}^2 - r_{in,y,s}^2} - 1 \right] \quad (3.55)$$

$$R_{y,s,rad,neg,2} = \frac{1}{4 \cdot \frac{w_{s2} \cdot Q_s}{D_{in,y,s}} \cdot \lambda_{y,s,rad} \cdot l_{Fe}} \cdot \left[\frac{2 \cdot r_{ext,s}^2 \cdot \ln \left(\frac{r_{ext,s}}{r_{in,y,s}} \right)}{r_{ext,s}^2 - r_{in,y,s}^2} - 1 \right] \quad (3.56)$$

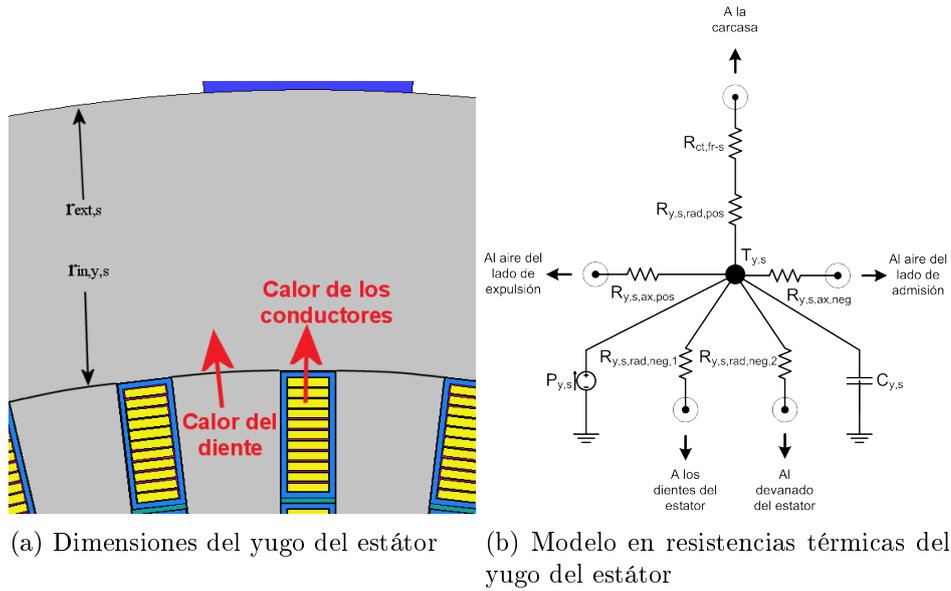


Figura 3.17: Modelo del yugo del estátor

$$R_{y,s,rad,pos} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_{y,s,rad} \cdot l_{Fe}} \cdot \left[1 - \frac{2 \cdot r_{ext,s}^2 \cdot \ln \left(\frac{r_{in,y,s}}{r_{in,y,s}} \right)}{r_{ext,s}^2 - r_{in,y,s}^2} \right] \quad (3.57)$$

$$R_{y,s,ax,neg} = R_{y,s,ax,pos} = \frac{l_{Fe}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{y,s,ax} \cdot (r_{ext,s}^2 - r_{in,y,s}^2)} \quad (3.58)$$

$$C_{y,s} = c_{p,y,s} \cdot V_{y,s} \cdot \rho_{y,s} \quad (3.59)$$

En el circuito de la Figura 3.17b aparece una resistencia, $R_{ct,fr-s}$, denominada *Resistencia de contacto estator-carcasa*. Es un parámetro que determina la capacidad de una máquina de transferir su calor entre estos dos elementos. En el siguiente apartado se dan detalles acerca de este parámetro.

3.2.8.1. Resistencia de contacto estator-carcasa

La resistencia de contacto entre el estator y la carcasa es un parámetro controvertido y que multitud de autores han estudiado en el pasado. Se

sabe que es un parámetro dependiente de la presión aplicada entre las dos superficies [Roberts, 1986; Mellor et al., 1991], y que cuanto más presión se aplica en la interferencia, mejor es la resistencia de contacto y mayor es la transferencia de calor.

Mellor [Mellor et al., 1991] y Staton [Staton et al., 2005] recomiendan el uso de este parámetro en diferentes estudios. Además, en [Motor-CAD, 2014] se incluyen diversos valores para este parámetro, pudiendo elegir en un rango que va desde contacto perfecto (transferencia de calor sin interferencia) hasta mal contacto (con una resistencia de contacto de valor alto). Sin embargo, Mellor demuestra experimentalmente [Mellor et al., 1991] que a pesar de parecer un parámetro de influencia en el comportamiento térmico de una máquina, por ser una de las vías principales de evacuación de calor al ambiente, grandes variaciones de este parámetro no aumentan el error en las predicciones de temperatura.

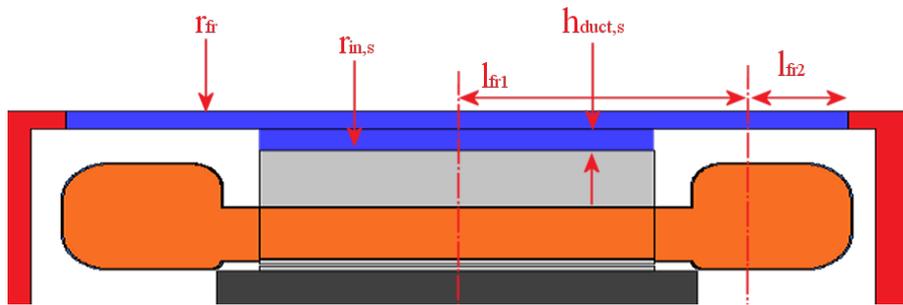
En el modelo actual, el parámetro puede resultar de relevancia, puesto que los conductos de ventilación se encuentran entre este componente y la superficie del paquete estático. Dado que no existe información al respecto para topologías de este tipo, y puesto que se conoce de antemano que los prototipos de validación se construyen con una fuerte interferencia, se ha asumido un contacto perfecto (resistencia nula) entre las dos superficies. Sin embargo, y dado que los autores antes mencionados indican la importancia de este parámetro, en el Capítulo 8 se analiza más en profundidad este parámetro por medio de un análisis de sensibilidad, con el fin de establecer si la decisión es correcta.

3.2.9. CARCASA Y TAPAS

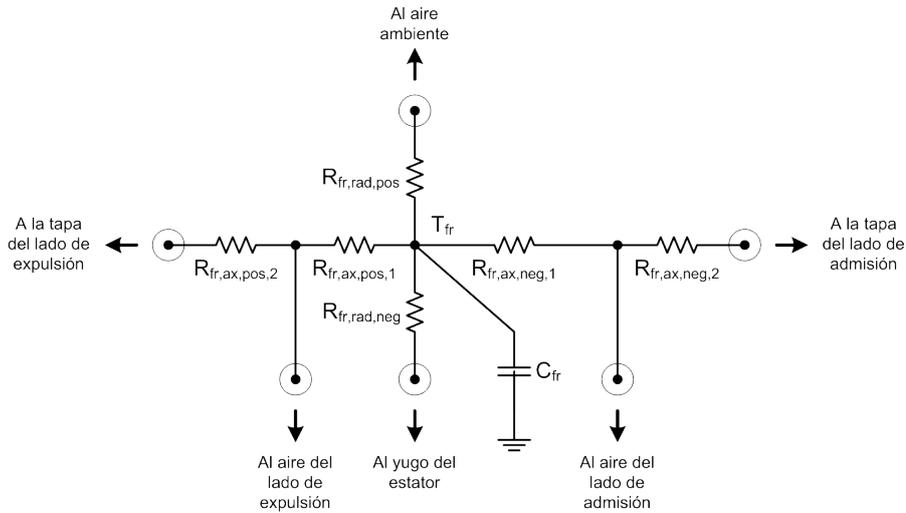
La carcasa se modela como un cilindro hueco sin generación de calor, añadiendo a la resistencia en dirección radial negativa la resistencia de las paredes de los canales de ventilación. Como se hace también en el eje, las resistencias axiales se dividen en dos partes para establecer la convección con el aire de entrada y de salida.

$$r_{in,fr} = r_{fr} - r_{in,s} - h_{duct,s} \quad (3.60)$$

$$l_{fr} = 2 \cdot (l_{fr1} + l_{fr2}) \quad (3.61)$$



(a) Dimensiones de la carcasa



(b) Modelo en resistencias térmicas de la carcasa

Figura 3.18: Modelo de la carcasa

$$R_{fr,rad,neg} = \frac{1}{8 \cdot \pi \cdot \lambda_{fr,rad} \cdot l_{fr}} \cdot \left[\frac{2 \cdot r_{ext,fr}^2 \cdot \ln\left(\frac{r_{ext,fr}}{r_{in,fr}}\right)}{r_{fr}^2 - r_{ext,s}^2} - 1 \right] + \frac{\ln\left(\frac{r_{in,fr}}{r_{ext,s}}\right)}{\frac{w_{duct,s}}{r_{ext,s}} \cdot (l_{fr} - 2 \cdot l_{fr2}) \cdot \lambda_{fr,rad}} \quad (3.62)$$

$$R_{fr,rad,pos} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_{fr,rad} \cdot l_{fr}} \cdot \left[1 - \frac{2 \cdot r_{in,fr}^2 \cdot \ln\left(\frac{r_{ext,fr}}{r_{in,fr}}\right)}{r_{ext,fr}^2 - r_{in,fr}^2} \right] \quad (3.63)$$

$$R_{fr,ax,neg,1} = R_{fr,ax,pos,1} = \frac{l_{fr1}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{fr,ax} \cdot (r_{ext,fr}^2 - r_{in,fr}^2)} \quad (3.64)$$

$$R_{fr,ax,neg,2} = R_{fr,ax,pos,2} = \frac{l_{fr2}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{fr,ax} \cdot (r_{ext,fr}^2 - r_{in,fr}^2)} \quad (3.65)$$

$$C_{fr} = c_{p,fr} \cdot V_{fr} \cdot \rho_{fr} \quad (3.66)$$

Las tapas se modelan como cilindros huecos sin generación de calor (Ver Figuras 3.19a, 3.19b y 3.19c), con el mismo material que la carcasa.

$$R_{endc1,rad,neg} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_{fr,rad} \cdot l_{bear}} \cdot \left[\frac{2 \cdot r_{fr}^2 \cdot \ln\left(\frac{r_{fr}}{r_{bear,ext}}\right)}{r_{fr}^2 - r_{bear,ext}^2} - 1 \right] \quad (3.67)$$

$$R_{endc1,rad,pos} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_{fr,rad} \cdot l_{bear}} \cdot \left[1 - \frac{2 \cdot r_{bear,ext}^2 \cdot \ln\left(\frac{r_{fr}}{r_{bear,ext}}\right)}{r_{fr}^2 - r_{bear,ext}^2} \right] \quad (3.68)$$

$$R_{endc1,ax,neg} = R_{endc1,ax,pos} = \frac{l_{bear}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{fr,ax} \cdot (r_{fr}^2 - r_{bear,ext}^2)} \quad (3.69)$$

$$C_{endc1} = c_{p,fr} \cdot V_{endc1} \cdot \rho_{fr} \quad (3.70)$$

$$R_{endc2,rad,neg} = R_{endc1,rad,neg} \quad (3.71)$$

$$R_{endc2,rad,pos} = R_{endc1,rad,pos} \quad (3.72)$$

$$R_{endc2,ax,neg} = R_{endc2,ax,pos} = R_{endc1,ax,neg} \quad (3.73)$$

$$C_{endc1} = C_{endc2} \quad (3.74)$$

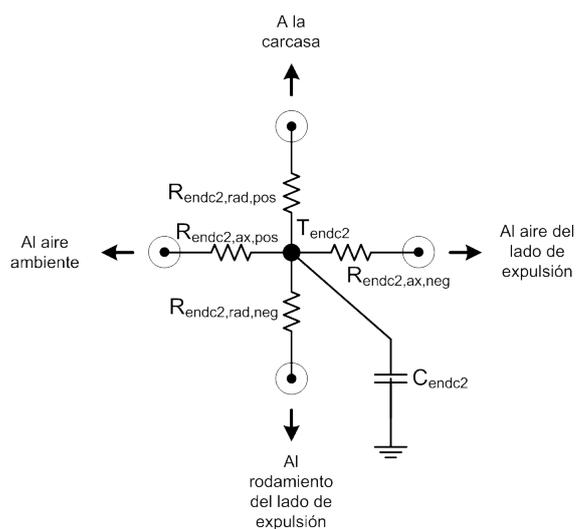
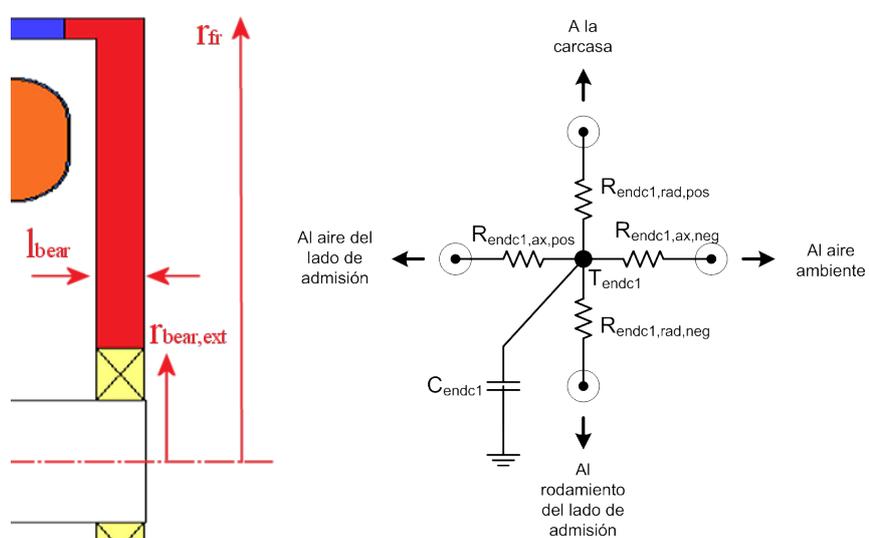
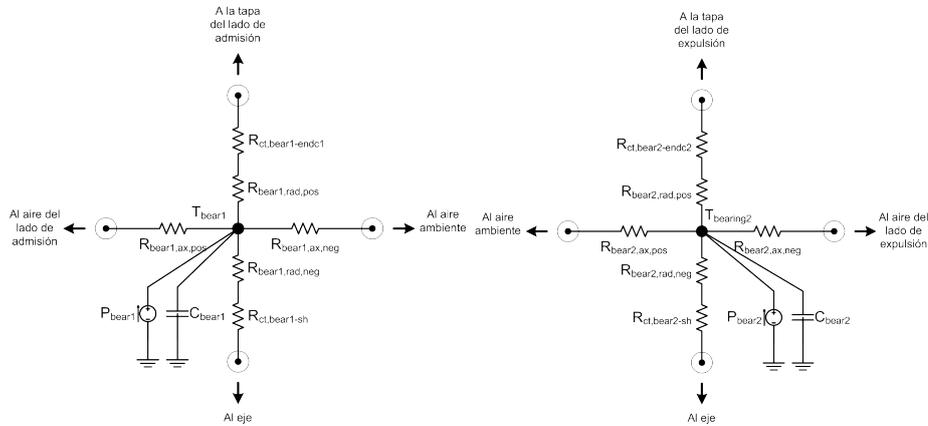


Figura 3.19: Modelo de las tapas

3.2.10. RODAMIENTOS

Debido a la complejidad interna del rodamiento, se emplea un equivalente térmico del rodamiento, como si de un material uniforme se tratase, y olvidándose de los mecanismos internos. La conductividad térmica equivalente se obtiene de [Min y Jiang, 2011], sabiendo que los rodamientos de los prototipos operan en rangos de revoluciones de la misma magnitud que en el otro sistema y que las dimensiones de ambos son también similares. Las dimensiones se pueden ver en la Figura 3.19a y los circuitos resultantes en las Figuras 3.20a y 3.20b.

Se incluyen además dos resistencias de contacto en dirección radial en ambos contactos, con el fin de tener en cuenta el ajuste del rodamiento. El cálculo de los contactos del rodamiento se detallan en el apartado 3.2.10.1.



(a) Modelo en resistencias térmicas del rodamiento del lado de admisión (b) Modelo en resistencias térmicas del rodamiento del lado de expulsión

Figura 3.20: *Modelo de los rodamientos*

$$R_{bear1,rad,neg} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_{bear} \cdot l_{bearing}} \cdot \left[\frac{2 \cdot r_{bear,ext}^2 \cdot \ln \left(\frac{r_{bear,ext}}{r_{sh}} \right)}{r_{bear,ext}^2 - r_{sh}^2} - 1 \right] \quad (3.75)$$

$$R_{bear1,rad,pos} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_{bear} \cdot l_{bearing}} \cdot \left[1 - \frac{2 \cdot r_{sh}^2 \cdot \ln\left(\frac{r_{bear,ext}}{r_{sh}}\right)}{r_{bear,ext}^2 - r_{sh}^2} \right] \quad (3.76)$$

$$R_{bear1,ax,neg} = R_{bear1,ax,pos} = \frac{l_{bearing}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{bear} \cdot (r_{anillo,ext,rod}^2 - r_{sh}^2)} \quad (3.77)$$

$$R_{ct,bear1-sh} = \frac{w_{gap,air,bear1,sh}}{\lambda_{air,bear1,sh} \cdot S_{contacto,bear1,sh}} \quad (3.78)$$

$$R_{ct,bear1-endc1} = \frac{w_{gap,air,bear1,endc1}}{\lambda_{air,bear1,endc1} \cdot S_{contacto,bear1,endc1}} \quad (3.79)$$

$$C_{bear1} = c_{p,bear1} \cdot V_{bear1} \cdot \rho_{bear1} \quad (3.80)$$

$$R_{bear2,rad,neg} = R_{bear1,rad,neg} \quad (3.81)$$

$$R_{bear2,rad,pos} = R_{bear1,rad,pos} \quad (3.82)$$

$$R_{bear2,ax,neg} = R_{bear2,ax,pos} = R_{bear1,ax,neg} \quad (3.83)$$

$$R_{ct,bear2-sh} = \frac{w_{gap,aire,bear2,sh}}{\lambda_{air,bear2,sh} \cdot S_{ct,bear2-sh}} \quad (3.84)$$

$$R_{ct,bear2-endc2} = \frac{w_{gap,air,bear2-endc2}}{\lambda_{aire,bear2-endc2} \cdot S_{ct,bear2-endc2}} \quad (3.85)$$

$$C_{bear2} = c_{p,bear2} \cdot V_{bear2} \cdot \rho_{bear2} \quad (3.86)$$

3.2.10.1. Cálculo de los contactos en los rodamientos

Para calcular la resistencia de contacto de los rodamientos (ecuaciones 3.78, 3.79, 3.84 y 3.85) es necesario calcular el hueco de aire que existe debido al ajuste y la dilatación de los anillos del rodamiento [Min y Jiang, 2011].

$$w_{gap,air,bear1,sh} = w_{adjust,bear1,sh} - [(T_{bear1} - T_{amb}) \cdot \alpha_{bear} - (T_{sh} - T_{amb}) \cdot \alpha_{sh}] \cdot r_{sh} \quad (3.87)$$

$$w_{gap,air,bear1,endc1} = w_{adjust,bear1,endc1} - [(T_{bear1} - T_{amb}) \cdot \alpha_{bear} - (T_{endc1} - T_{amb}) \cdot \alpha_{endc1}] \cdot r_{bear,ext} \quad (3.88)$$

$$w_{gap,air,bear2,sh} = w_{adjust,bear2,sh} - [(T_{bear2} - T_{amb}) \cdot \alpha_{bear} - (T_{sh} - T_{amb}) \cdot \alpha_{sh}] \cdot r_{sh} \quad (3.89)$$

$$w_{gap,air,bear2,endc2} = w_{adjust,bear2,endc2} - [(T_{bear2} - T_{amb}) \cdot \alpha_{bear} (T_{endc2} - T_{amb}) \cdot \alpha_{endc2}] \cdot r_{bear,ext} \quad (3.90)$$

Los valores α_{bear} , $w_{adjust,bear1,sh}$, $w_{adjust,bear1,endc1}$, $w_{adjust,bear2,sh}$ y $w_{adjust,bear2,endc2}$ son valores que el fabricante de los rodamientos debe proporcionar para poder efectuar el cálculo. Si no se dispone de ellos, se pueden obtener algunos valores en un catálogo de rodamientos para un rodamiento de características similares [SKF, 2014]. Si el hueco de aire obtenido con alguna de las expresiones anteriores resulta ser menor que cero, supondría que el anillo está dilatado térmicamente hasta que no hay espacio de aire, por lo que se impondrá el valor 0 (contacto perfecto) si se da el caso.

3.2.11. VENTILADOR

El ventilador acoplado al eje no es un elemento presente en todas las topologías de máquinas abiertas, sino que sólomente se presenta en máquinas autoventiladas. En este apartado se ofrece un método para modelar térmicamente este elemento.

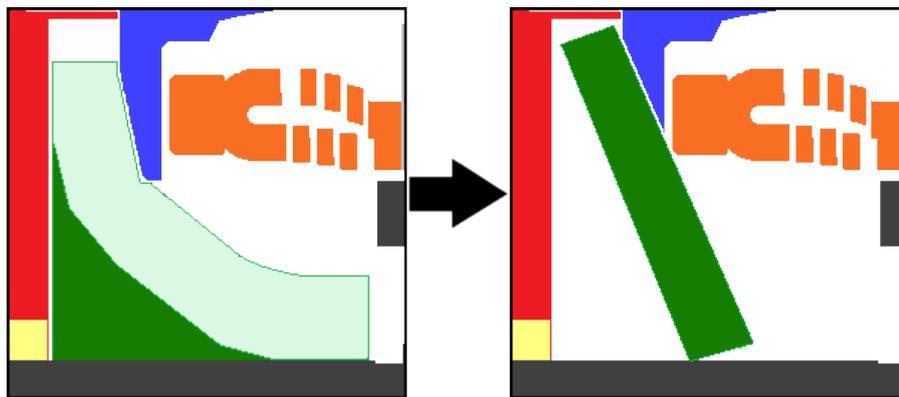
Dada la complejidad geométrica del mismo, se simplifica a una placa cilíndrica inclinada de volumen equivalente (ver Fig. 3.21a). La transferencia de calor entre este elemento y el aire de salida se produce a través de varias superficies. Las resistencias térmicas que representan estas vías de transferencia se unen en paralelo, para emplear únicamente un coeficiente de convección que dé cuenta de las tres superficies.

$$R_{vent,yrot} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_{vent} \cdot e_{vent}} \cdot \left[\frac{2 \cdot r_{eq,vent}^2 \cdot \ln\left(\frac{r_{eq,vent}}{r_{sh}}\right)}{r_{eq,vent}^2 - r_{sh}^2} - 1 \right] \quad (3.91)$$

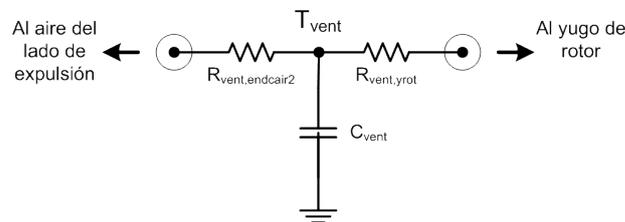
$$R_{vent,endc2} = R_{vent,endc2,1} \parallel R_{vent,endc2,2} \parallel R_{vent,endc2,3} \quad (3.92)$$

$$R_{vent,endc2,1} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_{vent} \cdot e_{vent}} \cdot \left[1 - \frac{2 \cdot r_{sh}^2 \cdot \ln\left(\frac{r_{eq,vent}}{r_{sh}}\right)}{r_{eq,vent}^2 - r_{sh}^2} \right] \quad (3.93)$$

$$R_{vent,endc2,2} = R_{vent,endc2,3} = \frac{e_{vent}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{vent} \cdot (r_{eq,vent}^2 - r_{sh}^2)} \quad (3.94)$$



(a) Aproximación geométrica para el ventilador



(b) Modelo en resistencias térmicas del ventilador

Figura 3.21: Modelo del ventilador

3.2.12. CIRCUITO DE CONDUCCIÓN

Con todos los elementos modelados, se puede construir el circuito que represente la transferencia de calor por conducción y las interacciones entre todos sus elementos.

En la figura 3.22 se representa un corte de una máquina autoventilada, con las resistencias que dan cuenta de la conducción.

Los extremos de los elementos que quedan libres en el circuito térmico de conducción representan los intercambios de calor con el aire que envuelve la máquina. Este intercambio de calor por convección se representa igualmente con resistencias térmicas. En el siguiente apartado se introduce el cálculo de las resistencias térmicas por convección y se definirán todos los intercambios de calor que se producen por este mecanismo entre las máquinas y los diferentes volúmenes de control de aire.

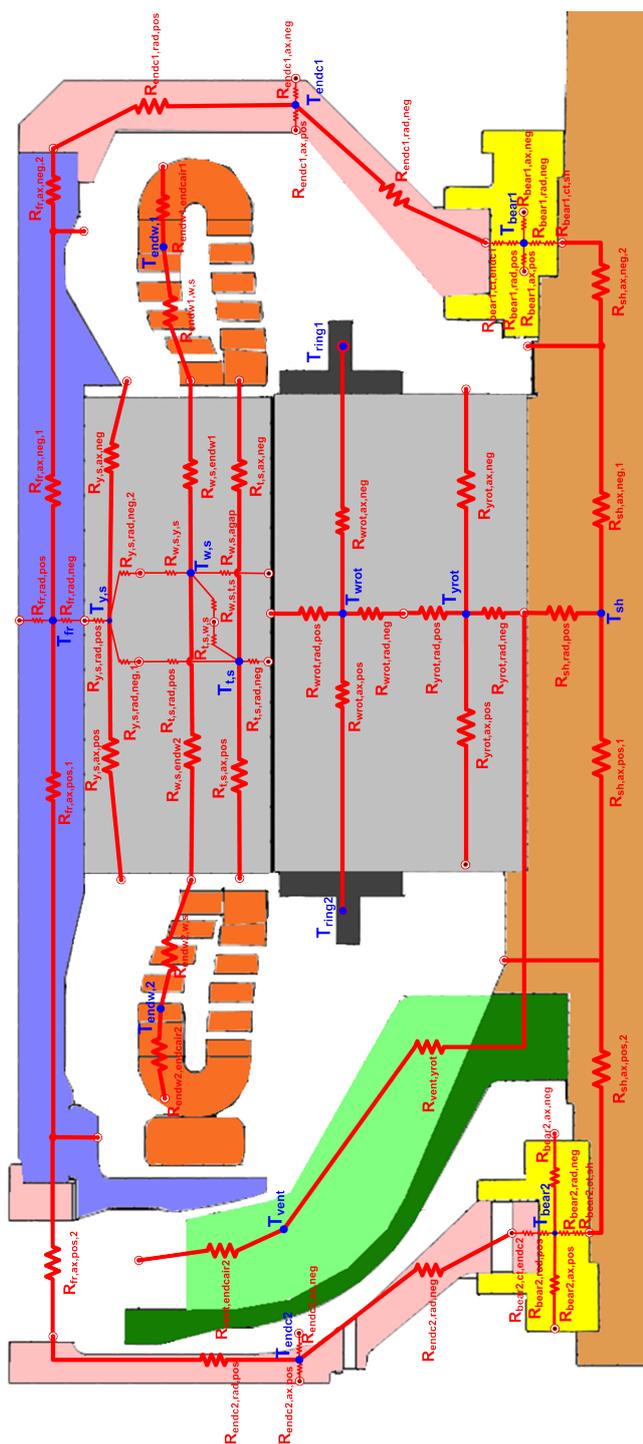


Figura 3.22: Circuito térmico de conducción completo de una máquina autoventilada.

3.3. CONVECCIÓN EN LAS MÁQUINAS ABIERTAS

En este apartado se definirán las resistencias térmicas de conducción, con el fin de representar todos los flujos de calor presentes en la máquina.

3.3.1. REPRESENTACIÓN EN EL CIRCUITO TÉRMICO

Para modelar la convección en un circuito térmico existen dos alternativas:

- El uso de generadores de calor en cada una de las superficies [MotorCAD, 2014]. El valor del generador de pérdidas equivaldrá al flujo de calor producido en cada superficie. Con la convención de signos establecida, estos generadores tendrán valor negativo.
- La separación en volúmenes de control del aire, tanto interno como externo, representados estos mismos con un nodo de temperaturas como si de un elemento más se tratase [Mellor et al., 1991]. La interacción entre estos nodos de aire y las superficies anteriormente mencionadas se establece mediante resistencias térmicas, usando la formulación de [Incropera et al., 2011]:

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} \cdot A} \quad (3.95)$$

Donde R_{conv} es la resistencia térmica, A es el área de la superficie donde se produce la convección y h_{conv} el coeficiente de convección asociado a dicha superficie.

En el modelo que se presenta se ha elegido la segunda opción por diferentes razones, que se citan a continuación:

- El número de volúmenes de control resultantes de la división del volumen total de aire es muy bajo, añadiendo muy poca complejidad numérica al sistema. Si se eligiese la opción de los generadores de calor para cada superficie, el número de nodos a añadir sería igual al número de superficies de convección del sistema, que es mucho mayor en el caso presentado.
- La introducción de condiciones de contorno tales como la temperatura ambiente es más sencilla, numéricamente hablando, lo que una vez más resta complejidad de cálculo y ahorra tiempo computacional.

- La interacción con el modelo hidráulico se simplifica por el uso del mismo sistema de separación por volúmenes de control, permitiendo el intercambio de información entre los dos modelos sin cálculos intermedios.

Cabe mencionar que, aunque la elección de las resistencias térmicas en este caso resulta favorable por las razones antes mencionadas, el uso de generadores de calor puede resultar más útil en determinadas situaciones, como por ejemplo en modelos térmicos para máquinas con un intercambiador de calor acoplado, o en una máquina con doble circuito de ventilación (Ver Figura 2.7). Es por tanto necesario estudiar cada caso individualmente y establecer cuales son las pautas de modelado en cada caso concreto.

3.3.2. IDENTIFICACIÓN DE VOLÚMENES DE AIRE

La identificación de volúmenes de aire se deberá hacer en cada caso, puesto que la refrigeración de los sistemas abiertos podrá variar.

Se han identificado los volúmenes de control de aire en una máquina autoventilada como la de la Figura 3.8a. En la Figura 3.23 se muestran estos volúmenes de aire identificados.

La siguiente lista muestra los volúmenes identificados:

- Aire del entrehierro
- Entrada de aire
- Salida de aire
- Canales de ventilación de rotor
- Canales de ventilación de estátor
- Aire exterior

En los siguientes apartados se estudiarán los volúmenes de control identificados. El cálculo de cada uno de los coeficientes de convección que se mencionan en los siguientes apartados se tratará de manera individual en el Capítulo 4.

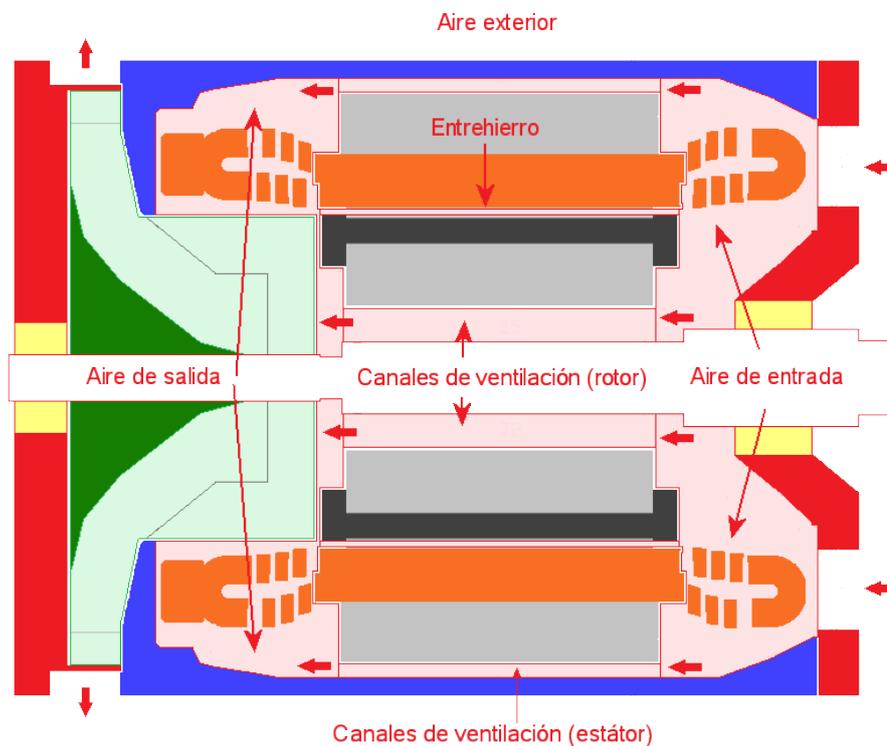


Figura 3.23: Identificación de volúmenes de control de aire para la convección

3.3.2.1. Aire del entrehierro

El aire del entrehierro representa el volumen de aire encerrado entre el rotor y el estator, y que dada la separación entre los dos elementos se comporta de manera especial, con un régimen de flujo de Taylor-Couette [Taylor, 1935]. Puesto que en máquinas de inducción con rotor liso el flujo de aire entre entrada y salida por este camino es mínimo [Gazley Jr., 1958], se separa de la representación del sistema hidráulico y queda únicamente para el estudio térmico como punto de intercambio de calor entre rotor y estator en dirección exclusivamente radial.

La convección en el entrehierro se modela con la ayuda de 3 resistencias de convección, representadas en la figura 3.24 y conectadas al nodo T_{agap} .

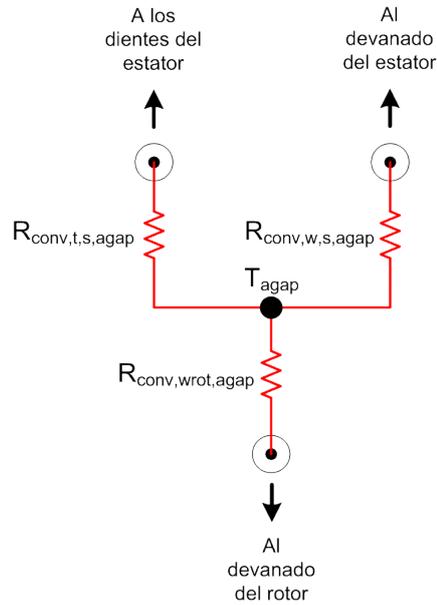


Figura 3.24: *Circuito térmico de convección en el entrehierro.*

$$R_{conv,wrot,agap} = \frac{1}{\pi \cdot D_{ext,rot} \cdot l_{Fe} \cdot h_{conv,agap}} \quad (3.96)$$

$$R_{conv,t,s,agap} = \frac{1}{Q_s \cdot (\tau_{slot,ag,s} - w_{s0}) \cdot l_{Fe} \cdot h_{conv,agap}} \quad (3.97)$$

$$R_{conv,w,s,agap} = \frac{1}{Q_s \cdot w_{s0} \cdot l_{Fe} \cdot h_{conv,agap}} \quad (3.98)$$

3.3.2.2. Aire de entrada

El volumen de control del aire de entrada representa el volumen de aire que hay en el lado de admisión entre la tapa de dicho lado, la carcasa y el extremo del paquete de estátor y rotor.

Como se verá en la división de los volúmenes de control para el sistema hidráulico, este volumen a su vez se subdivide en varios, según el tipo de resistencia de carga, pero por simplicidad se representa como un único volumen en el caso térmico y se emplea el valor de temperatura, representado

por el nodo $T_{endc1air1}$ para calcular las propiedades del aire para todos esos sub-volúmenes asociados.

El nodo de aire y las resistencias que dan cuenta de la convección con las diferentes superficies se muestra en la figura 3.25 .

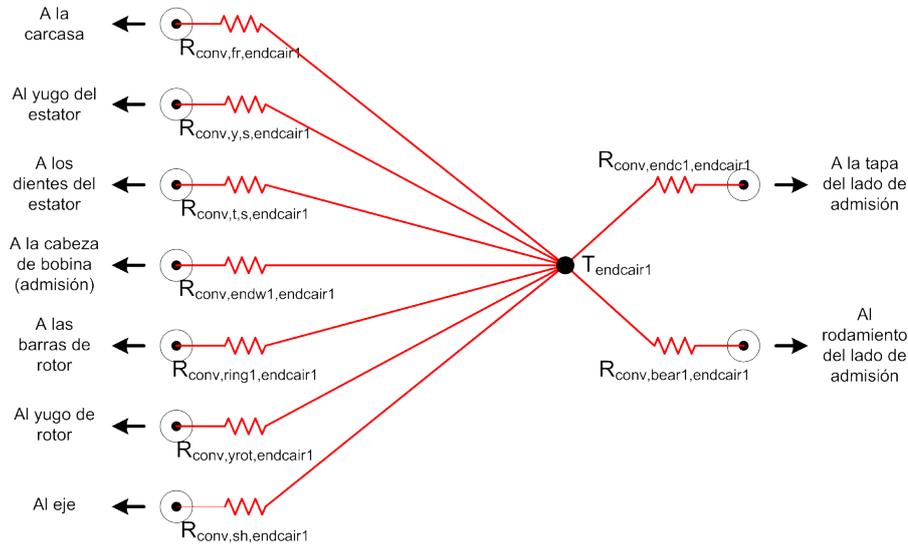


Figura 3.25: Circuito térmico de convección en el aire de entrada.

$$R_{conv,sh,endc1air1} = \frac{1}{S_{sh,endc1air1} \cdot h_{conv,sh-endc1air1}} \quad (3.99)$$

$$R_{conv,yrot,endc1air1} = \frac{1}{S_{Fe,rot} \cdot h_{conv,Fe,rot-endc1air1}} \quad (3.100)$$

$$R_{conv,ring1,endc1air1} = \frac{1}{h_{conv,ring1-endc1air1} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{ext,rot}^2 - D_{in,ring}^2)}{4}} \quad (3.101)$$

$$R_{conv,encw1,endc1air1} = \frac{1}{S_{encw1} \cdot h_{conv,encw1-endc1air1}} \quad (3.102)$$

$$R_{conv,t,s,endc1air1} = \frac{1}{Q_s \cdot (w_{t,m,s} \cdot h_{slot,s}) \cdot h_{conv,t,s-endc1air1}} \quad (3.103)$$

$$R_{conv,y,s,endc1air1} = R_{conv,y,s,endc1air1,1} \parallel R_{conv,y,s,endc1air1,2} \quad (3.104)$$

$$R_{conv,y,s,endc1,1} = \frac{1}{(h_{1,eq,y,s} - h_{2,eq,y,s}) \cdot h_{2,eq,y,s} \cdot h_{conv,1,y,s-endc1,1}} \quad (3.105)$$

$$R_{conv,y,s,endc1,2} = \frac{1}{(h_{1,eq,y,s} - h_{2,eq,y,s}) \cdot h_{1,eq,y,s} \cdot h_{conv,2,y,s-endc1,1}} \quad (3.106)$$

$$R_{conv,fr,endc1,1} = \frac{1}{\pi \cdot \frac{l_{fr} - l_{Fe}}{2} \cdot D_{ext,s} \cdot h_{conv,fr-endc1,1}} \quad (3.107)$$

$$R_{conv,bear1,endc1,1} = \frac{1}{S_{bear} \cdot h_{conv,bear1-endc1,1}} \quad (3.108)$$

$$R_{conv,endc1,endc1,1} = \frac{1}{h_{conv,endc1-endc1,1} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ext,s}^2 - D_{sh}^2)} \quad (3.109)$$

3.3.2.3. Aire de salida

El aire de salida es un volumen de control análogo al del aire de entrada. Es el volumen limitado entre la tapa del aire de expulsión, la carcasa y el paquete magnético de estátor y rotor.

Igual en el caso de la admisión, la temperatura de este nodo se empleará para el cálculo de las propiedades del aire para varios sub-volúmenes de control. El nodo, denominado $T_{endc1,2}$, así como las respectivas resistencias térmicas asociadas a cada superficie, se muestran en la figura 3.26.

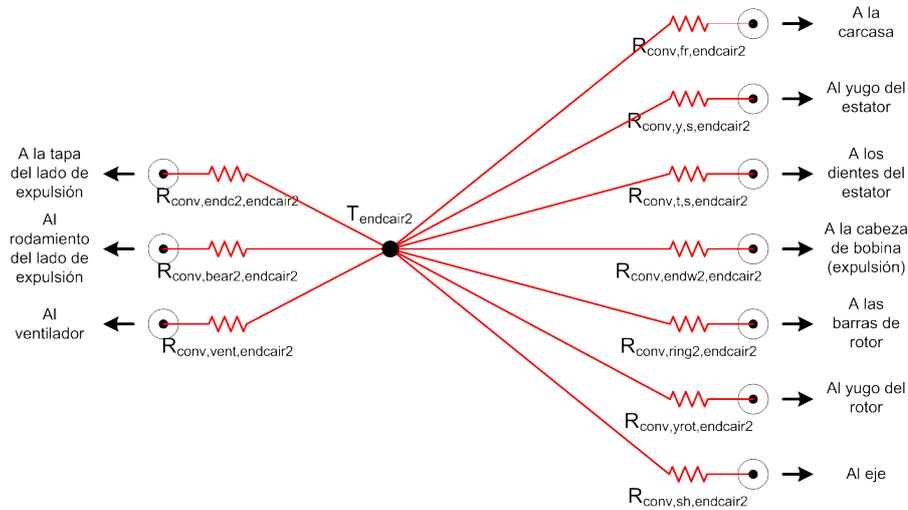


Figura 3.26: *Circuito térmico de convección en el aire de salida.*

$$R_{conv,sh,endc2} = \frac{1}{S_{sh,endc2} \cdot h_{conv,sh-endc2}} \quad (3.110)$$

$$R_{conv,grot,endc2} = \frac{1}{S_{Fe,rot} \cdot h_{conv,Fe,rot-endc2}} \quad (3.111)$$

$$R_{conv,ring2,endc2} = \frac{1}{h_{conv,ring2-endc2} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{ext,rot}^2 - D_{in,anillo,cort}^2)}{4}} \quad (3.112)$$

$$R_{conv,endw2,endc2} = \frac{1}{S_{endw2} \cdot h_{conv,endw2-endc2}} \quad (3.113)$$

$$R_{conv,t,s,endc2} = \frac{1}{Q_s \cdot (w_{t,m,s} \cdot h_{slot,s}) \cdot h_{conv,t,s-endc2}} \quad (3.114)$$

$$R_{conv,y,s,endc2} = R_{conv,y,s,endc2,1} \parallel R_{conv,y,s,endc2,2} \quad (3.115)$$

$$R_{conv,y,s,endc2,1} = \frac{1}{(h_{1,eq,y,s} - h_{2,eq,y,s}) \cdot h_{2,eq,y,s} \cdot h_{conv,1,y,s-endc2}} \quad (3.116)$$

$$R_{conv,y,s,endc2,2} = \frac{1}{(h_{1,eq,y,s} - h_{2,eq,y,s}) \cdot h_{1,eq,y,s} \cdot h_{conv,2,y,s-endc2}} \quad (3.117)$$

$$R_{conv,fr,endc2} = \frac{1}{\pi \cdot \frac{l_{fr} - l_{Fe}}{2} \cdot D_{ext,s} \cdot h_{conv,fr-endc2}} \quad (3.118)$$

$$R_{conv,bear2,endc2} = \frac{1}{S_{bear} \cdot h_{conv,bear2-endc2}} \quad (3.119)$$

$$R_{conv,endc2,endc2} = \frac{1}{h_{conv,endc2-endc2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ext,s}^2 - D_{sh}^2)} \quad (3.120)$$

$$R_{conv,vent,endc2} = \frac{1}{h_{conv,vent-endc2} \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D_{vent}^2 - D_{sh}^2) + e_{vent} \cdot \pi \cdot D_{vent} \right]} \quad (3.121)$$

3.3.2.4. Aire de los canales de ventilación de estátor

Para el aire de los canales de ventilación de estátor se establece un único volumen de control, desde la entrada hasta la salida de los mismos.

En este volumen de control se produce el intercambio de calor desde el paquete estatórico y desde la carcasa, y se transfiere el flujo de calor a través del aire al volumen de control del aire de expulsión.

Este volumen de control es análogo, geoméricamente hablando, al del circuito hidráulico (ver apartado 5.3.2.7). Sin embargo, el cálculo de la convección se realiza de un modo distinto debido a las particularidades del

sistema de ventilación, y la temperatura del aire, a pesar de ser calculada y empleada en la obtención de las propiedades del aire, no se establece como nodo de temperatura.

En la figura 3.27 se muestra la única resistencia que da cuenta de la transferencia de calor entre las superficies involucradas, mientras que en la ecuación 3.122 se muestra la expresión empleada para el cálculo de la misma.

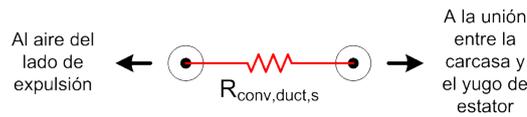


Figura 3.27: Circuito térmico de convección de los canales de estator.

$$R_{conv,duct,s} = \frac{1}{h_{conv,duct,s} \cdot p_{duct,s} \cdot l_{Fe} \cdot n_{duct,s}} \quad (3.122)$$

3.3.2.5. Aire de los canales de ventilación de rotor

Análogamente al aire de los canales de estator, se establece un único volumen de control sin nodo de temperatura, que dé cuenta de la transferencia de calor por conducción desde el rotor hacia el aire de salida. La resistencia y su formulación se muestran en la figura 3.28 y en la ecuación 3.123.



Figura 3.28: Circuito térmico de convección de los canales de rotor.

$$R_{conv,duct,rot} = \frac{1}{h_{conv,duct,rot} \cdot p_{duct,rot} \cdot l_{Fe} n_{duct,rot}} \quad (3.123)$$

3.3.2.6. Aire exterior

El aire exterior no se corresponde realmente con un volumen de control, aunque se modela igualmente, por medio de resistencias térmicas, el intercambio de calor de las superficies exteriores de la máquina con el ambiente.

El ambiente, representado por el nodo T_{amb} , es la condición de contorno principal del sistema. En la Figura 3.29 se muestra el nodo y las resistencias que dan cuenta de la transferencia de calor en cada superficie.

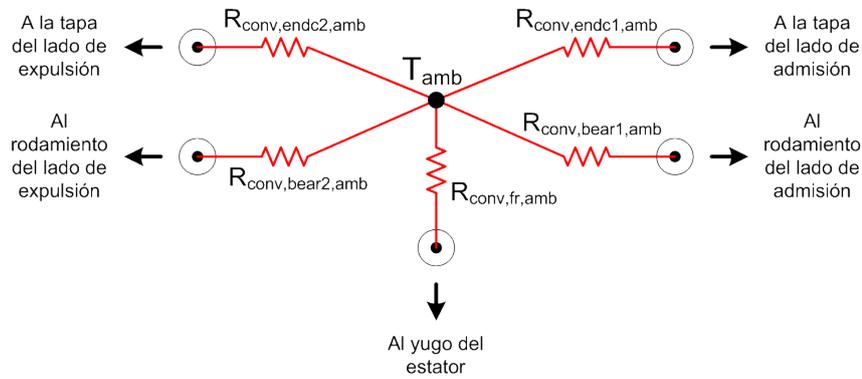


Figura 3.29: Circuito térmico de convección con el aire exterior.

$$R_{conv, endc1, amb} = \frac{1}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{ext,s}^2 - D_{sh}^2) \cdot h_{conv, endc1-amb}} \quad (3.124)$$

$$R_{conv, endc2, amb} = \frac{1}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{ext,s}^2 - D_{sh}^2) \cdot h_{conv, endc2-amb}} \quad (3.125)$$

$$R_{conv, fr, amb} = \frac{1}{\pi \cdot D_{ext,s} \cdot l_{fr} \cdot h_{conv, fr-amb}} \quad (3.126)$$

$$R_{conv, bear1, amb} = \frac{1}{S_{bear} \cdot h_{conv, bear1-amb}} \quad (3.127)$$

$$R_{conv, bear2, amb} = \frac{1}{S_{bear} \cdot h_{conv, bear2-amb}} \quad (3.128)$$

3.4. CIRCUITO TÉRMICO COMPLETO

En el apartado 3.2 se ha definido el circuito de conducción para una máquina autoventilada (Figura 3.22). A continuación, en el apartado 3.3 se han definido los circuitos térmicos que dan cuenta de la convección en los diferentes elementos.

Una vez establecidos los circuitos térmicos anteriores, es posible configurar un circuito térmico completo para una máquina eléctrica autoventilada. Este circuito se presenta en la Figura 3.30.

En los sucesivos capítulos se responderá a los aspectos que han quedado por resolver en estos apartados y que requieren un tratamiento especial. En el Capítulo 4 se establecerá la metodología de cálculo de los coeficientes de convección para una máquina abierta. Posteriormente, en el Capítulo 5, se detallarán las metodologías para el cálculo hidráulico.

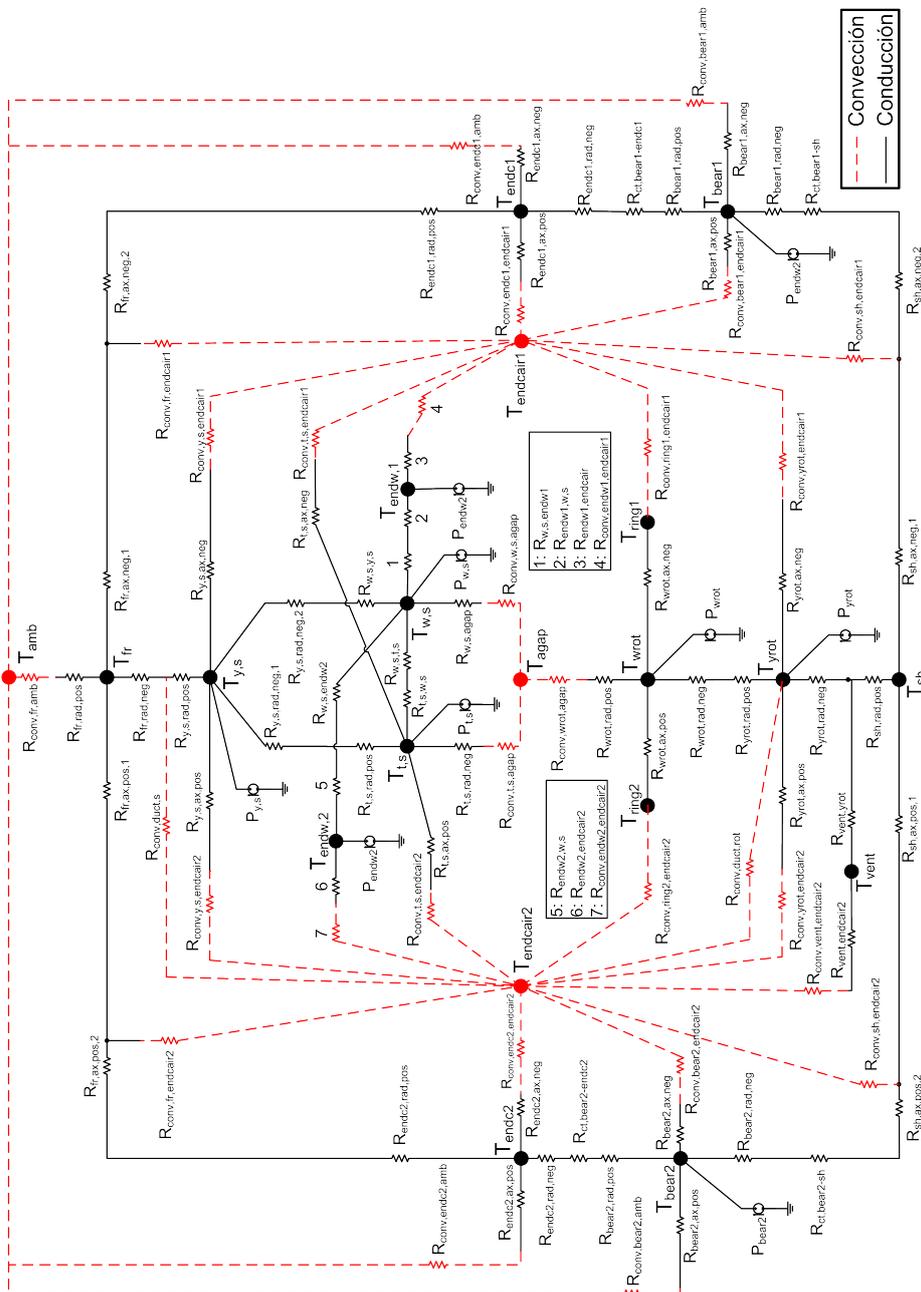


Figura 3-30: Circuito térmico de una máquina autoventilada.

CAPÍTULO 4

Convección en máquinas con refrigeración en circuito abierto

En este capítulo se analiza exhaustivamente la convección en las superficies de una máquina abierta, ofreciendo soluciones a problemas presentes en este tipo de máquinas.

En primer lugar se presenta una introducción, donde se explican algunos conceptos relacionados con el cálculo de convecciones por medio de correlaciones adimensionales. A continuación, se clasifican las superficies según una serie de criterios y se ofrecen expresiones para calcular la convección en cada una de ellas. Por último, se trata la convección en dos de las superficies más críticas de la máquina: los conductos de ventilación y las cabezas de bobina.

4.1. INTRODUCCIÓN

El cálculo de la convección es uno de los puntos clave en el cálculo térmico, y sin embargo, uno de los asuntos más difíciles de resolver. Este asunto no es exclusivo de un modelo algebraico de cálculo térmico como el presentado en el capítulo anterior, sino que es un factor fundamental también en otras metodologías, como por ejemplo el cálculo por elementos finitos, donde la convección normalmente debe ser calculada de manera externa.

Existen una serie de factores clave, relacionados directamente con el comportamiento del aire alrededor de las superficies, que son los que dificultan el cálculo de la convección y los flujos de calor entre la máquina y sus sistemas de refrigeración. Es por tanto necesario realizar una predicción correcta de los comportamientos del aire en cada superficie y asumir las hipótesis correctas para obtener una predicción con el mínimo error.

En los sucesivos apartados de este capítulo se analizará exhaustivamente la transferencia de calor de cada una de las superficies y los mecanismos de convección involucrados en cada una, y se definirán los métodos adecuados para el cálculo de la convección en una máquina abierta.

4.1.1. COEFICIENTES DE CONVECCIÓN E INTEGRACIÓN EN EL CIRCUITO TÉRMICO

Como se ha visto en el Capítulo 3, la convección es fácilmente integrable en el circuito térmico por medio de resistencias térmicas. Estas resistencias térmicas se calculan de la siguiente forma:

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} \cdot A} \quad (4.1)$$

Donde $R_{t,conv}$ es la resistencia térmica, A es el área de la superficie donde se produce la convección y h es el coeficiente de convección. Dado que la geometría de la superficie está definida, el único punto a resolver será el cálculo del coeficiente de convección, y este coeficiente variará en función de varios aspectos, que se enumeran a continuación:

- El tipo de convección que se produce: convección natural, convección forzada o convección mixta (una combinación de las dos anteriores).
- La geometría de la superficie: forma, posición y rugosidad.
- La velocidad del aire y el régimen de flujo asociado: régimen laminar, turbulento o de transición.

- Temperatura del aire y de la superficie.
- Otros aspectos.

El método más común para el cálculo del coeficiente de convección es por medio de una función de varios números adimensionales, que dan cuenta de los aspectos anteriormente mencionados [Incropera et al., 2011; Holman, 2010].

El cálculo del coeficiente de convección se realizará por medio de la relación que existe entre este y el número adimensional de Nusselt, Nu , que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre, comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción. La siguiente expresión da cuenta de esta relación:

$$h = \frac{Nu \cdot D}{\lambda_{air}} \quad (4.2)$$

Donde D es una dimensión característica de la superficie (por ejemplo, el diámetro de una placa circular o la longitud de una placa) y λ_{air} es la conductividad térmica del aire a temperatura de película $T_f = (T_s + T_\infty)/2$, con T_s y T_∞ las temperaturas de la superficie y del aire.

El número de Nusselt, que es el que da cuenta de la convección, está relacionado con otra serie de parámetros adimensionales, exclusivamente relacionados con el comportamiento del aire y su temperatura. En general, el número de Nusselt se relaciona con los números adimensionales de la siguiente forma:

$$\text{Convección forzada} \Rightarrow Nu = f(Re, Pr) \quad (4.3)$$

$$\text{Convección natural} \Rightarrow Nu = f(Gr, Pr) \quad (4.4)$$

En ecuaciones de la forma anterior, denominadas correlaciones, los números adimensionales Re , Pr y Gr miden lo siguiente:

Re Es el número de Reynolds. Relaciona los términos convectivos y los términos viscosos en el estudio del movimiento de los fluidos. En transferencia de calor se emplea en el cálculo de la convección forzada. Generalmente, se calcula por medio de la siguiente expresión:

$$Re = \frac{v_{air} \cdot D}{\nu} \quad (4.5)$$

Donde v_{air} es la velocidad del aire en la superficie a estudiar, D es una dimensión característica de la geometría y ν es la viscosidad cinemática del aire.

Pr Es el número de Prandtl. Relaciona la viscosidad y la difusividad térmica, y en problemas de transferencia de calor mide el espesor de las capas límite. El número de Prandtl se calcula por medio de la siguiente expresión:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (4.6)$$

Donde ν es la viscosidad cinemática del fluido y α es la difusividad térmica del fluido.

En general, se puede considerar cuando se trabaja con aire, que $Pr \approx 0,7$. [Incropera et al., 2011]

Gr Es el número de Grashof. Relaciona las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido, y se emplea para el cálculo de la convección natural. En las correlaciones de convección natural se puede encontrar solo o mediante el producto con el número de Prandtl, Pr , que se denomina número de Rayleigh, Ra .

El número de Grashof se obtiene por medio de la siguiente expresión:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot D^3}{\nu^2} \quad (4.7)$$

Donde g es la aceleración de la gravedad ($g = 9,8 \text{ m/s}^2$); β es el coeficiente de expansión volumétrica que se puede calcular como $\beta = 1/T$, con T la temperatura a la que se desea calcular; T_s y T_∞ son las temperaturas de la superficie y del aire respectivamente; D es una dimensión significativa de la superficie, y ν es la viscosidad cinemática del fluido.

Existe un gran número de correlaciones en la literatura asociada a la transferencia de calor [Incropera et al., 2011; Holman, 2010; Burmeister, 1993; Kays et al., 2005; Favre-Marinet y Tardu, 2010; VDI Gesellschaft, 2010; Kakaç et al., 1987] y también en numerosos estudios científicos, para calcular el número de Nusselt de geometrías básicas como cilindros, placas planas, conductos circulares, y otros, para todo tipo de regímenes hidráulicos y térmicos.

Sin embargo, y a pesar del gran número de fórmulas disponibles, estas no siempre son adecuadas para el estudio de la convección en máquinas

eléctricas, debido a la complejidad de las superficies y a otros factores, y encontrar la correlación adecuada requiere un conocimiento amplio de los mecanismos de transferencia de calor en el interior de la máquina.

En los siguientes apartados se tratará el tema de la transferencia de calor en las máquinas abiertas y se estudiarán las soluciones adoptadas.

4.1.2. CONVECCIÓN EN LAS MÁQUINAS ELÉCTRICAS

En general, en los estudios relacionados con el análisis térmico de máquinas eléctricas, el coeficiente de convección se suele calcular mediante el uso de expresiones experimentales en función de la velocidad del aire v , similares a la de la ecuación 4.8:

$$h = k_1 (1 + k_2 \cdot v^{k_3}) \quad (4.8)$$

Los coeficientes k_1 , k_2 y k_3 son los coeficientes de ajuste de la curva y deben ser obtenidos experimentalmente [Staton et al., 2005; Boglietti et al., 2009a]. El coeficiente k_1 da cuenta de manera exclusiva de la convección natural.

Se han llevado varios estudios a cabo con el fin de obtener estos coeficientes en máquinas cerradas con ventilación externa (denominadas TEFC por sus siglas en inglés, *Totally Enclosed Fan Cooled*). Se pueden encontrar valores en [Staton y Cavagnino, 2008; Boglietti et al., 2008; Boglietti et al., 2009a], así como un buen número de curvas en el software de cálculo térmico de máquinas de propósito general MotorCAD [Motor-CAD, 2014]. En general, se propone la correlación de Schubert [Schubert, 1968] como solución por defecto para calcular la transferencia de calor en máquinas TEFC, en la zona del aire alrededor de las cabezas de bobina (entre el final del paquete de chapas, la carcasa y las tapas). La expresión de Schubert es la siguiente:

$$h = 15 (1 + 0,4v^{0,9}) \quad (4.9)$$

A pesar de que este tipo de soluciones están lo suficientemente refrendadas por estudios científicos para máquinas cerradas, no parecen ser soluciones adecuadas para máquinas abiertas [Boglietti et al., 2009a], por lo que la obtención de expresiones generales o de una metodología válida para el estudio de todo tipo de máquinas se convierte en una necesidad. Por esto, las correlaciones adimensionales parecen ser la mejor opción si se trata de buscar una solución general, siempre y cuando la correlación sea la adecuada para cada superficie.

En los sucesivos apartados se enumeran las convecciones elegidas para cada una de las superficies, así como los aspectos a tener en cuenta para

los coeficientes de las zonas más críticas en el diseño y cálculo de máquinas autoventiladas.

4.1.3. CÁLCULO DE LAS VELOCIDADES DE AIRE

El conocimiento de las velocidades en cada superficie es necesario para calcular correctamente los coeficientes de convección en cada superficie. Sin embargo, un error en el cálculo de estas velocidades puede derivar en estimaciones de temperatura con un error igual de considerable, o incluso mayor. Estos errores de cálculo no son asumibles en ninguna etapa del cálculo de máquinas, puesto que puede conducir a conclusiones equivocadas en cuanto al funcionamiento o a errores de diseño críticos.

Debido a su complejidad, el cálculo y análisis de los flujos de aire se tratará en el Capítulo 5 de manera independiente, pero es importante tener en cuenta que su influencia será de gran importancia para conseguir un cálculo óptimo.

4.2. COEFICIENTES DE CONVECCIÓN DE UNA MÁQUINA CON REFRIGERACIÓN ABIERTA

Los coeficientes de convección se obtendrán mediante correlaciones empíricas encontradas en diferentes referencias bibliográficas. Estas correlaciones son función de números adimensionales de tal manera que se puedan emplear para todo tipo de superficies y fluidos.

En general, y dadas las altas velocidades del aire involucradas en la convección en este tipo de máquinas, la investigación estará centrada en flujos turbulentos. A pesar de esto, las investigaciones realizadas y las conclusiones adoptadas serán extensibles de igual manera para flujos en régimen laminar.

En general, el proceso de cálculo de los coeficientes de convección se puede resumir en los siguientes pasos:

1. Se calculan las propiedades termofísicas del aire necesarias para cada correlación a temperatura de película, T_f . Se denomina temperatura de película a la media entre la temperatura de la superficie, T_s , y la temperatura del aire, T_∞ :

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (4.10)$$

2. Se calcula el número de Reynolds, Re , en función de la velocidad del aire en cada superficie, y se comprueba su valor.

- 2.1 Si el número de Reynolds es mayor que 0, se emplea la correlación de convección forzada que corresponda, dependiendo de si existe régimen de flujo laminar o de transición-turbulento. El valor del número de Reynolds para hacer esta distinción variará en función de la geometría.
- 2.2 Si el número de Reynolds es 0, se emplea la correlación de convección natural para la geometría más aproximada.
3. Se evalúa la expresión para obtener el número de Nusselt que corresponda a dicha superficie, en función de los números adimensionales que correspondan. Una vez obtenido, se calcula el coeficiente de convección por medio de la expresión 4.2.

4.2.1. CLASIFICACIÓN DE LOS ELEMENTOS POR TIPO DE SUPERFICIE

Con el fin de facilitar el cálculo de las convecciones se han clasificado las superficies de conducción según su geometría, orientación, y su movimiento. Se han establecido las siguientes categorías:

1. Superficies planas verticales, perpendiculares al flujo de aire y sin rotación: Estas superficies se pueden dividir en tres sub-categorías.
 - 1.1 Las que tienen un flujo de aire enfrentado.
 - 1.2 Las que se quedan atrás del flujo de aire.
 - 1.3 Superficies verticales con convección natural.
2. Superficies planas verticales, perpendiculares al flujo de aire y con rotación. Como en el caso anterior, hay tres subcategorías.
 - 2.1 Las que tienen un flujo de aire enfrentado.
 - 2.2 Las que se quedan atrás del flujo de aire.
 - 2.3 Superficies verticales rotativas con convección con el aire exterior.
3. Paredes cilíndricas internas sin rotación.
4. Paredes cilíndricas externas sin rotación.
5. Superficies cilíndricas rotativas.
6. Superficies especiales.

Con estas categorías, se puede establecer la clasificación de cada superficie de los elementos. En la Tabla 4.1 se establece la relación de los elementos, sus superficies y el tipo de superficie asignada. Por otro lado, en la Tabla 4.2 se relacionan los elementos con los coeficientes de convección correspondientes en el circuito térmico (Figura 3.30) y la dimensión significativa necesaria para su cálculo.

En los siguientes apartados se muestran las convecciones correspondientes para cada categoría, una vez establecidas las convecciones para cada superficie. Todas las correlaciones seleccionadas son para temperatura de superficie constante y flujo de calor variable [Incropera et al., 2011].

Elemento	Superficie	Tipo*
Eje	Todas las superficies	4, 5
Yugo de rotor	Lado de admisión de aire	2.a, 1.c
	Lado de expulsión de aire	2.b, 1.c
Anillo de cortocircuito	Lado de admisión de aire	2.a, 1.c
	Lado de expulsión de aire	2.b, 1.c
Barras de rotor	Entrehierro	6
Devanado de estator	Entrehierro	6
Cabezas de bobina	Todas las superficies	6
Dientes del estator	Lado de admisión de aire	1.a, 1.c
	Lado de expulsión de aire	1.b, 1.c
	Entrehierro	6
Yugo del estator	Lado de admisión de aire	1.a
	Lado de expulsión de aire	1.b
Carcasa	Lado interior	3
	Lado exterior	4
Tapa lado entrada	Lado interior	1.b, 1.c
	Lado exterior	1.c
Tapa lado salida	Lado interior	1.a, 1.c
	Lado exterior	1.c
Rodamientos	Todas las superficies	
Conductos de ventilación	Conductos de estator	6
	Conductos de rotor	6
Ventilador	Todas las superficies	2.4

* Los tipos de superficie se enumeran en la lista de la página 101

Tabla 4.1: *Relación de elementos, superficies, tipo de convección asociada a cada una.*

Elemento	h_{conv}^*	D
Eje	$h_{conv,sh,endc1}$ $h_{conv,sh,endc2}$	D_{sh}
Yugo de rotor	$h_{conv,yrot,endc1}$ $h_{conv,yrot,endc2}$	$D_{in,ring} - D_{sh}$
Anillo de cortocircuito	$h_{conv,ring,endc1}$ $h_{conv,ring,endc2}$	$D_{ext,rot} - D_{in,ring}$
Barras de rotor	$h_{conv,agap,rot}$	—
Devanado de estator	$h_{conv,agap,w,s}$	—
Cabezas de bobina	$h_{conv,endw1,endc1}$ $h_{conv,endw2,endc2}$	— —
Dientes del estator	$h_{conv,t,s,endc1}$ $h_{conv,t,s,endc2}$ $h_{conv,agap,t,s}$	$h_{slot,s}$ $D_{in,y,s} - h_{slot,s}$ —
Yugo del estator	$h_{conv,y,s,endc1}$ $h_{conv,y,s,endc2}$	—
Carcasa	$h_{conv,fr,endc1}$ $h_{conv,fr,endc2}$ $h_{conv,fr,amb}$	$D_{ext,s}$ $D_{ext,fr}$
Tapa lado entrada	$h_{conv,endc1,endc1}$ $h_{conv,endc1,amb}$	$D_{ext,fr} - D_{bear,ext}$
Tapa lado salida	$h_{conv,endc2,endc2}$ $h_{conv,endc2,amb}$	$D_{ext,fr} - D_{bear,ext}$
Rodamientos	$h_{conv,bear1,endc1}$ $h_{conv,bear1,amb}$ $h_{conv,bear2,endc2}$ $h_{conv,bear2,amb}$	$D_{bear,ext} - D_{sh}$
Conductos de estator	$h_{duct,s}$	—
Conducutos de rotor	$h_{duct,rot}$	—
Ventilador	$h_{conv,vent,endc2}$	D_{vent}

* Los coeficientes de convección se nombran de la siguiente forma:

$h_{conv,elemento,nodo\ de\ aire}$ con el nodo de aire indicando la zona donde se produce la convección en las superficies de los elementos.

Tabla 4.2: Relación de elementos, convecciones asociadas a cada uno y dimensiones características.

4.2.2. CONVECCIÓN PARA SUPERFICIES PLANAS VERTICALES, PERPENDICULARES AL FLUJO DE AIRE Y SIN ROTACIÓN

Para la convección de superficies planas verticales, se emplean convecciones para placas planas de altura conocida. Sin embargo, y dado que la mayoría de las superficies son coronas circulares, se ejecuta una aproximación geométrica para poder usar las correlaciones.

Se asimilará la superficie de la corona circular a un cuadrado hueco de área equivalente (Figura 4.1). Para ello se hallan los lados de los cuadrados exterior e interior de la siguiente manera:

$$h_{1,eq} = D_{ext} \cdot \sqrt{\frac{pi}{4}} \tag{4.11}$$

$$h_{2,eq} = D_{in} \cdot \sqrt{\frac{pi}{4}} \tag{4.12}$$

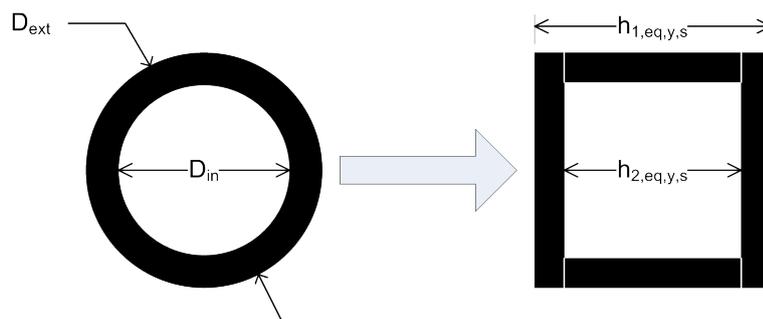


Figura 4.1: Aproximación de una corona circular a 4 placas rectangulares

Una vez hallados los dos lados de los cuadrados equivalentes, se emplean las correlaciones para las placas verticales correspondientes, dos de área $A_1 = h_{1,eq,y,s} \cdot (h_{1,eq,y,s} - h_{2,eq,y,s})/2$ y las otras dos de área $A_2 = h_{2,eq,y,s} \cdot (h_{1,eq,y,s} - h_{2,eq,y,s})/2$, calculando sus respectivos coeficientes de convección h_1 y h_2 .

La resistencia de convección asociada a cada superficie se calculará como la suma en paralelo de las resistencias de cada una de estas superficies:

$$Re_q = R_1 \parallel R_1 \parallel R_2 \parallel R_2 = \frac{1}{2 \cdot (h_1 \cdot A_1 + h_2 \cdot A_2)} \quad (4.13)$$

El comportamiento del aire en cada uno de los lados de la máquina será diferente, como se observa en la Figura 4.2, que corresponde a una simulación CFD para comprobar los flujos de aire en la máquina. En esta simulación se observa que la velocidad del aire en las superficies en las que incide el aire directamente es mucho mayor que en las mismas superficies del otro lado. Con el fin de recoger ambos comportamientos, se emplearán diferentes correlaciones para las superficies que se enfrentan al aire y que se quedan atrás del aire (Tipos de convección 1.a y 1.b de la Tabla 4.1), obtenidas de [Sparrow et al., 2004]. Estas correlaciones son sólo válidas para regímenes turbulentos. Para un régimen laminar en el caso del flujo enfrentado, se empleará la formula de Churchill & Berstein, obtenida de [Incropera et al., 2011].

Para el caso de un flujo pasante y régimen laminar o transitorio no se ha encontrado una correlación válida, puesto que la propuesta por [Sparrow et al., 2004] es sólo válida para el rango $7000 < Re < 80000$. Se proponen dos posibles soluciones para calcular la convección de estas superficies en estos casos:

- Emplear la correlación de régimen turbulento para cualquier valor de Reynolds.
- Emplear la correlación de convección natural (ecuación 4.16.)

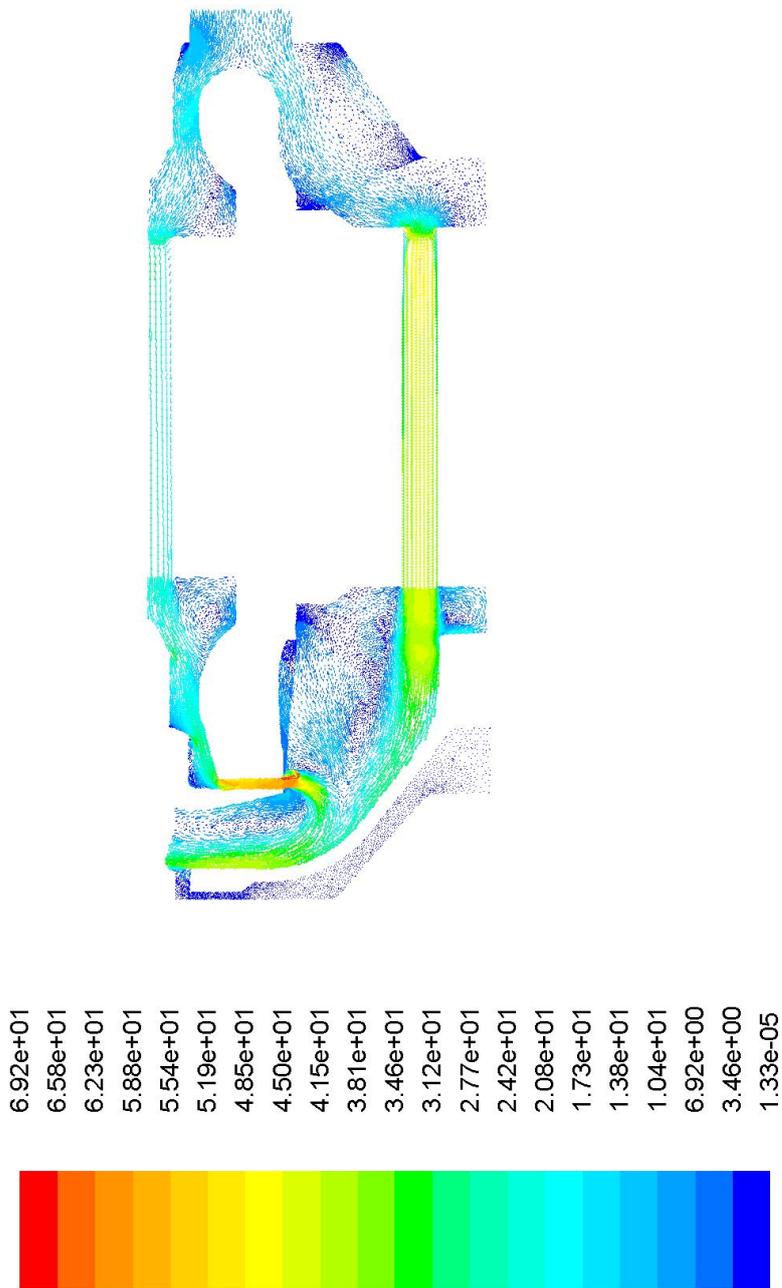
La correlación para un caso de **Tipo 1.a** se muestra en la ecuación 4.14:

$$Nu = \begin{cases} 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} & \text{si } Re < 10000 \\ 0,592 \cdot Re^{1/2} & \text{si } Re > 10000 \end{cases} \quad (4.14)$$

Y la correlación para el **Tipo 1.b** será:

$$Nu = \begin{cases} 0,17 \cdot Re^{2/3} & \text{si } 7000 < Re < 80000 \end{cases} \quad (4.15)$$

Para los casos de convección natural o para superficies verticales rotativas con velocidad nula (**Tipo 1.c**, Tabla 4.1), se realizará la misma aproximación geométrica y se empleará una convección de placas planas verticales con convección natural [Incropera et al., 2011]:



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

Figura 4.2: Simulación de CFD para obtener los flujos tangenciales en los lados de la máquina

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\} \quad (4.16)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (4.17)$$

4.2.3. CONVECCIÓN PARA SUPERFICIES PLANAS VERTICALES, PERPENDICULARES AL FLUJO DE AIRE Y CON ROTACIÓN

Para la convección de superficies verticales rotativas (**Tipo 2.a**, Tabla 4.1) se emplea la correlación de un disco que gira con un flujo másico enfrentado (Figura 4.3)[Cheng y Lin, 1994]. A pesar de no ser una correlación de convección, se aprovechan las analogías entre las transferencias de calor y de masa, y las analogías entre los números de Sherwood y de Nusselt [Incropera et al., 2011].

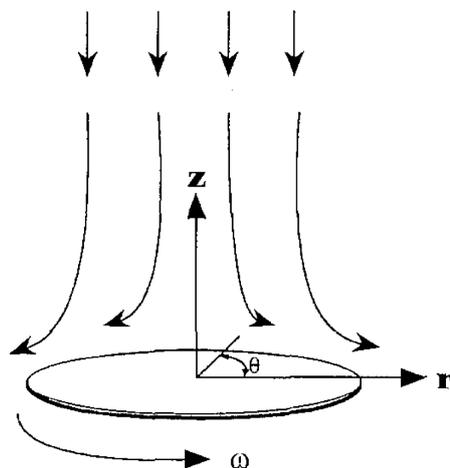


Figura 4.3: Convección sobre una placa circular giratoria [Cheng y Lin, 1994]

En este caso se emplean dos números de Reynolds, el debido a la rotación del disco y el del aire en movimiento.

$$Re_{\omega} = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60} \cdot D \quad (4.18)$$

$$Re_{air} = \frac{v_{air} \cdot D}{\nu} \quad (4.19)$$

$$Nu = 0,28973 \cdot (Re_{\omega}^2 + Re_{air}^2)^{1/4} \quad (4.20)$$

En el lado de expulsión de aire, se ha observado por medio de simulaciones de CFD que el flujo transversal de aire es mínimo (Figura 4.2). Se asume por tanto que la única convección se produce por el efecto del giro, y que $Re_{air} \approx 0$. Por lo tanto, para las superficies de **Tipo 2.b** (ver Tabla 4.1) se emplea la misma correlación pero teniendo en cuenta únicamente el número de Reynolds rotacional, Re_{ω} .

$$Nu = 0,28973 \cdot Re_{\omega}^{1/2} \quad (4.21)$$

Esta misma consideración se hará para los casos de superficies rotativas con convección al exterior (**Tipo 2.c**, Tabla 4.1).

4.2.4. CONVECCIÓN PARA PAREDES CILÍNDRICAS INTERNAS SIN ROTACIÓN

Para el cálculo de la convección en paredes cilíndricas internas con convección forzada (**Tipo 3**, Tabla 4.1), se emplea la correlación de Gnielinski para conductos circulares de paredes lisas con rugosidad comercial (eq. 4.22) [Kakaç et al., 1987].

Para evaluar el factor de fricción de una pared con rugosidad comercial existen multitud de alternativas [Kakaç et al., 1987], en las que el ábaco de Moody o la ecuación recursiva equivalente de Colebrook & White son los métodos de referencia. Se recomienda evaluar el factor de fricción empleando la expresión de Pethukov para fricción en paredes lisas (eq. 4.23), al no ser recursiva y ofrecer unos resultados muy parecidos a los de la ecuación de Colebrook & White [Kakaç et al., 1987].

$$Nu = \frac{\frac{f_{smooth}}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f_{smooth}}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.22)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_{smooth}}} = 0,79 \cdot \ln(Re) - 1,64 \quad (4.23)$$

$$Re = \frac{v_{air} \cdot D}{\nu} \quad (4.24)$$

Esta correlación es válida para el régimen turbulento, $Re > 2300$. Para el régimen laminar, se usará la correlación de Hausen [Incropera et al., 2011], donde Gz_D es el número adimensional de Graetz:

$$Nu = 3,66 + \frac{0,0668 \cdot Gz_D}{1 + 0,04 \cdot Gz_D^{2/3}} \quad (4.25)$$

$$Gz_D = \frac{D}{L} \cdot Re \cdot Pr \quad (4.26)$$

Se recomienda también usar un factor multiplicador para tener en cuenta los flujos no desarrollados en estas superficies. Se proporciona más información al respecto en el apartado correspondiente a la convección en los conductos (apartado 4.3).

Para evaluar la convección natural no se ha encontrado una ecuación para una geometría equivalente. Si no se dispone de información experimental previa, se puede obtener un valor orientativo para la convección natural por medio de la expresión 4.27, aproximada de la correlación de Kuehn & Goldstein para el cálculo de la convección en el espacio entre dos cilindros concéntricos [Kuehn y Goldstein, 1976]:

$$Nu = \frac{2}{-\ln\left(1 - \frac{2}{Nu_o}\right)} \quad (4.27)$$

$$Nu_o = \left\{ \left[39,24 + \left(0,587 \cdot Ra^{1/4} \right)^{5/3} \right]^9 + \left[0,1 \cdot Ra^{1/3} \right]^{15} \right\}^{1/15} \quad (4.28)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (4.29)$$

Esta correlación es válida para cualquier rango de Ra .

4.2.5. CONVECCIÓN PARA PAREDES CILÍNDRICAS EXTERNAS SIN ROTACIÓN

Para calcular la convección externa de paredes cilíndricas sin rotación (**Tipo 4**, Tabla 4.1) se emplean las fórmulas de Simonson para la convección externa natural de un cilindro horizontal [Simonson, 1988].

$$Nu = \begin{cases} 0,252 \cdot Ra^{1/4} & \text{si } 10^4 < Ra < 10^9 \\ 0,129 \cdot Ra^{1/3} & \text{si } 10^9 < Ra < 10^{12} \end{cases} \quad (4.30)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (4.31)$$

4.2.6. CONVECCIÓN PARA SUPERFICIES CILÍNDRICAS ROTATIVAS

Para calcular la convección en las superficies cilíndricas en rotación (**Tipo 5**, Tabla 4.1) se emplea una correlación para cilindros que giran alrededor del aire a temperatura constante [Kendoush, 1996].

$$Re = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60} \cdot D \quad (4.32)$$

$$Nu = 0,6366 \cdot (Re \cdot Pr)^{1/2} \quad (4.33)$$

4.2.7. CONVECCIÓN EN EL ENTREHIERRO

La transferencia de calor en el entrehierro de máquinas cilíndricas con rotor liso (en general, máquinas de inducción o de imanes enterrados) se resuelve asumiendo que el flujo de aire en el entrehierro se comporta como un flujo de Taylor-Couette, que sucede en el hueco entre dos cilindros concéntricos que rotan entre sí, y separados por una pequeña distancia (ver Figura 4.4). La transferencia de calor en este tipo de espacios fue tratada por primera vez por Taylor [Taylor, 1935] y sus investigaciones fueron ampliadas por Gazley [Gazley Jr., 1958].

Aunque existen investigaciones recientes que ofrecen nueva formulación para la convección en el entrehierro de máquinas de diferentes tipos [Howey et al., 2012], en este estudio se han empleado las fórmulas clásicas de Taylor y Gazley, puesto que están igualmente validadas por otros autores [Staton et al., 2005; Motor-CAD, 2014].

Para modelar la convección en el entrehierro se emplean las correlaciones basadas en estos dos estudios clásicos [Taylor, 1935; Gazley Jr., 1958], que evalúan el número de Taylor (eq. 4.35) para obtener el número de Nusselt de estas superficies. El número de Taylor evalúa si se trata de convección natural, régimen laminar o régimen turbulento.

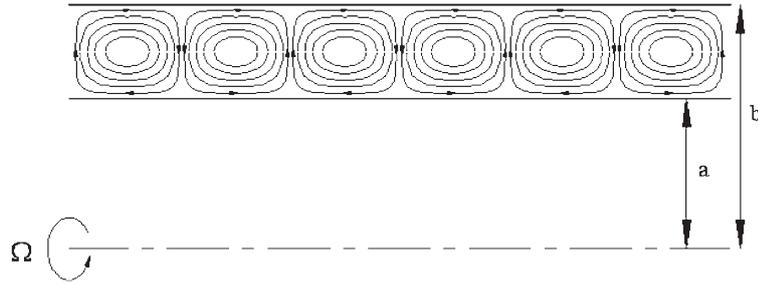


Figura 4.4: Vórtices de Taylor en el hueco de dos cilindros concéntricos con rotación [Howey et al., 2012].

$$Nu_{agap} = \frac{h_{conv,agap} \cdot h_{agap}}{\lambda_{air}} = \begin{cases} 2 & \text{si } Ta < 41 \\ 0,212 \cdot Ta^{0,63} \cdot Pr^{0,27} & \text{si } 41 < Ta < 100 \\ 0,386 \cdot Ta^{0,5} \cdot Pr^{0,27} & \text{si } Ta > 100 \end{cases} \quad (4.34)$$

$$Ta = Re \cdot \sqrt{\frac{h_{agap}}{r_{rot}}} = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot \nu} \cdot \sqrt{h_{agap}^3 \cdot r_{rot}} \quad (4.35)$$

En las expresiones anteriores, n es la velocidad de rotación en R.P.M.; ν es la viscosidad cinemática del aire a temperatura de película, calculando la temperatura de película con la temperatura de la superficie del rotor; h_{agap} es la longitud del entrehierro; r_{rot} es el radio del rotor y λ_{air} es la conductividad del aire a temperatura de película.

El coeficiente de convección, $h_{conv,agap}$, obtenido en eq. 4.34, se empleará para el cálculo de las resistencias térmicas $R_{conv,agap,wrot}$, $R_{conv,agap,t,s}$ y $R_{conv,agap,w,s}$.

Para máquinas de polos salientes, las consideraciones hidráulicas que se han asumido no son válidas, y se deben estudiar los flujos de aire en esta zona, tanto en la zona de las ranuras de estátor, como en los polos del rotor. El estudio de [Connor et al., 2012] da cuenta de este problema y ofrece soluciones para máquinas de estas características empleando programas de CFD.

4.3. CONVECCIÓN EN LOS CONDUCTOS DE VENTILACIÓN

La convección en los conductos de ventilación es uno de los principales mecanismos de los sistemas de refrigeración con circuito abierto para eliminar el calor de distintas partes de la máquina y su variación influye de manera directa en muchas de las temperaturas clave en el cálculo electromagnético. Por su importancia, el cálculo de la convección en estas superficies debe ser analizado en profundidad.

En los sucesivos apartados se analizarán aspectos clave para el cálculo de la convección en régimen turbulento, tales como: la rugosidad en los conductos y su relevancia en el cálculo; el desarrollo del flujo, los efectos de entrada y el incremento de la convección a consecuencia de esto; la rotación de los canales de rotor y el incremento del coeficiente debido a este efecto; y por último, la geometría de los conductos.

Finalmente se compararán varias correlaciones con una correlación experimental para elegir el candidato ideal para este tipo de conductos.

4.3.1. RUGOSIDAD

La rugosidad de las paredes es uno de los aspectos fundamentales a la hora de calcular convecciones para conductos de ventilación.

En general, se asumen paredes de acabado liso, con rugosidades típicas de tuberías, para el cálculo de convecciones en conductos de ventilación de máquinas [Motor-CAD, 2014; Kral et al., 2008; Staton y Cavagnino, 2008; He et al., 2013]. Sin embargo, en una máquina real en la que los conductos de ventilación estén en el paquete estatórico, por medio de agujeros practicados en la chapa (Ver Figura 4.5) o refrigerando la parte superior del paquete (Ver Figura 4.6), lo habitual no es tener superficies con rugosidades bajas, sino todo lo contrario.

Estos valores altos de rugosidad (comparados con valores comerciales para tuberías) pueden ser el resultado de irregularidades en el corte de la chapa y su posterior apilado, por acumulación de impurezas a lo largo del uso, o por una combinación de ambos factores. Por otro lado, y hablando de casos con conductos de ventilación practicados en las chapas, se pueden dar casos en los que se busque una no-concentricidad de los conductos en sucesivas chapas, en busca de una mejora de la refrigeración [Dessouky et al., 1998], lo que también conllevaría a irregularidades en las superficies de los conductos.

La rugosidad en estos conductos variará mucho en función del proceso de fabricación empleado y además es muy difícil de medir. Sin embargo, es

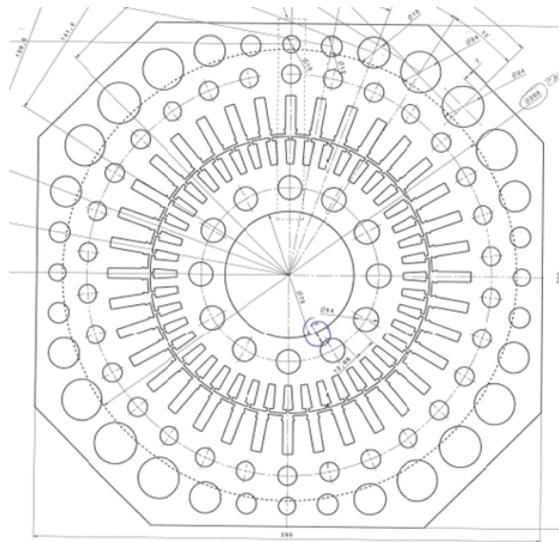


Figura 4.5: Plano de corte de una chapa magnética con conductos de ventilación interiores.

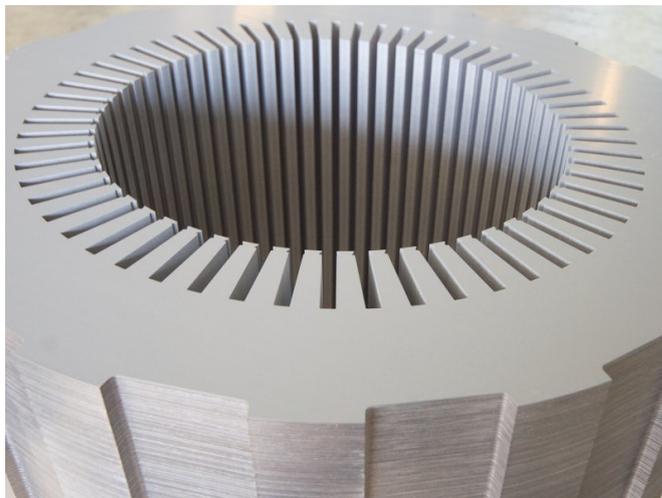


Figura 4.6: Detalle de la rugosidad en los canales de ventilación superficiales del estátor de una máquina.

posible calcular un valor de rugosidad en la etapa de diseño, empleando los valores máximo y mínimo de error permitidos por la norma [Standard ISO 2768-1:1989, 1989].

Para el caso que se implementa, se ha obtenido un valor de rugosidad, $\epsilon = 0,5$ mm., y por lo tanto, se han asumido un régimen turbulento hidráulicamente rugoso. Los regímenes hidráulicamente rugosos se pueden tener en cuenta por medio de correlaciones como las dadas en investigaciones o libros que traten la convección de las superficies con la suficiente profundidad [Kakaç et al., 1987; Kays et al., 2005].

4.3.2. DESARROLLO DE FLUJO Y EFECTOS DE ENTRADA

En general, en el cálculo de máquinas, y en concreto en el de los conductos de ventilación, se suelen considerar flujos completamente desarrollados.

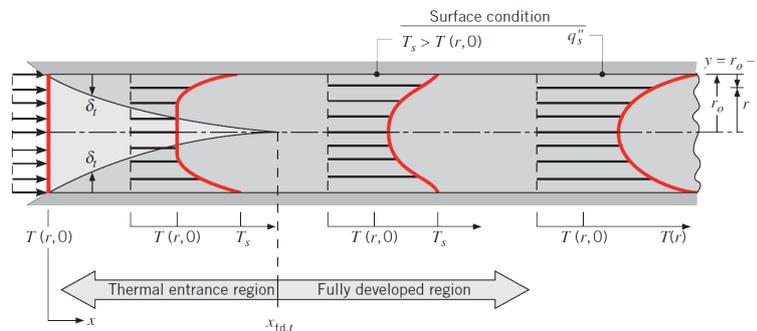


Figura 4.7: Desarrollo de la temperatura del flujo en la entrada de un conducto [Incropera et al., 2011].

Los flujos completamente desarrollados en un régimen turbulento se pueden asumir si la longitud es lo suficientemente larga, como se ve en la Figura 4.7. Sin embargo, en un conducto corto, el número de Nusselt local en la entrada de los conductos depende del ratio entre la posición relativa en la que se mide el valor y el diámetro hidráulico del conducto. Por tanto asumir flujos completamente desarrollados puede dar lugar a una subestimación del valor de los coeficientes de convección.

Estas consideraciones pueden verse a través de la siguiente expresión [Kakaç et al., 1987; Kays et al., 2005]:

$$\frac{Nu_m}{Nu_\infty} = 1 + \frac{C}{(x/D_h)} \quad (4.36)$$

Donde Nu_∞ es el número de Nusselt para un flujo completamente desarrollado, Nu_m es el número de Nusselt medio en la region de entrada, x es la longitud de la entrada y D_h el diámetro hidráulico. C es una constante que depende del tipo de entrada y sus valores se pueden obtener en [Kakaç et al., 1987; Kays et al., 2005].

Debido a que existe una incertidumbre en la etapa de diseño sobre qué tipo de entrada seleccionar, se propone el uso de un factor de aplicación general obtenido de [VDI Gesellschaft, 2010], donde L_{duct} es la longitud del conducto de ventilación:

$$\frac{Nu_m}{Nu_\infty} = 1 + \frac{1}{(L_{duct}/D_h)^{2/3}} \quad (4.37)$$

En el apartado 4.3.5 se mostrarán los efectos de este parámetro aplicándolo directamente a varias correlaciones.

4.3.3. ROTACIÓN DE LOS CONDUCTOS DE ROTOR

Los estudios más significativos que se han encontrado sobre la convección de conductos que giran alrededor de un eje son los realizados por Mori y Nakayama [Mori y Nakayama, 1967; Nakayama, 1968], que estudian el régimen laminar y el turbulento respectivamente.

En el estudio sobre el régimen laminar [Mori y Nakayama, 1967] se indica que existe un aumento considerable de la convección debido a los efectos rotacionales. Por otro lado, en el régimen turbulento [Nakayama, 1968] se indica que, a pesar de que también existe este aumento, este aumento es despreciable en comparación con los efectos de la turbulencia si el flujo no está completamente desarrollado.

Sin embargo, y como se verá en el Capítulo 5, se ha observado mediante simulaciones CFD que la rotación del rotor también conlleva un aumento de la velocidad, por haber un aumento de la presión dinámica (Figura 4.8). Puesto que este aumento de la velocidad se estará teniendo en cuenta, se asume que este incremento en la velocidad recogerá los efectos arriba mencionados y se tendrán en cuenta finalmente a la hora de calcular el coeficiente de convección.

4.3.4. GEOMETRÍA DE LOS CONDUCTOS

En la bibliografía relacionada, las correlaciones para conductos circulares son las más comunes. Sin embargo, es muy fácil encontrarse con conductos de ventilación que tienen una geometría diferente, y estos casos deberán ser tratados de manera individual.

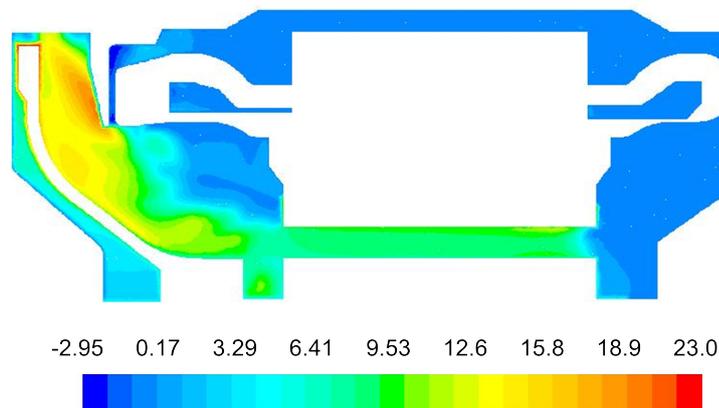


Figura 4.8: Aumento de velocidad debido a la rotación en los canales de rotor

Los conductos rectangulares son una opción bastante común en el caso de las máquinas eléctricas, por ejemplo, en conductos practicados en la carcasa. Para este caso en concreto, aunque los regímenes laminares y turbulentos no han sido estudiados con tanta profundidad como en los conductos circulares, la información disponible indica que las correlaciones de conductos circulares resultan válidas empleando el diámetro hidráulico como dimensión significativa [Kakaç et al., 1987; Kays et al., 2005; Favre-Marinet y Tardu, 2010]. El diámetro hidráulico para cualquier conducto se puede calcular por medio de su área, A , y de su perímetro, p , a través de la siguiente expresión:

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{p} \quad (4.38)$$

También se han visto conductos triangulares en topologías especiales. Por ejemplo, en [Burrer y Campbell, 2013], se usan estos conductos para refrigerar los imanes dispuestos en V. En casos como este, donde la geometría del conducto tiene esquinas agudas, se debe prestar especial atención. Se puede encontrar más información para estas y otras geometrías de conductos como elipses u oquedades entre dos cilindros en la bibliografía especializada [Kakaç et al., 1987; Kays et al., 2005; Favre-Marinet y Tardu, 2010; Burmeister, 1993].

4.3.5. SELECCIÓN DE LA CORRELACIÓN ADECUADA

En este apartado se intenta determinar la correlación adimensional más adecuada para el cálculo de máquinas con refrigeración abierta. Para ello, se compararán varias correlaciones con una correlación experimental para conductos de ventilación de la forma de 4.39, que servirá de referencia.

$$h = k_1 \left(1 + k_2 \cdot v^{k_3} \right) \quad (4.39)$$

Las correlaciones que se estudian son las siguientes:

- Correlación de Gnielinski:** La correlación de Gnielinski para conductos circulares de paredes con rugosidad suave es la correlación más comúnmente propuesta para calcular el coeficiente de convección de conductos en máquinas eléctricas [Motor-CAD, 2014; Kral et al., 2008; Staton y Cavagnino, 2008; He et al., 2013]. Sin embargo, y dadas las consideraciones sobre la rugosidad vistas con anterioridad, la correlación puede no ser adecuada y por eso se elige para su comparación.

La correlación es la que se ha empleado para las paredes cilíndricas internas sin rotación (ecuación 4.22, apartado 4.2.4) y se puede evaluar para el rango $2300 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ del número de Reynolds, y para el rango $0,5 \leq Pr \leq 2000$ del número de Prandtl. El factor de fricción se evaluará por medio de la expresión de Pethukov (ecuación 4.23)

- Correlación de Gowen & Smith:** Gowen & Smith proponen en [Gowen y Smith, 1968] una correlación para paredes con rugosidad alta, la cual se muestra en la ecuación 4.40. El factor de fricción f debe ser evaluado en este caso con una expresión diferente a la de los conductos de rugosidad leve. En [Kakaç et al., 1987] se propone la expresión de Nikuradse (ecuación 4.41) como la recomendada para evaluar el régimen hidráulicamente rugoso, empleando la rugosidad relativa de la pared, ϵ/D_h .

$$Nu = \frac{Re Pr \sqrt{f_{rough}/2}}{4,5 + \left[0,155 \left(Re \sqrt{\frac{f_{rough}}{2}} \right)^{0,54} + \sqrt{\frac{2}{f_{rough}}} \right] \sqrt{Pr}} \quad (4.40)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_{rough}}} = 3,48 - 1,737 \ln \left(\frac{2\epsilon}{D_h} \right) \quad (4.41)$$

La correlación es válida para $10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^4$, $0,7 \leq Pr \leq 390$ y un rango para la rugosidad relativa de $0,0024 \leq \epsilon/D_h \leq 0,05$.

- **Correlación de Bhatti & Shah:** Bhatti & Shah presentan en [Kakaç et al., 1987] dos correlaciones diferentes para conductos cilíndricos con fuerte rugosidad, empleando para ello los datos aportados por otros estudios. Se presentará únicamente una de las dos, puesto que su rango de aplicación es mayor, así como su rango de rugosidad relativa. La correlación se muestra en la ecuación 4.42, y como en el caso de la correlación de Gowen & Smith, el factor de fricción, f_{rough} , debe ser evaluado mediante la expresión de Nikuradse 4.41

$$Nu = \frac{(Re - 1000) Pr (f_{rough}/2)}{1 + \sqrt{\frac{f_{rough}}{2}} \left[(17,42 - 13,77 Pr_t^{0,8}) Re_\epsilon^{0,5} - 8,48 \right]} \quad (4.42)$$

$$Pr_t = 1,01 - 0,09 Pr^{0,36} \quad (4.43)$$

$$Re_\epsilon = \frac{\epsilon V \sqrt{f_{rough}/2}}{\nu} \quad (4.44)$$

La correlación es válida para $Re > 2300$, $0,5 \leq Pr \leq 5000$ y $0,001 \leq \epsilon/D_h \leq 0,05$. Como se puede observar, esta correlación es más compleja que las anteriores, e introduce dos números adimensionales: Pr_t se denomina número de Prandtl turbulento, y se puede evaluar mediante la expresión 4.43; Re_ϵ es el número de Reynolds de la rugosidad, y se evalúa con la expresión 4.44.

Se han representado gráficamente las 3 correlaciones, junto con la correlación empírica proporcionada por un fabricante de motores. Así mismo, también se representan las correlaciones de Gowen & Smith (ecuación 4.40) y la de Bhatti & Shah (ecuación 4.42) multiplicadas por el factor que tienen en cuenta flujos no desarrollados (ecuación 4.37).

Las dimensiones del conducto y las temperaturas relacionadas para calcular los números de Nusselt son las siguientes:

- Diámetro hidráulico: 38 mm.
- Longitud: 380 mm.
- Rugosidad de las paredes: 0.5 mm.
- Temperatura de entrada del aire: 50 °C.
- Temperature la superficie del conducto: 200 °C.

Las seis correlaciones calculadas para el conducto arriba descrito se pueden ver en la Figura 4.9, y los errores cometidos en cada una de las correlaciones con respecto a la experimental en la Tabla 4.3.

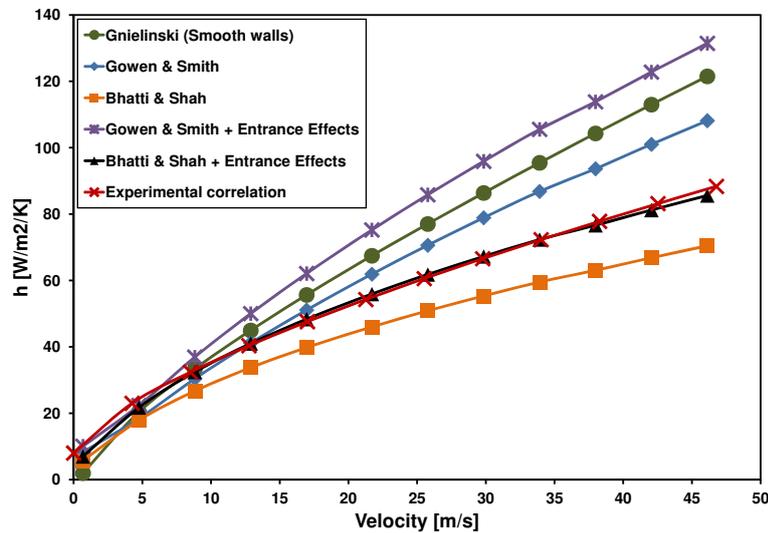


Figura 4.9: Comparación de correlaciones para los conductos de ventilación.

Correlación *	Error medio (%)	Error máximo (%)	Error (LS)**
1	-21,329	-38,772	4350,29
2	-10,1	-23,525	1604,09
2'	18,470	19,573	1447,76
3	-33,820	-50,137	8195,057
3'	0,905	2,245	43,03

* 1. Correlación de Gnielinski; 2. Correlación de Gowen & Smith

2'. Correlación de Gowen & Smith con efectos de entrada; 3. Correlación de Bhatti & Shah

3'. Correlación de Bhatti & Shah con efectos de entrada

** Error por el método de mínimos cuadrados

Tabla 4.3: Errores en las correlaciones comparadas para los conductos de ventilación.

Tal y como se observa en la Figura 4.9, la correlación de Bhatti & Shah con el coeficiente de efectos de entrada muestra una excelente concordancia con la correlación experimental y será por tanto la metodología por defecto para un conducto con alta rugosidad.

La correlación de Gnielinski no parece ser una candidata válida para velocidades altas en conductos de este tipo para regímenes turbulentos, si bien a velocidades menores de 15 m/s el error cometido (en general, menor al 10%) no es tan grande como a velocidades altas. Su uso se recomienda para calcular la convección en conductos practicados en la carcasa, donde la rugosidad es, generalmente, menor a la calculada.

Lo mismo sucede con la correlación de Gowen & Smith, aunque su solución está entre la correlación de Gnielinski y la experimental. Aunque el error cometido es mayor, esta correlación no debe ser descartada de manera prematura por no haber concordancia en este caso concreto. El rango de números de Prandtl indica que podría ser un candidato adecuado para otras soluciones de refrigeración forzada con fluidos, como por ejemplo con agua, donde el número de Prandtl oscila entre 4 y 10.

4.4. CONVECCIÓN EN LAS CABEZAS DE BOBINA

En este apartado, se tratará de determinar una correlación válida para las cabezas de bobina. La dificultad para obtener una correlación válida en este elemento viene relacionada con su compleja geometría.

Existen multitud de estudios sobre el coeficiente de convección de esta zona, y de los espacios de final de máquina para máquinas TEFC [Boglietti y Cavagnino, 2007; Staton y Cavagnino, 2008; Boglietti et al., 2009a; Boglietti et al., 2011]. En estos estudios se proponen fórmulas de la forma de la ecuación 4.8 para diferentes máquinas con devanado de hilo de cobre. Una de las conclusiones más repetidas en estos estudios es que la correlación de Schubert (ecuación 4.9, apartado 4.1.2) es la más indicada para este tipo de máquinas.

Aunque esta ecuación parece ser una de las más utilizadas, Boglietti concluye en [Boglietti et al., 2009a] que la curva de Schubert no es la opción más correcta para una máquina abierta y que se deben investigar los flujos de aire entrantes, que influyen directamente en el valor del coeficiente. Con esta última afirmación se vuelve a poner de manifiesto la importancia del cálculo y análisis de los flujos de aire.

Sobre el tipo de devanado en las cabezas de bobina, la correlación de Schubert (ecuación 4.9, apartado 4.1.2) no es válida para los devanados

pre-formados, según las investigaciones realizadas por Pickering y Micallef [Pickering et al., 2000; Micallef, 2006]. En estos estudios se obtienen coeficientes de convección en las cabezas empleando un programa CFD. Sin embargo, estos estudios se centran en modelar la resistencia térmica que hay directamente entre el devanado y la carcasa de una máquina cerrada, y en resaltar el potencial del software CFD para calcular térmicamente una máquina eléctrica.

Dado que no existe un método generalizado para las cabezas de bobina, se probarán correlaciones para varias geometrías aproximadas y se elegirá el mejor candidato evaluando el error cometido con una correlación experimental y probada.

4.4.1. CORRELACIONES SELECCIONADAS

Se seleccionan para la comparación, además de la correlación de Schubert (ecuación 4.9), dos correlaciones, basadas en el flujo cruzado sobre elementos.

4.4.1.1. Correlación para el flujo cruzado sobre un prisma cuadrado

Se selecciona la correlación de Sparrow para el flujo cruzado sobre un prisma largo cuadrado [Sparrow et al., 2004], por similitud geométrica con un conductor pre-formado (Figura 4.10).

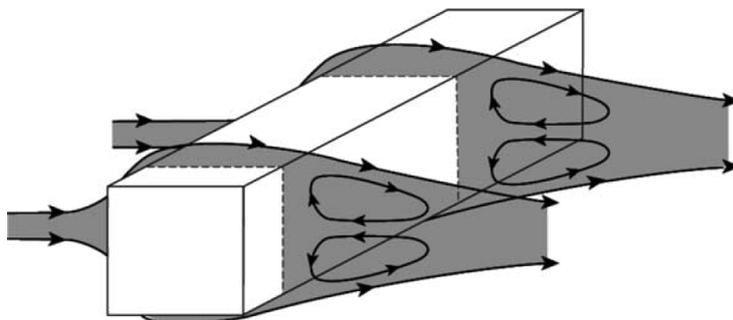


Figura 4.10: Flujo cruzado sobre un tubo cuadrado [Sparrow et al., 2004]

La correlación para estos tubos cuadrados se aplicará a la superficie total de todos los conductores.

$$Nu = 0,14 \cdot Re^{2/3} \quad (4.45)$$

$$Re = \frac{v_{endw} \cdot D_{h,cond}}{\nu} \quad (4.46)$$

$D_{h,cond}$ es el diámetro hidráulico del conductor y se calcula como en la ecuación 4.38, y v_{endw} es la velocidad del aire en la zona de paso de las cabezas de bobina.

4.4.1.2. Correlación para el flujo cruzado sobre un banco de tubos

Se selecciona la correlación de Zhukauskas para un flujo cruzado sobre una bancada de tubos (Fig 4.11) de [Incropera et al., 2011]. Para poder aplicar esta correlación, se debe asumir la aproximación que se muestra en la Figura 4.12, donde se supone que el flujo circula sobre unos tubos dispuestos en línea recta.

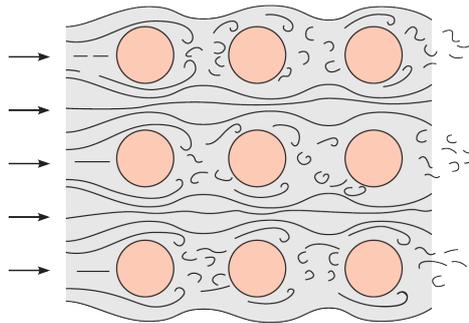


Figura 4.11: Flujo cruzado sobre un conjunto de tubos [Incropera et al., 2011]

La correlación es de la forma siguiente, donde C_1 y m son constantes que varían en función de $Re_{D,max}$:

$$Nu = C_1 \cdot C_2 \cdot Re_{D,max}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right) \quad (4.47)$$

En esta correlación, todas las propiedades del aire se calcularán a la temperatura media entre la temperatura de entrada y de salida del aire,

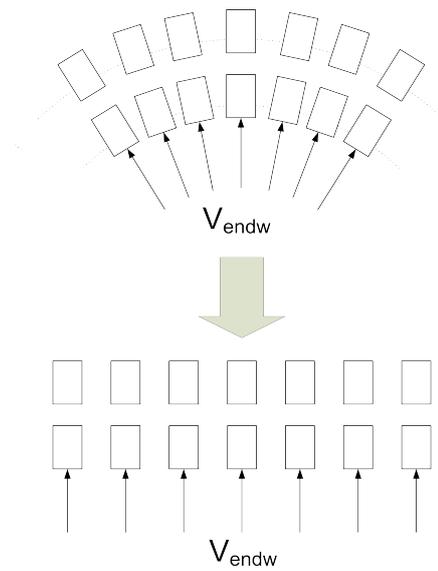


Figura 4.12: Aproximación de conductores dispuestos en círculo a conductores en línea recta

excepto Pr_s , que se evalúa a la temperatura de superficie del conductor. Los valores para C_1 y m en función de $Re_{D,max}$ se dan en la tabla 4.4.

$Re_{D,max}$	C_1	m
$10 - 10^2$	0,80	0,40
$10^2 - 10^3$	0,65	0,40
$10^3 - 2 \times 10^5$	0,27	0,63
$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0,021	0,84

Tabla 4.4: Constantes para la correlación de Zhukauskas para el flujo cruzado sobre un banco de tubos [Incropera et al., 2011]

El parámetro C_2 es función del número de filas de conductores. Se realiza la aproximación a dos filas porque en la metodología presentada se usan 2 conductores pre-formados por ranura, como en la Figura 3.13a. Para este caso, la constante toma el valor $C_2 = 0,8$. En el caso de que hubiera

más conductores por ranura, el valor de la constante se puede obtener en [Incropera et al., 2011].

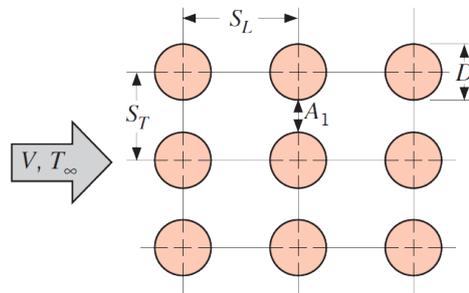


Figura 4.13: Dimensiones significativas para la correlación de Zhukauskas [Incropera et al., 2011]

Para calcular $Re_{D,max}$, se debe tener en cuenta el arreglo de los tubos (ver Figura 4.13), según la siguiente expresión:

$$Re_{D,max} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (4.48)$$

Los parámetros dimensionales S_T y D se pueden aproximar a valores de geometría existentes en la máquina, pudiendo así calcular el número de Reynolds, $Re_{D,max}$, para cualquier máquina con este tipo de devanado, donde p_{bar} , S_{bar} , w_{th} y w_{slot} son, respectivamente, el perímetro del conductor, la sección del conductor, el espesor del diente de la máquina y el espesor de la ranura de la máquina:

$$Re_{D,max} \approx \frac{1}{\frac{p_{bar}}{4 \cdot S_{bar}} + \frac{1}{w_{t,m,s} + w_{s2}}} \cdot \frac{v_{endw}}{\nu} \quad (4.49)$$

Con esta serie de aproximaciones, podemos evaluar la correlación para un conjunto de conductores pre-formados como los de la cabeza de bobina, y obtener un coeficiente de convección para todo el conjunto.

4.4.2. COMPARATIVA

En la Figura 4.14 se muestra una comparativa de las 2 correlaciones seleccionadas con una correlación experimental para cabezas de bobina y

la curva de Schubert, mientras que en la Tabla 4.5 se evalúa el error de las correlaciones con respecto a esta curva experimental.

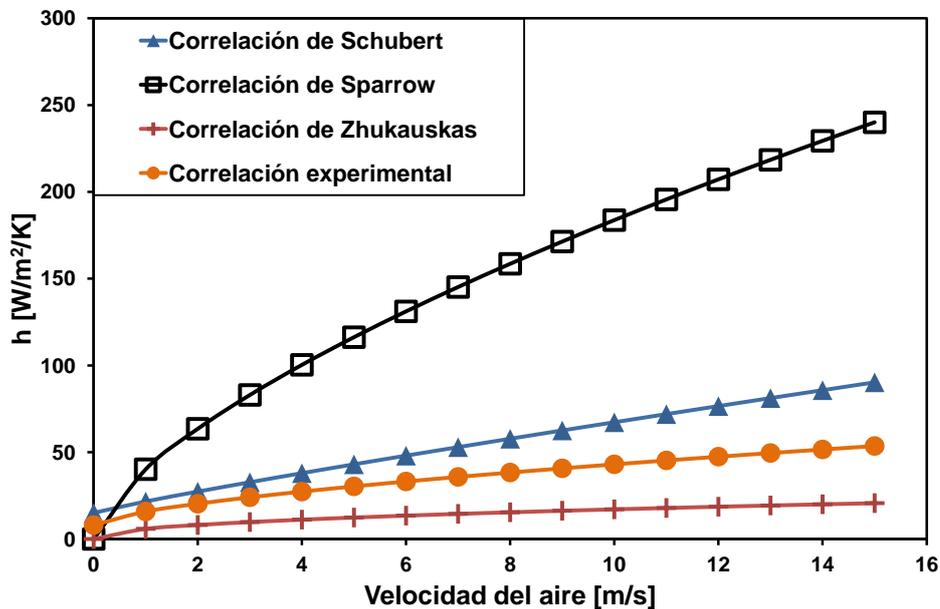


Figura 4.14: Comparación de correlaciones para las cabezas de bobina.

Correlación	Error medio (%)	Error máximo (%)	Error (LS)*
Sparrow	-318,04	-347,95	1102035,35
Zhukauskas	60,20	61,47	39240,37

Tabla 4.5: Error en las correlaciones comparadas para la convección en las cabezas de bobina.

Como se aprecia, el error cometido con todas las correlaciones es demasiado grande como para ser usadas en la forma actual. Sin embargo, y basándose en la investigación realizada para los conductos de ventilación, se puede dar cuenta de efectos hidráulicos por medio de un coeficiente de ajuste, como en el caso de los coeficientes de entrada de los conductos (ver apartado 4.3.2).

Con este concepto en mente, se propone un coeficiente de ajuste K que multiplicará a los números de Nusselt, con el fin de considerar efectos hidráulicos desconocidos o muy difíciles de predecir.

$$Nu_{adjusted} = K \cdot Nu \tag{4.50}$$

Puesto que los efectos hidráulicos son desconocidos en este momento, se obtendrán valores de K minimizando el error cometido por mínimos cuadrados con respecto a la curva experimental. En el siguiente apartado se muestran los resultados de dicho ajuste para las dos correlaciones seleccionadas y se acotará el rango de estos parámetros de ajuste para cada correlación, con el fin de proporcionar información útil para un diseño sin información previa.

4.4.3. AJUSTE DE CORRELACIONES

Se han ajustado las correlaciones propuestas en este texto por medio de una constante K que tiene en cuenta efectos hidráulicos desconocidos, y se han obtenido una serie de valores que se analizarán a continuación.

El primer ajuste de las correlaciones de Sparrow y Zhukauskas se ha hecho con respecto a la curva experimental con la que se han comparado las correlaciones en el apartado anterior. En la Figura 4.15 se puede ver el resultado de este ajuste, y en la Tabla 4.6 se muestran los errores obtenidos y el valor de K obtenido.

Correlación	K	Error medio (%)	Error máximo (%)	Error (LS)*
Sparrow	0,237	0,889	12,89	856,01
Zhukauskas	2,528	-0,601	-3,212	129,16

* Error por el método de mínimos cuadrados

Tabla 4.6: Resultados del ajuste con respecto a la curva experimental.

Como se observa en la Figura 4.15, y analizando los datos de los errores, la correlación de Zhukauskas para flujo sobre tubos ha sido ajustada con un error medio despreciable. Este hecho hace indicar que la elección de una constante de ajuste ha sido correcta, y que los efectos hidráulicos, aunque son desconocidos, pueden ser tenidos en cuenta. La correlación de Sparrow para un solo conductor también se ajusta con un error pequeño, pero es un peor candidato en este caso.

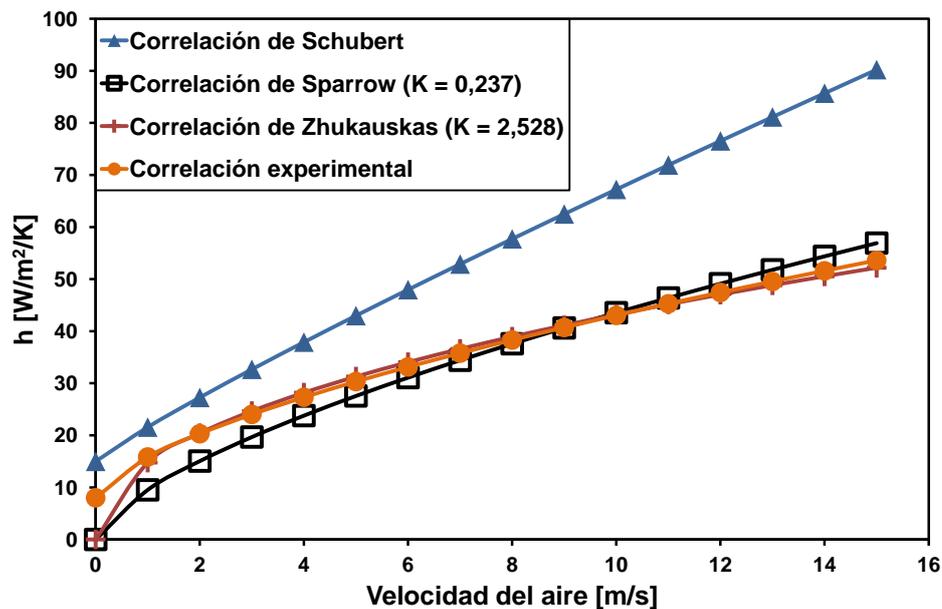


Figura 4.15: Comparación de correlaciones para las cabezas de bobina. Correlaciones ajustadas con respecto a la curva experimental.

También se ha realizado un ajuste con respecto a la curva de Schubert de ambas correlaciones. En la Figura 4.16 se representan los resultados de este ajuste, mientras que en la Tabla 4.7 se dan los errores cometidos en este ajuste.

Correlación	K	Error medio (%)	Error máximo (%)	Error (LS)*
Sparrow	0,371	-0,603	-1,998	811,15
Zhukauskas	3,939	-2,052	-15,887	1822,32

** Error por el método de mínimos cuadrados

Tabla 4.7: Resultados del ajuste con respecto a la curva de Schubert.

En relación a este ajuste, se ve que la correlación de Sparrow para tubos cuadrados se ajusta con un error mínimo para velocidades mayores a 4

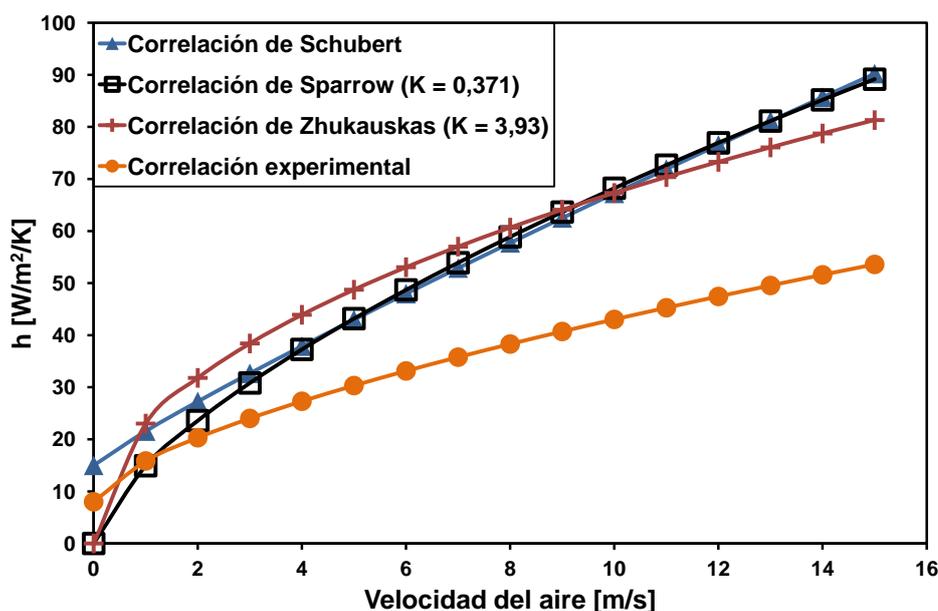


Figura 4.16: Comparación de correlaciones para las cabezas de bobina. Correlaciones ajustadas con respecto a la curva de Schubert.

m/s, mientras que el error es variable, aunque aceptable, para el caso de la correlación de Zhukauskas.

Dado que el objetivo es la búsqueda de una correlación para máquinas abiertas, y las investigaciones indican que la correlación de Schubert no es la más adecuada, se descartan estos valores de ajuste para el caso que implementa. Sin embargo, esta información resulta útil para una metodología de diseño general, puesto que la correlación ajustada de Sparrow puede ser un buen reemplazo para la curva de Schubert en una máquina cerrada, con el añadido de que la nueva correlación es adaptable a diferentes geometrías.

Para la metodología actual se establece como ecuación para el diseño la correlación de Zhukauskas con el valor $K = 2,528$. A pesar de esto, es importante mencionar que, dadas las incógnitas que rodean al comportamiento del aire en esta región, se espera que este parámetro pueda variar de forma irregular.

Con el objeto de establecer un límite superior a este coeficiente, se ha ajustado la correlación de Zhukauskas para tener un error mínimo con la

correlación de Schubert para velocidades menores a 7 m/s. El valor obtenido para este caso es de $K = 3,5$. Este ajuste se puede ver en la Figura 4.17, sin embargo, este límite superior debe ser tomado con cautela, puesto que como se verá en el análisis de los resultados en el Capítulo 7, una sobreestimación en los coeficientes de convección puede dar lugar a errores importantes en la estimación de las temperaturas asociadas de las cabezas de bobina.

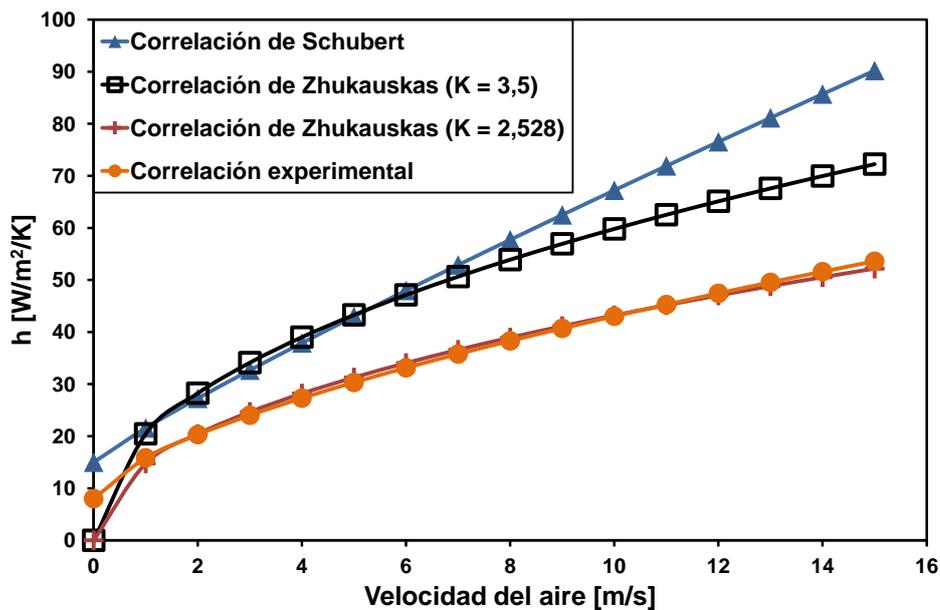


Figura 4.17: Comparación de correlaciones para las cabezas de bobina. Límite superior para la correlación de Zhukauskas.

CAPÍTULO 5

Modelo hidráulico de máquinas con refrigeración en circuito abierto

En este capítulo se presenta la metodología empleada para el cálculo hidráulico de máquinas con refrigeración abierta. Aunque las metodologías son de carácter general, el estudio hidráulico se ha particularizado para una máquina autoventilada abierta.

Tras una breve introducción, se realizará una descripción de la metodología que se va a emplear, donde se introducen los conceptos necesarios para el desarrollo de un circuito hidráulico. A continuación se desarrolla un circuito hidráulico completo para una máquina autoventilada, detallando la forma de calcular cada resistencia hidráulica. Por último se resolverán las cuestiones pertinentes al cálculo de presiones en el circuito

5.1. INTRODUCCIÓN

En los capítulos anteriores se ha puesto de manifiesto la importancia del cálculo de velocidades de aire en el interior de la máquina, siendo una parte fundamental del cálculo de los coeficientes de convección. Por lo tanto, la estimación correcta de velocidades se convierte en un requisito fundamental para conseguir una predicción correcta de las temperaturas.

Existen varias alternativas para efectuar el cálculo de los flujos de aire en máquinas eléctricas. Como se ha visto en el Capítulo 2, se puede apreciar que el método preferido por los investigadores para el conocimiento de la máquina es el uso de los programas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés). Sin embargo, debido al coste, tanto en términos computacionales como de preparación de las simulaciones, estos métodos son desaconsejables en una etapa temprana del diseño.

Un buen método rápido y fiable para calcular estas velocidades de aire es mediante el estudio del sistema mediante el análisis algebraico del sistema hidráulico, empleando resistencias hidráulicas para el cálculo de los flujos de aire. Este método, al igual que el método de resistencias térmicas presentado en el Capítulo 3, permite el cálculo rápido de las velocidades con un error muy despreciable. Además, gracias a su fácil implementación y a la posibilidad de ser parametrizado, permite el cálculo con muy poca información previa, siendo el candidato ideal en un escenario en el que el diseño de la máquina se debe hacer sin información previa [Motor-CAD, 2014; Staton y Cavagnino, 2008].

A través de este capítulo se presentan las metodologías empleadas para modelar un sistema hidráulico completo de una máquina autoventilada, así como las herramientas necesarias para modelar un sistema similar para otros casos diferentes.

5.2. MODELO ALGEBRAICO POR VOLÚMENES DE CONTROL

El modelo empleado para el cálculo se basa en el principio de Bernoulli. La ecuación 5.1 representa matemáticamente este principio bajo condiciones ideales en un volumen de control cualquiera, donde P_1 y P_2 son las presiones en la entrada y la salida del volumen de control; ρ_1 y ρ_2 son las densidad del aire en la entrada y la salida; v_1 y v_2 son las velocidades del aire en la entrada y la salida; γ es el peso específico del aire; y z_1 y z_2 son las alturas de la entrada y la salida:

$$P_1 + \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2} + \gamma \cdot z_1 = P_2 + \frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2} + \gamma \cdot z_2 \quad (5.1)$$

Dado que la ecuación 5.1 no contempla un escenario con pérdidas, es necesaria una modificación de la ecuación para tener en cuenta las pérdidas debidas a fricción, giros, contracciones o expansiones:

$$P_1 + \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2} + \gamma \cdot z_1 = P_2 + \frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2} + \gamma \cdot z_2 + \sum \Delta P_{losses} \quad (5.2)$$

La ecuación 5.2 se puede simplificar asumiendo las siguientes hipótesis:

- La variación de la densidad en el volumen de control es despreciable. Se puede considerar, por tanto, que la densidad de aire es constante en todo el volumen de control.
- Las alturas de la entrada y de la salida, z_1 y z_2 , son iguales.

De aplicar estas hipótesis a la ecuación 5.2 se obtiene la expresión 5.3:

$$P_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} = P_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} + \sum \Delta P_{losses} \quad (5.3)$$

En relación a las pérdidas de carga, ΔP_{losses} , de un sistema hidráulico, la forma general de calcularlas es mediante el concepto del coeficiente de carga ζ , también llamado resistencia adimensional hidráulica. La relación entre las pérdidas de carga y la resistencia adimensional hidráulica viene dada por la expresión 5.4, donde A es el área transversal del volumen de control y Q es el caudal volumétrico que transcurre por el mismo. A través de esa relación se puede establecer el concepto de resistencia hidráulica R_h :

$$\Delta P_{losses} = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \frac{\zeta \cdot \rho}{2 \cdot A^2} \cdot Q^2 = R_h \cdot Q^2 \quad (5.4)$$

$$R_h = \frac{\zeta \cdot \rho}{2 \cdot A^2} \quad (5.5)$$

Se establece por tanto una analogía con un sistema eléctrico, similar a la establecida en un sistema térmico. En la Tabla 5.1 se muestra dicha analogía.

Las resistencias hidráulicas se pueden dividir en dos categorías: las que son debidas a las pérdidas de carga por fricción y las que son debidas a giros, expansiones, contracciones y longitudes rectas.

Magnitud eléctrica	Magnitud hidráulica
Diferencia de Potencial (ΔV [V])	Diferencia de presiones (ΔP [Pa])
Corriente (I [A])	Caudal volumétrico (Q [m ³ /s])
Resistencia eléctrica (R [Ω])	Resistencia hidráulica (R_h [Kg/m ⁷])

Tabla 5.1: Analogía entre los sistemas eléctricos e hidráulicos

El parámetro más problemático a la hora de definir las resistencias hidráulicas es la resistencia hidráulica adimensional, ζ . La razón de esto es que adquiere distintos valores en función del número de Reynolds Re , la rugosidad de las paredes y la geometría del volumen de control, y es necesario encontrar la correlación adecuada para un cálculo correcto en la bibliografía relacionada [Idelchik y Fried, 1986; Daly, 1978].

5.3. CIRCUITO HIDRÁULICO DE UNA MÁQUINA AUTOVENTILADA

El cálculo hidráulico de una máquina se realiza a partir de un circuito hidráulico equivalente que representa el comportamiento del aire a lo largo de toda la máquina, por medio de la analogía presentada en el apartado anterior. En este circuito hidráulico se representa el caudal que circula por la máquina, la diferencia de presión que se genera en distintos puntos de la máquina y los distintos estrechamientos, ensanchamientos y giros que hay en el circuito y que se representan mediante resistencias hidráulicas.

Hay una particularidad en los circuitos hidráulicos, y es la no linealidad del sistema con respecto al caudal (ecuación 5.4). Esta no linealidad, no presente en la analogía térmica, implica la necesidad de unas nuevas normas a la hora de agrupar las resistencias para obtener una equivalente. En las ecuaciones 5.6 e 5.7 se dan las reglas para la agrupación de resistencias en serie y en paralelo para dos resistencias hidráulicas $R_{h,1}$ y $R_{h,2}$:

$$\text{Agrupación en serie: } \Rightarrow R_{h,eq} = R_{h,1} + R_{h,2} \quad (5.6)$$

$$\text{Agrupación en paralelo: } \Rightarrow \frac{1}{\sqrt{R_{h,eq}}} = \frac{1}{\sqrt{R_{h,1}}} + \frac{1}{\sqrt{R_{h,2}}} \quad (5.7)$$

Como se ha mencionado en el apartado anterior, las resistencias hidráulicas se dividen en dos grupos:

- Estrechamientos, ensanchamientos, giros o zonas de paso del aire.
- Resistencias por fricción, esto es, la resistencia al paso del aire que se genera a causa de la rugosidad de las paredes.

La resistencia hidráulica se define a través de la siguiente fórmula:

$$R_h = \frac{\zeta \cdot \rho}{2 \cdot A_0^2} \quad (5.8)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, A_0 representa el área de paso de menor magnitud y ζ la resistencia hidráulica adimensional, que adquiere un valor diferente dependiendo del número de Reynolds, Re , la temperatura del fluido, la rugosidad de las paredes y el tipo de obstáculo que atraviesa el aire. Puesto el caudal interior se obtendrá a través del circuito de resistencias, las cuales son función de Re , y este último es proporcional al caudal, se establece una relación recíproca entre los parámetros. En la figura 5.1 se muestra la relación entre los diferentes parámetros del cálculo hidráulico.

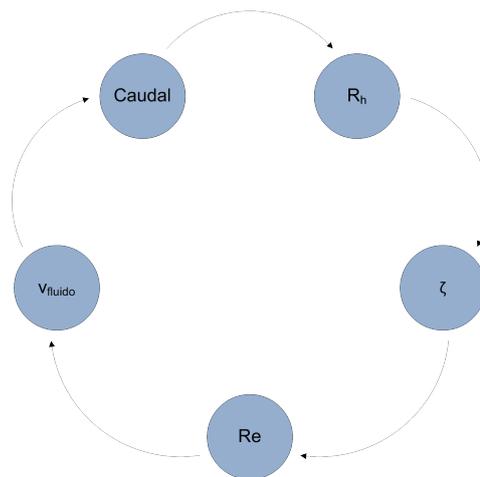


Figura 5.1: Relación entre los distintos parámetros del cálculo hidráulico

Estas relaciones hacen necesario un cálculo iterativo, el cual se detallará más adelante.

5.3.1. DESARROLLO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

Para realizar el desarrollo de un circuito hidráulico para una máquina abierta, es necesario estudiar la máquina y los pasos del aire con detenimiento, identificando cada uno de ellos y dividiendo el espacio de aire en pequeños volúmenes de control. En cada uno de estos volúmenes se calcularán las pérdidas de carga según el tipo de paso al que se enfrenta el aire. Aunque muchas de las consideraciones que se hagan para una máquina se podrán generalizar para un modelo parametrizable, muchas de las decisiones se deben tomar en función de la geometría de la propia máquina. Por lo tanto, para realizar un cálculo hidráulico óptimo, cada máquina deberá ser estudiada de manera independiente.

En este apartado se desarrolla el circuito hidráulico para una máquina autoventilada. En la figura 5.2 se muestra el corte de la máquina autoventilada que se ha implementado junto con el modelo térmico, mientras que en la Tabla 5.2 se detallan los volúmenes identificados y el tipo de resistencia a calcular en cada caso. Las resistencias hidráulicas adimensionales serán calculadas empleando las correlaciones para las resistencias hidráulicas adimensionales, ζ , disponibles en la bibliografía relacionada [Idelchik y Fried, 1986; Daly, 1978]. En la figura 5.2, las zonas marcadas en rojo indican una pérdida de carga (es decir, una resistencia hidráulica), mientras que la zona en verde indica un generador de presión; en este caso, el ventilador.

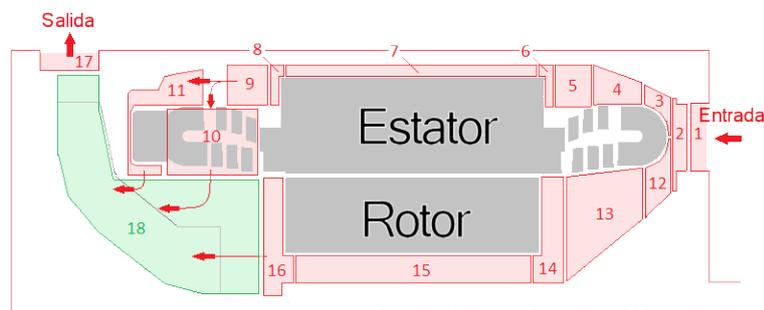


Figura 5.2: Volúmenes de control identificados en la máquina autoventilada (Vista de corte de la mitad de la máquina)

Una vez identificadas todas las zonas, se puede definir el circuito hidráulico, asignando una resistencia hidráulica a cada una de las zonas identificadas como pérdidas de carga, y una diferencia de presión positiva en la

Volumen	Zona	Tipo de resistencia
1	Estrechamiento a la entrada	Estrechamiento brusco
2	Ensanchamiento a la entrada	Ensanchamiento brusco
3	Estrechamiento en las cabezas de bobina	Estrechamiento gradual
4	Ensanchamiento tras paso por cabezas de bobina	Ensanchamiento gradual
5	Paso hacia entrada a los canales del estátor	Paso recto anular
6	Entrada a los canales de estátor	Estrechamiento brusco
7	Paso por los canales de estátor	Paso recto rectangular
8	Ensanchamiento tras paso por canales de estátor	Ensanchamiento brusco
9	Paso hacia entrada superior de cabezas de bobina	Paso recto rectangular *
10	Paso por las cabezas de bobina	Suma de 3 resistencias *
11	Paso por la zona de las conexiones	Suma de 7 resistencias **
12	Estrechamiento zona inferior de cabezas de bobina	Estrechamiento gradual
13	Ensanchamiento a la entrada	Ensanchamiento gradual
14	Entrada a los canales de rotor	Estrechamiento brusco
15	Paso por canales de rotor	Paso recto circular
16	Ensanchamiento a la salida de los canales de rotor	Ensanchamiento brusco
17	Ensanchamiento a la salida	Ensanchamiento brusco
18	Ventilador	-

* Dos giros de 90 ° y un paso recto

** Dos contracciones, dos giros, dos pasos rectos y una expansión

Tabla 5.2: Relación de volúmenes de control y los tipos de resistencia identificados en la Figura 5.2

zona identificada como generador de presión. En la figura 5.3 se muestra el circuito hidráulico empleado para la resolución de este sistema.

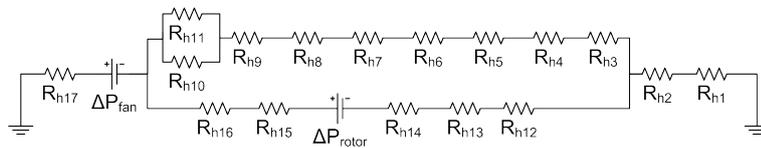


Figura 5.3: Circuito hidráulico

En esta figura aparece, además del generador de presión asignado al ventilador, ΔP_{fan} , otro generador denominado ΔP_{rotor} . Este generador no es un ventilador al uso y se trata de un aumento de presión debido al giro de los canales de rotor. Al tratarse de un caso especial, en la sección 5.4.2 se detallan las averiguaciones relacionadas con este caso concreto.

Si bien el desarrollo que se muestra es un caso particular para una máquina en concreto, las pautas seguidas para el desarrollo hidráulico serán las mismas para otra máquina con una ventilación forzada, bien sea autoventilada por medio de ventiladores acoplados al eje, bien por el uso de sistemas de ventilación externos.

En los siguientes apartados se trata individualmente cada volumen de control y se detalla el cálculo realizado para la obtención de las resistencias hidráulicas adimensionales.

5.3.2. CÁLCULO DE RESISTENCIAS HIDRÁULICAS

Puesto que la geometría está completamente definida tras el modelado térmico, el principal problema a la hora de obtener el valor de las resistencias hidráulicas es definir el valor de ζ .

Para obtener estos valores se ha recurrido a la numerosa información que se proporciona en [Idelchik y Fried, 1986]. Debido a la gran variedad de opciones que presenta este libro, y con el fin de simplificar el problema, se ha optado por clasificar las resistencias hidráulicas en seis grupos distintos, que son los siguientes:

- Estrechamiento brusco.
- Estrechamiento gradual.
- Ensanchamiento brusco.

- Ensanchamiento gradual.
- Giros: de 90° y en S.
- Pasos: distinguiendo entre área circular, rectangular y anular.

Para poder conocer la resistencia hidráulica adimensional de cada resistencia hidráulica es necesario conocer primero las distintas áreas transversales en cada una de las zonas identificadas en la Figura 5.2, así como los respectivos diámetros hidráulicos y las velocidades del aire.

Dada una zona cualquiera de las identificadas, hay que conocer de antemano los siguientes parámetros, donde XX será el número asignado a cada una de las zonas en la Tabla 5.2:

- Área transversal de entrada ($F_{XX,1}$).
- Área transversal de salida ($F_{XX,2}$).
- Área transversal mínima ($F_{XX,0}$).
- Diámetro hidráulico del área $F_{XX,0}$ ($D_{h,XX}$).
- Caudal que circula por la zona (Q_{XX}).
- Densidad del aire en la zona (ρ_{XX}).
- Longitud de la zona de paso (l_{XX}).

Siendo el caudal el único parámetro variable de todos ellos, y como se ha explicado anteriormente, el que implica la necesidad de un cálculo iterativo.

A continuación se definirán las resistencias hidráulicas para cada una de las zonas.

5.3.2.1. Zona 1. Estrechamiento a la entrada

Esta resistencia representa el estrechamiento que sufre el aire al entrar en la máquina. Puesto que la máquina dispondrá de un filtro de aire (necesario para evitar la entrada de impurezas en una máquina real), se añadirá a esta resistencia del estrechamiento la correspondiente a la del filtro. Por tanto, la resistencia R_{h1} se define como:

$$R_{h1} = R_{h1a} + R_{h1b} \quad (5.9)$$

R_{h1a} se define como un estrechamiento brusco (Figura 5.4), y la resistencia hidráulica adimensional se define utilizando la siguiente ecuación:

$$R_{h1a} = \frac{\zeta_1 \cdot \rho_1}{2 \cdot F_{1,0}^2} \quad (5.10)$$

$$\zeta_1 = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{F_{1,0}}{F_{1,1}} \right) \quad (5.11)$$

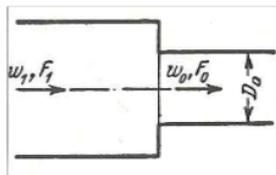


Figura 5.4: Estrechamiento brusco [Idelchik y Fried, 1986]

R_{h1b} representa la resistencia que genera el filtro y se calcula a partir de las curvas que ofrece el fabricante de los filtros. La Figura 5.5 muestra la curva presión-caudal para distintos tipos de filtros del fabricante Mahle, en concreto los de la serie Mioval [Mahle, 2014].

La resistencia hidráulica será la pendiente de la curva correspondiente al filtro escogido. Aunque se han mostrado el caso particular de un fabricante, estas curvas son proporcionadas siempre por los mismos puesto que este parámetro es fundamental para usos y aplicaciones de los filtros en sistemas hidráulicos. Este caso, por tanto, es extensible a cualquier otro.

5.3.2.2. Zona 2: Ensanchamiento a la entrada

Equivale al primer ensanchamiento que sufre el aire al atravesar los conductos de entrada, se define como un ensanchamiento brusco (Figura 5.6) y la resistencia hidráulica adimensional equivalente se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$R_{h2} = \frac{\zeta_2 \cdot \rho_2}{2 \cdot F_{2,0}^2} \quad (5.12)$$

$$\zeta_2 = \left(1 - \frac{F_{2,0}}{F_{2,2}} \right)^2 \quad (5.13)$$

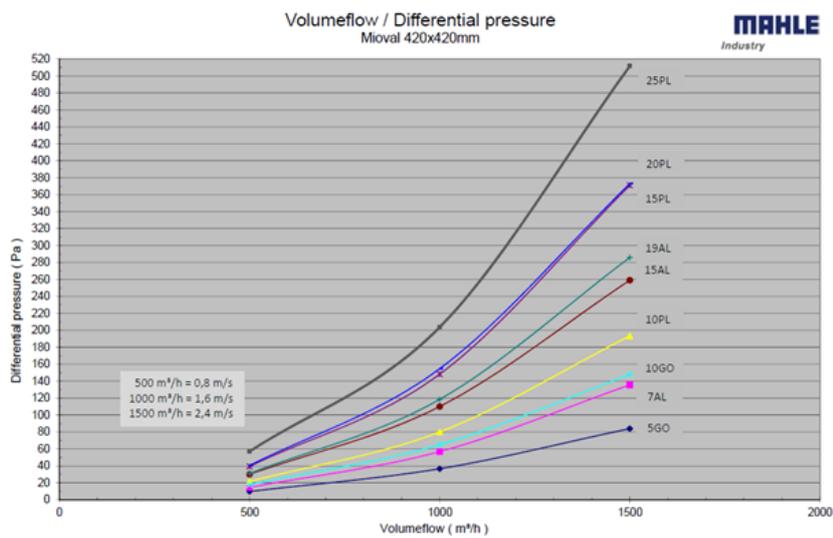


Figura 5.5: Curva presión caudal de unos filtros comerciales [Mahle, 2014]

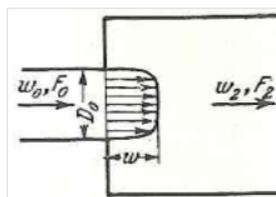


Figura 5.6: Ensanchamiento brusco [Idelchik y Fried, 1986]

5.3.2.3. Zona 3: Estrechamiento de la zona superior de las cabezas de bobina

Representa la zona de paso entre las cabezas de bobina y la carcasa, se calcula como un estrechamiento gradual (Figura 5.7) y la resistencia hidráulica adimensional se define con la siguiente expresión:

$$R_{h3} = \frac{\zeta_3 \cdot \rho_3}{2 \cdot F_{3,0}^2} \tag{5.14}$$

$$\zeta_3 = \zeta'_3 \cdot \left(1 - \frac{F_{3,0}}{F_{3,1}}\right) + \zeta_{3,f} \quad (5.15)$$

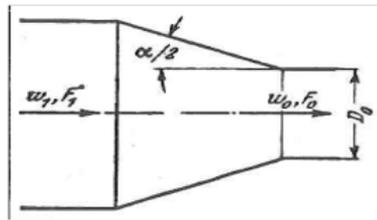


Figura 5.7: Estrechamiento gradual [Idelchik y Fried, 1986]

El valor de ζ'_3 se obtiene de la Tabla 5.3 en función de la longitud, el diámetro hidráulico del área de paso y el ángulo del estrechamiento, mientras que el valor de $\zeta_{3,f}$ se obtiene de las gráfica mostrada en la Figura 5.8 .

l/D_h	α								
	0	10	20	30	40	60	100	140	180
0.025	0.50	0.47	0.45	0.41	0.41	0.40	0.42	0.45	0.50
0.05	0.50	0.45	0.41	0.35	0.33	0.30	0.35	0.42	0.50
0.075	0.50	0.42	0.35	0.30	0.26	0.23	0.30	0.40	0.50
0.10	0.50	0.39	0.32	0.25	0.22	0.18	0.27	0.38	0.50
0.15	0.50	0.37	0.27	0.20	0.16	0.15	0.25	0.37	0.50
0.60	0.50	0.27	0.18	0.13	0.11	0.12	0.23	0.36	0.50

Tabla 5.3: Valores de ζ' [Idelchik y Fried, 1986]

5.3.2.4. Zona 4. Ensanchamiento tras paso por cabezas de bobina

Se calcula como un ensanchamiento gradual (Figura 5.9) y la resistencia adimensional se calcula a partir de las siguientes expresiones:

$$R_{h4} = \frac{\zeta_4 \cdot \rho_4}{2 \cdot F_{4,0}^2} \quad (5.16)$$

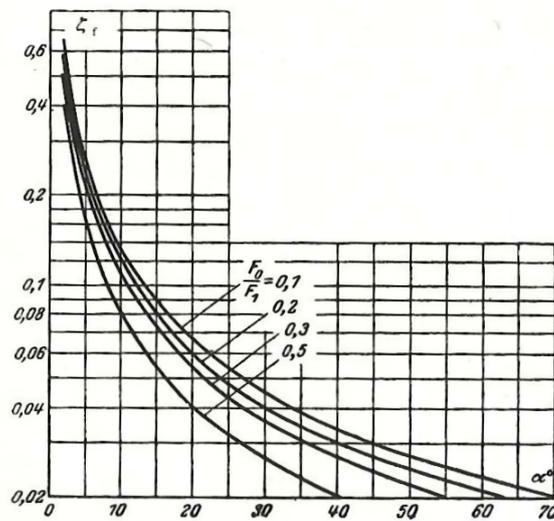


Figura 5.8: Diagrama para el cálculo de $\zeta_{3,f}$ para un estrechamiento gradual [Idelchik y Fried, 1986]

$$\zeta_4 = \zeta_{4,elarg} + \zeta_{4,f} \quad (5.17)$$

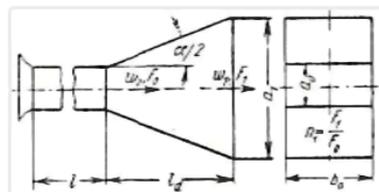


Figura 5.9: Ensanchamiento gradual [Idelchik y Fried, 1986]

El valor de $\zeta_{4,f}$ se calcula de la misma manera que $\zeta_{3,f}$, por medio de la Figura 5.8. $\zeta_{4,elarg}$ se calcula por medio del diagrama presente en la Figura 5.10.

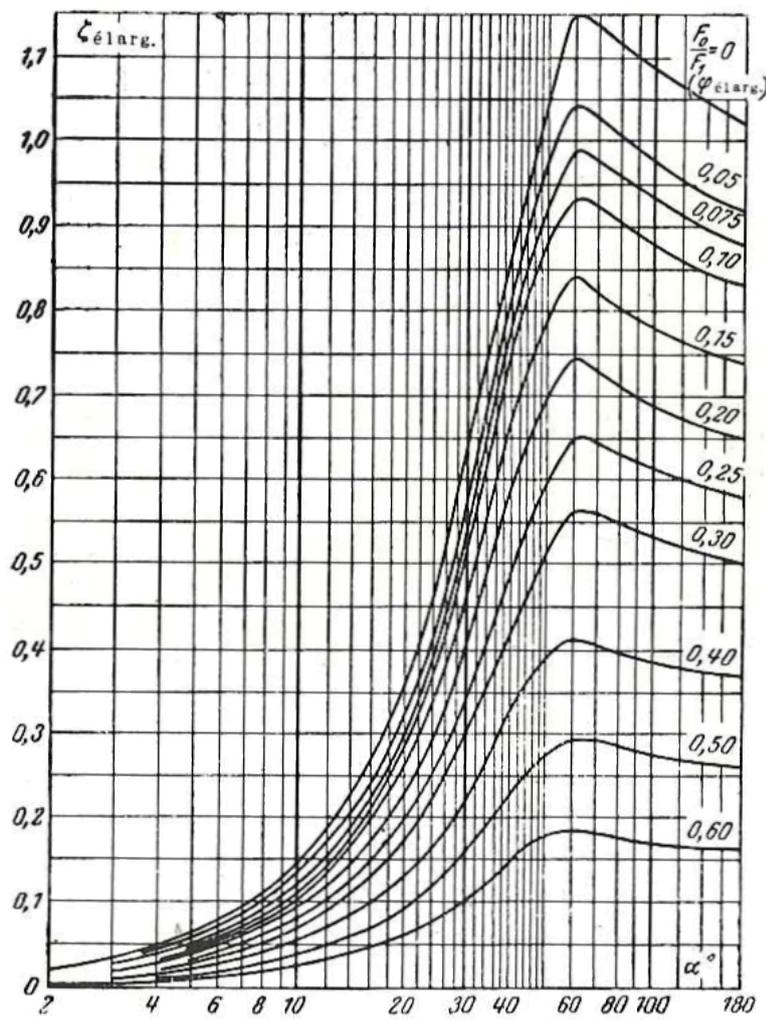


Figura 5.10: Diagrama para el cálculo de $\zeta_{4,elarg}$ para un ensanchamiento gradual [Idelchik y Fried, 1986]

5.3.2.5. Zona 5. Paso hacia entrada a los canales del estator

Se trata del paso del aire por un área anular (Figura 5.11) desde la parte superior de las cabezas del estátor hasta la entrada a los canales axiales de refrigeración del estátor. La resistencia adimensional se obtiene empleando la siguiente expresión:

$$R_{h5} = \frac{\zeta_5 \cdot \rho_5}{2 \cdot F_{5,0}^2} \quad (5.18)$$

$$\zeta_5 = k_5 \cdot \lambda_5 \cdot \frac{l_5}{D_{h5}} \quad (5.19)$$

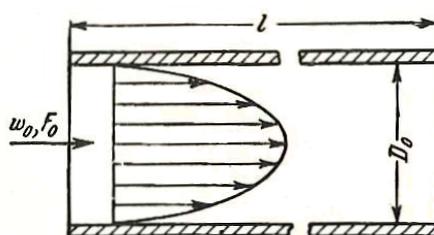


Figura 5.11: Paso anular [Idelchik y Fried, 1986].

El parámetro λ_5 se obtiene de la gráfica en la Figura 5.12 si $Re < 2300$ y de las gráficas en las Figuras 5.13 y 5.14 si $Re > 2300$. k_5 se obtendrá a través del diagrama de la Figura 5.15.

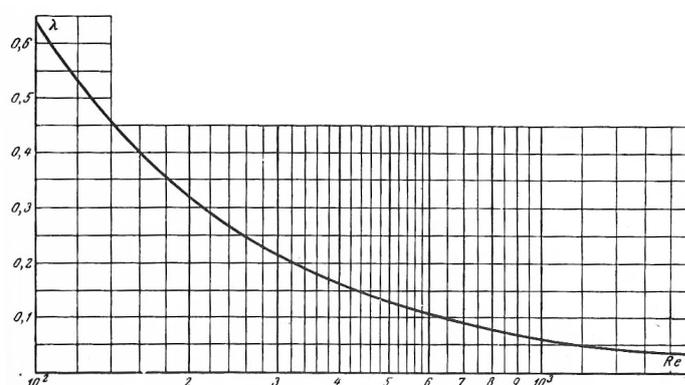


Figura 5.12: Diagrama para el cálculo de λ_5 para un paso anular [Idelchik y Fried, 1986]. Régimen Laminar ($Re < 2300$).

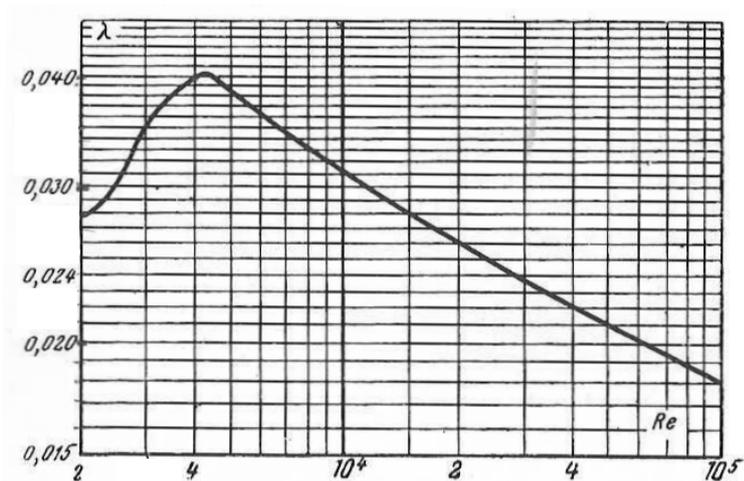


Figura 5.13: Diagrama para el cálculo de λ_5 para un paso anular [Idelchik y Fried, 1986]. Régimen Turbulento ($2300 > Re > 10^5$).

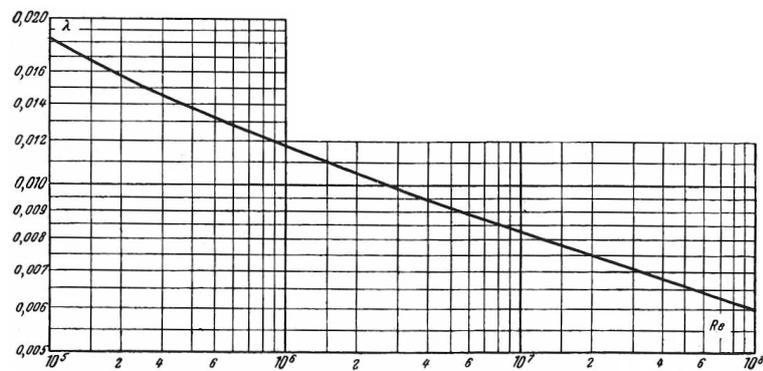


Figura 5.14: Diagrama para el cálculo de λ_5 para un paso anular [Idelchik y Fried, 1986]. Régimen Turbulento ($10^5 > Re > 10^8$).

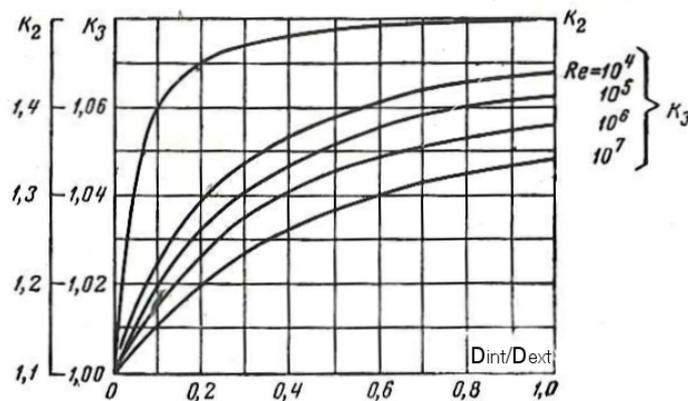


Figura 5.15: Diagrama para el cálculo de k_5 para un paso anular [Idelchik y Fried, 1986]. Para régimen laminar ($Re < 2300$) se elegirán valores de la curva k_2 , y para régimen turbulento ($Re > 2300$), valores de la curva k_3 que corresponda.

5.3.2.6. Zona 6. Entrada a los canales del estator

Representa el estrechamiento debido a la entrada a los canales de refrigeración del estátor. La resistencia hidráulica se modela como la vista para el caso de la Zona 1 y la resistencia R_{h1a} (ecuaciones 5.10 y 5.11).

$$R_{h6} = \frac{\zeta_6 \cdot \rho_6}{2 \cdot F_{6,0}^2} \quad (5.20)$$

$$\zeta_6 = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{F_{6,0}}{F_{6,1}} \right) \quad (5.21)$$

5.3.2.7. Zona 7: Paso por los canales del estator

Para obtener la resistencia que representa el paso por los canales de estátor se ha calculado la resistencia de un solo canal y se ha realizado una suma en paralelo para obtener la resistencia de todos los canales (R_{h7}). La suma en paralelo de un determinado número de resistencias se puede calcular empleando la expresión dada anteriormente en la ecuación 5.7, o

en este caso concreto mediante la siguiente expresión, dado que todas las resistencias son de igual valor:

$$R_{h7} = \frac{R_{h,duct,s}}{n_{duct,s}^2} \quad (5.22)$$

Donde $R_{h,duct,s}$ es la resistencia de un solo canal de ventilación y $n_{duct,s}$ es el número de canales.

Para calcular $R_{h,duct,s}$ se emplean las expresiones dadas en [Idelchik y Fried, 1986] para un paso de área rectangular de sección rugosa:

$$R_{h,duct,s} = \frac{\zeta_7 \cdot \rho_7}{2 \cdot F_{7,0}^2} \quad (5.23)$$

$$\zeta_7 = \lambda_7 \cdot \frac{l_7}{D_{h7}} \quad (5.24)$$

El parámetro λ_7 se corresponde con el factor de fricción para un canal rugoso. Este parámetro se calcula de la misma manera que la mostrada en el Capítulo 4 para el cálculo de la convección de un canal con rugosidad.

5.3.2.8. Zona 8. Ensanchamiento a la salida de los canales del estátor

Esta resistencia se calcula suponiendo un ensanchamiento brusco a la salida de los canales del estátor. Se utilizan las mismas correlaciones que en la zona 2 (ecuaciones 5.12 y 5.13), con las propiedades termofísicas calculadas para la temperatura del aire de esta zona.

$$R_{h8} = \frac{\zeta_8 \cdot \rho_8}{2 \cdot F_{8,0}^2} \quad (5.25)$$

$$\zeta_8 = \left(1 - \frac{F_{8,0}}{F_{8,2}}\right)^2 \quad (5.26)$$

5.3.2.9. Zona 9: Paso hacia entrada zona superior cabezas de bobina

Esta resistencia es idéntica a la calculada para la zona 5 (ecuaciones 5.18 y 5.19), pero con las condiciones de temperatura correspondientes a esta zona.

$$R_{h9} = \frac{\zeta_9 \cdot \rho_9}{2 \cdot F_{9,0}^2} \quad (5.27)$$

$$\zeta_9 = k_9 \cdot \lambda_9 \cdot \frac{l_9}{D_{h9}} \quad (5.28)$$

5.3.2.10. Zona 10. Paso por las cabezas de bobina

Esta resistencia representa el paso del aire por las cabezas de bobina. Debido a la complejidad del volumen de control, esta resistencia se ha dividido en 4 sub-volumenes en serie, todos con las mismas propiedades del aire pero con diferentes tipos de paso. En la Figura 5.16 se representan cada una de estas zonas de paso.

$$R_{h10} = R_{h10a} + R_{h10b} + R_{h10c} + R_{h10d} \quad (5.29)$$

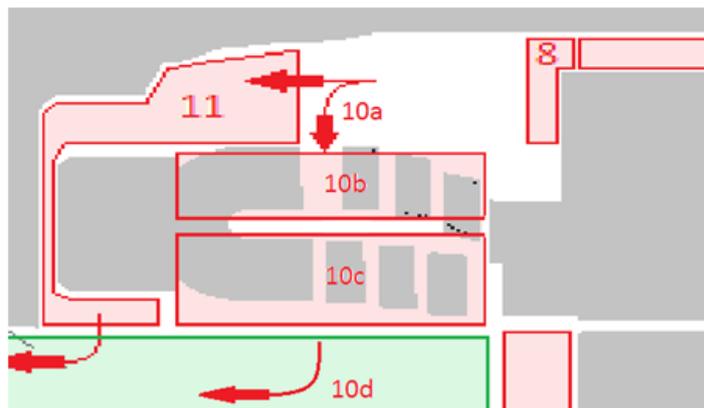


Figura 5.16: Detalle de la Zona 10

En la Figura 5.16 se aprecia que las resistencias correspondientes a las zonas 10a y 10d representan dos giros de 90° que realiza el aire tanto a la entrada como a la salida de las cabezas de bobina. Estos giros se calculan de la siguiente manera, empleando las fórmulas para resistencias de tuberías en ángulo [Idelchik y Fried, 1986], y eliminando la parte correspondiente a las fricción con paredes:

$$R_{h10a} = \frac{\zeta_{10a} \cdot \rho_{10}}{2 \cdot F_{10a,1}^2} \quad (5.30)$$

$$R_{h10d} = \frac{\zeta_{10d} \cdot \rho_{10}}{2 \cdot F_{10d,1}^2} \quad (5.31)$$

$$\zeta_{90^\circ} \approx \begin{cases} \frac{0,21}{(R_0/D_h)^{2,5}} & \text{si } 0,5 < \frac{R_0}{D_h} < 1,5 \\ \frac{0,21}{(R_0/D_h)^{0,5}} & \text{si } \frac{R_0}{D_h} > 1,5 \end{cases} \quad (5.32)$$

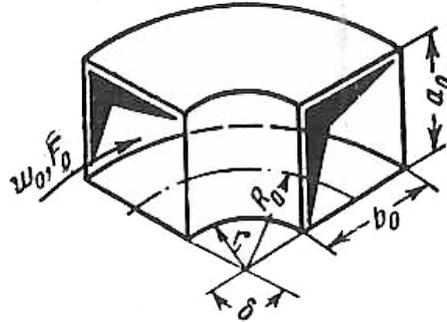


Figura 5.17: Giro de 90° [Idelchik y Fried, 1986]

ζ_{10a} y ζ_{10d} se calculan mediante la expresión de la ecuación 5.32.

Por otro lado, las resistencias R_{h10b} y R_{h10c} representan el estrechamiento que sufre el aire a su paso por los conductores superiores e inferiores respectivamente. Se calculan asumiendo que son dos estrechamientos bruscos, como en el caso de la zona 1 (ecuaciones 5.10 y 5.11).

$$R_{h10b} = \frac{\zeta_{10b} \cdot \rho_{10}}{2 \cdot F_{10b,0}^2} \quad (5.33)$$

$$\zeta_{10b} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{F_{10b,0}}{F_{10b,1}} \right) \quad (5.34)$$

$$R_{h10c} = \frac{\zeta_{10c} \cdot \rho_{10}}{2 \cdot F_{10c,0}^2} \quad (5.35)$$

$$\zeta_{10c} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{F_{10c,0}}{F_{10c,1}} \right) \quad (5.36)$$

5.3.2.11. Zona 11. Paso por la zona entre las conexiones y la carcasa

En esta resistencia se representa el paso del aire por la zona entre las conexiones y la carcasa exterior. Está formada por siete zonas consecutivas, cada una con su respectiva resistencia hidráulica. En la Figura 5.18 se puede apreciar cada una de ellas.

$$R_{h11} = R_{h11a} + R_{h11b} + R_{h11c} + R_{h11d} + R_{h11e} + R_{h11f} + R_{h11g} \quad (5.37)$$

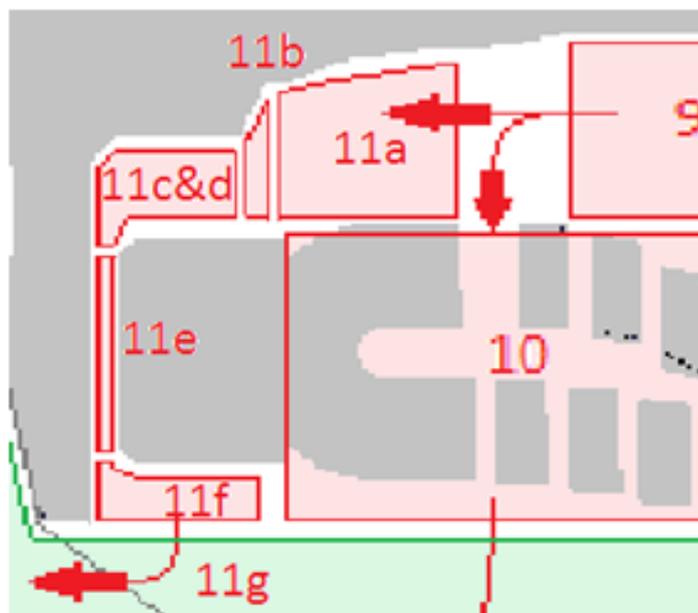


Figura 5.18: Detalle de la Zona 11

Las resistencias R_{h11a} y R_{h11b} representan los dos estrechamientos graduales que sufre el aire a la entrada de la zona entre las conexiones y la carcasa. Se calculan utilizando las correlaciones que se emplearon en la zona 3 (ecuaciones 5.12 e 5.13).

$$R_{h11a} = \frac{\zeta_{11a} \cdot \rho_1 l}{2 \cdot F_{11a,0}^2} \quad (5.38)$$

$$\zeta_{11a} = \zeta'_{11a} \cdot \left(1 - \frac{F_{11a,0}}{F_{11a,1}}\right) + \zeta_{11a,f} \quad (5.39)$$

$$R_{h11b} = \frac{\zeta_{11b} \cdot \rho_1 l}{2 \cdot F_{11b,0}^2} \quad (5.40)$$

$$\zeta_{11b} = \zeta'_{11b} \cdot \left(1 - \frac{F_{11b,0}}{F_{11b,1}}\right) + \zeta_{11b,f} \quad (5.41)$$

Como en el caso de la zona 3, donde ζ'_{11a} y ζ'_{11b} se obtienen de la Tabla 5.3 y los valores de $\zeta_{11a,f}$ y $\zeta_{11b,f}$ de las gráficas proporcionadas en la Figura 5.8.

La zona 11c&d de la Figura 5.18 es un estrechamiento con un giro de 90° , por lo que se representa con un estrechamiento brusco (R_{h11d}) y un giro de 90° (R_{h11c}) sumados en serie. La resistencia ζ_{h11c} se calcula utilizando la misma correlación que la utilizada para las resistencias R_{h10a} y R_{h10d} (ecuación 5.32) y la resistencia R_{h11d} se calcula utilizando las correlaciones para el estrechamiento brusco (ecuaciones 5.10 y 5.11).

$$R_{h11c} = \frac{\zeta_{11c} \cdot \rho_{11}}{2 \cdot F_{11c,1}^2} \quad (5.42)$$

$$R_{h11d} = \frac{\zeta_{11d} \cdot \rho_{11}}{2 \cdot F_{11d,0}^2} \quad (5.43)$$

$$\zeta_1 = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{F_{11d,0}}{F_{11d,1}}\right) \quad (5.44)$$

La resistencia R_{h11e} se representa como un paso, suponiendo el caso de tener un área de paso rectangular, pero para un caso de paredes lisas.

$$R_{11e} = \frac{\zeta_{11e} \cdot \rho_{11}}{2 \cdot F_{11e,0}^2} \quad (5.45)$$

$$\zeta_{11e} = k_{11e} \cdot \lambda_{11e} \cdot \frac{l_{11e}}{D_{h11e}} \quad (5.46)$$

El parámetro λ_{11e} se corresponde con el factor de fricción de la carcasa, mientras que k_{11e} se obtiene de las gráfica en la Figura 5.19 , por medio del cociente entre el lado mayor y el lado menor del área rectangular.

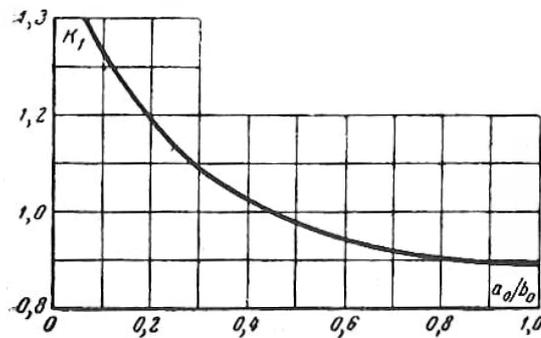


Figura 5.19: Diagrama para el cálculo de k_{11e} para un paso rectangular [Idelchik y Fried, 1986]. Se calcula por medio del cociente entre el lado menor del paso rectangular, a_0 y el lado mayor, b_0 .

La resistencia R_{h11f} , que representa un ensanchamiento brusco, se calcula utilizando las correlaciones vistas en eq. 5.12 y 5.13. Por último, la resistencia R_{h11g} representa un giro de 90° y se calcula igual que en los casos anteriores, con ζ_{11g} obtenido por medio de la ecuación 5.32.

$$R_{h11f} = \frac{\zeta_{11f} \cdot \rho_{11}}{2 \cdot F_{11f,0}^2} \quad (5.47)$$

$$\zeta_{11f} = \left(1 - \frac{F_{11f,0}}{F_{11f,2}} \right)^2 \quad (5.48)$$

$$R_{h11g} = \frac{\zeta_{11g} \cdot \rho_{11}}{2 \cdot F_{11g,1}^2} \quad (5.49)$$

5.3.2.12. Zona 12. Estrechamiento zona inferior cabezas de bobina

Es el estrechamiento gradual que sufre el aire al atravesar la zona entre la parte inferior de las cabezas de bobina y la carcasa, y se calcula empleando

las mismas correlaciones que en la zona 3 (ecuaciones 5.14 y 5.15). ζ'_{12} se obtiene de la Tabla 5.3 y $\zeta_{12,f}$ del diagrama de la Figura 5.8.

$$R_{h12} = \frac{\zeta_{12} \cdot \rho_{12}}{2 \cdot F_{12,0}^2} \quad (5.50)$$

$$\zeta_{12} = \zeta'_{12} \cdot \left(1 - \frac{F_{12,0}}{F_{12,1}}\right) + \zeta_{12,f} \quad (5.51)$$

5.3.2.13. Zona 13. Ensanchamiento

Esta resistencia se calcula como dos resistencias en serie.

$$R_{h13} = R_{h13a} + R_{h13b} \quad (5.52)$$

La resistencia R_{h13a} da cuenta de un ensanchamiento gradual tras atravesar la zona 12, y se calcula utilizando formulas similares a las empleadas en la zona 4 (ecuaciones 5.16 y 5.17). $\zeta_{13a,f}$ se calcula empleando el diagrama proporcionado en la Figura 5.8 , y $\zeta_{13a,elarg}$ se calcula por medio de la Figura 5.10.

$$R_{h13a} = \frac{\zeta_{13} \cdot \rho_{13a}}{2 \cdot F_{13a,0}^2} \quad (5.53)$$

$$\zeta_{13a} = \zeta_{13a,elarg} + \zeta_{13a,f} \quad (5.54)$$

La resistencia R_{h13b} en cambio, representa el giro en S que realiza el aire al atravesar las zonas 12 y 13 antes de entrar en los canales, debido a una re-circulación del aire en la pared de la tapa. Este comportamiento ha sido observado mediante simulaciones de CFD, y en la Figura 5.20 se puede apreciar este comportamiento.

Este giro en S se calcula empleando la siguiente correlación, obtenida de [Idelchik y Fried, 1986]:

$$R_{h13b} = \frac{2,16 \cdot \rho_{13}}{2 \cdot F_{13b,0}^2} \quad (5.55)$$

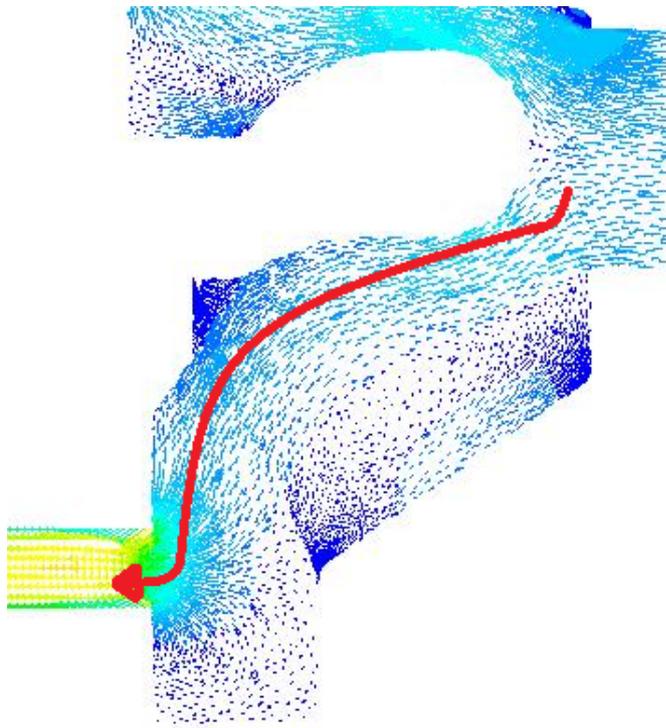


Figura 5.20: Giro en S observado en una simulación CFD

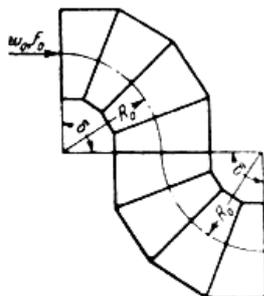


Figura 5.21: Giro en S [Idelchik y Fried, 1986]

5.3.2.14. Zona 14. Entrada a los canales del rotor

Representa el estrechamiento debido a la entrada a los canales de refrigeración del rotor. Se modela como un estrechamiento brusco, de la misma manera que se ha definido para los canales de estátor, y empleando la misma correlación que en la zona 1 (ecuaciones 5.10 y 5.11).

$$R_{h14} = \frac{\zeta_{14} \cdot \rho_{14}}{2 \cdot F_{14,0}^2} \quad (5.56)$$

$$\zeta_{14} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{F_{14,0}}{F_{14,1}} \right) \quad (5.57)$$

5.3.2.14.1. Efectos rotacionales en la entrada de los canales de rotor

Gracias a los estudios llevados a cabo por Taylor [Taylor, 1960], se sabe que existe un aumento en las pérdidas de carga en la entrada a los canales de rotor debido a la rotación de los mismos. Estos efectos han sido tenidos en cuenta a la hora de calcular estas pérdidas de carga.

Los estudios concluyen que el aumento debido a la rotación pueden ser tenidos en cuenta por medio de la siguiente expresión:

$$\zeta_{dynamic} = \zeta_{static} \cdot \frac{v_{axial}^2 + v_{turn}^2}{v_{axial}^2} \quad (5.58)$$

Donde ζ_{static} es la resistencia hidráulica adimensional sin tener en cuenta la rotación (correspondiente al parámetro ζ_{14} , ecuación 5.57), v_{axial} es la velocidad del aire en dirección axial a su paso por los canales y v_{turn} es la velocidad de periférica debida a la rotación de los canales de rotor.

Con estas modificaciones, la expresión para obtener la resistencia hidráulica R_{h14} queda de la siguiente forma:

$$R_{h14} = \frac{\zeta_{14,dynamic} \cdot \rho_{14}}{2 \cdot F_{14,0}^2} \quad (5.59)$$

$$\zeta_{14,dynamic} = \zeta_{14} \cdot \frac{v_{duct,rot}^2 + v_{turn}^2}{v_{duct,rot}^2} \quad (5.60)$$

$$v_{turn} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot (r_{duct,rot} + r_{sh}) \quad (5.61)$$

Donde $v_{duct,rot}$ es la velocidad del aire en los canales de rotor, n es la velocidad de rotación de la máquina (en R.P.M.), $r_{duct,rot}$ es el radio de los canales del rotor y r_{sh} es el radio del eje.

5.3.2.15. Zona 15. Paso por los canales del rotor

Representa el paso por los canales del rotor y como en el caso de los canales de estátor, se ha obtenido la resistencia equivalente a todos los canales en paralelo.

$$R_{h15} = \frac{R_{h,duct,rot}}{n_{duct,rot}^2} \quad (5.62)$$

Para calcular $R_{h,duct,rot}$ se deberá emplear la correlación adecuada, bien sea un canal rectangular (como en el caso de los canales de estátor), bien sean canales circulares. Estos dos casos suelen ser los más habituales, aunque existen topologías que requieren una ventilación especial para refrigerar mejor determinadas áreas, como en el caso presentado en [Burrell y Campbell, 2013], que emplea canales triangulares para enfriar mejor los imanes dispuestos en V. En estos casos especiales se deberá emplear la correlación adecuada a su geometría, disponible en bibliografía relacionada [Idelchik y Fried, 1986; Daly, 1978]

Para este caso se han optado por la correlación de canales circulares de [Idelchik y Fried, 1986]:

$$R_{h,duct,rot} = \frac{\zeta_{15} \cdot \rho_{15}}{2 \cdot F_{15,0}^2} \quad (5.63)$$

$$\zeta_{15} = \lambda_{15} \cdot \frac{l_{15}}{D_{h15}} \quad (5.64)$$

El parámetro λ_{15} es, como en el caso de los canales de estátor, el factor de fricción de los canales de rotor.

5.3.2.16. Zona 16. Ensanchamiento a la salida de los canales del rotor

Esta resistencia se calcula suponiendo un ensanchamiento brusco a la salida de los canales del rotor. Se utilizan las mismas correlaciones que para la zona 2 (ecuaciones 5.12 y 5.13).

$$R_{h16} = \frac{\zeta_{16} \cdot \rho_{16}}{2 \cdot F_{16,0}^2} \quad (5.65)$$

$$\zeta_{16} = \left(1 - \frac{F_{16,0}}{F_{16,2}}\right)^2 \quad (5.66)$$

5.3.2.17. Zona 17. Ensanchamiento a la salida al exterior

Esta resistencia representa el ensanchamiento que sufre el aire al salir de la máquina. Se utiliza la correlación para ensanchamientos bruscos (ecuaciones 5.12 y 5.13).

$$R_{h17} = \frac{\zeta_{17} \cdot \rho_{17}}{2 \cdot F_{17,0}^2} \quad (5.67)$$

$$\zeta_{17} = \left(1 - \frac{F_{17,0}}{F_{17,2}}\right)^2 \quad (5.68)$$

5.4. CÁLCULO DE LAS PRESIONES DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

En este apartado se detalla la obtención de las presiones del sistema. En primer lugar se detalla el método de calcular las presiones generadas por el ventilador para cualquier punto de operación. A continuación se detalla el aumento de presión en los canales de ventilación del rotor debido a la rotación.

5.4.1. CÁLCULO DE LAS PRESIONES DEL VENTILADOR

La presión que genera el ventilador se debe conocer con anterioridad a la resolución del circuito térmico. Aunque existen métodos analíticos para conocer el comportamiento del ventilador [Eck, 1999], lo más común es disponer de algunas curvas de presión-caudal para una o varias velocidades de rotación, lo cual permitirá obtener el punto de operación del sistema en dichas velocidades con ayuda de la curva de pérdidas del sistema, como se muestra en la Figura 5.22.

En el caso que se presenta se dispone de la curva del ventilador para una velocidad de rotación de 4000 R.P.M, y se muestra en la Figura 5.23.

Para poder obtener la presión generada a velocidades de giro distintas a 4000 R.P.M bastará con aplicar la ley de los ventiladores, que relacionan la velocidad de giro n y la presión generada P de la siguiente manera:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (5.69)$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (5.70)$$

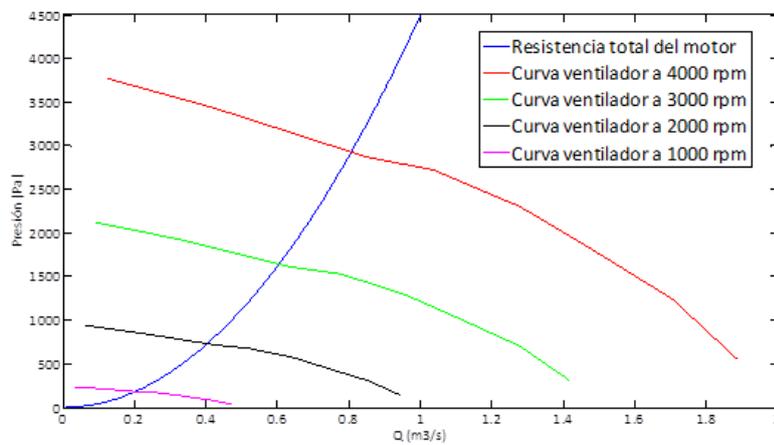


Figura 5.22: Puntos de operación según la velocidad de giro

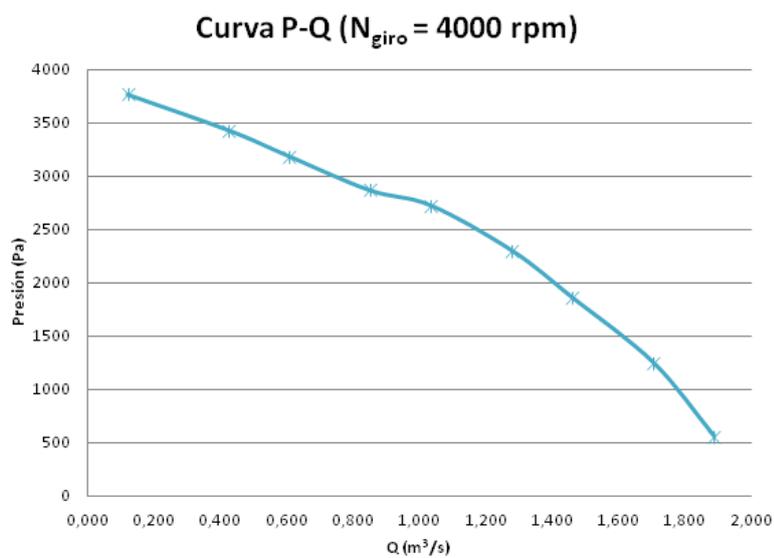


Figura 5.23: Curva presión-caudal del ventilador a 4000 R.P.M.

Donde P_1 , Q_1 , y n_1 corresponden a los valores de presión, caudal y velocidad de rotación en uno de los puntos de operación, y P_2 , Q_2 y n_2 a los respectivos valores del segundo punto de operación.

5.4.2. AUMENTO DE LA VELOCIDAD EN LOS CANALES DE ROTOR DEBIDO A LA ROTACIÓN

Como se ha mencionado en el apartado 5.3.1, se sabe que existe un aumento de presión en los canales de rotor debido a la rotación de los mismos.

En los estudios llevados a cabo en [Satrustegui et al., 2013], se observó un aumento de velocidad tangencial en los canales de rotor a través de simulaciones de CFD. Este incremento de velocidad se observa en la Figura 5.24.

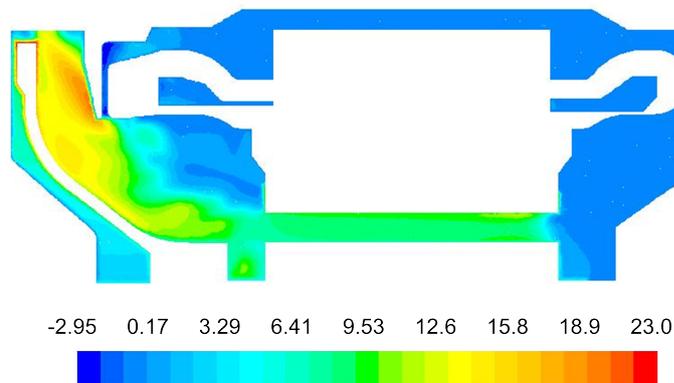


Figura 5.24: Aumento de la velocidad tangencial en los canales de rotor [Satrustegui et al., 2013]

Este aumento de la velocidad tangencial produce un aumento de la presión en los canales de rotor, que se puede evaluar por medio de la siguiente expresión:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot k_{dynamic} \cdot \rho \cdot v_{turn}^2 = \frac{k_{dynamic} \cdot \rho}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n \cdot r_{rot}}{30} \right)^2 \quad (5.71)$$

Donde ρ es la densidad del aire, n es la velocidad de rotación (en R.P.M.) y r_{rot} es el radio del rotor. El parámetro $k_{dynamic}$ es un parámetro de ajuste,

que se obtendrá por medio de simulaciones CFD de la máquina completa. Dado que el objetivo de las metodologías y herramientas presentadas es ayudar al diseñador desde un punto inicial del diseño, estas simulaciones no son posibles en este tipo de escenario, se plantean dos posibles soluciones:

- Emplear el valor $k_{dynamic} = 1$ hasta poder obtener una geometría completa y actualizar el valor.
- Emplear el valor de $k_{dynamic}$ obtenido en diseños anteriores o el empleado en el diseño presentado: $k_{dynamic} = 1,205$

5.5. CIRCUITO HIDRÁULICO SIMPLIFICADO

Con el fin de simplificar los cálculos, se resolverá un sistema hidráulico simplificado, resultado de la unión de resistencias hidráulicas en serie según el caudal que circula por ellas. El circuito hidráulico simplificado queda resumido según la figura 5.25.

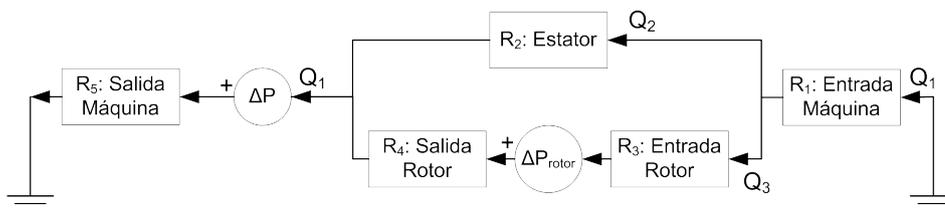


Figura 5.25: Circuito hidráulico simplificado

En este circuito simplificado, se agrupan las resistencias de la siguiente manera:

- R_1 : La resistencia de entrada de la maquina equivale a la suma en serie de las resistencias para las zonas 1 y 2
- R_2 : La resistencia de estátor equivale a la suma en serie de las resistencias para las zonas 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 y la suma en paralelo de las resistencias 10 y 11.
- R_3 : La resistencia de entrada de rotor equivale a la suma de las resistencias 12, 13 y 14
- R_4 : La resistencia de salida de rotor equivale a la suma de las resistencias 15 y 16

- R_5 : La resistencia de salida de la máquina equivale a la resistencia de la zona 17
- R_{total} : La resistencia total del sistema. Se obtiene agrupando las anteriores resistencias de la siguiente forma:

$$R_{total} = R_1 + \left(\frac{1}{\frac{1}{\sqrt{R_2}} + \frac{1}{\sqrt{R_3 + R_4}}} \right)^2 + R_5 \quad (5.72)$$

Una vez definidos el circuito térmico y el circuito hidráulico, en el siguiente capítulo se detallará la implementación realizada para poder resolver ambos circuitos de manera combinada.

CAPÍTULO 6

Implementación de las metodologías

En este capítulo se presenta la implementación de las metodologías que se han presentado anteriormente, así como los métodos de resolución empleados.

En primer lugar se presenta una visión general de la implementación y los objetivos presentes de cara a la misma. Tras esto se detallarán las implementaciones de las metodologías para el cálculo térmico e hidráulico

6.1. DESCRIPCIÓN GENERAL

El modelo térmico detallado en el Capítulo 3, así como el cálculo de las convecciones y el modelo hidráulico, detallados en los Capítulos 4 y 5 respectivamente, han sido implementados en Matlab [Matlab, 2014] en dos herramientas distintas, con el fin de realizar una herramienta combinada lo más completa posible, que permita diseñar y calcular máquinas teniendo en cuenta múltiples aspectos.

Esta implementación se ha llevado a cabo con el fin de ser integrada con programas de cálculo electromagnético, siendo las tres herramientas independientes pero con la capacidad de trabajar conjuntamente si así se desea, como se representa en la Figura 6.1. Esta forma de trabajo, con herramientas interconectadas, permiten al ingeniero diseñar y calcular una máquina completa en un tiempo muy corto gracias a la rapidez de los cálculos analíticos, con muy pocos requisitos de partida y con su mínima intervención, quedando la máquina prácticamente diseñada para su posterior validación con herramientas más complejas como programas de FEM o CFD. Además, y como demuestran recientes publicaciones [Dorrell et al., 2006; Staton et al., 2010; Staton et al., 2012], esta re-alimentación permite establecer metodologías de optimización automáticas, lo que puede conllevar un ahorro sustancial de trabajo al diseñador.

6.2. RESOLUCIÓN DEL CIRCUITO TÉRMICO

El circuito térmico presentado en la Figura 3.30 se puede resolver como cualquier circuito eléctrico, ya que como se ha mencionado en apartado 2.3.2, existe una analogía entre los sistemas eléctricos y térmicos (Ver Tabla 6.1).

Magnitud térmica	Magnitud eléctrica
Diferencia de potencial (ΔV [V])	Diferencia de temperatura (ΔT [K])
Corriente (I [A])	Flujo de calor (P [W])
Resistencia eléctrica (R [Ω])	Resistencia térmica (R_t [K/W])

Tabla 6.1: Analogía entre los sistemas eléctricos y térmicos

En este apartado se presenta el método de resolución que se ha empleado, dejando a la opción del lector elegir esta u otra forma de hacerlo (por ejemplo, empleando un software para resolución de circuitos como SPICE [SPICE, 2014]).

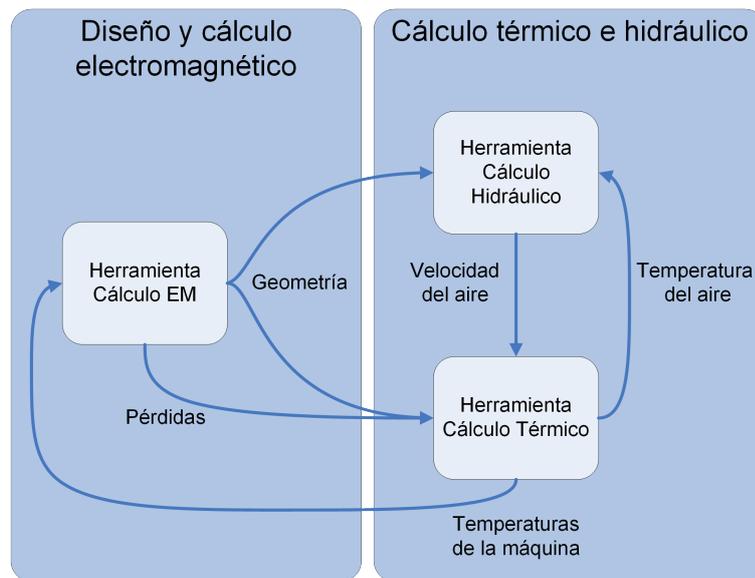


Figura 6.1: Interacciones entre las distintas herramientas de cálculo de máquinas

6.2.1. EXPRESIÓN GENERAL DEL SISTEMA TÉRMICO

La ecuación que describe el comportamiento térmico de un nodo T_i de la red de resistencias térmicas es la siguiente:

$$C_i \cdot \frac{dT_i}{dt} = P_i - \sum_{j=1}^n \frac{1}{R_{i-j}} \cdot (T_i - T_j) \quad (6.1)$$

donde C_i es la capacidad térmica asociada al nodo T_i , P_i son las pérdidas asociadas al nodo, T_j es un nodo adyacente al nodo T_i y R_{i-j} es la resistencia térmica que hay entre ambos nodos.

La ecuación 6.1 se puede expresar de forma matricial:

$$[C] \times \frac{d\vec{T}}{dt} = \vec{P} - [G] \times \vec{T} \quad (6.2)$$

$$[G] = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_{1,i}} & -\frac{1}{R_{1,2}} & \cdots & -\frac{1}{R_{1,n}} \\ -\frac{1}{R_{2,1}} & \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_{2,i}} & \cdots & -\frac{1}{R_{2,n}} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\frac{1}{R_{n,1}} & -\frac{1}{R_{n,2}} & \cdots & \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_{n,i}} \end{bmatrix} \quad (6.3)$$

donde $[C]$ es una matriz diagonal con las capacidades térmicas de cada nodo, \vec{P} es el vector con las pérdidas asociadas a cada nodo, $[G]$ es la matriz de conductancias térmicas y \vec{T} es el vector de temperaturas de los nodos.

6.2.2. ECUACIÓN DIFERENCIAL ALGEBRAICA Y PROBLEMAS ASOCIADOS

La ecuación 6.2 que describe el sistema es una ecuación diferencial algebraica, es decir, es a la vez un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias y una ecuación algebraica, y para obtener la solución del sistema ambas ecuaciones deben ser satisfechas simultáneamente.

Sin embargo existe una problemática asociada a la resolución del sistema. La matriz de capacidades térmicas en un sistema diferencial algebraico es una matriz diagonal singular, debido a la existencia de ceros en su diagonal (por la inclusión de los nodos del aire), y por tanto no se puede reducir el sistema a la forma $y' = A \times y + B$ para su resolución.

Existen métodos algebraicos para reducir el sistema y resolverlo [Roberts, 1986], sin embargo, y debido a otras inestabilidades numéricas asociadas al cálculo de inversas en Matlab, estos métodos no son aplicables y la única posibilidad es modificar el sistema.

Para poder expresar el sistema de la forma $\vec{y}' = [A] \times \vec{y} + \vec{B}$ es necesario que la matriz de capacidades térmicas sea regular. Por tanto es necesario sustituir los ceros de la diagonal principal por elementos no nulos. Hacer esto no supone una variación en el resultado final siempre y cuando la sustitución se haga con una capacidad de valor despreciable frente a las otras [Kylander, 1995].

Una vez realizado este procedimiento, el sistema puede ser resuelto mediante métodos de integración numéricos.

6.2.3. CONDICIONES DE CONTORNO

En el circuito térmico de la Figura 3.30, el nodo T_{amb} representa una condición de contorno del problema. Es la temperatura del exterior, y se debe fijar a la hora de resolver el sistema.

En el proceso de resolución que se presenta se fijan también dos condiciones de contorno más, asociadas a los nodos $T_{endc\text{air}1}$ (Temperatura del aire del lado de admisión) y $T_{endc\text{air}2}$ (Temperatura del aire en el lado de expulsión), para tener en cuenta las variaciones de temperatura debidas a la refrigeración abierta. Estas condiciones de contorno virtuales se calculan teniendo en cuenta los aportes calóricos por convección a estos nodos, que son variables dependiendo de las temperaturas de las distintas partes.

La ecuación 6.4 da cuenta del aporte calórico necesario para establecer una diferencia de temperaturas entre dos puntos en un flujo másico de aire, siendo P la potencia aportada, \dot{m} el flujo másico del aire ($\dot{m} = Q \cdot \rho$), ΔT la diferencia de temperaturas entre los dos puntos ($\Delta T = T_{output} - T_{input}$) y c_p el calor específico del aire a temperatura media $T_m = (T_o - T_i)/2$:

$$P = c_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta T \quad (6.4)$$

En un sistema con refrigeración abierta, la temperatura en el exterior es conocida y se ha establecido su valor para el nodo de condición de contorno T_{amb} , por tanto se pueden calcular las temperaturas de $T_{endc\text{air}1}$ y $T_{endc\text{air}2}$ en funcion de esta:

$$T_{endc\text{air}1} = T_{amb} + \frac{P_{endc\text{air}1}}{\dot{m}_{total} \cdot c_p} \quad (6.5)$$

$$T_{endc\text{air}2} = T_{endc\text{air}1} + \frac{P_{endc\text{air}2}}{\dot{m}_{total} \cdot c_p} \quad (6.6)$$

$$\begin{aligned} P_{endc\text{air}1} = & P_{vent,endw1} + P_{conv,ring1,endc\text{air}1} + P_{conv,yrot,endc\text{air}1} + \dots \\ & + P_{conv,y,s,endc\text{air}1} + P_{conv,sh,endc\text{air}1} + P_{conv,bear1,endc\text{air}1} + P_{conv,fr,endc\text{air}1} \end{aligned} \quad (6.7)$$

$$\begin{aligned} P_{endc\text{air}2} = & P_{conv,endw2} + P_{conv,ring2,endc\text{air}2} + P_{conv,yrot,endc\text{air}2} + \dots \\ & + P_{conv,y,s,endc\text{air}2} + P_{conv,fr,endc\text{air}2} + P_{conv,sh,endc\text{air}2} + \dots \\ & + P_{conv,bear2,endc\text{air}2} + P_{conv,vent,endc\text{air}2} + P_{conv,duct,s} + P_{conv,duct,rot} \end{aligned} \quad (6.8)$$

$$P_{conv,endw1} = \frac{T_{endw1} - T_{endc\text{air}1}}{R_{endw1,endc\text{air}1} + R_{conv,endw1,endc\text{air}1}} \quad (6.9)$$

$$P_{conv,ring1,endc\text{air}1} = \frac{T_{ring1} - T_{endc\text{air}1}}{R_{conv,ring,endc\text{air}1}} \quad (6.10)$$

$$P_{conv,yrot,endc\text{air}1} = \frac{T_{yrot} - T_{endc\text{air}1}}{R_{y,rot,ax,neg} + R_{conv,y,rot,endc\text{air}1}} \quad (6.11)$$

$$P_{conv,y,s,endcair1} = \frac{T_{y,s} - T_{endcair1}}{R_{y,s,ax,neg} + R_{conv,y,s,endcair1}} + \dots \quad (6.12)$$

$$+ \frac{T_{t,s} - T_{endcair1}}{R_{t,s,ax,neg} + R_{conv,t,s,endcair1}}$$

$$P_{conv,fr,endcair1} = \frac{T_{fr,int,1} - T_{endcair1}}{R_{conv,fr,endcair1}} + \dots \quad (6.13)$$

$$+ \frac{T_{endc1} - T_{endcair1}}{R_{endc1,ax,pos} + R_{conv,endc1,endcair1}}$$

$$P_{conv,sh,endcair1} = \frac{T_{sh,int,1} - T_{endcair1}}{R_{conv,sh,endcair1}} \quad (6.14)$$

$$P_{conv,bear1,endcair1} = \frac{T_{bear1} - T_{endcair1}}{R_{bear1,ax,pos} + R_{conv,bear1,endcair1}} \quad (6.15)$$

$$P_{conv,endw2} = \frac{T_{endw2} - T_{endcair2}}{R_{endw2,endcair2} + R_{conv,endw2,endcair2}} \quad (6.16)$$

$$P_{conv,ring2,endcair2} = \frac{T_{ring2} - T_{endcair2}}{R_{conv,ring,endcair2}} \quad (6.17)$$

$$P_{conv,yrot,endcair2} = \frac{T_{y,rot} - T_{endcair2}}{R_{y,rot,ax,pos} + R_{conv,y,rot,endcair2}} \quad (6.18)$$

$$P_{conv,y,s,endcair2} = \frac{T_{y,s} - T_{endcair2}}{R_{y,s,ax,pos} + R_{conv,y,s,endcair2}} + \dots \quad (6.19)$$

$$+ \frac{T_{t,s} - T_{endcair2}}{R_{t,s,ax,pos} + R_{conv,t,s,endcair2}}$$

$$P_{conv,fr,endcair2} = \frac{T_{fr,int,2} - T_{endcair2}}{R_{conv,fr,endcair2}} + \dots \quad (6.20)$$

$$+ \frac{T_{endc2} - T_{endcair2}}{R_{endc2,ax,pos} + R_{conv,endc2,endcair2}}$$

$$P_{conv,sh,endcair2} = \frac{T_{sh,int,2} - T_{endcair2}}{R_{conv,sh,endcair2}} \quad (6.21)$$

$$P_{conv,bear2,endcair2} = \frac{T_{bear2} - T_{endcair2}}{R_{bear2,ax,pos} + R_{conv,bear2,endcair2}} \quad (6.22)$$

$$P_{conv,vent,endcair2} = \frac{T_{vent} - T_{endcair2}}{R_{vent,endcair2} + R_{conv,vent,endcair2}} \quad (6.23)$$

$$P_{conv,duct,s} = \frac{T_{duct,s} - T_{endc air2}}{R_{conv,duct,s}} \quad (6.24)$$

$$P_{conv,duct,rot} = \frac{T_{duct,rot} - T_{endc air2}}{R_{conv,duct,rot}} \quad (6.25)$$

Como se ve, es necesario conocer las temperaturas de los nodos de aire para calcularlas, por lo que un método iterativo es imperativo para la obtención de las mismas.

Una vez establecidos el método de resolución y las condiciones de contorno, es posible resolver el sistema. En el siguiente apartado se muestra la implementación que se ha hecho para resolver el circuito térmico.

6.3. IMPLEMENTACIÓN DEL CIRCUITO TÉRMICO

Se han realizado dos implementaciones del circuito térmico: una para realizar cálculos en régimen permanente y otra para régimen transitorio. A continuación se detallan cada una de las implementaciones.

6.3.1. IMPLEMENTACIÓN EN RÉGIMEN PERMANENTE

El cálculo en régimen permanente permite conocer las temperaturas de la máquina en condiciones fijas de funcionamiento, esto es, velocidad y potencia constantes en el tiempo. Se corresponde al tipo de servicio S1 descrito en la norma IEC-60034-1 [IEC 60034-1, 2010].

La resolución del sistema en régimen permanente es además la más adecuada en etapas de diseño, puesto que un cálculo rápido permite conocer el estado térmico de la máquina al completo, lo que a su vez permite un cálculo electromagnético mucho más preciso (Ver Figura 6.1). Esta versatilidad permite al diseñador realizar cambios sustanciales que le permitan una orientación correcta a la hora de definir la geometría y obtener valores de diseño cercanos a la realidad de manera muy rápida, que luego pasará a validar con herramientas más costosas en tiempo de proceso (p. ej. programas de elementos finitos o de dinámica de fluidos computacional).

El diagrama de flujo para el cálculo en régimen permanente se presenta en la Figura 6.2.

El proceso iterativo seguido consta de los siguientes pasos:

1. Inicialización del algoritmo: estos procesos inicializan algunos parámetros necesarios para el cálculo térmico de la máquina.

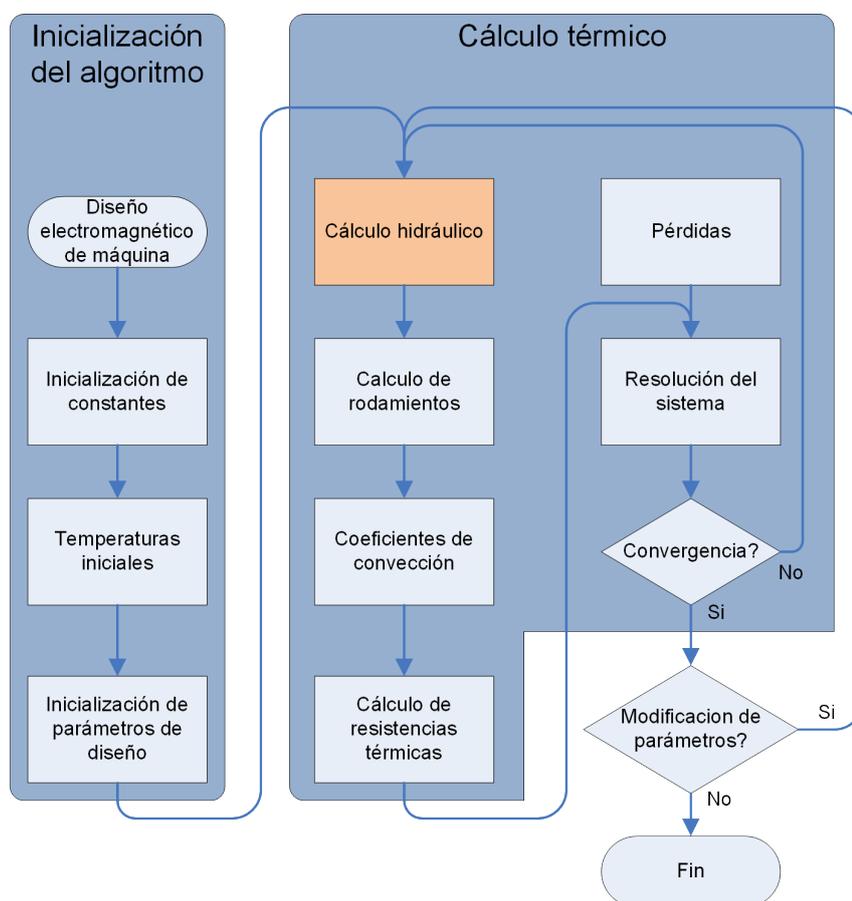


Figura 6.2: Diagrama de flujo para el cálculo en régimen permanente del sistema térmico completo

- 1.1 Geometría máquina y constantes: se parte de la geometría de la máquina y se establecen o calculan todos los parámetros invariables (parámetros termofísicos de los materiales, resistencias térmicas fijas, etc.).
 - 1.2 Temperaturas iniciales: al ser un problema de condiciones iniciales desconocidas, es necesario suponer unas temperaturas iniciales. Se recomienda establecer un salto térmico arbitrario con respecto a la temperatura ambiente para todas las temperaturas, excepto para las condiciones de contorno virtuales, $T_{endc\text{air}1}$ y $T_{endc\text{air}2}$.
 - 1.3 Parámetros de diseño: se inicializan los parámetros de diseño térmico, tales como la geometría y el número de canales de ventilación, la rugosidad de las superficies o los coeficientes de ajuste.
2. Cálculo térmico: el proceso iterativo comienza en este punto, partiendo de las temperaturas iniciales establecidas o de las temperaturas de un paso anterior.
 - 2.1 Cálculo hidráulico: se calculan las velocidades del aire con el modelo hidráulico descrito en el Capítulo 5, con ayuda de las temperaturas de la máquina. La resolución del sistema hidráulico se detalla en el apartado 6.5.
 - 2.2 Cálculo de rodamientos: se calculan los contactos en los rodamientos para las temperaturas estimadas (Ver apartado 3.2.10.1).
 - 2.3 Cálculo de coeficientes de convección: se calculan los coeficientes de convección (Ver Capítulo 4) con las velocidades del aire obtenidas del cálculo hidráulico y las temperaturas de la máquina.
 - 2.4 Cálculo de las resistencias térmicas: tras calcular los coeficientes de convección y las interferencias de los rodamientos, se calculan las resistencias térmicas relacionadas y se genera la matriz de conductancias térmicas.
 - 2.5 Pérdidas: las pérdidas de la máquina en los diferentes elementos se introducen en este punto. Pueden provenir de una fuente independientes o de una herramienta de cálculo de pérdidas asociada a esta, que emplee los resultados de temperatura.
 - 2.6 Resolución del sistema: Para la resolución del sistema en régimen permanente, se emplea igualmente la ecuación 6.2. Sin embargo, al tratarse de un sistema invariable en el tiempo, el término diferencial se puede eliminar, para trabajar con la siguiente ecuación

algebraica:

$$\vec{P} - [G] \times \vec{T} = 0 \quad (6.26)$$

Esta ecuación permite su resolución matemática directa. Se definirán las condiciones de contorno en el vector de temperaturas (Ver apartado 6.2.3). Las temperaturas obtenidas serán las temperaturas estimadas para la siguiente iteración.

- 2.7 Criterio de convergencia: Se establecerá el criterio de convergencia que se desee para detener la resolución iterativa. Se recomienda analizar el error relativo cometido con respecto a la iteración anterior, en uno o varios puntos críticos del sistema (por ejemplo, temperaturas de diseño como la temperatura de los devanados). Si el error cometido es inferior a un mínimo, se puede detener el cálculo.
3. Modificación de parámetros: En este momento, y una vez conocidos los resultados del cálculo, se puede modificar uno o varios parámetros para conocer el efecto que provocan en las temperaturas de la máquina.

6.3.2. IMPLEMENTACIÓN EN RÉGIMEN TRANSITORIO

El cálculo en régimen transitorio permite conocer el comportamiento de la máquina en una situación con pérdidas y velocidades variables en el tiempo, para servicios descritos en la norma IEC-600034-1 [IEC 60034-1, 2010] excepto para el servicio de tipo S1.

Para calcular el sistema en régimen transitorio se emplea un proceso iterativo en el cual el estado anterior sirve para calcular el siguiente. En la Figura 6.3 se muestra el diagrama de flujo que representa dicho proceso iterativo.

Los pasos a seguir son:

1. Inicialización del algoritmo:
 - 1.1 Inicio: se parte de la geometría de la máquina completa y de los ciclos de velocidades. Se establecen o calculan todos los parámetros invariables en todo el régimen transitorio, tales como geometrías, parámetros termofísicos de los materiales, resistencias térmicas fijas (Conducción), etc.
 - 1.2 Temperaturas iniciales: En un régimen transitorio es necesario establecer las condiciones iniciales del problema, esto es, definir todas las temperaturas implicadas del sistema en el instante inicial $t = t_0$.

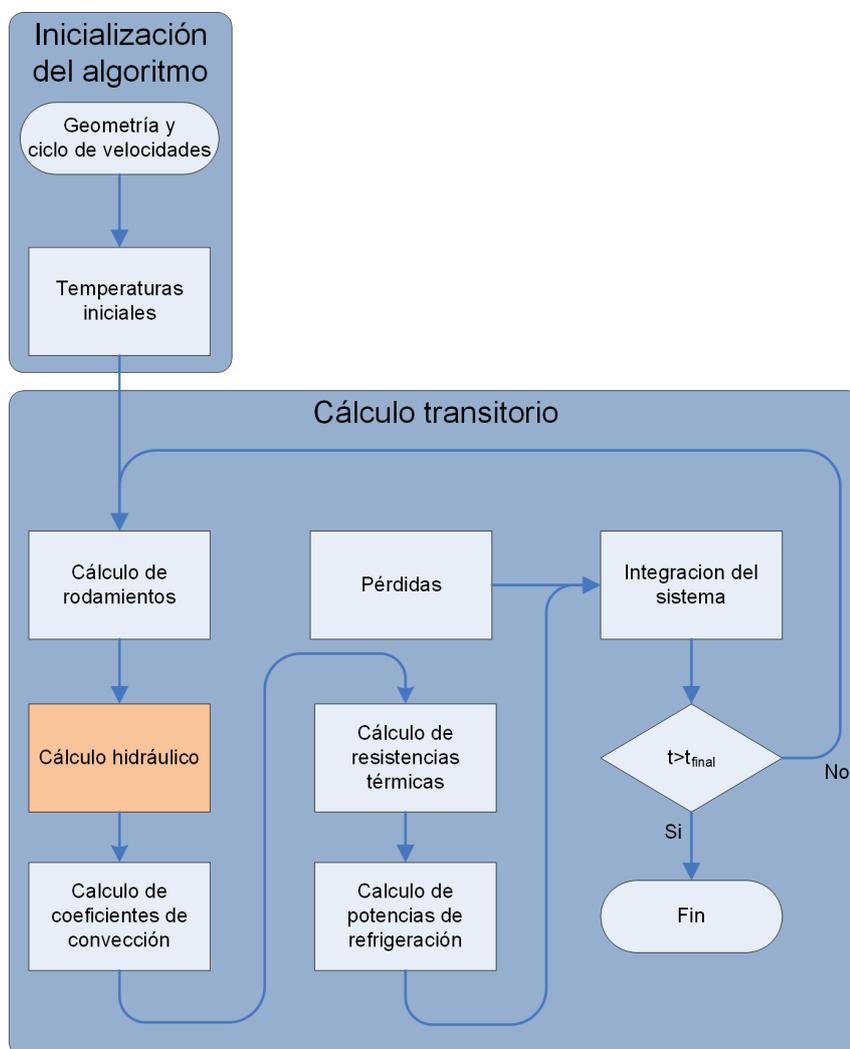


Figura 6.3: Diagrama de flujo para el cálculo en régimen transitorio del sistema térmico completo

2. Cálculo transitorio: en este punto se inicia el proceso iterativo de cálculo. El proceso que se describe a continuación se repetirá para cada instante t_i del ciclo de velocidades, empleando las temperaturas del instante t_{i-1} cuando se requieran.
 - 2.1 Cálculo de rodamientos: se calculan las resistencias de contacto de los rodamientos, tal y como se ha visto en el apartado 3.2.10.1, empleando las temperaturas del instante $t = t_{i-1}$.
 - 2.2 Cálculo hidráulico: se calculan las velocidades del aire con el modelo hidráulico. Se detalla este proceso en el apartado 6.5.
 - 2.3 Cálculo de coeficientes de convección: se realiza el cálculo de los coeficientes de convección con las temperaturas del instante t_{i-1} y las velocidades obtenidas en con el cálculo hidráulico.
 - 2.4 Cálculo de las resistencias térmicas: Tras calcular los coeficientes de convección y los rodamientos, es posible evaluar el resto de resistencias térmicas y obtener la matriz de conductancias.
 - 2.5 Cálculo de potencias de refrigeración: se calculan las potencias de refrigeración y las condiciones de contorno virtuales empleando las temperaturas del instante anterior.
 - 2.6 Pérdidas: se introducen las pérdidas de la máquina en los diferentes elementos para el instante t_i , desde una fuente independientes o de una herramienta de cálculo de pérdidas asociada.
 - 2.7 Integración del sistema: Se obtienen las temperaturas del sistema para el instante $t = t_i$. Para la obtención de las temperaturas en este instante se resolverá la ecuación 6.2 por el método que se desee, empleando la información de los estados de temperatura de los instantes anteriores. Se recomienda, por su facilidad de uso, la integración numérica por el método de Runge-Kutta.
 - 2.8 Criterio de convergencia: En el caso del régimen transitorio, el criterio de convergencia es que se supere el tiempo máximo que se desea calcular.

6.4. RESOLUCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

El circuito hidráulico reducido que se ha presentado en el Capítulo 5 (Ver Figura 5.25) no se puede resolver de una manera similar al circuito térmico, dada la no linealidad del sistema. Para solucionar esto, se ha empleado el método de Newton para resolver el sistema hidráulico.

El método de Newton, permite la resolución de un sistema de ecuaciones no lineales. Partiendo de unas condiciones iniciales $X^{(0)}$, que serán unos caudales iniciales arbitrarios, se genera una secuencia de valores $X^{(1)}$, ... , $X^{(i)}$, ... , $X^{(m)}$, que convergen a la solución $X^{(s)}$ si las condiciones iniciales, $X^{(0)}$, están suficientemente próximas a ella.

Este método consiste en la aplicación iterativa del siguiente algoritmo desde el valor inicial $X^{(0)}$:

$$x^{i+1} = x^i - \text{DF}(x^i)^{-1} \cdot F(x^i) \quad (6.27)$$

Donde $\text{DF}(x)$ es el jacobiano de la función $F(x)$. El proceso iterativo finaliza cuando $\|F(x)\|_2 < \epsilon$. Donde $\|F(x)\|_2$ es la norma euclídea de la función $F(x)$ y ϵ el límite de convergencia. En el sistema que se ha implementado, se ha tomado un valor de $\epsilon = 10^{-4}$.

La convergencia hacia una solución del algoritmo está asegurada por el teorema de Newton-Kantorovich, si se cumplen ciertos requisitos. De estos, los más importantes son que el punto inicial debe estar suficientemente cerca de la solución y dentro de un determinado recinto, donde $F(x)$ sea continuamente diferenciable. Esto queda ilustrado en la Figura 6.4, donde se aprecia que el proceso numérico diverge o tiende a otra solución si la inicialización es $X_2^{(0)}$ por estar fuera del dominio de atracción de la solución $X^{(s)}$, mientras que el proceso converge si la inicialización es $X_1^{(0)}$.

Así, este algoritmo tiene la ventaja de una rápida convergencia si las condiciones iniciales, $X^{(0)}$, están próximas a la solución buscada. Es por ello que una mala elección de las soluciones iniciales puede dar problemas de convergencia o soluciones erróneas. Estos posibles errores se enumeran a continuación:

- El método es divergente
- El método converge hacia una solución falsa
- El método converge después de muchas iteraciones

Para garantizar la solución correcta, las condiciones iniciales de caudal $X^{(0)}$ no se deben escoger arbitrariamente, y para ello se puede tomar un valor de caudal total obtenido de la curva del ventilador.

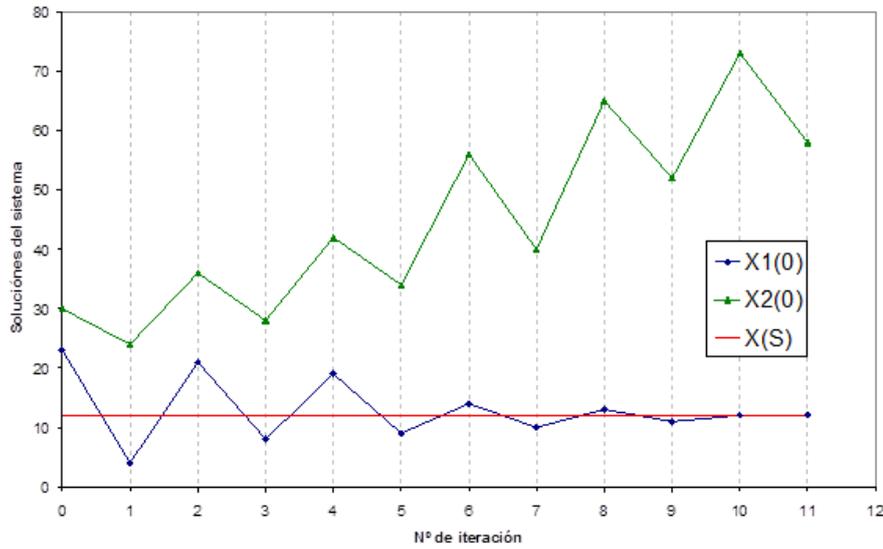


Figura 6.4: Método de Newton para sistemas no lineales

6.4.1. FUNCIONES DEL SISTEMA

La función vectorial $F(x)$ se obtendrá de aplicar el teorema de Bernoulli con las hipótesis asumidas (ecuación 5.3) a los diferentes volúmenes de control identificados, empleando las resistencias agrupadas del circuito simplificado (Ver apartado 5.5).

Con esta simplificación, podemos obtener la función $F(x)$ y el jacobiano $DF(x)$ tal y como se expresa a continuación:

$$F(\vec{Q}) = \begin{bmatrix} Q_1 - Q_2 - Q_3 \\ R_2 \cdot Q_2^2 - (R_3 + R_4) \cdot Q_3^2 + \Delta P_{rotor} \\ (R_{total} + R_1 + R_5) \cdot Q_1^2 + R_2 \cdot Q_2^2 - \Delta P \end{bmatrix} \quad (6.28)$$

$$DF(\vec{Q}) = \begin{bmatrix} 1 & -1 & -1 \\ 0 & 2 \cdot R_2 \cdot Q_2 & -2 \cdot (R_3 + R_4) \cdot Q_3 \\ 2 \cdot (R_{total} + R_1 + R_5) \cdot Q_1 & 2 \cdot R_2 \cdot Q_2 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.29)$$

$$\vec{Q} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \end{bmatrix} \quad (6.30)$$

6.5. IMPLEMENTACIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

Una vez definido el método de resolución, es posible resolver el sistema hidráulico por medio del siguiente procedimiento, cuyo diagrama de flujo se muestra en la Figura 6.5:

1. Se parte de la geometría de la máquina, la velocidad de rotación y las temperaturas del aire para el cálculo de las propiedades termofísicas.
2. Se asumen unos caudales iniciales a partir de la curva del ventilador de la máquina.
3. Se calculan las resistencias hidráulicas por medio de las expresiones y los diagramas mencionados en el apartado 5.3.2 y con los caudales asumidos. Se calculan también las resistencias agrupadas para evaluar las funciones y el jacobiano del método de Newton.
4. Se calcula la generación de presión del ventilador con la ley de los ventiladores para la velocidad de rotación.
5. Una vez conocidos todos los parámetros se procede a la resolución del sistema mediante el método de Newton descrito en el apartado anterior, y se obtienen unos nuevos valores del caudal.
6. Se evalúa el error de los caudales por medio de la norma euclídea de la función vectorial. Si no se cumple el criterio de convergencia, se repite el proceso desde el paso 3 con los caudales obtenidos.

Una vez conocidos los caudales en cada zona, se pueden calcular las velocidades que inciden en las diferentes superficies involucradas y obtener de manera precisa los coeficientes de convección.

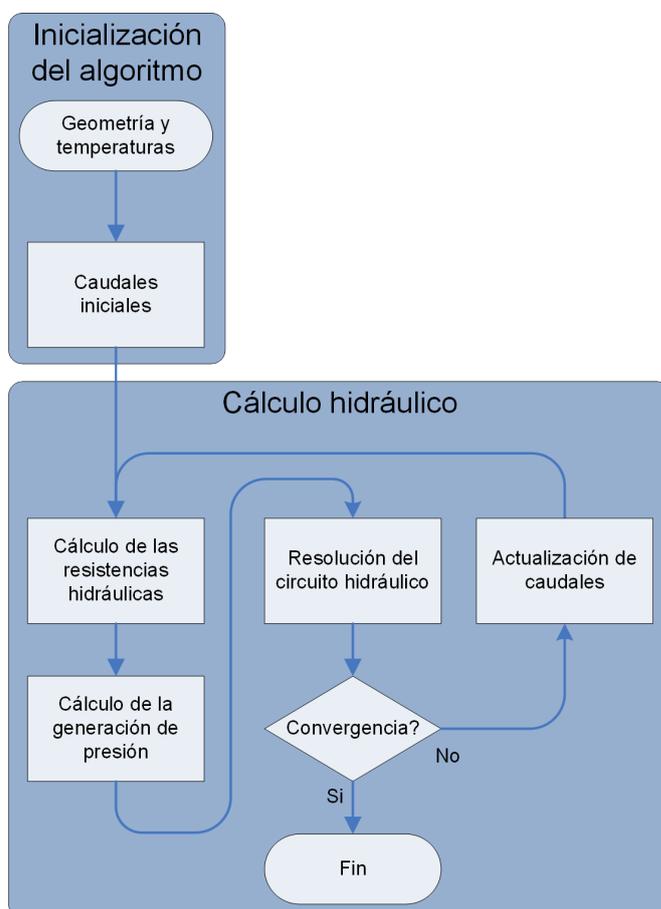


Figura 6.5: Diagrama de flujo para la resolución del sistema hidráulico

CAPÍTULO 7

Validación y resultados del modelo

En este capítulo se presenta la validación de los modelos térmico e hidráulico con los resultados de un prototipo real. En primer lugar se muestra la validación del modelo hidráulico por medio de software CFD. Una vez validado este, se procederá a la validación del modelo térmico con resultados provenientes de dos ensayos, uno a potencia constante y otro a potencia variable.

Tras la validación, se compararán los resultados obtenidos con el modelo con los del software comercial MotorCAD [Motor-CAD, 2014], para una implementación de la misma máquina, con el fin de analizar las diferencias entre el modelo presentado y el modelo del programa de referencia.

7.1. VALIDACIÓN DEL MODELO HIDRÁULICO

Debido a la dificultad de obtener mediciones del aire en el interior de una máquina, el modelo hidráulico se validará mediante una simulación CFD, empleando el software Ansys Fluent [Ansys Fluent, 2014] para esta tarea.

Para obtener los flujos de aire en CFD se ha modelado el aire teniendo en cuenta las siguientes consideraciones de mallado y simulación:

- Flujo incompresible (densidad del aire, $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$).
- Modelo de turbulencia: k- ϵ .
- Rotación en los canales de rotor: simulada mediante Multiple Reference Frame (MRF).
- Tamaño y geometría de malla: malla tetraédrica, 14.5 millones de elementos.
- Ecuaciones del sistema: obtenidas mediante Método de los volúmenes finitos.
- Método de resolución: algoritmo SIMPLE con una discretización de segundo orden.
- Criterios de convergencia: residuos de las ecuaciones menores a 10^{-3} y presión en la salida constante.

El resultado de la simulación para una velocidad de rotación de 1000 R.P.M. se muestra en la Figura 7.1.

Para la validación del circuito hidráulico, se ha obtenido el aumento de presión en la zona del ventilador de esta simulación, y se ha procedido a validar las resistencias hidráulicas de cada zona, así como los caudales totales y parciales en cada zona. La comparación entre los valores de las resistencias medidas en la simulación CFD y los valores de las resistencias hidráulicas se observan en la Tabla 7.1, mientras que en la Tabla 7.2 se hace una comparativa global de los caudales y de la resistencia total del sistema.

A pesar de que existen diferencias notables en la Tabla 7.1 en las resistencias de algunas zonas, los resultados globales ofrecidos en la Tabla 7.2 muestran una desviación del 3,7% en la resistencia total del sistema, y un error relativo en el caudal total de 1,58%. En los caudales de rotor y estator, los errores son de 4,4% y del -7,4% respectivamente.

Los resultados globales del modelo ofrecen diferencias muy pequeñas respecto a los resultados de un CFD. Teniendo en cuenta el ahorro de tiempo

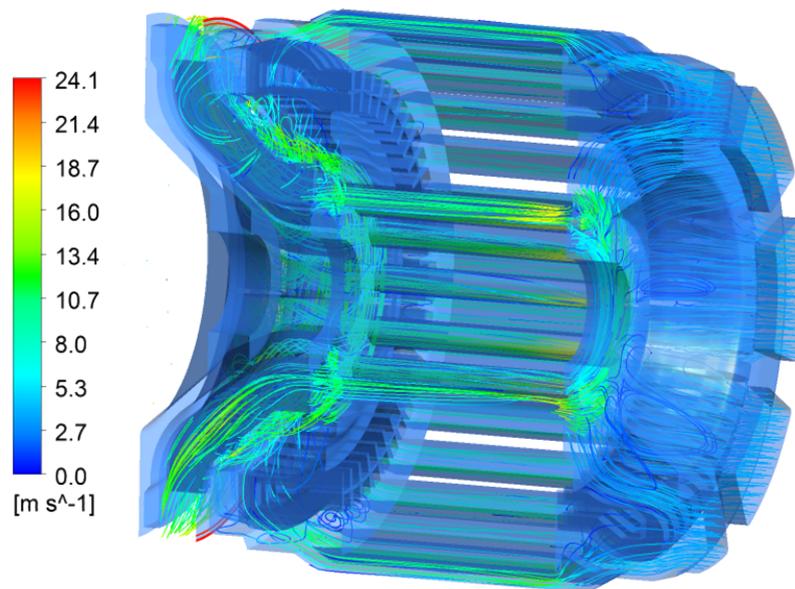


Figura 7.1: Vectores de velocidad en el interior de la máquina obtenidos mediante CFD

que supone el modelado de una geometría tan compleja en un programa de estas características, el modelo hidráulico se considera válido, y es método un método apto para evaluar los flujos hidráulicos en combinación con el cálculo hidráulico.

Zona	Modelo hidráulico	CFD	Error (%)
1	—	—	—
2	55,12	45,435	21,3
3	17,30	82,414	-79,0
4	17,74	60,576	-70,7
5	0,81	89,49	-99
6	1257,0	1212,73	3,65
7	1115,0	1305,68	-14,6
8	1999,3	1312,48	52,3
9	0,81	} 384.09	-52,7
10	220,97		
11	20934	} 6146.43	—
12	32,60		
13	—	} 15790,47	-4,45
14	13956		
15	11431	} 15790,47	—
16	15087		
17	—	—	—

Tabla 7.1: Comparación de resistencias hidráulicas [$\text{Pa}(\text{m}^3/\text{s})^2$]

	Modelo hidráulico	CFD	Error (%)
R_{total} [$\text{Pa}(\text{m}^3/\text{s})^2$]	2273.5	2188.97	-3.7
Q_{total} [m^3/s]	0.186	0.189	1.6
$Q_{estator}$ [m^3/s]	0.129	0.135	4.6
Q_{rotor} [m^3/s]	0.057	0.054	5.2
ΔP [Pa]	78.19*	78.19	-

* El valor de ΔP para el modelo hidráulico es el obtenido mediante CFD

Tabla 7.2: Comparación entre el modelo hidráulico y CFD

7.2. VALIDACIÓN DEL MODELO TÉRMICO

En este apartado se presenta la validación del modelo térmico y de las convecciones. Para ello, se han recogido los valores experimentales del comportamiento térmico de un motor, en una plataforma de ensayos. Los datos han sido recogidos mediante termopares dispuestos en diferentes puntos de la máquina.

El primer paso de la validación es ajustar la convección en las cabezas de bobina mediante el parámetro K (ver apartado 4.4.3). En el primer apartado se muestra el proceso de ajuste de este parámetro para las dos cabezas de bobina.

Una vez ajustado este parámetro se procederá a la validación del modelo térmico. Se presentan datos de dos ensayos: el primero a potencia constante, manteniendo la velocidad y el par hasta el equilibrio térmico, y el segundo a potencia variable, con un régimen de velocidad y par acorde con un ciclo S5 [IEC 60034-1, 2010].

A pesar de que el modelo devuelve todas las temperaturas definidas en los nodos del circuito térmico (Capítulo 3), de los motores sólo se han recogido resultados de las partes activas en el diseño electromagnético:

- Temperatura de devanados de estátor ($T_{w,s}$, T_{endw1} , T_{endw2}).
- Temperatura de barras de rotor ($T_{w,rot}$). La información de este punto viene proporcionada por la estimación del inversor empleado para su control.
- Temperatura de los rodamientos (T_{bear1} , T_{bear2}).
- Temperatura del yugo de estátor en el punto medio ($T_{y,s}$).

Se evaluará también el error absoluto y relativo en cada medida. El error relativo será calculado empleando los incrementos de temperatura sobre la temperatura ambiente, que se toma como temperatura de referencia:

$$err = \frac{(T_{medida} - T_{amb}) - (T_{modelo} - T_{amb})}{T_{medida} - T_{amb}} = \frac{T_{medida} - T_{modelo}}{T_{medida} - T_{amb}} \quad (7.1)$$

7.2.1. VALORES DEL AJUSTE PARA CABEZAS DE BOBINA

Para el ajuste del parámetro K de las cabezas de bobina, se han empleado los resultados experimentales de varios ensayos a velocidad y potencia

constantes. Con los valores de temperatura de las cabezas de bobina de admisión y expulsión, se ha procedido al ajuste. En la Tabla 7.3 se recogen los valores de temperatura para cada uno de los ensayos.

Ensayo	n [R.P.M.]	T [N · m]	T_{endw1} °C	T_{endw2} °C
1	2000	453,2	55,05	92,88
2	2000	639,7	63,60	108,30
3	4000	482,6	55,00	95,02

Tabla 7.3: Valores de temperatura de cabezas de bobina en diferentes ensayos de velocidad y potencia constantes.

Con estos resultados de temperatura, se ha procedido al ajuste de los coeficientes para la convección de las cabezas de bobina del lado de admisión, K_1 , y del lado de expulsión de aire, K_2 , de acuerdo a la siguiente metodología (Figura 7.2):

1. Se calculan las temperaturas para las condiciones dadas con $K_1 = 1$, $K_2 = 1$.
2. Se comprueba el error relativo cometido con respecto a la temperatura medida, para la cabeza de bobina del lado de admisión, T_{endw1} ; si es menor que un 1 %, se continua con el paso 3.
 - 2.1 Si el error es mayor a un 1 %, se comprueba el signo del error absoluto entre la medida y la estimación:
 - 1) Si el error absoluto es negativo, el modelo predice temperaturas más altas, por lo tanto, se aumenta el coeficiente de ajuste K_1 para aumentar la convección en esa zona.
 - 2) Si el error absoluto es positivo, se procede de manera contraria: se disminuye el coeficiente de ajuste K_1 , para disminuir la convección en esa zona.
 - 2.2 Se recalculan las temperaturas con el nuevo valor del ajuste y se vuelve a comprobar el error relativo cometido con respecto a la temperatura medida (paso 2).
3. Se comprueba el error relativo cometido con respecto a la temperatura medida, para la cabeza de bobina del lado de expulsión de aire, T_{endw2} .
 - 3.1 Se comprueba el signo del error absoluto.

- 1) Si es negativo, se aumenta K_2 .
 - 2) Si es positivo, se disminuye K_2 .
- 3.2 Se recalculan las temperaturas y se vuelve a comprobar el error relativo en la temperatura T_{endw2} .
4. Se vuelve a comprobar el error relativo de la temperatura del lado de entrada, dado que es probable que al variar la convección de la cabeza de bobina del lado de expulsión haya variado la temperatura de todos los nodos de cobre. Si no se cumple el criterio del error menor que un 1 %, se repite el proceso desde el paso 2 con los valores K_1 y K_2 actualizados.
 5. El proceso iterativo termina cuando el error cometido en la predicción es menor al 1 %.

En la metodología descrita, los porcentajes de aumento y disminución han sido escogidos arbitrariamente. Un aumento del 2 %, y una disminución del 1 % para los parámetros de ajuste consiguen la convergencia de las dos temperaturas en menos de 10 iteraciones.

Los resultados obtenidos tras emplear la metodología descrita se muestran en la Tabla 7.4 para los tres ensayos. El valor que se empleará para la validación del modelo es la media de los tres valores obtenidos para cada parámetro de ajuste. Esta media también se muestra en la misma tabla.

Ensayo	K_1	K_2
1	3,0302	1,3055
2	3,2492	1,3862
3	3,6023	1,2705
Media	3,2945	1,3207

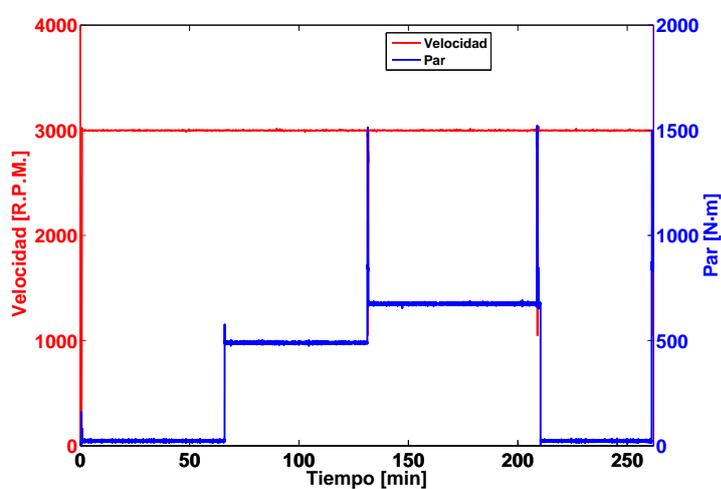
Tabla 7.4: Resultados de los ajustes para la convección en las cabezas de bobina.

7.2.2. ENSAYO A POTENCIA CONSTANTE

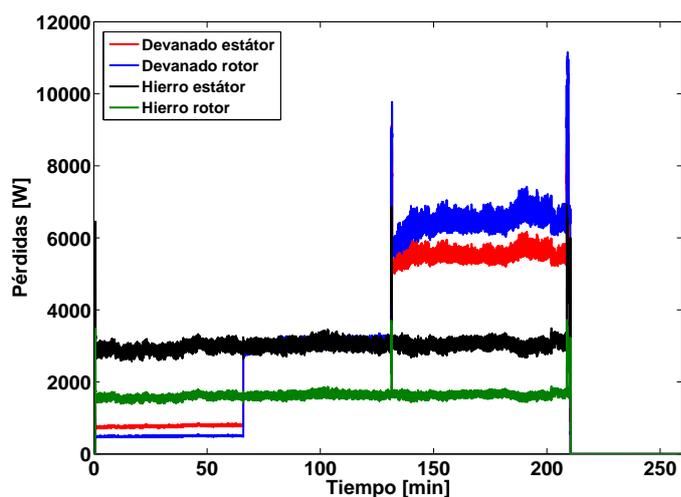
El primer ensayo se ha realizado a potencia constante. Se mantiene la velocidad del ensayo constante a 3000 R.P.M. y se mantiene el par constante hasta alcanzar el equilibrio térmico. En este ensayo, se dan tres referencias de par distintas, y se alcanza el equilibrio térmico para cada una de ellas. El ciclo completo de pares y velocidades se muestra en la Figura 7.3a, mientras que las pérdidas totales en cada una de las partes de la máquina se muestran en la Figura 7.3b.

El ensayo consta de 4 tramos:

1. Un tramo de pre-calentamiento, con una consigna de par despreciable (de 0 a 66 minutos).
2. Un tramo de calentamiento suave, con par constante, $T_{mec} = 460 \text{ N}\cdot\text{m}$ (de 66 a 131 minutos).
3. Un tramo de calentamiento fuerte, con par constante, $T_{mec} = 680 \text{ N}\cdot\text{m}$ (de 131 a 209 minutos).
4. Un tramo de enfriamiento, con par despreciable (de 209 a 262 minutos).



(a) Mediciones de par y velocidad del ensayo a potencias constantes.



(b) Pérdidas del ensayo a potencia constante en las diferentes partes de la máquina.

Figura 7.3: Par, velocidad y pérdidas del ensayo a potencia constante

7.2.2.1. Resultados en devanado de estátor

Los resultados del ensayo en los devanados del estátor se muestran en las figuras 7.4 7.5 y 7.6, para los nodos del circuito $T_{w,s}$, T_{endw1} y T_{endw2} respectivamente, y el error cometido en las predicciones de los tres puntos en la figura 7.7.

En estos resultados se ve que el error absoluto cometido es bajo, menor a ± 10 °C en todo el recorrido.

Aunque en el primer tramo de calentamiento (de 0 a 66 minutos) existe un error mayor que en el resto del experimento, en el resto de tramos se puede considerar una concordancia excelente en la estimación de temperaturas de las cabezas de bobina, y de muy buena en el caso de la ranura.

Atendiendo a los resultados en las temperaturas de ambas cabezas de bobina, todo hace indicar que la elección de la correlación de Zhukauskas para esta zona, en combinación con el parámetro de ajuste, ha sido óptima.

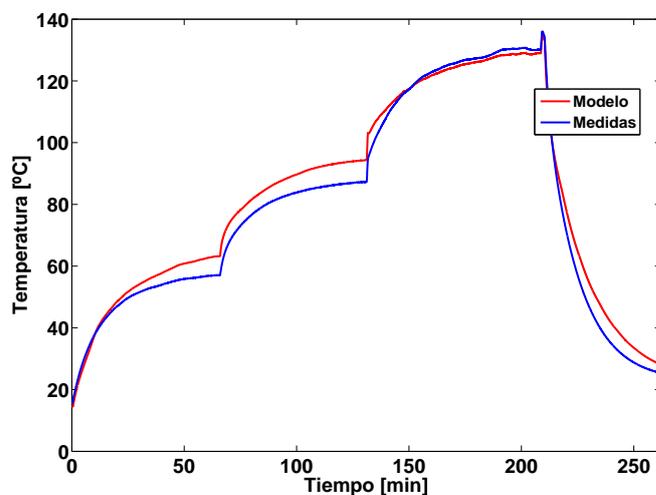


Figura 7.4: Mediciones de temperatura en la ranura del estátor y resultados para el nodo $T_{w,s}$.

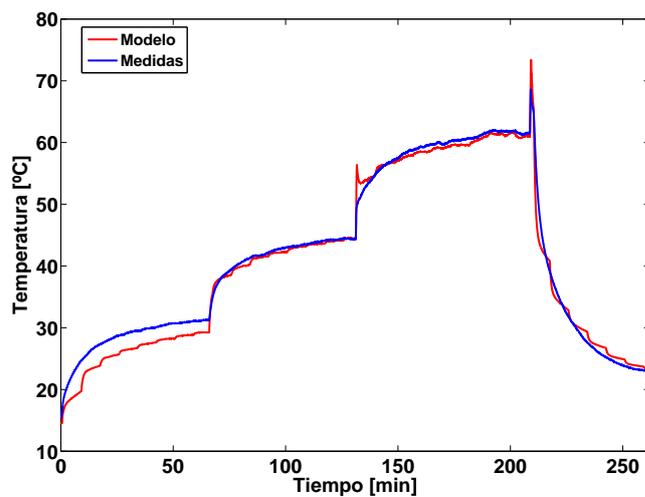


Figura 7.5: Mediciones de temperatura en la cabeza de bobina del lado de admisión de aire y resultados para el nodo T_{endw1} .

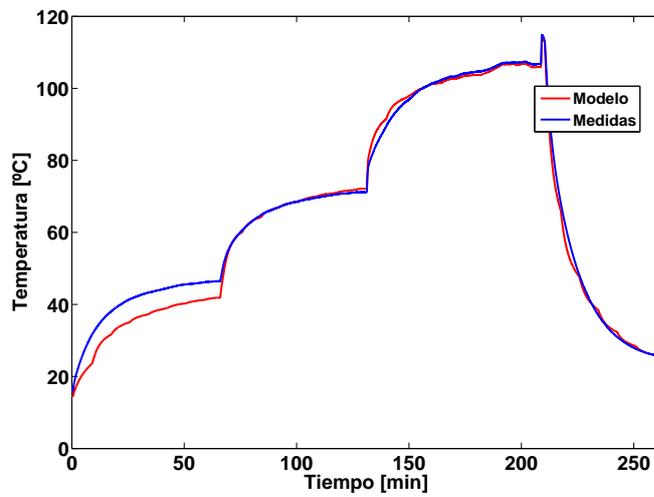


Figura 7.6: Mediciones de temperatura en la cabeza de bobina del lado de expulsión de aire y resultados para el nodo T_{endw2} .

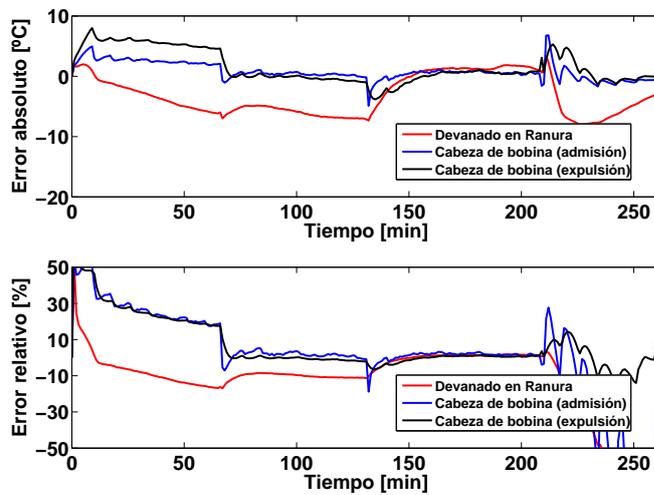


Figura 7.7: Errores del modelo para los nodos del devanado de estator.

7.2.2.2. Resultados en devanados de rotor

Los resultados obtenidos para las temperaturas en los devanados de rotor se muestran en la figura 7.8, así como el error cometido en la figura 7.9.

Antes de evaluar los resultados conviene destacar el funcionamiento de la estimación de temperatura por parte del inversor. Este realiza cálculos en base a un modelo térmico sencillo, que es función exclusiva de la consigna de par que se le dé, y devuelve una estimación de la media de las temperaturas de anillos y barras. El inversor actualiza el modelo térmico cada vez que se le proporciona una nueva consigna. Esta estimación está pensada para recorridos de potencia variable, y como alarma del sistema para no alcanzar temperaturas peligrosas.

En este ensayo, el inversor sólo actualiza el modelo térmico tres veces (cada vez que se realiza un cambio de valor de par), por lo tanto la estimación no es adecuada y los resultados en este elemento, así como el error cometido, deben ser tratados con cautela.

En general, el error cometido en los tramos de calentamiento suave y fuerte es bastante constante, y alrededor de $+20$ °C. Se ve como el comportamiento, tanto del inversor como del modelo es similar.

Además, se observa un comportamiento similar al de las temperaturas en los devanados de estátor. El anillo de cortocircuito del lado de entrada sería el elemento más frío de los tres, y las barras el más caliente: El comportamiento es similar en el estátor, con la cabeza de bobina del lado de admisión como el elemento más frío y la ranura de estátor el más caliente.

En el caso de potencia variable (apartado 7.2.3) se analizarán con más profundidad los resultados en estos elementos.

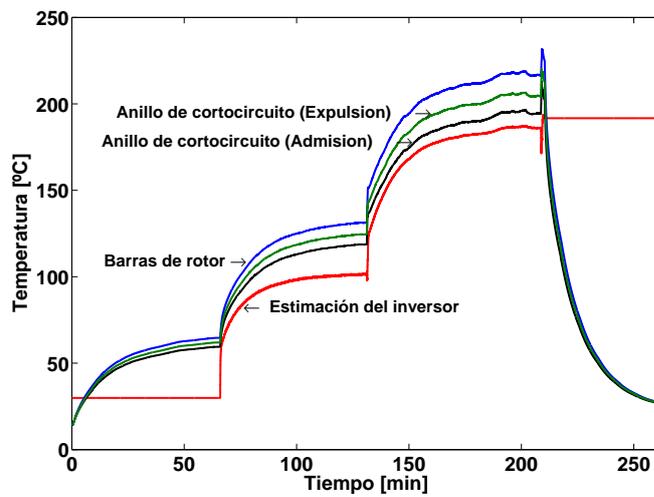


Figura 7.8: Estimación del inversor para los conductores del rotor y resultados para los nodos de barras de rotor ($T_{w,rot}$) y anillos de cortocircuito (T_{ring1} y T_{ring2}).

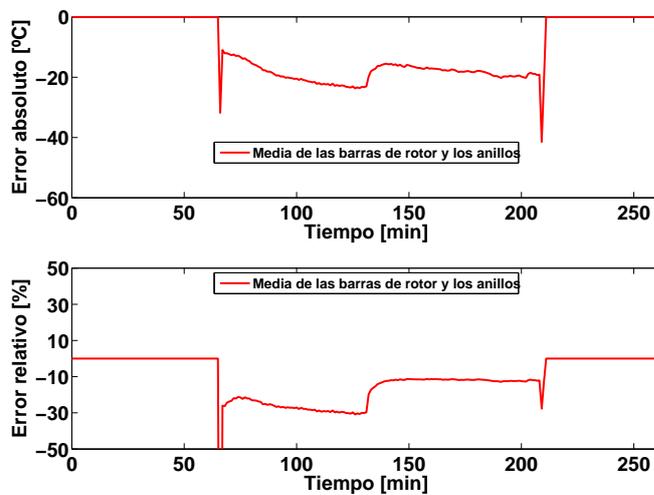


Figura 7.9: Errores del modelo para los nodos del devanado de estátor.

7.2.2.3. Resultados en yugo de estátor

Los resultados obtenidos para la temperatura en el yugo de estátor se muestran en la Figura 7.10, y el error cometido en la estimación en la figura 7.11.

En las predicciones de la temperatura del yugo hay un error variable, en función del tramo que se estudie. En general, se puede hablar de un error menor a $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$, y la estimación se considera válida.

En los dos primeros tramos de calentamiento (de 0 a 131 minutos) el error es mucho mayor que en el tercer tramo (de 131 a 209 minutos), en el cual, el error en la estimación se reduce drásticamente.

Dado que la medida se ha obtenido de una sola sonda en un punto concreto, el error cometido en esta estimación puede deberse a que la hipótesis de que no existen flujos circunferenciales en la máquina no sea correcta. A raíz de esto, se propone como investigación futura comprobar que esta hipótesis es o no válida, mediante la colocación de más sondas de temperatura en distintos puntos de la periferia de la máquina, y comparar el resultado del modelo con la temperatura media de todas las medidas, en este o en otro prototipo.

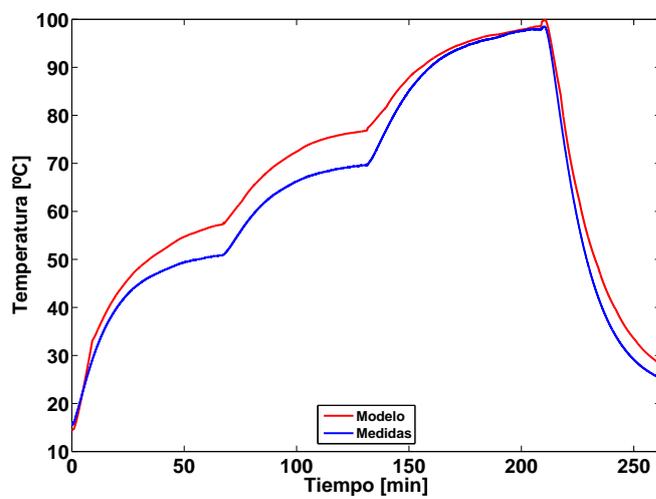


Figura 7.10: Mediciones de temperatura en el centro del yugo de estátor y resultados para el nodo $T_{y,s}$.

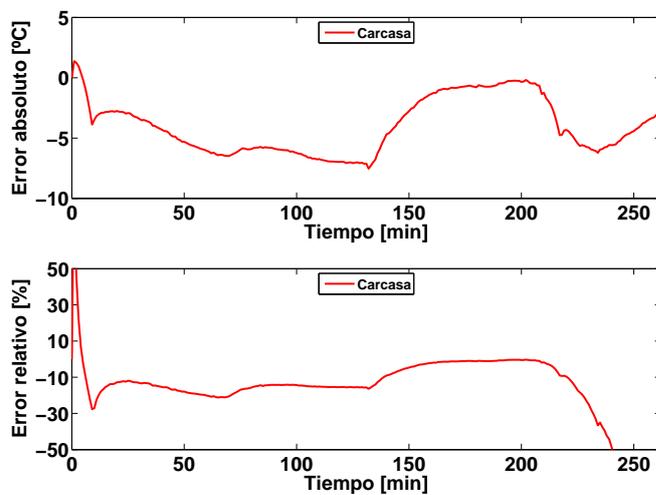


Figura 7.11: Errores del modelo para el yugo de estátor

7.2.2.4. Resultados en rodamientos

Los resultados de las temperaturas de los rodamientos en los lados de entrada y salida se pueden ver en las Figuras 7.14 y 7.15, y el error cometido en las estimaciones en la Figura 7.16.

Como se observa en las Figuras, el resultado para la predicción en las temperaturas de los rodamientos no ha sido el obtenido para el resto de puntos mostrados, llegando a errores de $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el rodamiento del lado de admisión, y de más de $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el rodamiento de salida.

Estos errores son debidos, principalmente, a dos factores, que se presentan a continuación:

7.2.2.4.1. Simplicidad en el modelado

El modelo de rodamientos propuesto en el Capítulo 3 está orientado a rodamientos sencillos, como los que se pueden ver en cualquier máquina TEFC. Sin embargo, el rodamiento de la máquina ensayada es de mucha más complejidad (Ver Figura 7.12), con elementos de sujeción, laberintos de engrase y otras piezas que no han sido tenidas en cuenta. El modelo, por lo tanto no es lo suficientemente preciso.

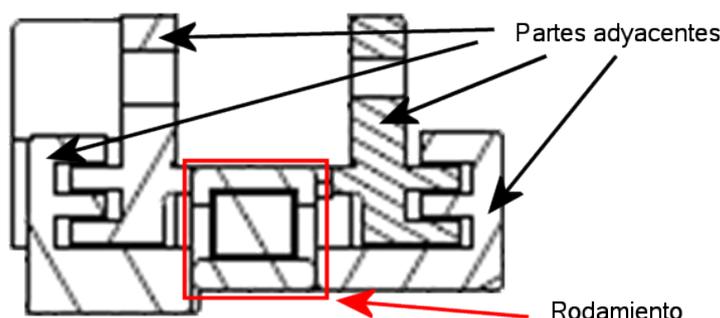


Figura 7.12: Detalle de uno de los rodamientos de la máquina.

7.2.2.4.2. Conducción en el eje

En el lado de expulsión, el ventilador tiene una presencia secundaria, siendo conectado térmicamente al eje y al yugo de rotor, que son los elementos con los que el ventilador intercambia calor. En este lado de la máquina, el ventilador tiene un contacto importante con el eje (Ver Figura 7.13), ha-

ciendo que esté más frío de lo que en realidad predice el modelo, debido a un aumento de la conducción entre los dos elementos. Este aumento en la temperatura del eje se propaga al rodamiento, aumentando el error.

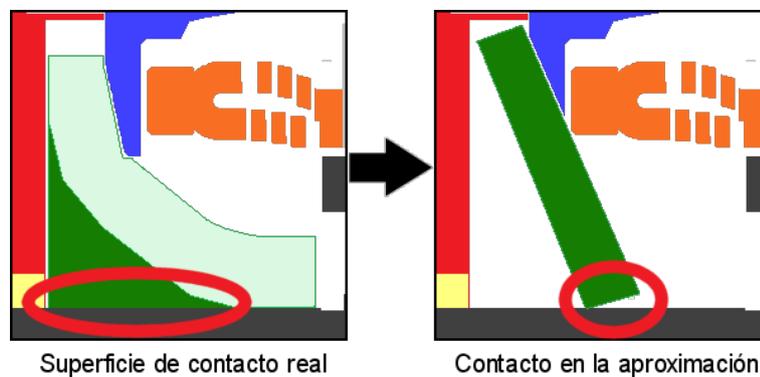


Figura 7.13: Superficie de contacto en el ventilador real y en la aproximación.

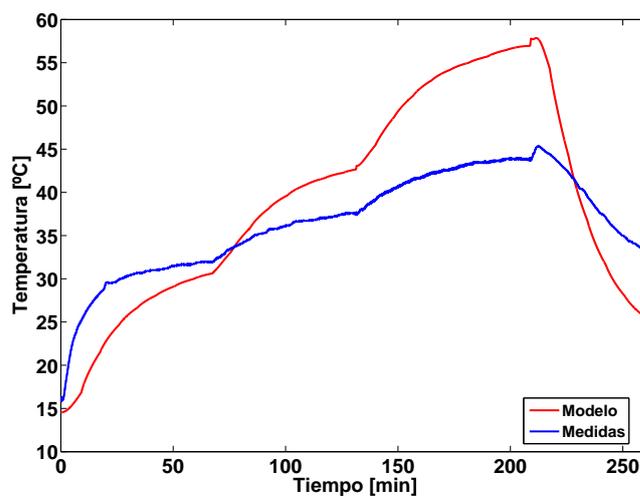


Figura 7.14: Mediciones de temperatura en el rodamiento del lado de admisión de aire y resultados para el nodo T_{bear1} .

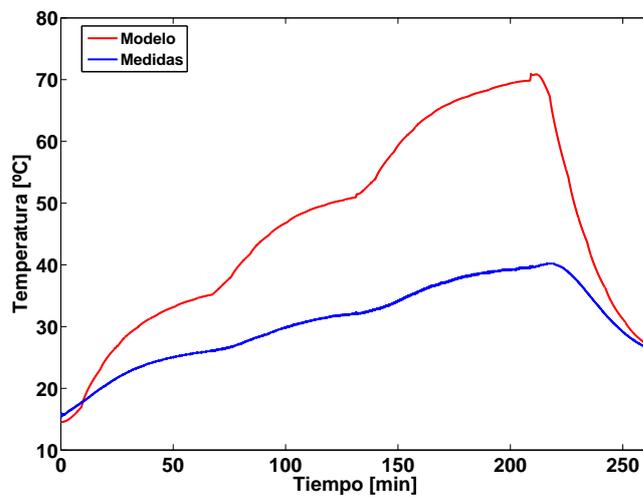


Figura 7.15: Mediciones de temperatura en el rodamiento del lado de admisión de aire y resultados para el nodo T_{bear2} .

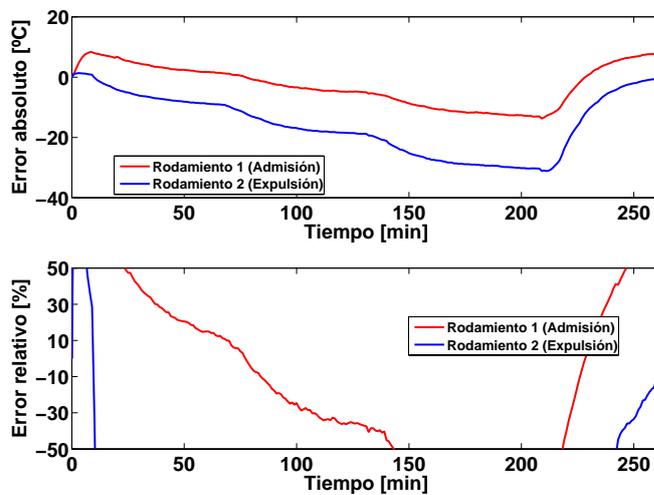


Figura 7.16: Errores del modelo para los rodamientos.

7.2.3. ENSAYO A POTENCIA VARIABLE

En este apartado se muestran los resultados de la comparativa con un ensayo para un servicio S5 [IEC 60034-1, 2010]. Con este ensayo se pretende validar el modelo para unas circunstancias de potencia variable en el tiempo, con el fin de estimar el comportamiento térmico del motor en una situación muy cambiante.

En la figura 7.17 se muestran los dos primeros ciclos del servicio, mientras que en la Figuras 7.18a y 7.18b se puede ver la potencia demandada al motor y las pérdidas en las distintas partes de la máquina durante estos dos ciclos. Este ciclo se repitió durante un tiempo de 120 minutos.

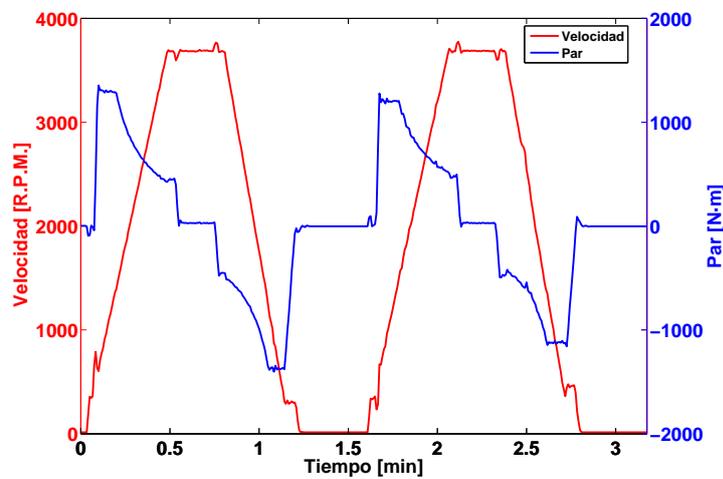
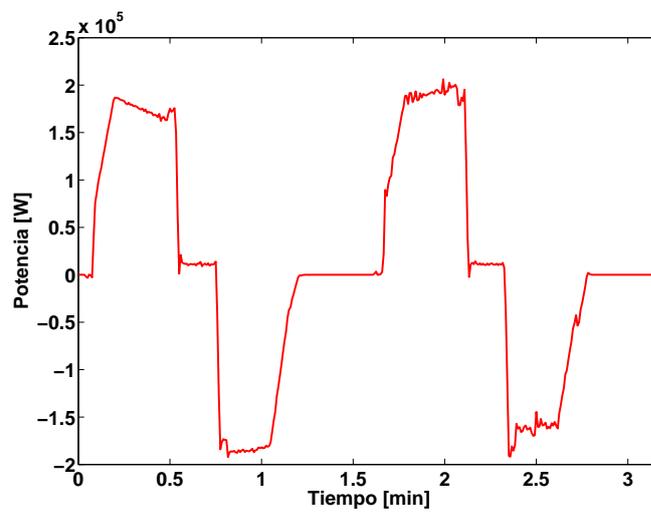
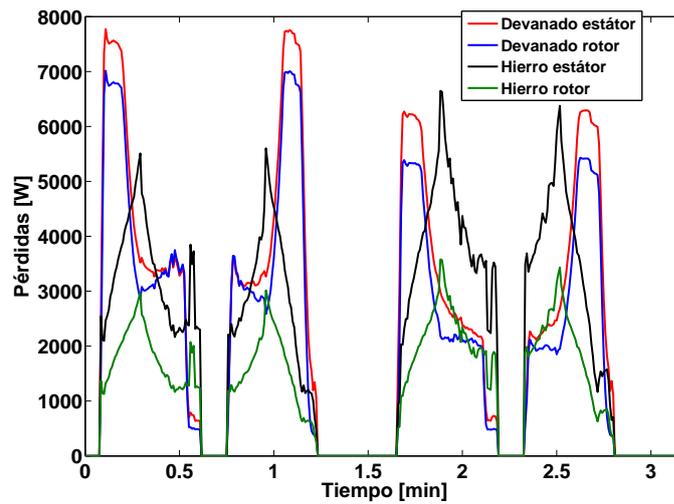


Figura 7.17: Mediciones de par y velocidad del ensayo a potencia variable de los dos primeros ciclos.



(a) Potencia del ensayo en los dos primeros ciclos.



(b) Pérdidas del ensayo en los dos primeros ciclos en las distintas partes de la máquina.

Figura 7.18: Potencia y pérdidas del ensayo a potencia variable

7.2.3.1. Resultados en devanado del estátor

Los resultados del ensayo en los devanados del estátor se muestran en las figuras 7.19, 7.20 y 7.21, para los nodos del circuito $T_{w,s}$, T_{endw1} y T_{endw2} respectivamente, y el error cometido en las predicciones de los tres puntos en la figura 7.22.

Como en el caso de potencia constante, se observa una excelente concordancia entre los resultados del modelo y los datos recogidos. El error absoluto se puede considerar bajo, con una variación entre ± 5 °C.

Estos buenos resultados ponen de manifiesto una vez más la elección de una correlación correcta para las zonas críticas, puesto que se consigue minimizar el error hasta unos márgenes muy razonables para muchas aplicaciones del modelo térmico.

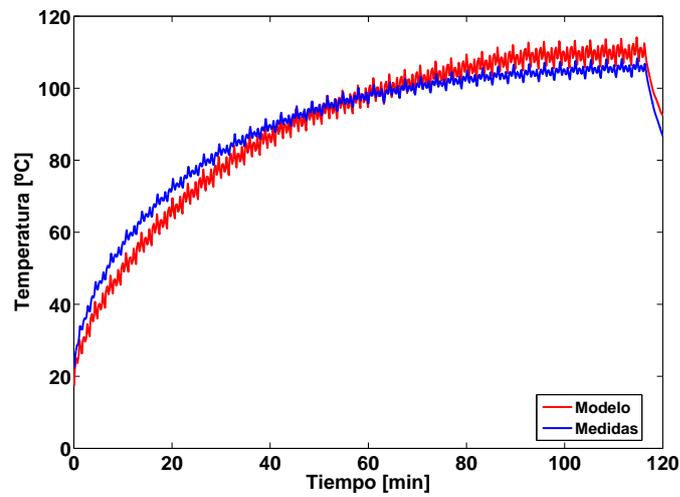


Figura 7.19: Mediciones de temperatura en la ranura del estátor y resultados para el nodo $T_{w,s}$.

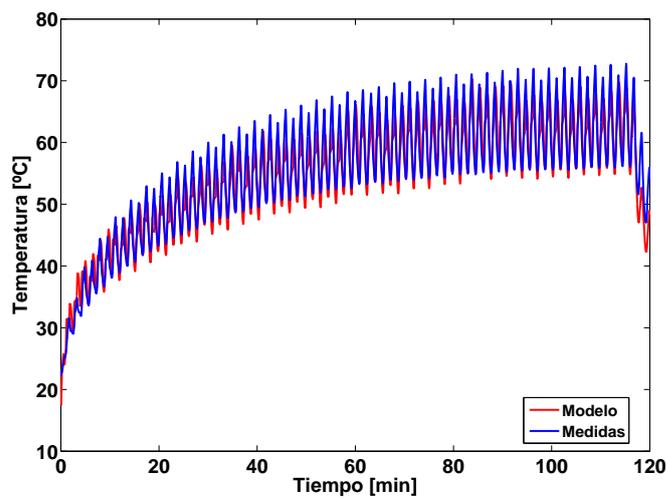


Figura 7.20: Mediciones de temperatura en la cabeza de bobina del lado de admisión de aire y resultados para el nodo T_{endw1} .

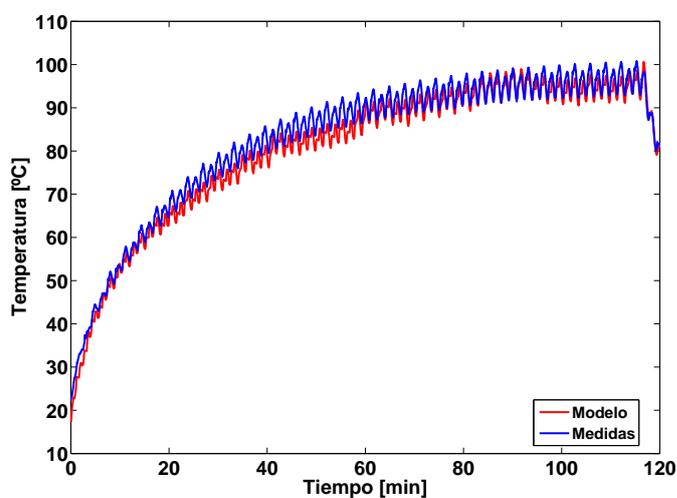


Figura 7.21: Mediciones de temperatura en la cabeza de bobina del lado de expulsión de aire y resultados para el nodo T_{endw2} .

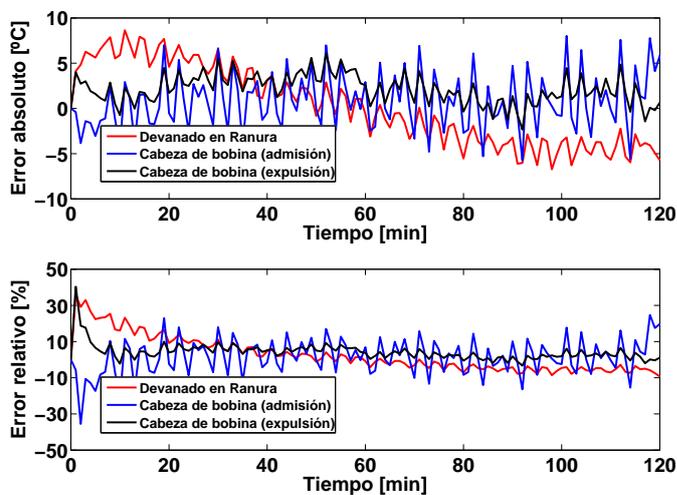


Figura 7.22: Errores del modelo para los nodos del devanado de estátor.

7.2.3.2. Resultados en devanados de rotor

Los resultados obtenidos para las temperaturas en los devanados de rotor se muestran en la Figura 7.23, así como el error cometido en la 7.25.

Como en el otro ensayo, las temperaturas de rotor se comparan con una estimación del inversor, dada la dificultad física de medir las temperaturas en las partes rotativas de la máquina. En este ensayo, debido a que la consigna de par cambia en cada instante, esta estimación es mucho más precisa y se pueden establecer comparaciones entre los resultados.

El error absoluto cometido, en general, se encuentra en una banda de ± 20 °C. Sin embargo, este valor del error es debido, en gran parte, a un desfase entre los cálculos del inversor y los del modelo analítico. Puesto que los cálculos no han mostrado este desfase en la comparación de las temperaturas del estátor, es lógico pensar que el desfase está producido en la estimación del inversor.

Sin embargo, es posible estimar el error máximo observando con más detalle las curvas, y observando las cotas superiores e inferiores entre los que oscilan las temperaturas. Esta vista en detalle se muestra en la Figura 7.24 para los ciclos finales del recorrido. En esta figura se aprecia como el error entre los picos superiores e inferiores de las dos estimaciones no alcanza el error estimado, con $\Delta_1 \approx 10$ °C y $\Delta_2 \approx 7$ °C. Se puede evaluar el error cometido por tanto por medio de estos dos parámetros, y establecerlo en un error máximo de +10 °C

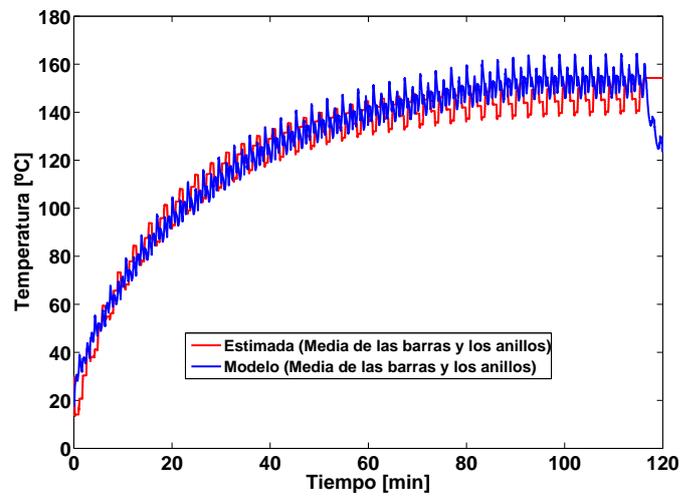


Figura 7.23: Estimación del inversor para los conductores del rotor y resultados para los nodos de barras de rotor ($T_{w,rot}$) y anillos de cortocircuito (T_{ring1} y T_{ring2}).

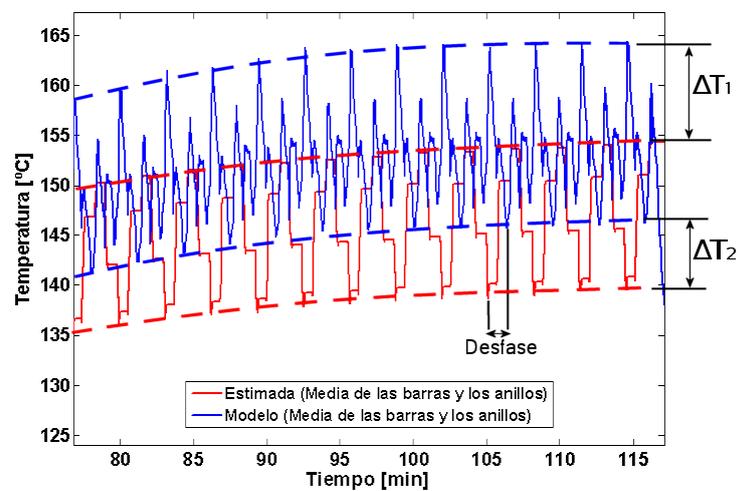


Figura 7.24: Detalle en las estimaciones de temperatura de rotor para el ensayo de potencia variable.

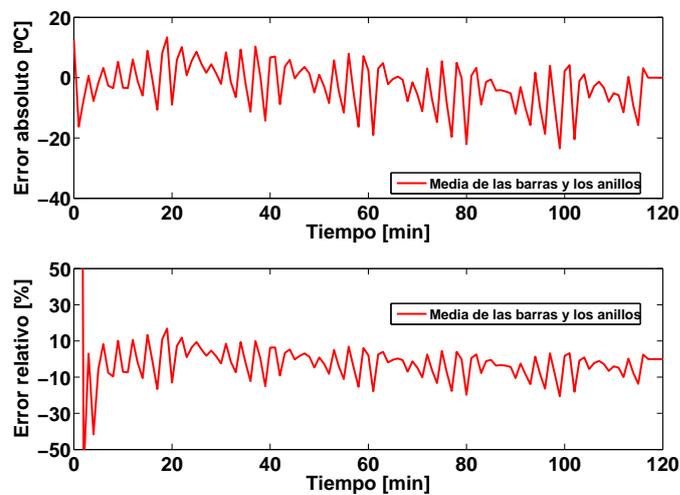


Figura 7.25: Errores del modelo para los nodos del devanado de estátor.

7.2.3.3. Resultados en yugo de estátor

Los resultados para la temperatura del yugo de rotor se muestran en la Figura 7.26 y el error cometido en la Figura 7.27.

Observando estos resultados se aprecia como el error va aumentando a medida que avanza el ensayo, teniendo un error máximo de aproximadamente +10 °C. Como en el caso anterior, el error puede ser debido a la medida con una sola sonda de temperaturas. En cualquier caso, el error se considera de baja magnitud.

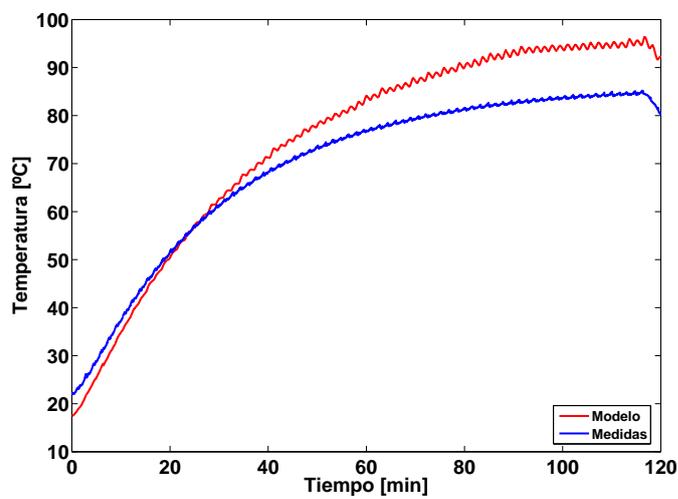


Figura 7.26: Mediciones de temperatura en el centro del yugo de estátor y resultados para el nodo $T_{y,s}$.

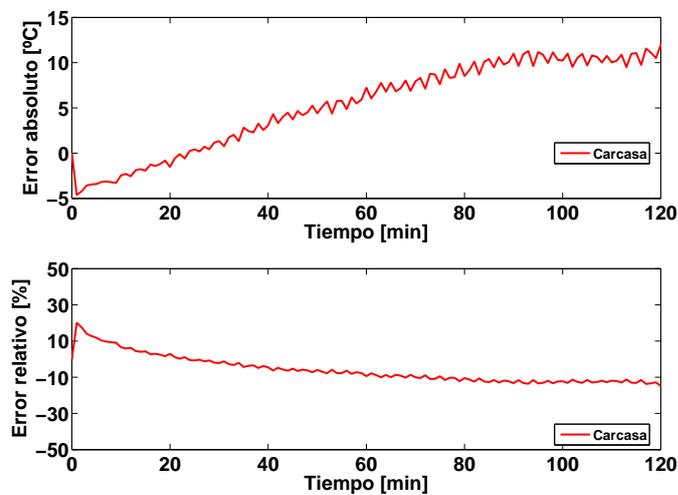


Figura 7.27: Errores del modelo para el yugo de estátor

7.2.3.4. Resultados en rodamientos

Los resultados de las temperaturas de los rodamientos en los lados de entrada y salida se pueden ver en las Figuras 7.28 y 7.29, y el error cometido en las estimaciones en la Figura 7.30.

Tal y como se ha observado en el caso de potencia constante (apartado 7.2.2), la estimación de los rodamientos no es aceptable debido a una mala modelización, llegando a errores mayores a $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ en determinados momentos.

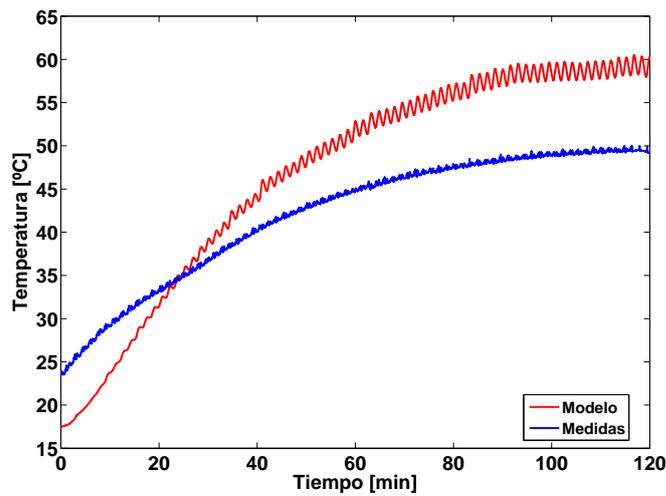


Figura 7.28: Mediciones de temperatura en el rodamiento del lado de admisión de aire y resultados para el nodo T_{bear1} .

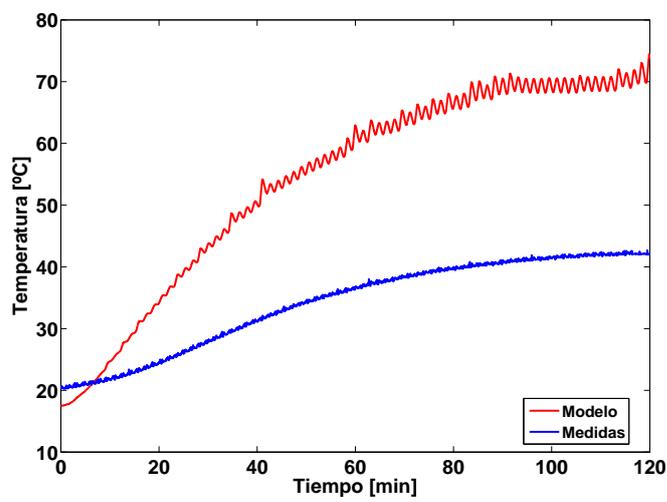


Figura 7.29: Mediciones de temperatura en el rodamiento del lado de admisión de aire y resultados para el nodo T_{bear2} .

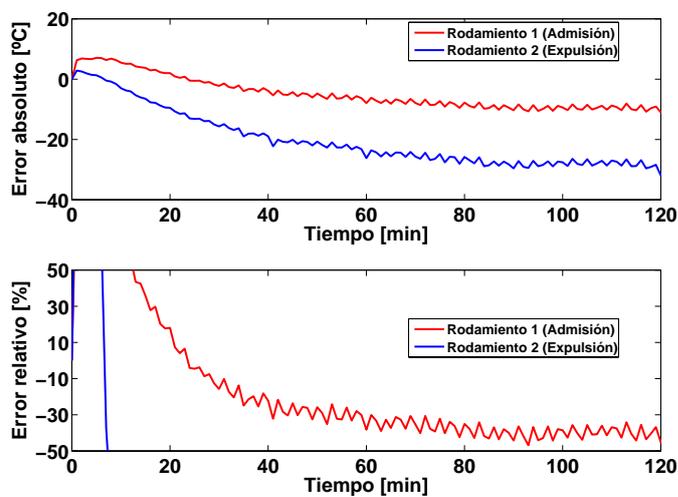


Figura 7.30: Errores del modelo para los rodamientos.

7.2.4. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Al tenor de los resultados mostrados se pueden realizar las siguientes valoraciones.

En general, la desviación cometida en los puntos claves para el diseño electromagnético (temperaturas en devanados de estátor y rotor) es pequeño, siempre menor a ± 10 °C. Este resultado hace que el modelo térmico presentado se convierta en el candidato ideal para el empleo con una herramienta de diseño electromagnético acoplada. Se cumple así uno de los objetivos propuestos en la tesis y se validan los resultados obtenidos.

Es necesario mencionar al modelo de rodamientos presentado y el alto error cometido. Si bien, el error es alto, esto no descarta el modelo de rodamientos completamente, puesto que fue pensado para otro tipo de rodamientos menos complejos que el del prototipo ensayado. Por otro lado, el error cometido en estos elementos no ha sido propagado en otros puntos de la máquina, por lo que el modelado de las resistencias de contacto entre los elementos ha sido correcta, aislando al elemento térmicamente en el circuito.

Dado que no es un elemento crítico en el diseño, no se prestará más atención de aquí en adelante a este elemento. En el caso de que se quisiera más precisión en este punto, se puede realizar un modelo más completo, teniendo en cuenta las partes adyacentes no incluidas. También se pueden emplear las soluciones propuestas por Staton en [Staton et al., 2005], empleando para el modelado resistencias equivalentes de aire.

7.3. COMPARATIVA DE MODELOS

Una vez validada la implementación del modelo y de las metodologías establecidas para el cálculo térmico, se ha procedido a la comparación de esta implementación con los resultados ofrecidos por una herramienta comercial, Motor-CAD [Motor-CAD, 2014]. El fin de esta comparativa es establecer la importancia de las correlaciones en los resultados finales, así como de otros aspectos que se han tenido en cuenta en este modelo y que no se tienen en un programa de propósito general como este.

Se recogerán resultados de tres modelos diferentes, que se detallan a continuación.

- Modelo 1: Es una implementación de la máquina anterior, con el ajuste $K = 2,5$ para ambas cabezas de bobina.
- Modelo 2: es una implementación de la misma máquina en Motor-CAD, manteniendo la misma geometría que en el modelo presentado

y los materiales empleados. Las convecciones en las distintas partes de la máquina son las mismas que se han empleado en esta memoria, excepto la correlación de las cabezas de bobina, en la que se ha impuesto la curva empírica de la Figura 4.14. Los cálculos hidráulicos han sido ajustados para que las resistencias hidráulicas y los resultados de velocidad en cada parte de la máquina sean los mismos que en el modelo implementado, puesto que el cálculo de flujos de aire en Motor-CAD se hace empleando las correlaciones propuestas por [Daly, 1978]. En los canales de rotor no ha sido tenido en cuenta aumento de la resistencia de entrada debido a la rotación, con el fin de observar los efectos de esta consideración.

- Modelo 3: Un modelo igual al Modelo 2, pero con las convecciones que MotorCAD propone como correlaciones por defecto en cada parte de la máquina: la correlación de Gnielinski (ecuación 4.22) para los conductos de ventilación y la curva de Schubert (ecuación 4.9) para el cálculo de las convecciones en el principio y final de máquina.

Se han evaluado los resultados para tres puntos de operación de velocidades 2000, 3000 y 4000 R.P.M. en régimen estacionario. A los tres modelos se les han proporcionado las mismas pérdidas, según la relación de la tabla 7.5. Las pérdidas han sido separadas para cada elemento en función de su volumen.

Pérdidas [W]	2000 RPM	3000 RPM	4000 RPM
Conductores de estátor	4013,6	5429,3	6600,5
Hierro de estátor	5019,3	5076,1	5307,0
Conductores de rotor	2124,6	4235,3	5741,5
Hierro de rotor	885,8	895,8	936,5

Tabla 7.5: *Pérdidas de la máquina en para los modelos térmicos a diferentes velocidades de rotación*

También se proporcionan las velocidades del aire del Modelo 1. Los valores de estas velocidades para los diferentes puntos de operación se dan en la Tabla 7.6

Velocidades del aire [m/s]	2000 RPM	3000 RPM	4000 RPM
Conductos de estátor	22,91	34,10	45,9
Conductos de rotor	22,31	33,25	44,13
Cabeza de bobina (Admisión)	6,87	10,23	13,56

Tabla 7.6: Velocidades del aire a diferentes velocidades de rotación en algunas de las partes de la máquina.

7.3.1. RESULTADOS DE LOS MODELOS Y ANÁLISIS

Los resultados para los tres modelos para las temperaturas más representativas se presentan en las tablas 7.7, 7.8 y 7.9.

Temperatura [°C]	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3
Cabeza de bobina (Admisión)	162,4	162,8	153,3
Cabeza de bobina (Expulsión)	172,0	172,1	163,3
Ranura de estátor*	198,8	198,2	170,1
Barras de rotor	150,7	150,1	135,8

*Los resultados de Motor-CAD para la ranura del estator son los correspondientes a la temperatura media.

Tabla 7.7: Resultados de los modelos a 2000 RPM

Temperatura [°C]	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3
Cabeza de bobina (Admisión)	161,3	154,6	146,1
Cabeza de bobina (Expulsión)	170,6	165,0	157,3
Ranura de estátor	200,6	194,3	163,3
Barras de rotor	189,7	175,0	152,5

Tabla 7.8: Resultados de los modelos a 3000 RPM

De los resultados, se pueden realizar las siguientes afirmaciones.

- Hay una buena concordancia entre los modelos 1 y 2 en las temperaturas del estator, con diferencias menores a 10 °C.

Temperatura [°C]	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3
Cabeza de bobina (Admisión)	160,7	150,0	138,2
Cabeza de bobina (Expulsión)	169,7	159,6	149,5
Ranura de estátor	194,4	194,1	154,6
Barras de rotor	211,9	183,5	155,1

Tabla 7.9: Resultados de los modelos a 4000 RPM

- La diferencia entre los modelos 1 y 2 en la temperatura de las barras de rotor se incrementa con la velocidad, con una diferencia de 28,4 °C en el punto de 4000 R.P.M.
- La diferencia entre los modelos 1 y 3 también varía en función de la velocidad, teniendo unas diferencias inicial y final de 28,7 °C y 39,8 °C en la ranura del estator, y de 14,9 °C y 56,8 °C en las barras de rotor.

7.3.1.1. Análisis de los resultados

Un primer análisis de los resultados mostrados en las Tablas 7.7, 7.8 y 7.9 demuestra que un incremento en las pérdidas de la máquina no se traduce en un aumento equivalente de las temperaturas en los distintos puntos de la máquina, con independencia del modelo. Este es uno de los efectos de la auto-ventilación, y demuestra una vez más la importancia de las velocidades del aire en el cálculo térmico de la máquina.

Tras un análisis más minucioso a estos resultados, se pueden observar ligeras diferencias entre los modelos 1 y 2. En primer lugar, se da una diferencia en las temperaturas de las cabezas de bobina, llegando a existir una diferencia de aproximadamente 10 °C. La diferencia entre estos dos resultados viene dada por la convección empleada en las cabezas de bobina: mientras en el modelo 1 se ha empleado la correlación de Zhukauskas para la geometría presentada en el modelo anterior, en el modelo 2 se ha empleado una correlación experimental para este tipo de devanados, que no tiene en cuenta las variaciones geométricas que puede haber entre diferentes máquinas. Aunque la diferencia no es significativa, este hecho pone de relevancia que las expresiones de propósito general pueden conllevar diferencias si no se tienen en cuenta aspectos geométricos, y que este asunto se resuelve mediante el uso de correlaciones adimensionales.

Con respecto a las temperaturas de rotor en los modelos 1 y 2, se puede observar como la diferencia entre ambos se va incrementando en función

de la velocidad, con una diferencia de 28,4 °C entre los dos modelos. Estas diferencias son debidas a la rotación de los canales y el aumento de la resistencia hidráulica a la entrada de los mismos. Este efecto, como se ve, puede ser de gran importancia puesto que la reducción de velocidad en los canales debido a este efecto es considerable y una sobreestimación de las velocidades en esta zona conlleva una subestimación de las temperaturas de rotor.

Las diferencias entre el modelo 3 y los otros dos modelos son más notables. Este hecho es debido al uso incorrecto de correlaciones en una máquina de estas características. En la ranura de estátor se observan diferencias que se agravan con la velocidad, llegando a casi 40 °C en el punto de 4000 R.P.M. En las barras de rotor, la diferencia aún es mayor, siendo en este caso de 56,8 °C.

Estas diferencias tan grandes están directamente relacionadas con la diferencia entre las correlaciones de Gnielinski, empleada en el modelo 3, y la correlación de Bhatti & Shah para tubos con fuerte rugosidad, empleada en el modelo 1. Como se vio en el Capítulo 4 (Figura 4.9), las diferencias entre las curvas se incrementaba con la velocidad, y esta diferencia en los resultados pone en entredicho la validez de las correlaciones para conductos con rugosidad suave en todas las aplicaciones. Como se ve, la fuerte rugosidad en los canales de ventilación es un asunto que puede conllevar diferencias significativas en la estimación de las temperaturas, las cuales pueden ser agravadas incluso en combinación con otros efectos como el de la rotación en el rotor visto anteriormente.

En el caso de las cabezas de bobina, se muestra una vez más como el empleo de la expresión de Schubert para el cálculo de la convección en máquinas abiertas no es la adecuada. Este aspecto se analiza más en profundidad en el siguiente apartado, mediante la comparación directa entre los valores obtenidos con la curva de Schubert y los obtenidos con las correlaciones del modelo 1.

7.3.1.2. Comparación de los coeficientes de convección en las zonas de admisión y expulsión de aire

En este apartado se compararán los coeficientes de convección empleados en los modelos 1 y 3 en el punto de 2000 R.P.M. En el modelo 1 se han empleado las correlaciones adimensionales presentadas en el Capítulo 4, mientras que en el modelo 3 se emplea la curva de Schubert (ecuación 4.9) para obtener todos los coeficientes. Los valores obtenidos para el coeficiente de convección en cada superficie para el lado de admisión de aire se muestran en la Figura 7.31.

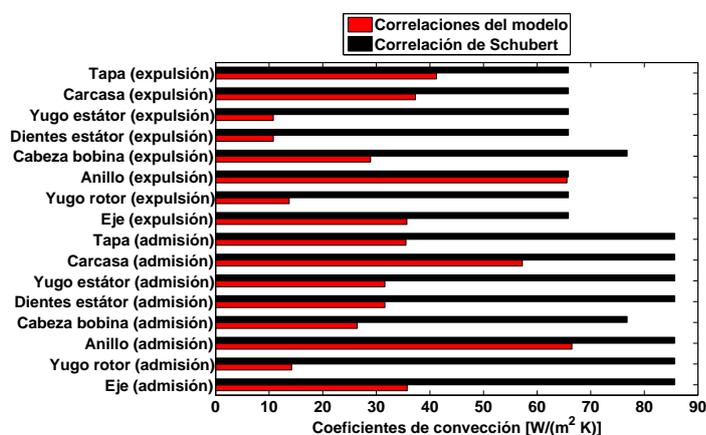


Figura 7.31: Comparación de coeficientes de convección obtenidos mediante correlaciones adimensionales y obtenidos mediante la correlación de Schubert (ecuación (4.9))

Como se ha visto en los resultados del modelo 3 en el apartado anterior, las temperaturas clave del diseño son mucho menores a las estimadas con el modelo validado. Esto es debido a un cálculo incorrecto de los coeficientes de convección, que como se ve en la Figura 7.31, devuelve unos valores mucho mayores.

En el Capítulo 4 se ha establecido un límite superior para el ajuste de la correlación de Zhukauskas, con el valor $K = 3,5$ para el ajuste de la correlación de Zhukauskas con la curva de Schubert para velocidades inferiores a 7 m/s . Puesto que la velocidad en las cabezas de bobina en este punto es de $6,87 \text{ m/s}$, se puede considerar que la correlación de Schubert y la de Zhukauskas con un ajuste de $K = 3,5$ devolverían resultados similares.

Este valor de K debe ser asumido con cautela en un diseño, pues como se ve, una sobreestimación de los coeficientes de convección conlleva una subestimación de las temperaturas de las cabezas de bobina. En este caso, el error cometido es de aproximadamente $11 \text{ }^\circ\text{C}$, pero como se ve en la Figura 4.17 del Capítulo 4, este error se puede agravar en función de la velocidad, aunque no en la misma medida que empleando la correlación de

Schubert, que para un caso de ventilación forzada quedaría descartada por completo.

CAPÍTULO 8

Criterios de diseño para máquinas con refrigeración en circuito abierto

En este capítulo se pretenden obtener algunos criterios para el diseño térmico e hidráulico de la máquina, que puedan ser tenidos en consideración desde las primeras etapas de cálculo.

Para obtener estos criterios de diseño se empleará la implementación de las metodologías, que ha sido validada en el capítulo anterior. El proceso seguido consistirá en elegir algunos parámetros significativos que se han visto a lo largo de la tesis, se variará su valor bajo las mismas condiciones de operación y se analizará la relación de las temperaturas de diseño y de otras variables en función de estos parámetros. Una vez analizadas las relaciones, se establecerá el criterio de diseño relacionado.

8.1. CONDICIONES DEL ANÁLISIS

El análisis de sensibilidad se realizará siguiendo las siguientes condiciones de operación:

- Velocidad de rotación: 2000 R.P.M.
- Pérdidas en el devanado de estátor (cabezas de bobina + devanado en ranura): 4013,6 W
- Pérdidas en el paquete magnético del estátor: 5019,3 W
- Pérdidas en el devanado del rotor (barras de rotor + anillos de cortocircuito): 2124,6 W
- Pérdidas en el paquete magnético del rotor: 885,8 W
- Ajuste de cabezas de bobina:
 - Lado de admisión de aire: $K_1 = 3,2945$
 - Lado de expulsión de aire: $K_2 = 1,3207$

Los parámetros que se van a analizar se enumeran a continuación:

- Conductividad térmica equivalente del paquete magnético en dirección axial.
- Resistencia de contacto entre estátor y carcasa.
- Rugosidad de los canales de ventilación
- Número de conductos de ventilación y área-perímetro de los mismos

En el apartado 8.6 se obtendrá un criterio de diseño para la selección de un ventilador correcto. En ese caso las condiciones del análisis serán diferentes y se concretarán en ese apartado.

8.2. CONDUCTIVIDAD TÉRMICA AXIAL DEL PAQUETE MAGNÉTICO

En el apartado 3.2.3.1 del Capítulo 3 se propone una fórmula para calcular la conductividad axial en función de multitud de parámetros, y con ella se establecen unos límites superiores e inferiores para el valor de la conductividad térmica axial. En este apartado se analizará la influencia de este

parámetro en las temperaturas de los conductores de estátor y rotor, de los paquetes magnéticos de estátor y rotor, y de la carcasa.

Se ha realizado un análisis de sensibilidad variando el parámetro $\lambda_{Fe,eq,ax}$ para los límites establecidos en el apartado 3.2.3.1, 0,8 y 1,7 W/(mK). Los resultados se muestran en la Figura 8.1 para varias temperaturas.

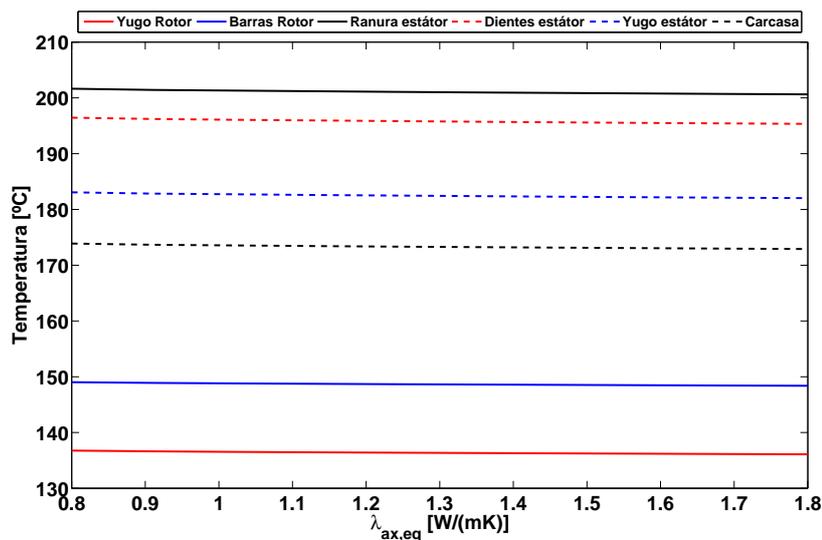


Figura 8.1: Variación de temperaturas en la máquina en función de la conductividad térmica axial del paquete magnético.

Los resultados muestran que, ni las temperaturas del estátor, ni las temperaturas de rotor se ven apenas afectadas por la variación de este parámetro, con menos de 1 °C de variación entre los límites establecidos. Se puede concluir, por tanto, que un error en la estimación inicial de este parámetro no conlleva grandes consecuencias, y por tanto, el valor elegido de 1,25 W/(mK) es válido.

8.3. RESISTENCIA DE CONTACTO ENTRE EL ESTÁTOR Y LA CARCASA

En el apartado 3.2.8.1 se analiza este parámetro en el circuito térmico, y se toma la decisión de no tener en cuenta la resistencia de contacto en esta

zona, tras asumir una alta presión de interferencia entre los dos elementos en una máquina real. En este apartado se realiza un análisis de sensibilidad de este parámetro con el fin de determinar si la decisión ha sido correcta.

Se ha variado el parámetro desde una situación de contacto perfecto (resistencia de contacto nula) a una situación de contacto con presión muy baja (interferencia de $3 \text{ (m}^2 \text{ K)/mW}$). Estos valores límite se han obtenido de [Motor-CAD, 2014]. Los efectos de la variación de este parámetro se muestran en la Figura 8.2 para algunas temperaturas del estátor.

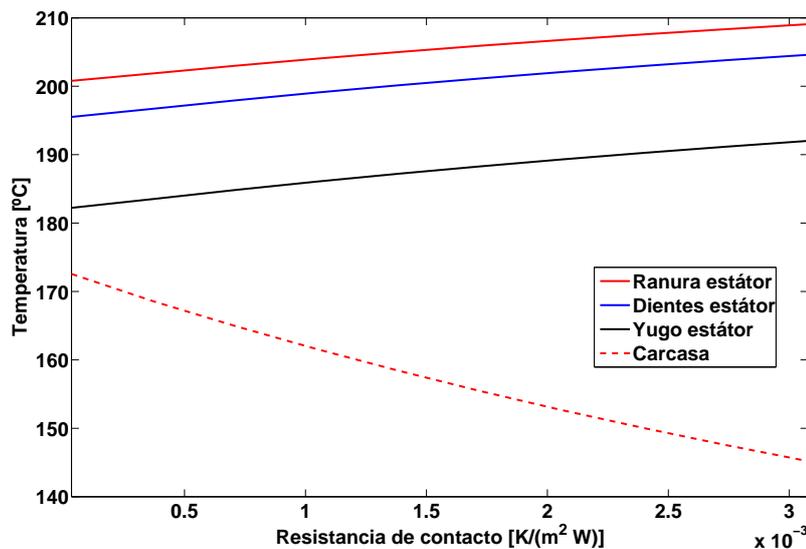


Figura 8.2: Variación de temperaturas en función de la resistencia de contacto estator-carcasa.

Los resultados muestran que el modelo es altamente sensible a pequeñas variaciones de este parámetro, siendo la temperatura de la carcasa la más afectada. Se observa un descenso del 20% entre los valores mínimo y máximo.

El resto de temperaturas también se ven afectadas por el incremento de esta barrera térmica, pudiendo conducir a una sobreestimación de las temperaturas de los devanados si el parámetro no es correcto, con las consecuencias que esto puede conllevar. Sin embargo, este aumento en la estimación de la temperatura no es lo suficientemente alto, y se podría asumir

el pequeño error que se obtendría en las temperaturas clave para el diseño electromagnético.

A pesar de que el valor asumido (un contacto perfecto) ha resultado ser válido en el caso presentado, se recomienda usar un valor intermedio para este parámetro si no se dispone de información acerca de la presión entre las superficies. Un valor de $1 \text{ (m}^2 \text{ K)/mW}$ (el valor medio de los propuestos en [Staton et al., 2005]) puede ser usado en un caso sin datos previos.

8.4. RUGOSIDAD

En el apartado 4.3 se recomienda el uso de correlaciones para conductos con fuerte rugosidad, dado que estas correlaciones representan mejor los fenómenos físicos relacionados con la turbulencia en las paredes que la correlación de Gnielinski para conductos de paredes con rugosidad suave. En este apartado se realiza un análisis de sensibilidad de este parámetro, con el fin de determinar la influencia del mismo en los coeficientes de convección en los conductos y en las temperaturas de la máquina.

Se ha realizado un análisis de sensibilidad variando el parámetro un $\pm 75\%$ sobre el valor asumido para el diseño presentado. Este valor, $\epsilon = 0,5 \text{ mm}$, ha sido calculado empleando valores mínimos y máximos para las tolerancias de corte [Standard ISO 2768-1:1989, 1989].

La influencia de la rugosidad en el coeficiente de convección se muestra en la Figura 8.3, a través de la relación entre la rugosidad y el factor de fricción, f , y el número de Reynolds rugoso, Re_ϵ . En esta figura se observa una disminución del 40% del coeficiente de convección para los conductos del estátor entre los valores extremos, de $92,9 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ para $\epsilon = 0,1 \text{ mm}$ a $57,3 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ para $\epsilon = 0,9 \text{ mm}$.

Una disminución de estas características en los coeficientes de convección puede dar lugar a situaciones catastróficas en el diseño. Como se muestra en la Figura 8.4, se puede ver un aumento de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ en la temperatura del devanado de estátor para valores de rugosidad altos. Una situación similar se produce en el rotor.

Puesto que la rugosidad es de gran influencia en las temperaturas de las máquinas con refrigeración abierta, se recomienda tener en cuenta este parámetro, calculando el valor de diseño por medio de las tolerancias de corte [Standard ISO 2768-1:1989, 1989]. También se recomienda, si es posible, controlar este parámetro en la etapa de fabricación, dado que si se asume un valor bajo de rugosidad a la hora del diseño, será necesario saber si el valor se obtiene realmente en la máquina real.

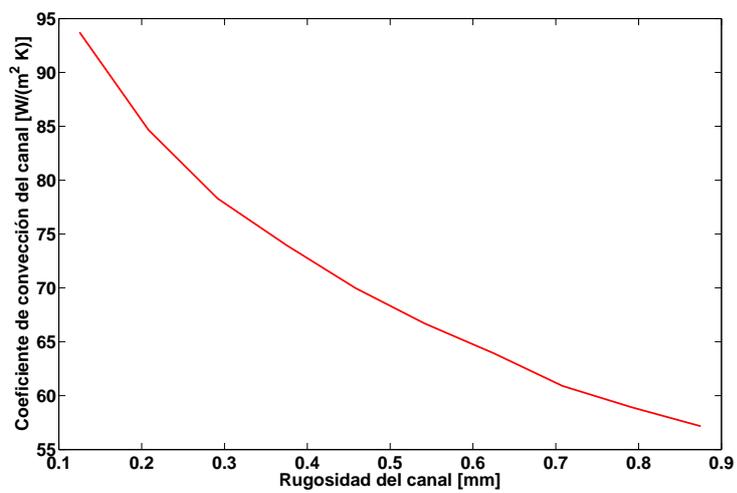


Figura 8.3: Variación del coeficiente de convección de los canales de estator en función de la rugosidad de las paredes.

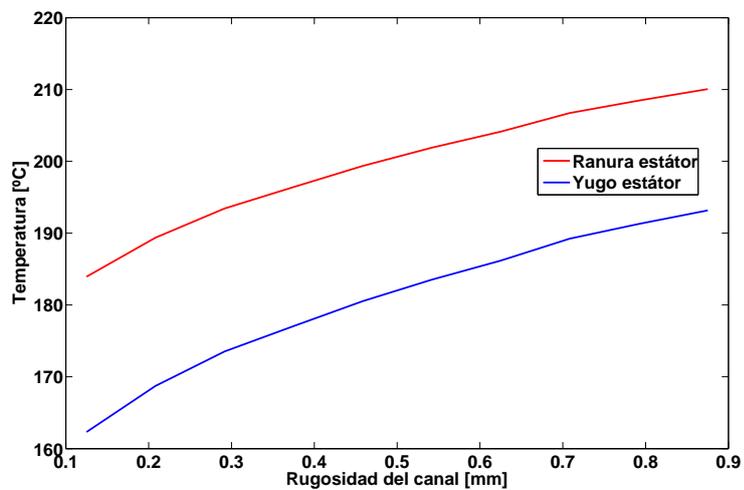


Figura 8.4: Influencia de la rugosidad en las temperaturas de la máquina.

8.5. CANALES DE VENTILACIÓN

Con el fin de establecer algunos criterios de diseño con respecto a los canales de ventilación, se han realizado dos análisis de sensibilidad en los conductos del estátor. En uno se trata de mantener el número de canales constante y se varía su sección; en el otro se mantiene la sección total de los canales de conducción y se varía el número de los mismos. Tras analizar los resultados, se establecerá una metodología para calcular un número correcto de canales de ventilación en el estátor. A través de esta metodología, se establecerá también una similar para los canales del rotor.

A continuación se detalla cada uno de los análisis.

8.5.1. VARIACIÓN DE LA SECCIÓN DE LOS CANALES

En primer lugar se ha realizado un análisis de sensibilidad con el fin de evaluar de qué manera influye una variación de la sección de los canales de ventilación. Para este fin, se han establecido las siguientes condiciones.

- La superficie de contacto entre la carcasa y el estátor permanece invariable.
- El número de canales permanece invariable.
- Dado que el número de los canales y la superficie de contacto están fijadas, la única variación posible para la sección de los conductos será aumentando la altura del canal (Ver Figura 8.5).

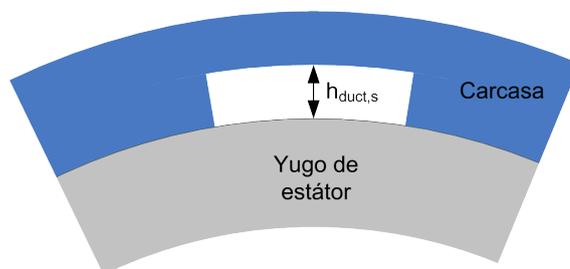


Figura 8.5: Variación de la sección del canal por medio de su altura.

Se ha variado la altura del canal entre ± 3 mm de la altura real. La influencia de estas modificaciones en la temperatura del devanado de estátor en la ranura se observan en la Figura 8.6.

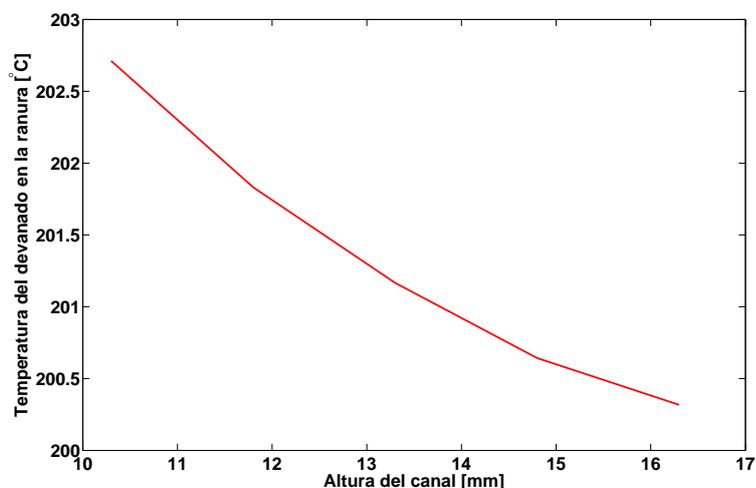


Figura 8.6: *Variación de la temperatura del devanado de estátor en función de la altura del canal.*

Como se aprecia en la gráfica, la temperatura disminuye, aunque no de manera significativa; entre los límites de la variación, la temperatura disminuye 2 °C. Esta disminución es debida, sobre todo, al aumento de área de convección, así como al aumento de los caudales en esta zona, como se ve en la Figura 8.7 donde se ve un aumento del 30 % entre los valores límite.

Por otro lado, y a pesar del aumento del caudal, al aumentar la sección se ve disminuida la velocidad en los canales un 8 % (Figura 8.8), lo que conlleva a un descenso en el valor del coeficiente de convección de un 5 % (Figura 8.9).

A pesar de no haber establecido mucho margen de variabilidad en este parámetro, se puede concretar que la altura de los canales es un parámetro que influye en las temperaturas del diseño de manera relativamente significativa, puesto que unos pocos milímetros de variación aumenta el caudal en los canales. Se recomienda pues, el uso de canales lo más altos posibles, aunque siempre dentro de los límites mecánicos que se establezcan. Esta altura extra permitirá al diseñador obtener unos grados más de diferencia que podrían resultar cruciales en determinadas circunstancias.

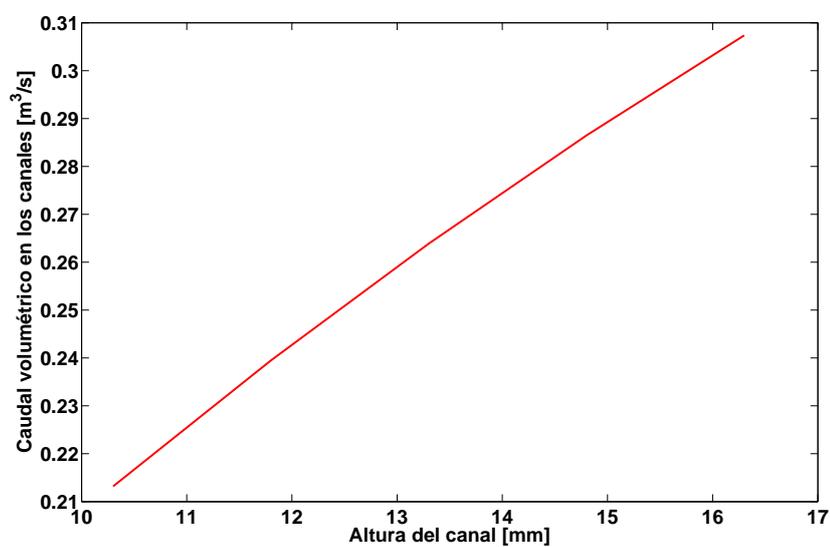


Figura 8.7: Variación del caudal volumétrico en los canales de estátor en función de la altura del canal.

Además de la bajada de temperaturas se añade el hecho de que las velocidades del aire son menores, con lo que se pueden presentar ventajas en relación al ruido acústico producido por efectos aerodinámicos [Crighton, 1975].

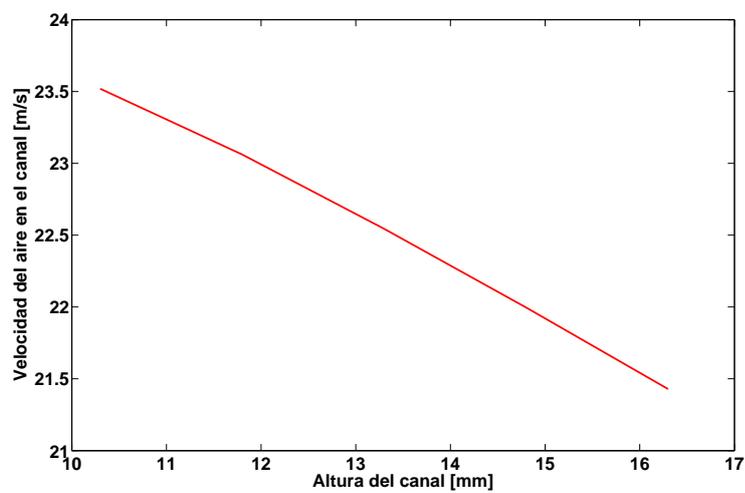


Figura 8.8: Variación de la velocidad en los canales de estátor en función de la altura del canal.

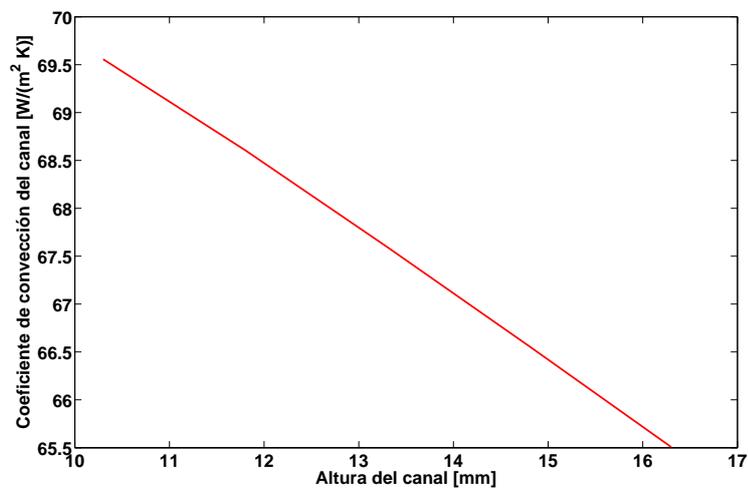


Figura 8.9: Variación del coeficiente de convección de los canales de estátor en función de la altura del canal.

8.5.2. VARIACIÓN DEL NÚMERO DE CANALES

En segundo lugar se ha realizado un análisis de sensibilidad del número de canales de estátor. Para este estudio se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones.

- Como en el caso anterior, la superficie de contacto entre la carcasa y el estátor permanece invariable.
- La altura de los canales permanece invariable.
- La suma total de las secciones de los canales será constante, es decir, el área total disponible para el paso de aire no variará, simplemente se dividirá en más o menos conductos (Ver Figura 8.10).

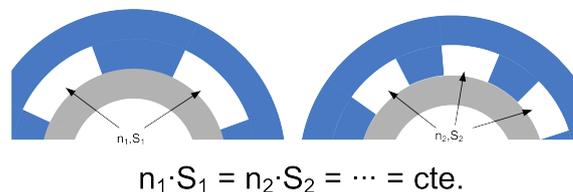


Figura 8.10: Variación del número de canales manteniendo la sección total constante.

Se ha variado el número de canales de 10 a 54. Los efectos de esta variación en la temperatura del cobre se muestran en la Figura 8.11. En esta Figura se ve una reducción de la temperatura al reducir el número de canales. Esta reducción puede llegar a ser considerable: existe una diferencia de 55,77 °C entre los valores extremos. Esta reducción de temperatura viene asociada a una reducción de la resistencia térmica (Ver Figura 8.12).

Según lo observado, se podría concluir que el mínimo número de canales posible (es decir, 2 canales de 90 °) sería la situación óptima. Sin embargo, esta reducción de las temperaturas no está asociada a un aumento en el caudal, como sucedía en el caso del apartado anterior.

Como se muestra en la Figura 8.13, al modificar número y geometría de los canales el caudal también varía, pero en este caso disminuye. Esta disminución de caudal acarrea una reducción en la velocidad de aire en los canales y una reducción igual del coeficiente de convección en los conductos (Figuras 8.14 y 8.15). Esta disminución de caudal viene asociada a un cambio del diámetro hidráulico de los canales al variar su geometría, y

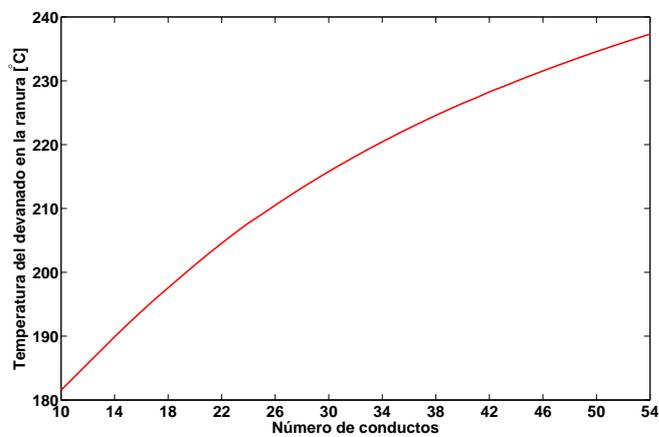


Figura 8.11: Variación de la temperatura del devanado del estátor en función del número de conductos de ventilación.

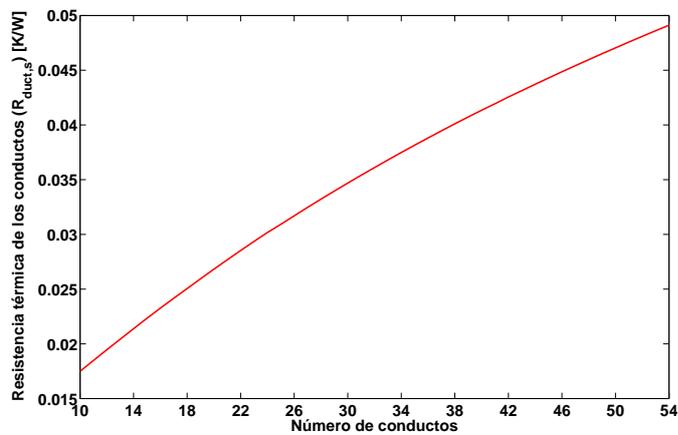


Figura 8.12: Variación de la resistencia térmica de los conductos de ventilación en función del número de conductos de ventilación.

como se argumentará después, esto puede tener consecuencias negativas en el rendimiento global de la máquina en el caso de máquinas autoventiladas.

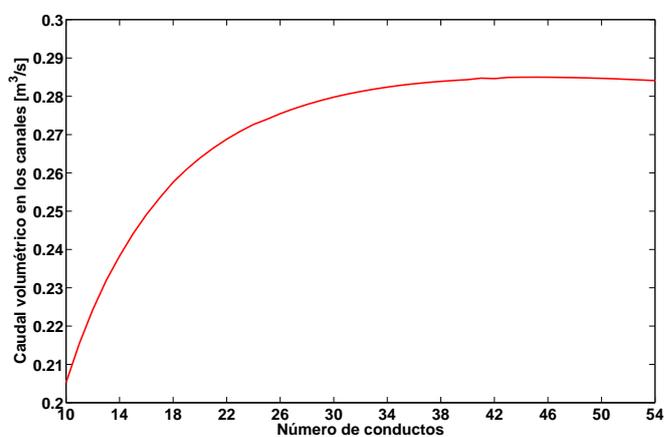


Figura 8.13: Variación del caudal en los canales de estátor en función del número de canales.

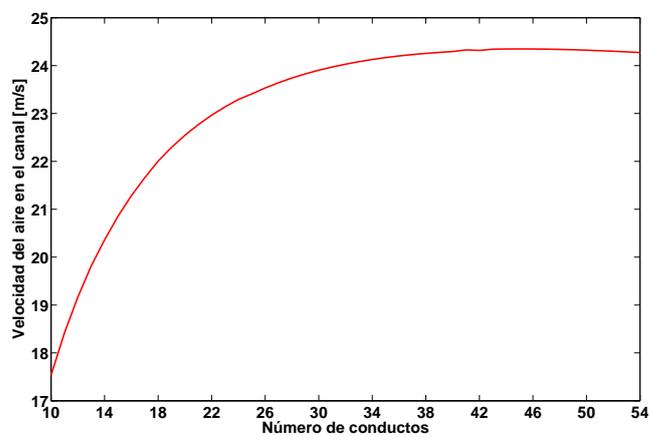


Figura 8.14: Variación de la velocidad en un canal de ventilación en función del número de canales.

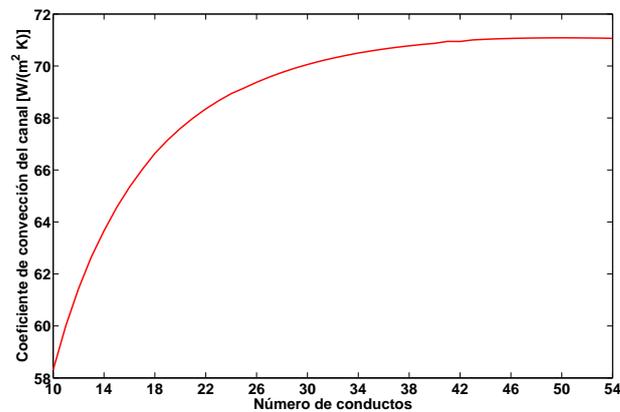


Figura 8.15: Variación del coeficiente de convección en los canales de estátor en función del número de canales

Al cambiar la geometría del canal también se ve afectado su perímetro. Este cambio en el perímetro tiene como consecuencia un aumento de la superficie de convección al reducir el número de canales, y es este aumento de superficie el que produce el cambio más significativo en la resistencia de convección. Esto se muestra en la Figura 8.16.

Como se ha visto anteriormente, el diámetro hidráulico es función exclusiva del área y del perímetro. Si se aproxima la geometría de los canales a un rectángulo, el diámetro hidráulico se puede expresar en función de su altura y de la relación entre su altura y su base, siendo a la base y b la altura.

$$D_h = \frac{4 \cdot S_{duct}}{p_{duct}} = \frac{4 \cdot a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} = \frac{2 \cdot b}{1 + \frac{b}{a}} \quad (8.1)$$

La relación altura-base determina la esbeltez del conducto. En principio, y aunque la bibliografía indica que las correlaciones para conductos circulares son válidas en el rango $0 \leq b/a \leq 1$ [Kakaç et al., 1987], puede no ser recomendable usar las correlaciones presentadas para valores muy cercanos a 0, y que las correlaciones para conductos planos (conductos con $b/a = 0$, es decir, dos paredes paralelas) sean más útiles. Estas correlaciones

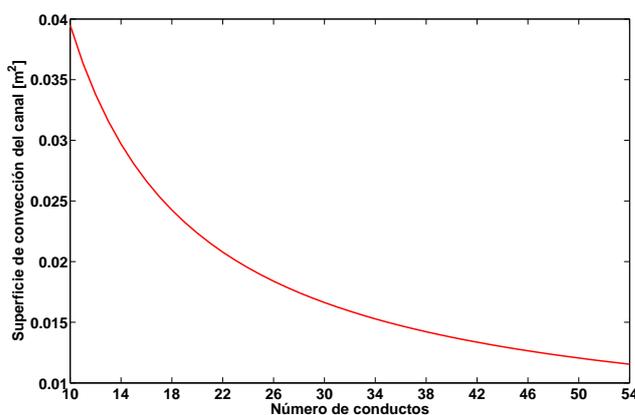


Figura 8.16: Variación de la superficie de convección en los canales de estátor en función del número de canales

se pueden encontrar en la bibliografía relacionada [Kakaç et al., 1987; Kays et al., 2005].

En la Figura 8.17 se muestra la relación altura-base en función del número de canales de convección.

Se puede establecer un criterio de diseño para los canales de ventilación ofreciendo un valor para este parámetro, el cual determinará la geometría del canal. Se recomienda el uso del valor $b/a = 0,25$ en base a las siguientes consideraciones:

- El valor escogido no es cercano a 0, con el fin de que la correlación para canales de convección ofrezca un valor realista en una geometría de este tipo.
- Como se muestra en la Figura 8.13, el caudal se reduce de manera exponencial a partir de un valor de número de canales. Se elige el valor anterior, que corresponde a 18 canales en este caso, por estar en la zona donde la pendiente de esta curva exponencial se reduce.

Por otro lado, en el caso de una máquina auto-ventilada esta reducción exponencial del caudal, que en principio se traducen en una mejora en cuanto a temperaturas de la máquina puede no ser interesante en una máquina debido al rendimiento del ventilador.

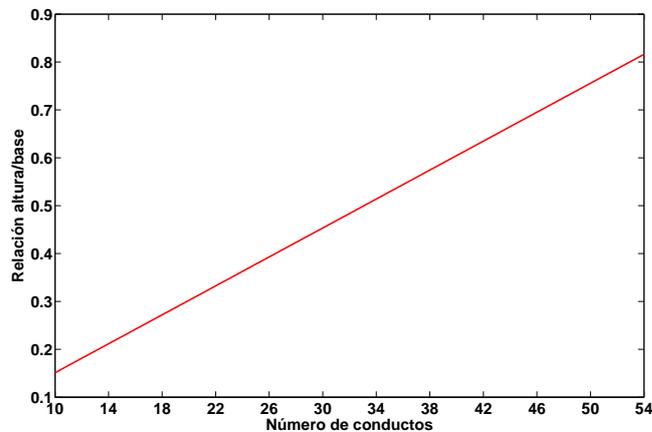


Figura 8.17: Variación de la relación altura-base en función del número de conductos.

El rendimiento de los ventiladores es función exclusiva del caudal y de la velocidad de giro. En la Figura 8.18 se muestra una curva típica de rendimiento para un ventilador girando a una velocidad determinada. En esta curva se aprecia una zona de alto rendimiento, que es habitual en todas las curvas de este tipo, y que es donde se debe operar el ventilador para que sea lo más eficiente posible. Esta zona de rendimiento máximo se abandonará si el caudal decrece o aumenta lo suficiente.

Aunque una disminución del rendimiento en el ventilador no se traduce directamente en pérdidas en la máquina (las cuales generan calor), si que se traduce en una bajada del rendimiento global de la máquina, lo cual afecta negativamente en su funcionamiento. En determinados casos, esta variación de rendimiento podrá no ser significativa y se podría asumir al conseguir una mejora en las temperaturas. En el apartado 8.6 se tratará este asunto con mayor profundidad.

En función de lo expuesto en este apartado y en el anterior con respecto a las diferentes variaciones que se producen al variar el número de canales de estátor, en el siguiente apartado se establece un criterio de diseño para optimizar el número de canales que se necesitan en la máquina.

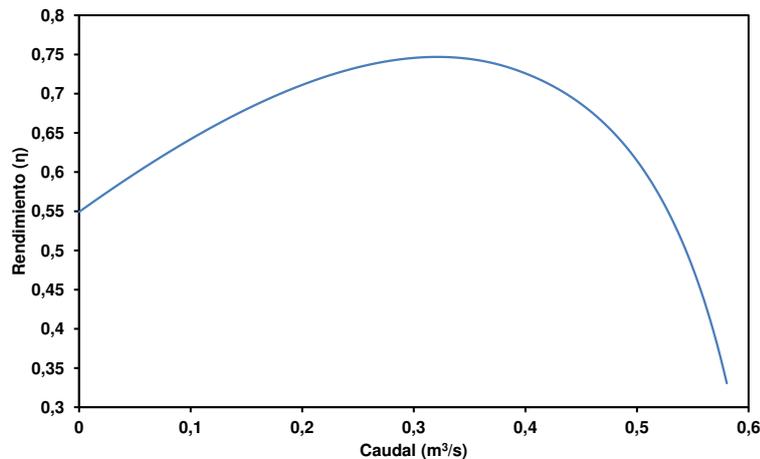


Figura 8.18: Curva de ejemplo del rendimiento de un ventilador para una velocidad dada.

8.5.3. ESTRATEGIA DE DIMENSIONAMIENTO DEL NÚMERO DE CANALES

En este apartado se proponen unas estrategias para el dimensionamiento del número de canales de ventilación en una máquina de tamaño medio con un sistema de refrigeración abierto, a través de los criterios establecidos en los apartados anteriores. Con ella se garantiza el número mínimo de canales para poder evacuar las pérdidas necesarias.

8.5.3.1. Canales de estátor

A continuación se ofrece la estrategia de diseño para el número de canales de estátor, para el caso en el que los canales están en la superficie del paquete de chapas. Los pasos a seguir son los siguientes:

1. Se diseña la carcasa y se establece la altura del conducto, $h_{duct,s}$, como la máxima dentro de lo mecánicamente posible, atendiendo al criterio establecido en el apartado 8.5.1. Las restricciones mecánicas de la carcasa pueden venir determinadas por una serie de características como el peso de la carcasa, las dimensiones máximas permitidas para la carcasa u otras características similares. La altura máxima de los conductos deberá garantizar la rigidez mecánica de la carcasa y estas

garantías se deberán comprobar una vez se haya determinado el número de canales, lo que puede dar lugar a modificaciones posteriores.

2. Se establece la superficie mínima necesaria de contacto entre la carcasa y el estátor, $S_{ct,fr-s}$. Esta superficie debe garantizar que entre el estátor y el rotor no haya deslizamiento.
3. Se calcula la base del conducto, $w_{duct,s}$, a través de la relación mínima establecida en el apartado 8.5.2 para la base y la altura:

$$w_{duct,s} = \frac{h_{duct,s}}{0,25} \quad (8.2)$$

4. Una vez conocida la superficie mínima de contacto y la anchura de los conductos, es posible estimar el número de canales de estátor necesario, $n_{duct,s}$ a través de la superficie exterior del estátor:

$$S_{ext,s} = \pi \cdot D_{ext,s} \cdot l_{Fe} \approx S_{ct,fr-s} + n_{duct,s} \cdot w_{duct,s} \cdot l_{Fe} \quad (8.3)$$

$$n_{duct,s} = \frac{\pi \cdot D_{ext,s} - \frac{S_{ct,fr-s}}{l_{Fe}}}{w_{duct,s}} \quad (8.4)$$

Si este valor no da como resultado un número entero, se redondeará al entero más próximo a la baja, y se recalculará el nuevo valor del conducto con la expresión inversa.

$$w_{duct,s} = \frac{\pi \cdot D_{ext,s} - \frac{S_{ct,fr-s}}{l_{Fe}}}{n_{duct,s}} \quad (8.5)$$

Mediante este proceso se obtendrán tanto la geometría como el número de canales del estátor y se podrá dimensionar la carcasa por completo. Tras esto, se procederá al cálculo de la máquina, en el cual se verá si el número y dimensiones obtenido es suficiente para garantizar la correcta refrigeración de la máquina.

Es necesario resaltar que esta estrategia de diseño está indicada para canales de ventilación practicados en la carcasa. En el caso de que se empleen conductos de ventilación cortados directamente en el estátor (Ver Figura 4.5), se podrá emplear la estrategia para los conductos de rotor, que se presenta en el siguiente apartado.

8.5.3.2. Canales de rotor

Para el caso de los canales de rotor, los criterios para la obtención del número de canales vendrán determinados principalmente por cuestiones mecánicas. Extrapolando las conclusiones obtenidas en los apartados 8.5.1 y 8.5.2, lo más interesante será obtener el menor número posible de canales, de sección lo más grande posible.

La estrategia de dimensionamiento que se presenta se ha hecho para canales cuadrados o circulares. Dado que la geometría en este caso no es un criterio fijo, se podrá optar por geometrías especiales como en el caso de [Burruss y Campbell, 2013] que emplea canales triangulares, pero esta estrategia no será válida y se deberá estudiar el caso de manera análoga.

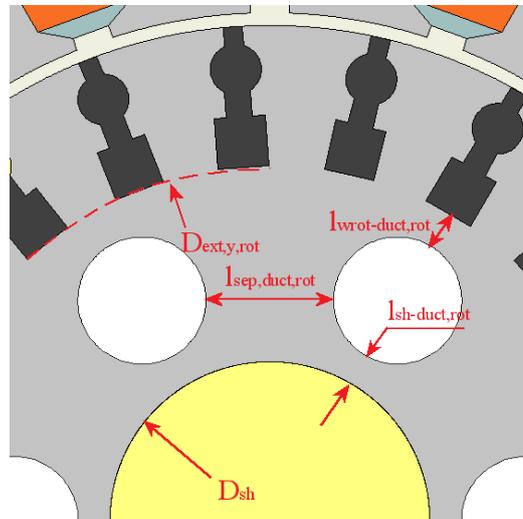


Figura 8.19: Dimensiones necesarias para la geometría de los canales de rotor

La estrategia que se propone consta de los siguientes pasos:

1. Se establecerán en primer lugar tres dimensiones que responden criterios mecánicos (Ver Figura 8.19), necesarios para garantizar la integridad mecánica del rotor. Las garantías mecánicas se deberán cumplir para todo el rango de revoluciones del rotor y se deberán volver a comprobar tras la obtención del número de canales.

- 1.1 Establecer la separación mínima que debe haber entre los conductos de rotor y el eje, $l_{sh-duct,rot}$.
 - 1.2 Establecer la separación mínima entre los conductos de rotor y las barras de estator, $l_{wrot-duct,rot}$.
 - 1.3 Establecer la separación mínima entre dos conductos de ventilación, $l_{sep,duct-rot}$.
2. Se calcula el lado del cuadrado, $L_{duct,rot}$ (o el diámetro en el caso de un canal circular) empleando para ello las separaciones mínimas entre el eje y las barras:

$$L_{duct,rot} = \frac{D_{ext,y,rot} - D_{sh}}{2} - l_{sh-duct,rot} - l_{wrot-duct,rot} \quad (8.6)$$

Con $D_{ext,y,rot}$ el diámetro exterior del yugo de rotor y D_{sh} el diámetro del eje (Ver Figura 8.19)

3. Mediante la aproximación de la longitud de una circunferencia que pasa por el centro de los cuadrados a un polígono, se obtiene el número de canales de rotor:

$$n_{duct,rot} \approx \frac{\pi \cdot (D_{sh} + 2 \cdot l_{wrot-duct,rot} + L_{duct,rot})}{L_{duct,rot} + l_{sep,duct-rot}} \quad (8.7)$$

Si el resultado no es un número entero, se redondeará al entero más próximo a la baja.

La geometría circular o cuadrada quedará a decisión del diseñador. Se recomienda el empleo de canales cuadrados, puesto que la superficie de convección que se obtendrá en un conducto cuadrado, $S_{duct,rot} = 4 \cdot L_{duct,rot} \cdot L_{Fe}$, es mayor que la superficie obtenida con canales circulares, $S_{duct,rot} = \pi \cdot L_{duct,rot} \cdot L_{Fe}$.

Como se ve, esta estrategia de diseño depende exclusivamente de criterios mecánicos, los cuales quedan fuera del objetivo de esta tesis. También quedan fuera de objetivo otros asuntos relacionados, como puede ser el ruido acústico por una mala combinación de ventilador y número de canales [Crighton, 1975].

8.6. SELECCIÓN DE VENTILADORES PARA UNA MÁQUINA AUTO-VENTILADA ABIERTA

Las metodologías propuestas en los apartados anteriores permitirán la elección de un ventilador que opere en el punto que se desee. Con una serie de iteraciones en los valores de presión del circuito hidráulico, se podrá conseguir el valor de caudal para el cual las pérdidas consiguen ser evacuadas de la máquina diseñada. Sin embargo, y a pesar de disponer de los valores óptimos de presión y de caudal, puede ser interesante por otros motivos, como los económicos, elegir un ventilador que no opere en este punto de operación.

En este apartado se realizarán una serie de análisis de sensibilidad variando el ventilador de una máquina auto-ventilada, con el fin de determinar una serie de criterios que ayuden a una elección correcta del mismo.

8.6.1. PÉRDIDAS POR VENTILACIÓN DE UNA MÁQUINA AUTO-VENTILADA

Las pérdidas por ventilación en una máquina auto-ventilada con canales en el rotor se calculan según la siguiente expresión:

$$P_{vent} = \frac{\Delta P \cdot Q_{tot}}{\eta_{vent}} + P_{giro\ rotor} \quad (8.8)$$

$$P_{giro\ rotor} = \frac{1}{2} \cdot Q_{rot} \cdot \rho \cdot v_{turn}^2 \quad (8.9)$$

Donde ΔP es presión generada por el ventilador, Q_{tot} es el caudal total que circula por la máquina, η_{vent} es el rendimiento del ventilador y $P_{giro\ rotor}$ son las pérdidas debidas al giro de los canales de rotor, las cuales se calculan a través de la energía cinética del aire en el interior de los canales, donde Q_{rot} es el caudal total que circula por todos los canales de rotor, ρ es la densidad del aire en los mismos y v_{turn} es la velocidad periférica de giro que tienen los canales.

En el caso que se va a tratar, se asume que las pérdidas debidas al giro de los canales son despreciables, y se empleará la siguiente expresión para calcular las pérdidas por ventilación en la máquina.

$$P_{vent} \approx \frac{\Delta P \cdot Q_{tot}}{\eta_{vent}} \quad (8.10)$$

Sobre estas pérdidas por ventilación, como se ha mencionado en Capítulo 2, se asume que no proporcionan calor a la máquina de manera directa, pero influyen en el rendimiento de la máquina.

8.6.2. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

Para realizar el análisis de sensibilidad, se ha escogido un ventilador y se ha modificado su curva presión-caudal para que, con el mismo caudal se obtenga una presión un 20 % mayor y un 20 % menor, obteniendo de esta manera dos ventiladores diferentes (Ver Figuras 8.20, 8.22 y 8.24). Con los tres ventiladores, se ha realizado el análisis de sensibilidad atendiendo a las siguientes consideraciones:

- El rendimiento de los tres ventiladores en todos los casos es constante, $\eta_{vent} = 0,25$.
- Se calcularán las pérdidas en los distintos elementos en distintos puntos de operación por medio de cálculos analíticos. El punto de operación será el mismo para los tres ventiladores.

A continuación se muestran los resultados obtenidos para los diferentes puntos de operación.

8.6.2.1. Resultados a 2000 R.P.M.

Se han obtenido las temperaturas para un funcionamiento a potencia constante, con velocidad de rotación $n = 2000$ [R.P.M.] y par mecánico $T_m = 740$ [N · m]. En la Figura 8.20 se muestran las curvas de los 3 ventiladores y también la curva de resistencia del sistema con los 3 puntos de operación de cada ventilador. Por otro lado, en la Tabla 8.1, se muestran las pérdidas totales calculadas en los diferentes elementos para cada uno de los ventiladores, así como las pérdidas por ventilación y el rendimiento total del sistema.

Los resultados obtenidos con el modelo térmico implementado para las temperaturas de diseño se muestran en la Figura 8.21. Valorando los resultados de esta gráfica conjuntamente a los valores de pérdidas de la Tabla 8.1 se observa, a pesar de sustituir el ventilador, ni el rendimiento ni los niveles de pérdidas se ven afectados, y lo único que aumentan son las pérdidas por ventilación. Por lo tanto, un ventilador con más presión es favorable en este caso.

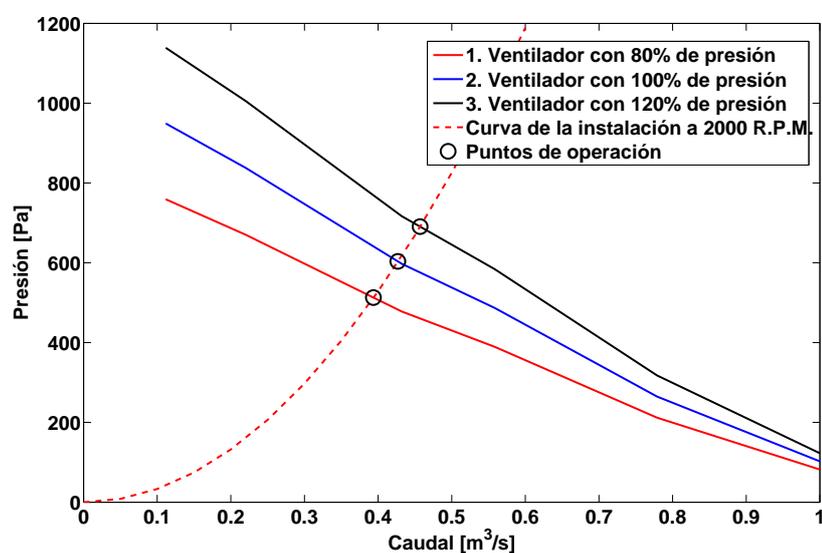


Figura 8.20: Curvas de Presión-Caudal para los ventiladores seleccionados a 2000 R.P.M.

Pérdidas [W]	2000 R.P.M, $T = 740 \text{ N}\cdot\text{m}$		
	80 %	100 %	120 %
Hierro estátor	3703,6	3704,0	3704,0
Devanado estátor	3760,1	3752,1	3754,5
Hierro rotor	472,48	472,48	472,48
Devanado rotor	1699,4	1700,4	1703,1
Ventilación	872,07	1001,7	1128,2
Total	10737	10861	10992
Rendimiento (η)	0,9358	0,9351	0,9344

Tabla 8.1: Pérdidas y rendimiento de la máquina con los tres ventiladores para el punto de operación a 2000 R.P.M.

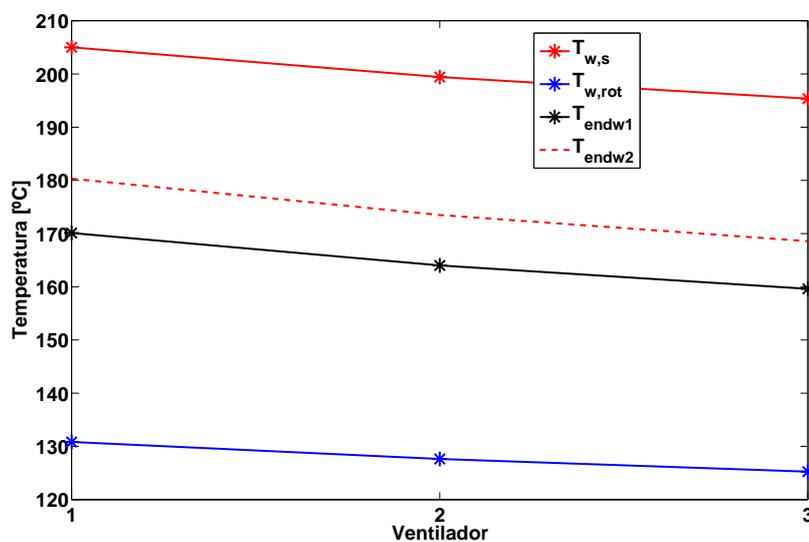


Figura 8.21: Temperaturas de diseño de la máquina para los ventiladores seleccionados a 2000 R.P.M.

8.6.2.2. Resultados a 3000 R.P.M.

Se ha repetido el procedimiento anterior para una velocidad de giro de $n = 3000$ [R.P.M.] y par mecánico $T_m = 665$ [N · m]. En la Figura 8.22 se dan las curvas de los ventiladores junto con la curva del sistema y los puntos de operación, y en la Tabla 8.2 se encuentran los valores de pérdidas en las diferentes partes calculadas para este punto.

Los resultados para este caso se ofrecen en la Figura 8.23. Como en el análisis a 2000 R.P.M., se observa una bajada de las temperaturas cuanto más presión y más caudal ofrece el ventilador. En este caso, un aumento de pérdidas en la ventilación ha conllevado a un aumento en las pérdidas de los devanados del estátor y del rotor, aunque este aumento sigue siendo reducido.

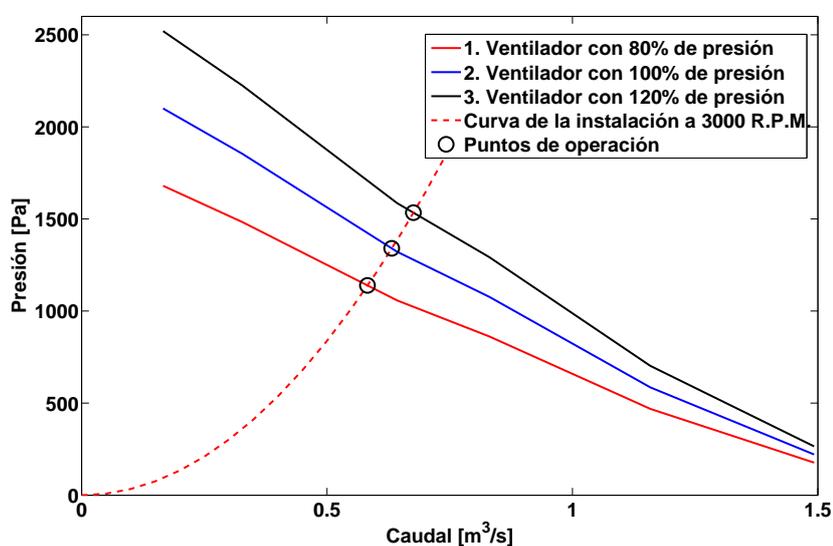


Figura 8.22: Curvas de Presión-Caudal para los ventiladores seleccionados a 3000 R.P.M.

Pérdidas	3000 R.P.M, $T = 665 \text{ N}\cdot\text{m}$		
	80 %	100 %	120 %
Hierro estátor	4432,8	4432,4	4432,1
Devanado estátor	4808,5	4826,3	4843,0
Hierro rotor	629,74	629,74	629,75
Devanado rotor	3361,2	3375,6	3388,6
Ventilación	2607,9	2957,4	3302,4
Total	16182	16563	16938
Rendimiento (η)	0,9281	0,9265	0,9250

Tabla 8.2: Pérdidas y rendimiento de la máquina con los tres ventiladores para el punto de operación a 3000 R.P.M.

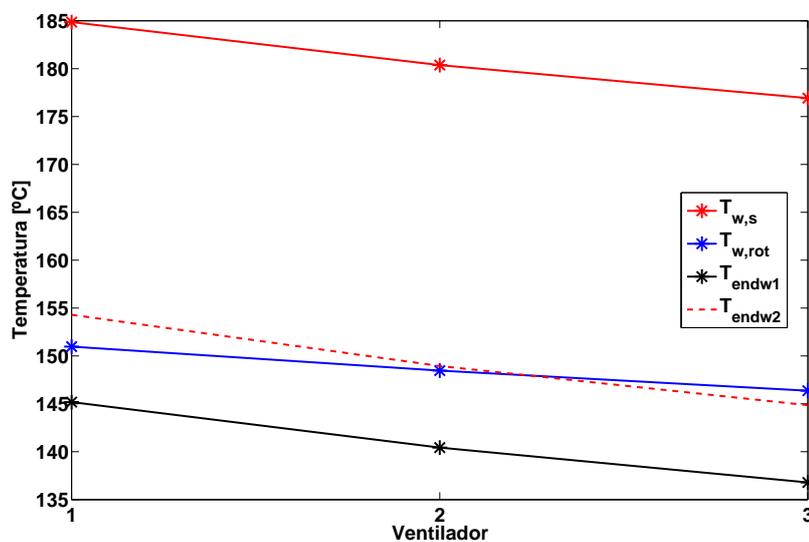


Figura 8.23: Temperaturas de diseño de la máquina para los ventiladores seleccionados a 3000 R.P.M.

8.6.2.3. Resultados a 4000 R.P.M.

Se presenta en este apartado el último caso estudiado, para una velocidad de giro de $n = 4000$ [R.P.M.] y par mecánico $T_m = 527$ [N · m]. En la Figura 8.24 se observan las curvas de los ventiladores y la curva hidráulica del sistema, mientras que en la Tabla 8.3 se dan los valores de pérdidas en las diferentes partes calculadas.

En la Figura 8.25 se muestran los resultados para este caso. En la misma se observa que, a pesar de seguir habiendo una reducción en las temperaturas cuanto mayor es la presión, esta es menor que en los otros casos. Esto es debido a que ha habido un aumento en las pérdidas del estátor y del rotor más significativas que en los casos anteriores. A pesar de todo, parece ser un caso igualmente favorable, puesto que aunque hay un descenso en el valor del rendimiento con el ventilador de mayor presión, este no es muy grande: el rendimiento desciende un 0,21 % con respecto al ventilador al 100 %.

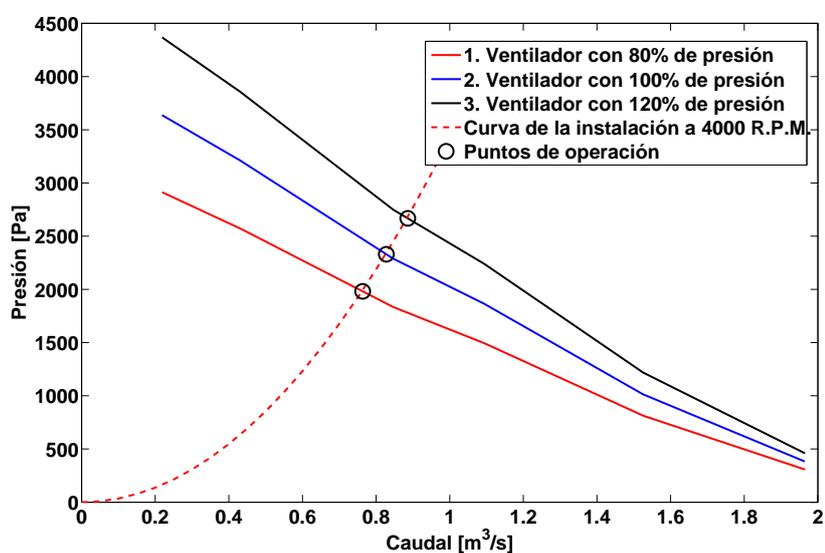


Figura 8.24: Curvas de Presión-Caudal para los ventiladores seleccionados a 4000 R.P.M.

Pérdidas	4000 R.P.M, $T = 527 \text{ N}\cdot\text{m}$		
	80 %	100 %	120 %
Hierro estátor	4459,3	4451,3	4457,2
Devanado estátor	6687,7	6898,0	6780,6
Hierro rotor	665,10	665,15	665,13
Devanado rotor	4941,0	5088,3	5022,5
Ventilación	5541,2	6226,3	6907,1
Total	22745	23779	24283
Rendimiento (η)	0,9066	0,9028	0,9009

Tabla 8.3: Pérdidas y rendimiento de la máquina con los tres ventiladores para el punto de operación a 4000 R.P.M.

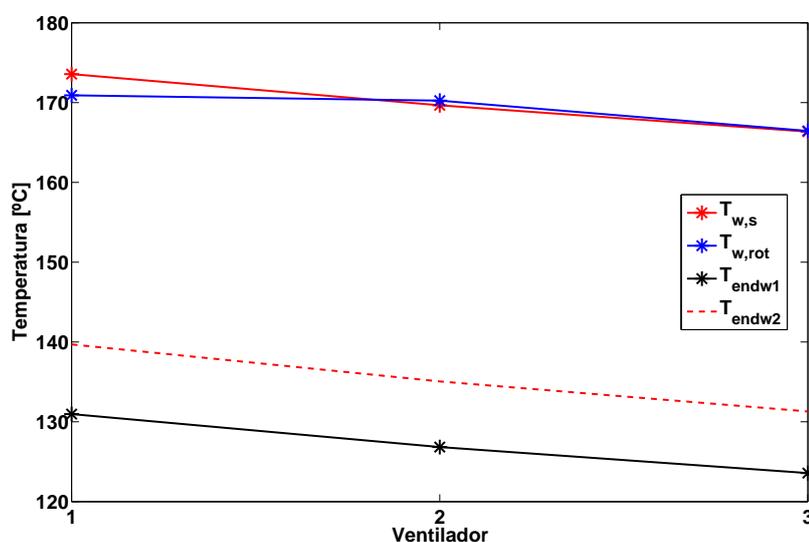


Figura 8.25: Temperaturas de diseño de la máquina para los ventiladores seleccionados a 4000 R.P.M.

8.6.3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS Y CRITERIOS DE DISEÑO

Con los resultados ofrecidos en los apartados anteriores se pueden realizar algunas observaciones.

Las pérdidas por ventilación no aumentan de la misma manera en los tres casos al sustituir el ventilador. Esto se muestra de manera gráfica en la Figura 8.26, que recoge los datos de las Tablas 8.1, 8.2 y 8.3 de las pérdidas por ventilación.

Aunque este aumento en las pérdidas no es lineal, el ratio entre las pérdidas por ventilación y las pérdidas totales sí aumentan de manera prácticamente constante al modificar el ventilador. Por ejemplo, y para el caso de 4000 R.P.M, el aumento de este ratio entre el ventilador al 80 % y el ventilador al 100 % es de un 7,47 %, mientras que entre el ventilador al 100 % y el ventilador al 120 % de presión, el aumento es de un 8,63 %. Se han recogido los datos para los tres casos analizados en la Figura 8.27.

A pesar de este aumento de las pérdidas totales del sistema al cambiar el ventilador, y la consiguiente bajada de rendimiento, si se comparan el caso

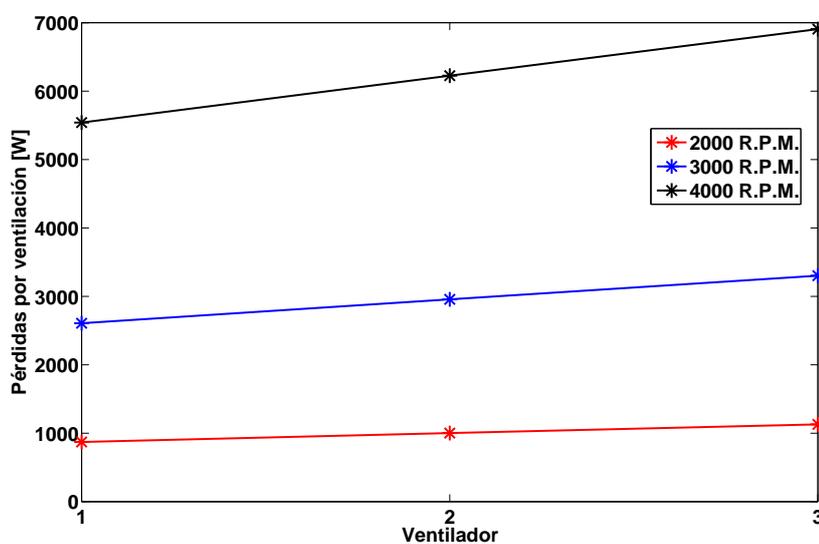


Figura 8.26: Pérdidas por ventilación en función del ventilador a diferentes velocidades

de temperaturas más bajas (el punto de operación a 4000 RPM, Figura 8.25) con el caso de temperaturas más altas (el punto de operación a 2000 RPM, Figura 8.21), se ve como un ventilador con mayor presión ha resultado más favorable en el punto más peligroso, térmicamente hablando, puesto que las temperaturas se han reducido en mayor medida que en el caso de menor peligro. Se puede establecer por tanto que el ventilador de mayor presión puede resultar ventajoso a pesar de incrementar las pérdidas a mayores velocidades.

Sin embargo existen determinados factores que pueden interferir en el diseño o la selección del ventilador, y que pueden no permitir que el ventilador sea el de mayor presión posible. Uno de estos factores es el rendimiento de la máquina. En la Figura 8.28 se muestran los rendimientos recogidos de las Tablas 8.1, 8.2 y 8.3. Como se ve, el descenso del rendimiento al sustituir el ventilador ha sido mínimo. Sin embargo, este comportamiento no es extrapolable a todos los sistemas, y será necesario evaluar cómo se vería afectado el rendimiento con un nuevo ventilador.

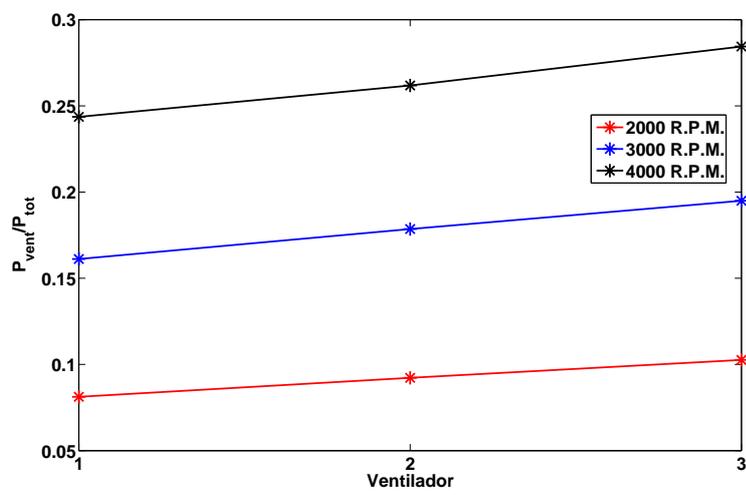


Figura 8.27: Ratio pérdidas por ventilación entre pérdidas totales en función del ventilador a diferentes velocidades

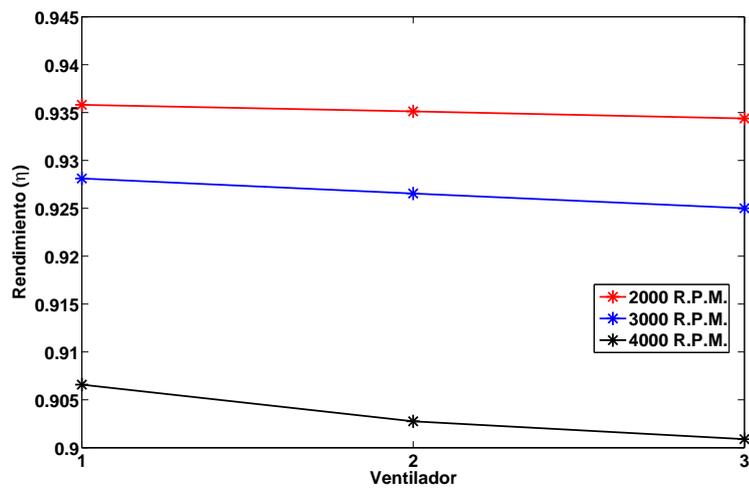


Figura 8.28: Rendimiento del sistema en función del ventilador a diferentes velocidades

Otro de los factores con más importancia en las máquinas auto-ventiladas es el ruido acústico que se produce con los ventiladores. Se conoce que ciertas inestabilidades en los flujos pueden causar ruido acústico de gran intensidad [Crighton, 1975]. Este asunto, por estar fuera del alcance de la tesis, no se tratará aquí, pero se recomienda un estudio en profundidad del ruido si el motor va a estar en una zona en la que la contaminación acústica puede ser un limitante. Se propone también el estudio del ruido acústico en máquinas auto-ventiladas como línea de investigación futura.

CAPÍTULO 9

Conclusiones

En esta tesis se ha planteado la necesidad de desarrollar una completa metodología de cálculo térmico e hidráulico de una máquina con refrigeración en circuito abierto, así como desarrollar el conocimiento necesario para definir criterios de diseño, con el fin de optimizar la refrigeración de una máquina desde la etapa inicial de dimensionamiento. Tal y como se ha ido mostrando a lo largo de esta tesis, ambos objetivos han sido ampliamente alcanzados.

A continuación se recogen las principales conclusiones a las que se ha llegado en el trabajo de investigación realizado. Junto a las conclusiones se proponen además futuras líneas de investigación que han ido apareciendo a lo largo de la tesis, que profundizan en el análisis térmico de máquinas eléctricas y en otros aspectos que han quedado fuera del alcance de la misma.

9.1. CONCLUSIONES DE LA INVESTIGACIÓN

9.1.1. SOBRE EL MODELO TÉRMICO DE RESISTENCIAS TÉRMICAS

En el Capítulo 3 se ha presentado una metodología por la cual es posible modelar los intercambios de calor que ocurren en la máquina. Tras su validación, se han obtenido las siguientes conclusiones:

- El modelo genérico alternativo propuesto en esta tesis permite modelar las diferentes partes de la máquina con un error reducido.
- Es posible obtener una conductividad térmica axial equivalente para el paquete de estátor en función de unos pocos parámetros.
- El modelo propuesto para los conductores de estator, consistente en una única capa y conductividades equivalentes, ofrece buenos resultados. Las conductividades térmicas calculadas en las tres direcciones por medio de una ponderación es válida.
- La resistencia térmica de contacto entre el estator y la carcasa debe ser tomada en cuenta a la hora de modelar una máquina de estas características.
- Dada la complejidad del rodamiento en la máquina ensayada, el modelo propuesto para obtener las temperaturas de este elemento no ha resultado válido. Se recomienda obtener nuevos resultados con una máquina que incluya rodamientos de menor complejidad.
- Se asume que el modelado del ventilador para máquinas autoventiladas ha sido demasiado sencillo y ha podido afectar a la predicción de temperaturas en algunos elementos adyacentes, como los rodamientos. Se recomienda revisar el modelado de estos elementos.

9.1.2. SOBRE LA FORMULACIÓN PROPUESTA PARA EL CÁLCULO DE LA CONVECCIÓN

En el Capítulo 4 se han propuesto las correlaciones adimensionales como forma de calcular la convección en las superficies de la máquina. A continuación se recogen las conclusiones más relevantes al respecto:

- La clasificación propuesta para la convección según su tipo de superficie es válida.

- Para un cálculo óptimo de la convección en los conductos de ventilación, se deben considerar los efectos de la rugosidad, los efectos de entrada, la rotación de los canales y su geometría. Estas consideraciones serán claves a la hora de elegir una correlación óptima.
- Para un devanado de conductores pre-formados, la correlación de Zhukauskas adaptada a la geometría de una máquina ha resultado ser la elección óptima para el cálculo de la convección en las cabezas de bobina, dado el grado de exactitud obtenido.
- Es necesario emplear un factor de corrección para la convección escogida para las cabezas de bobina, con el fin de considerar efectos hidráulicos desconocidos.

9.1.3. SOBRE EL MODELO HIDRÁULICO

En el Capítulo 5 se ha desarrollado un circuito hidráulico para una máquina autoventilada. Tras su validación, se presentan las siguientes conclusiones.

- El error global cometido con respecto a una simulación CFD es reducido si se tienen en cuenta todos los fenómenos hidráulicos.
- El modelado hidráulico por medio de resistencias térmicas resulta más ventajoso que una simulación CFD en etapas de diseño.
- Existe un aumento en la velocidad de los canales de rotor debido a los efectos de la rotación y se deberán tener en cuenta en máquinas de estas características.

9.1.4. CONCLUSIONES GLOBALES DEL MODELO TÉRMICO

De los resultados obtenidos en el Capítulo 7 se pueden obtener las siguientes conclusiones generales:

- Tras su implementación, el modelo combinado de circuito térmico y circuito hidráulico ofrece muy buenos resultados en un tiempo muy reducido. El modelo predice las temperaturas con un alto grado de precisión.
- El grado de exactitud obtenido en los puntos de diseño del estator (Temperaturas de devanados y de cabezas de bobina) es muy alto, con una desviación máxima menor a 10 °C en todos los casos probados.

- El grado de exactitud obtenido en la temperatura media de barras de rotor, con respecto a la temperatura estimada por un inversor, es también alto, con una desviación menor a 10 °C en un caso de potencia variable.
- La suma de consideraciones hidráulicas y térmicas tenidas en cuenta en las metodologías presentadas ofrece mejores resultados que las que ofrecen otras soluciones comerciales para este tipo de máquinas.

9.1.5. CRITERIOS DE DISEÑO OBTENIDOS

En el Capítulo 8 se han obtenido una serie de criterios de diseño tras unos análisis de sensibilidad con las metodologías propuestas. A continuación se enumeran los criterios obtenidos:

- La sensibilidad del modelo con respecto a la conductividad térmica axial de un paquete de chapas magnéticas es casi nula. Se puede asumir el valor medio de $\lambda_{eq,ax} = 1,25 \text{ W}/(\text{mK})$ como valor inicial de diseño.
- Una mala predicción del valor de resistencia térmica de contacto entre el estátor y la carcasa puede derivar en errores en el modelo. Si no se dispone de información previa, asumir una resistencia de contacto por unidad de superficie de $1 \text{ (m}^2 \text{ K)}/\text{mW}$.
- Valores altos de rugosidad afectan de manera negativa a la convección en los canales de estator y rotor. Se recomienda evaluar la rugosidad en estas superficies empleando los valores máximos y mínimos para las tolerancias de corte de estos conductos.
- Un número menor de canales de ventilación se traduce en menores temperaturas en los puntos de diseño de la máquina, pero puede empeorar el funcionamiento hidráulico de la máquina. Se han propuesto unas estrategias para obtener un número inicial mínimo de canales de ventilación en el rotor y en el estátor.
- En una máquina autoventilada, un ventilador con un punto de trabajo que ofrezca mayor presión mejora las prestaciones de la máquina a revoluciones más bajas. El aumento de pérdidas por ventilación debe ser tenido en cuenta si las pérdidas por ventilación afectan de manera considerable al rendimiento de la máquina. Por otra parte, el ruido deberá ser también controlado.

9.2. LÍNEAS DE INVESTIGACION FUTURAS

Con el fin de completar la investigación presentada en esta memoria, se proponen las siguientes líneas de investigación:

- Aplicar las metodologías de cálculo térmico e hidráulico definidas en esta tesis en máquinas con otros sistemas de refrigeración. Se proponen las máquinas cerradas con doble circuito de ventilación o máquinas sumergidas en un fluido como aceite.
- Analizar el modelo para los rodamientos propuesto en esta tesis en una máquina que disponga de rodamientos más sencillos. Por otro lado, se propone también mejorar el modelo de los rodamientos para poder considerar elementos complejos.
- Analizar el ruido aerodinámico producido por los ventiladores, así como por las combinaciones desfavorables de ventiladores y canales de ventilación que puedan existir.
- Llevar a un estudio completo de las conductividades térmicas de conductores preformados con diferentes soluciones de aislamiento eléctrico, con el fin de obtener unos valores de referencia en función de la solución de aislamiento elegida.

Bibliografía

- [Ansys Fluent, 2014] Ansys Fluent. “www.ansys.com”. Ultimo acceso en Noviembre de 2014.
- [Ansys Multiphysics, 2014] Ansys Multiphysics. “www.ansys.com”. Ultimo acceso en Noviembre de 2014.
- [Bertotti, 1988] Bertotti, G. “General properties of power losses in soft ferromagnetic materials”. *IEEE Transactions on Magnetics*, tomo 24 (1988), n^o 1, páginas 621–630. doi:10.1109/20.43994.
- [Boglietti y Cavagnino, 2007] Boglietti, A. y Cavagnino, A. “Analysis of the endwinding cooling effects in TEFC induction motors”. *IEEE Transactions on Industry Applications*, tomo 43 (2007), n^o 5, páginas 1214–1222.
- [Boglietti y Vallan, 2006] Boglietti, A. y Vallan, A. “Measurement of housing thermal resistances in industrial motors”. En “Instrumentation and Measurement Technology Conference, 2006. IMTC 2006. Proceedings of the IEEE”, páginas 1321–1325. doi:10.1109/IMTC.2006.328522.2006.
- [Boglietti et al., 2005] Boglietti, A., Cavagnino, A. y Staton, D. “TEFC induction motors thermal models: a parameter sensitivity analysis”. *IEEE Transactions on Industry Applications*, tomo 41 (2005), n^o 3, páginas 756–763. doi:10.1109/TIA.2005.847311.
- [Boglietti et al., 2006] Boglietti, A., Cavagnino, A., Parvis, M. y Vallan, A. “Evaluation of radiation thermal resistances in industrial motors”. *IEEE Transactions on Industry Applications*, tomo 42 (2006), n^o 3, páginas 688–693. doi:10.1109/TIA.2006.873655.
- [Boglietti et al., 2008] Boglietti, A., Cavagnino, A. y Staton, D. “Determination of critical parameters in electrical machine thermal models”.

- IEEE Transactions on Industry Applications*, tomo 44 (2008), nº 4, páginas 1150–1159. doi:10.1109/TIA.2008.926233.
- [Boglietti et al., 2009a] Boglietti, A., Cavagnino, A., Staton, D., Popescu, M., Cossar, C. y McGilp, M. I. “End space heat transfer coefficient determination for different induction motor enclosure types”. *IEEE Transactions on Industry Applications*, tomo 45 (2009a), nº 3, páginas 929–937. doi:10.1109/TIA.2009.2018967.
- [Boglietti et al., 2009b] Boglietti, A., Cavagnino, A., Staton, D., Shanel, M., Mueller, M. y Mejuto, C. “Evolution and modern approaches for thermal analysis of electrical machines”. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, tomo 56 (2009b), nº 3, páginas 871–882. doi:10.1109/TIE.2008.2011622.
- [Boglietti et al., 2010] Boglietti, A., Cavagnino, A., Ionel, D. M., Popescu, M., Staton, D. A. y Vaschetto, S. “A general model to predict the iron losses in pwm inverter-fed induction motors”. *IEEE Transactions on Industry Applications*, tomo 46 (2010), nº 5, páginas 1882–1890.
- [Boglietti et al., 2011] Boglietti, A., Cavagnino, A., Staton, D. y Popescu, M. “Experimental assessment of end region cooling arrangements in induction motor endwindings”. *IET Electric Power Applications*, tomo 5 (2011), nº 2, páginas 203–209. doi:10.1049/iet-epa.2010.0176.
- [Boldea y Nasar, 2001] Boldea, I. y Nasar, S. *The Induction Machine Handbook*. Electric Power Engineering Series. Taylor & Francis. 2001.
- [Bousbaine, 1999] Bousbaine, A. “Thermal modelling of induction motors based on accurate loss density distribution”. *Electric Machines & Power Systems*, tomo 27 (1999), nº 3, páginas 311–324. doi:10.1080/073135699269325.
- [Burmeister, 1993] Burmeister, L. C. *Convective heat transfer*. A Wiley-Interscience publication. J. Wiley. 1993.
- [Burress y Campbell, 2013] Burress, T. y Campbell, S. “Benchmarking EV and HEV power electronics and electric machines”. En “Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC), 2013 IEEE”, páginas 1–6. doi:10.1109/ITEC.2013.6574498. 2013.
- [Cedrat, 2014] Cedrat. *Cedrat FLUX 11.2 User Guide*. Cedrat. 2014.

- [Cheng y Lin, 1994] Cheng, W.-T. y Lin, H.-T. “Unsteady and steady mass transfer by laminar forced flow against a rotating disk”. *Heat and Mass Transfer*, tomo 30 (1994), n^o 2, páginas 101–108.
- [COMSOL Multiphysics, 2014] COMSOL Multiphysics.
“<http://www.comsol.com/heat-transfer-module>”. Último acceso en Noviembre de 2014.
- [Connor et al., 2012] Connor, P., Pickering, S., Gerada, C., Eastwick, C. y Micallef, C. “CFD modelling of an entire synchronous generator for improved thermal management”. En “6th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2012)”, IET, páginas 1–6. 2012.
- [Corrales, 1982] Corrales, M. *Cálculo industrial de máquinas eléctricas*. Marcombo, S.A. 1982.
- [Crighton, 1975] Crighton, D. “Basic principles of aerodynamic noise generation”. *Progress in Aerospace Sciences*, tomo 16 (1975), n^o 1, páginas 31 – 96. doi:10.1016/0376-0421(75)90010-X.
- [Daly, 1978] Daly, B. *Woods practical guide to fan engineering*. Woods of Colchester Limited. 1978.
- [d’Arcier y Sérillon, 2007] d’Arcier, W. F. y Sérillon, L. *Thermal Modelling of Permanent Magnet Motor for Traction*. Proyecto Fin de Carrera, Royal Institute of Technology (KTH). 2007.
- [Dessouky et al., 1998] Dessouky, Y. G., Williams, B. W. y Fletcher, J. E. “Cooling enhancement of electric motors”. *IEE Proceedings -Electric Power Applications*, tomo 145 (1998), n^o 1, páginas 57–60. doi:10.1049/ip-epa:19981472.
- [Ding et al., 2010] Ding, X., Bhattacharya, M. y Mi, C. “Simplified thermal model of PM motors in hybrid vehicle applications taking into account eddy current loss in magnets”. *Journal of Asian Electric Vehicles*, tomo 8 (2010), n^o 1, páginas 1337–1343.
- [Dorrell, 2008] Dorrell, D. G. “Combined thermal and electromagnetic analysis of permanent-magnet and induction machines to aid calculation”. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, tomo 55 (2008), n^o 10, páginas 3566–3574. doi:10.1109/TIE.2008.925311.

- [Dorrell et al., 2006] Dorrell, D. G., Staton, D. A. y McGilp, M. I. “Design of brushless permanent magnet motors: A combined electromagnetic and thermal approach to high performance specification”. En “IECON 2006”, IEEE, páginas 4853–4858. 2006.
- [Eck, 1999] Eck, B. *Fans; design and operation of centrifugal, axial-flow, and cross-flow fans*. Fanta Sea Press, Ltd., Colombo. 1999.
- [El-Refaie et al., 2004] El-Refaie, A. M., Harris, N. C., Jahns, T. M. y Rahman, K. M. “Thermal analysis of multibarrier interior PM synchronous machine using lumped parameter model”. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, tomo 19 (2004), n^o 2, páginas 303–309. doi: 10.1109/TEC.2004.827011.
- [Engineering Toolbox, 2014] Engineering Toolbox. “Material properties”. www.engineeringtoolbox.com. Último acceso en Noviembre de 2014.
- [Favre-Marinet y Tardu, 2010] Favre-Marinet, M. y Tardu, S. *Convective heat transfer*. John Wiley & Sons. 2010.
- [Gazley Jr., 1958] Gazley Jr., C. “Heat transfer characteristics of rotating and axial flow between concentric cylinders”. *Transactions of the ASME*, tomo 80 (1958), n^o 1, páginas 79–90.
- [Gerling y Dajaku, 2005] Gerling, D. y Dajaku, G. “Novel lumped parameter thermal model for electrical systems”. En “Power Electronics and Applications, 2005 European Conference on”, páginas 10 pp.–P.10. doi:10.1109/EPE.2005.219225. 2005.
- [Gowen y Smith, 1968] Gowen, R. y Smith, J. “Turbulent heat transfer from smooth and rough surfaces”. *International Journal of Heat And Mass Transfer*, tomo 11 (1968), n^o 11, páginas 1657–1674.
- [He et al., 2013] He, Z., Xing, Z., Chen, W. y Wang, X. “Thermal and hydraulic analysis on the flow around the motor in semi-hermetic twin screw refrigeration compressors”. *Applied Thermal Engineering*, tomo 58 (2013), n^o 1-2, páginas 114 – 124. doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.04.015.
- [Hettegger et al., 2012] Hettegger, M., Streibl, B., Biro, O. y Neudorfer, H. “Measurements and simulations of the convective heat transfer coefficients on the end windings of an electrical machine”. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, tomo 59 (2012), n^o 5, páginas 2299–2308.

- [Holman, 2010] Holman, J. P. *Heat Transfer*. McGraw-Hill, New York, 10th edición. 2010.
- [Howey et al., 2012] Howey, D., Childs, P. y Holmes, A. “Air-gap convection in rotating electrical machines”. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, tomo 59 (2012), nº 3, páginas 1367–1375. doi: 10.1109/TIE.2010.2100337.
- [Idelchik y Fried, 1986] Idelchik, I. E. y Fried, E. *Handbook of hydraulic resistance*. Hemisphere Publishing, New York. 1986.
- [IEC 60034-1, 2010] IEC 60034-1. *IEC 60034-1: Máquinas eléctricas rotativas. Parte 1, Características asignadas y características de funcionamiento*. International Electrotechnical Commission. 2010.
- [IEC 60034-6, 2010] IEC 60034-6. *IEC 60034-6: Máquinas eléctricas rotativas. Parte 6: Métodos de refrigeración (código IC)*. International Electrotechnical Commission. 2010.
- [Incropera et al., 2011] Incropera, F., Bergman, T., Lavine, A. y DeWitt, D. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons. 2011.
- [Kakaç et al., 1987] Kakaç, S., Shah, R. y Aung, W. *Handbook of single-phase convective heat transfer*. A Wiley Interscience publication. Wiley. 1987.
- [Kays et al., 2005] Kays, W., Crawford, M. y Weigand, B. *Convective heat and mass transfer*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill Higher Education. 2005.
- [Kendoush, 1996] Kendoush, A. A. “An approximate solution of the convective heat transfer from an isothermal rotating cylinder”. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, tomo 17 (1996), nº 4, páginas 439 – 441. doi:DOI:10.1016/0142-727X(95)00002-8.
- [Kostenko y Piotrovski, 1973] Kostenko, M. P. y Piotrovski, L. M. *Maquinas Electricas II*. MIR Moscu. 1973.
- [Kral et al., 2008] Kral, C., Haumer, A. y Bauml, T. “Thermal model and behavior of a totally-enclosed-water-cooled squirrel-cage induction machine for traction applications”. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, tomo 55 (2008), nº 10, páginas 3555–3565. doi: 10.1109/TIE.2008.927242.

- [Krings y Soulard, 2010] Krings, A. y Soulard, J. “Overview and comparison of iron loss models for electrical machines”. *Journal of Electrical Engineering*, tomo 10 (2010), nº 3, páginas 162–169.
- [Krings et al., 2013] Krings, A., Mousavi, S., Wallmark, O. y Soulard, J. “Temperature influence of nife steel laminations on the characteristics of small slotless permanent magnet machines”. *IEEE Transactions on Magnetics*, tomo 49 (2013), nº 7, páginas 4064–4067. doi: 10.1109/TMAG.2013.2255026.
- [Kuehn y Goldstein, 1976] Kuehn, T. y Goldstein, R. “Correlating equations for natural convection heat transfer between horizontal circular cylinders”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, tomo 19 (1976), nº 10, páginas 1127 – 1134.
- [Kylander, 1995] Kylander, G. *Thermal modelling of small cage induction motors*. Tesis Doctoral, School of Electrical and Computer Engineering Chalmers University of Technology. 1995.
- [Magsoft Portunus, 2014] Magsoft Portunus. “<http://magsoft-flux.com/products/portunus>”. Ultimo acceso en Noviembre de 2014.
- [Mahle, 2014] Mahle. “<http://www.mahle-industry.com/>”. Ultimo acceso en Noviembre de 2014.
- [Matlab, 2014] Matlab. “www.mathworks.com”. Ultimo acceso en Noviembre de 2014.
- [Mellor et al., 1991] Mellor, P. H., Roberts, D. y Turner, D. R. “Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design”. *IEE Proceedings B Electric Power Applications*, tomo 138 (1991), nº 5, páginas 205–218.
- [Micallef, 2006] Micallef, C. *End winding cooling in electric machines*. Tesis Doctoral, University of Nottingham. 2006.
- [Min y Jiang, 2011] Min, X. y Jiang, S. “A thermal model of a ball screw feed drive system for a machine tool”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, tomo 225 (2011), nº 1, páginas 186–193.
- [Modelica Association, 2014] Modelica Association. “www.modelica.org”. Ultimo acceso en Noviembre de 2014.

- [Morel et al., 2003] Morel, L., Raguideau, J. y Raguin, B. “U.s. patent 6,570,276: Ventilation device and rail traction electric motor equipped with such a device”. US Patent 6,570,276. 2003.
- [Mori y Nakayama, 1967] Mori, Y. y Nakayama, W. “Forced convective heat transfer in a straight pipe rotating around a parallel axis (1st report, laminar region)”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, tomo 10 (1967), nº 9, páginas 1179 – 1194. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(67\)90083-X](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(67)90083-X).
- [Motor-CAD, 2014] Motor-CAD. “www.motor-design.com”. Ultimo acceso en Noviembre de 2014.
- [Nakayama, 1968] Nakayama, W. “Forced convective heat transfer in a straight pipe rotating around a parallel axis (2nd report, turbulent region)”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, tomo 11 (1968), nº 7, páginas 1185 – 1201. doi:[http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(68\)90034-3](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(68)90034-3).
- [Perez y Kassakian, 1979] Perez, I. y Kassakian, J. “A stationary thermal model for smooth air-gap rotating electric machines”. *Electric Machines And Power Systems*, tomo 3 (1979), nº 3-4, páginas 285–303.
- [Pickering et al., 2000] Pickering, S., Lampard, D. y Mugglestone, J. “The use of computational fluid dynamics in the thermal design of rotating electrical machines”. *Acta Polytechnica*, tomo 40 (2000), nº 4, páginas 44–49.
- [Roberts, 1986] Roberts, D. *The application of an induction motor thermal model to motor protection and other functions*. Tesis Doctoral, University of Liverpool. 1986.
- [Satrustegui et al., 2013] Satrustegui, M., Martínez-Iturralde, M., Rivas, A. y Ramos, J. C. “Algebraic model for predicting the hydraulic behaviour of an open self-ventilated electrical machine”. *International Review on Modelling and Simulations (IREMOS)*, tomo 6 (2013), nº 5, páginas 1–2.
- [Schubert, 1968] Schubert, E. “Heat transfer coefficients at end winding and bearing covers of enclosed asynchronous machines”. *Elektrie*, tomo 22 (1968), páginas 158–164.

- [Simonson, 1988] Simonson, J. *Engineering heat transfer*. Macmillan Education, 2 edición. 1988.
- [Simpson et al., 2012] Simpson, N., Mellor, P. H. y Wrobel, R. “Estimation of equivalent thermal parameters of electrical windings”. En “Electrical Machines (ICEM), 2012 XXth International Conference on”, páginas 1294–1300. doi:10.1109/ICEIMach.2012.6350044. 2012.
- [Simulia Abaqus, 2014] Simulia Abaqus. “<http://www.simulia.com/>”. Último acceso en Noviembre de 2014.
- [SKF, 2014] SKF. “Herramienta SKF para el cálculo de rodamientos”. www.skf.com. Último acceso en Noviembre de 2014.
- [Sparrow et al., 2004] Sparrow, E. M., Abraham, J. P. y Tong, J. C. “Archival correlations for average heat transfer coefficients for non-circular and circular cylinders and for spheres in cross-flow”. *International Journal of Heat And Mass Transfer*, tomo 47 (2004), nº 24, páginas 5285–5296.
- [SPEED, 2014] SPEED. “<http://www.speed-emachine-design.com/>”. Software for Electric Machine Design and Analysis. Último acceso en Noviembre de 2014.
- [SPICE, 2014] SPICE. “Simulation program with integrated circuits emphasis”. <http://bwrcs.eecs.berkeley.edu/Classes/IcBook/SPICE/>. Último acceso en Noviembre de 2014.
- [Spooner, 1926] Spooner, T. “Temperature coefficient of magnetic permeability of sheet steel”. *Physical Review*, tomo 27 (1926), páginas 183–188. doi:10.1103/PhysRev.27.183.
- [Standard ISO 2768-1:1989, 1989] Standard ISO 2768-1:1989. *Part 1 – General tolerances for linear and angular dimensions without individual tolerance indications*. International Organization for Standardization. 1989.
- [Staton y Cavagnino, 2008] Staton, D. y Cavagnino, A. “Convection heat transfer and flow calculations suitable for electric machines thermal models”. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, tomo 55 (2008), nº 10, páginas 3509–3516.

- [Staton y So, 1998] Staton, D. y So, E. “Determination of optimal thermal parameters for brushless permanent magnet motor design”. En “Industry Applications Conference, 1998. Thirty-Third IAS Annual Meeting. The 1998 IEEE”, tomo 1. IEEE, páginas 41–49. 1998.
- [Staton et al., 2005] Staton, D., Boglietti, A. y Cavagnino, A. “Solving the more difficult aspects of electric motor thermal analysis in small and medium size industrial induction motors”. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, tomo 20 (2005), n^o 3, páginas 620–628. doi: 10.1109/TEC.2005.847979.
- [Staton et al., 2010] Staton, D., Hawkins, D. J. y Popescu, M. “Motor-CAD software for thermal analysis of electrical motors - links to electromagnetic and drive simulation models”. En “CWIEME, Berlin”, páginas 22–24. 2010.
- [Staton et al., 2012] Staton, D., Hawkins, D. y Popescu, M. “Practical strategies for improved cooling of electrical motors and generators”. En “The International Conference for Inductive and Electromagnetic Components, Systems and Devices including Manufacturing and Processing”, páginas 1–8. 2012.
- [Streibl y Neudorfer, 2010] Streibl, B. y Neudorfer, H. “Investigating the air flow rate of self-ventilated traction motors by means of computational fluid dynamics”. En “2010 International Symposium on Power Electronics Electrical Drives Automation and Motion (SPEEDAM 2010)”, IEEE, páginas 736–739. 2010.
- [Taylor, 1935] Taylor, G. I. “Distribution of velocity and temperature between concentric rotating cylinders”. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A - Mathematical and Physical Sciences*, tomo 151 (1935), n^o 874, páginas 494–512. doi:10.1098/rspa.1935.0163.
- [Taylor, 1960] Taylor, J. L. “Calculating air flow through electrical machines”. *Electrical Times*, tomo July (1960), páginas 82–84.
- [Valenzuela y Reyes, 2010] Valenzuela, A. y Reyes, P. “Simple and reliable model for the thermal protection of variable-speed self-ventilated induction motor drives”. *IEEE Transactions on Industry Applications*, tomo 46 (2010), n^o 2, páginas 770–778.
- [Valenzuela et al., 2002] Valenzuela, A., Verbakel, P. y Rooks, J. “Thermal evaluation for applying tefc induction motors on short-time and

- intermittent duty cycles”. En “Pulp and Paper Industry Technical Conference, 2002. Conference Record of the 2002 Annual”, páginas 91–97. doi:10.1109/PAPCON.2002.1015136. 2002.
- [VDI Gesellschaft, 2010] VDI Gesellschaft. *VDI Heat Atlas*. Springer reference. Springer. 2010.
- [Wrobel y Mellor, 2010] Wrobel, R. y Mellor, P. “A general cuboidal element for three-dimensional thermal modelling”. *IEEE Transactions on Magnetics*, tomo 46 (2010), nº 8, páginas 3197–3200.
- [Xie y Wang, 2014] Xie, Y. y Wang, Y. “3d temperature field analysis of the induction motors with broken bar fault”. *Applied Thermal Engineering*, tomo 66 (2014), nº 1-2, páginas 25 – 34. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.02.008.

ANEXO A

Ecuaciones generales de temperatura en una pared cilíndrica

Las expresiones generales para la temperatura media de un elemento cilíndrico se pueden obtener a través del calor almacenado en el mismo, y asumiendo las siguientes hipótesis:

- Los flujos de calor en las direcciones radial, axial y circunferencial son independientes unos de otros.
- No hay variaciones de temperatura en dirección circunferencial, o lo que es lo mismo, el flujo de calor en esta dirección es nulo.
- Una sola temperatura media \bar{T} define los flujos de calor en las direcciones radial y axial.
- La capacidad térmica y la generación de calor están uniformemente distribuidas a lo largo del volumen.

Dado una pared cilíndrica de radios exterior e interior r_{out} y r_{in} con una longitud L y un ángulo θ (ver Figura A.1), el calor almacenado en dicha pared cilíndrica queda expresado por:

$$H = \rho \cdot Vol \cdot c_p \cdot \bar{T} = \rho \cdot c_p \cdot \bar{T} \cdot \theta \cdot \frac{(r_{out}^2 - r_{in}^2)}{2} \cdot L \quad (A.1)$$

Donde \bar{T} es la temperatura media de la pared cilíndrica, ρ es la densidad del material y c_p su calor específico.

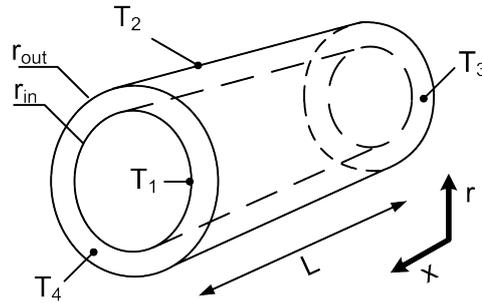


Figura A.1: Pared cilíndrica genérica

Se define también, en coordenadas cilíndricas, un volumen elemental v_e del mismo material, lo suficientemente pequeño para ser considerado a una temperatura T constante.

$$v_e = r \cdot d\theta \cdot dl \cdot dr \quad (\text{A.2})$$

El calor almacenado en este volumen v_e será:

$$H_e = \rho \cdot v_e \cdot c_p \cdot T = \rho \cdot c_p \cdot T \cdot r \cdot d\theta \cdot dl \cdot dr \quad (\text{A.3})$$

La integral volumétrica de la expresión (A.3) resulta ser el calor total almacenado en la pared cilíndrica, por lo tanto, se puede igualar a la expresión (A.1).

$$\oint_V \rho \cdot c_p \cdot T \cdot r \cdot d\theta \cdot dl \cdot dr = \rho \cdot c_p \cdot \bar{T} \cdot \theta \cdot \frac{(r_{out}^2 - r_{in}^2)}{2} \cdot L \quad (\text{A.4})$$

Por lo tanto, las expresiones de la temperatura media se pueden obtener en función de la distribución de temperaturas en cada una de las direcciones:

$$\bar{T} = \frac{2}{\theta \cdot (r_{out}^2 - r_{in}^2) \cdot L} \cdot \int_0^\theta \left[\int_0^L \left(\int_{r_{in}}^{r_{out}} r \cdot T \, dr \right) dl \right] d\theta \quad (\text{A.5})$$

A.1. FLUJO DE CALOR EN DIRECCIÓN RADIAL

La ecuación unidimensional del calor que describe la transferencia de calor por conducción en la dirección radial es:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{g}{\lambda_{rad}} = 0 \quad (\text{A.6})$$

Siendo g el calor generado por unidad de volumen [W/m^3] y λ_{rad} la conductividad térmica en la dirección radial. La solución general a dicha ecuación devuelve el perfil de temperaturas en dirección radial:

$$T_r = a \cdot \ln r + \frac{g \cdot r^2}{4 \cdot \lambda_{rad}} + b \quad (\text{A.7})$$

Con a y b constantes arbitrarias dependientes de las condiciones de contorno $T_{in} = T_1$ y $T_{out} = T_2$ (ver Figura A.1). Sustituyendo las condiciones de contorno en la ecuación (A.7) y restando ambos resultados podemos obtener a . Así mismo, sustituyendo una de las dos condiciones podemos obtener b una vez conocido a .

$$\left. \begin{array}{l} r = r_{in} \\ T = T_{in} \end{array} \right\} \Rightarrow T_{in} = a \cdot \ln r_{in} + \frac{g}{4 \cdot \lambda_{rad}} \cdot r_{in}^2 + b \quad (\text{A.8})$$

$$\left. \begin{array}{l} r = r_{out} \\ T = T_{out} \end{array} \right\} \Rightarrow T_{out} = a \cdot \ln r_{out} + \frac{g}{4 \cdot \lambda_{rad}} \cdot r_{out}^2 + b \quad (\text{A.9})$$

$$T_{out} - T_{in} = a \cdot \ln \frac{r_{out}}{r_{in}} + \frac{g}{4 \cdot \lambda_{rad}} \cdot (r_{out}^2 - r_{in}^2) \quad (\text{A.10})$$

$$a = \frac{1}{\ln \frac{r_{out}}{r_{in}}} \cdot \left(T_{out} - T_{in} - \frac{g}{4 \cdot \lambda_{rad}} (r_{out}^2 - r_{in}^2) \right) \quad (\text{A.11})$$

$$\begin{aligned} b &= T_{out} - a \cdot \ln r_{out} - \frac{g}{4 \cdot \lambda_{rad}} \cdot r_{out}^2 \\ &= T_{out} \cdot \left[1 - \frac{\ln(r_{out})}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} \right] + T_{in} \cdot \frac{\ln(r_{out})}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} + \\ &\quad \frac{g}{4 \cdot \lambda_{rad}} \left\{ \left[\frac{\ln(r_{out})}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} - 1 \right] r_{out}^2 - \frac{\ln(r_{out})}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} \cdot r_{in}^2 \right\} \end{aligned} \quad (\text{A.12})$$

Una vez obtenida la expresión del perfil de temperaturas en dirección radial, la ecuación (A.5) puede ser integrada:

$$\begin{aligned}\bar{T} &= \frac{2}{r_{out}^2 - r_{in}^2} \cdot \int_{r_{in}}^{r_{out}} T_r \cdot r \cdot dr \\ &= \frac{2}{r_{out}^2 - r_{in}^2} \cdot \int_{r_{in}}^{r_{out}} \left(a \cdot \ln r + \frac{g}{4 \cdot \lambda_{rad}} \cdot r^2 + b \right) \cdot r \cdot dr\end{aligned}\quad (A.13)$$

Desarrollando la expresión anterior obtenemos la solución general para la temperatura media en dirección radial de un elemento cilíndrico.

$$\begin{aligned}\bar{T} &= T_{out} \cdot \left[\frac{r_{out}^2}{r_{out}^2 - r_{in}^2} - \frac{1}{2 \cdot \ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right)} \right] \\ &+ T_{in} \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot \ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right)} - \frac{r_{in}^2}{r_{out}^2 - r_{in}^2} \right] \\ &+ \frac{g}{8 \cdot \lambda_{rad}} \cdot \left[(r_{out}^2 + r_{in}^2) - \frac{r_{out}^2 - r_{in}^2}{\ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right)} \right]\end{aligned}\quad (A.14)$$

A.2. FLUJO DE CALOR EN DIRECCIÓN AXIAL

Se trabaja análogamente para obtener la expresión general de la temperatura media en dirección axial de un elemento cilíndrico. La ecuación unidimensional del calor para la transferencia de calor por conducción en dirección axial, así como su solución general vienen dadas por (A.15) y (A.16), siendo g el calor generado por unidad de volumen [W/m^3] y λ_{ax} la conductividad térmica en la dirección axial. c y d son constantes dependientes de las condiciones de contorno $T_0 = T_3$ y $T_L = T_4$.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial l^2} + \frac{g}{\lambda_{ax}} = 0 \quad (\text{A.15})$$

$$T_l = -\frac{g}{2\lambda_{ax}} \cdot l^2 + c \cdot l + d \quad (\text{A.16})$$

Sustituyendo las condiciones de contorno y restando las expresiones podemos obtener c y d :

$$\left. \begin{array}{l} l = 0 \\ T = T_0 \end{array} \right\} \Rightarrow T_0 = -\frac{g}{2\lambda_{ax}} \cdot 0^2 + c \cdot 0 + d \quad (\text{A.17})$$

$$\left. \begin{array}{l} l = L \\ T = T_L \end{array} \right\} \Rightarrow T_L = -\frac{g}{2\lambda_{ax}} \cdot L^2 + c \cdot L + d \quad (\text{A.18})$$

$$c = \frac{1}{L} \cdot \left(T_L - T_0 + \frac{g \cdot L^2}{2 \cdot \lambda_{ax}} \right) \quad (\text{A.19})$$

$$d = T_0 \quad (\text{A.20})$$

Podemos, por tanto, obtener la expresión general de la temperatura media en dirección axial (A.22) integrando la expresión (A.5) con el perfil de temperaturas anterior:

$$\bar{T} = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L T_l dl = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L \left(-\frac{g}{2 \cdot \lambda_{ax}} \cdot l^2 + c \cdot l + d \right) dl \quad (\text{A.21})$$

$$\bar{T} = \frac{T_L + T_0}{2} + \frac{g \cdot L^2}{12 \cdot \lambda_{ax}} \quad (\text{A.22})$$

ANEXO B

Valores de los parámetros termofísicos

En este apéndice se ofrecen los valores termofísicos empleados para calcular algunos parámetros del circuito térmico.

B.1. CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LA CHAPA MAGNÉTICA

El valor típico para la conductividad térmica de una chapa magnética variará según el tipo de chapa, siendo el factor más influyente el porcentaje de silicio empleado en la colada de la chapa magnética [Staton et al., 2005]. Generalmente, el valor de la conductividad térmica se encontrará en el catálogo del fabricante de la chapa.

En [Staton et al., 2005] se recogen valores de algunos catálogos y se ordenan por su porcentaje de silicio. En la Figura B.1 se muestra una relación del valor de la conductividad térmica en función del porcentaje, que se podrá emplear en los cálculos térmicos si se conoce este porcentaje.

B.2. CONDUCTIVIDADES TÉRMICAS DE LOS MATERIALES DEL CONDUCTOR

En [Corrales, 1982] se encuentran valores de conductividades térmicas para los materiales empleados en los aislamientos de los conductores. En función de la solución de aislamiento elegida, se elegirán los valores que correspondan al material.

Los valores empleados en este estudio térmico para la solución de aislamiento modelada en el apartado 3.2.5.1 se ofrecen en la siguiente lista:

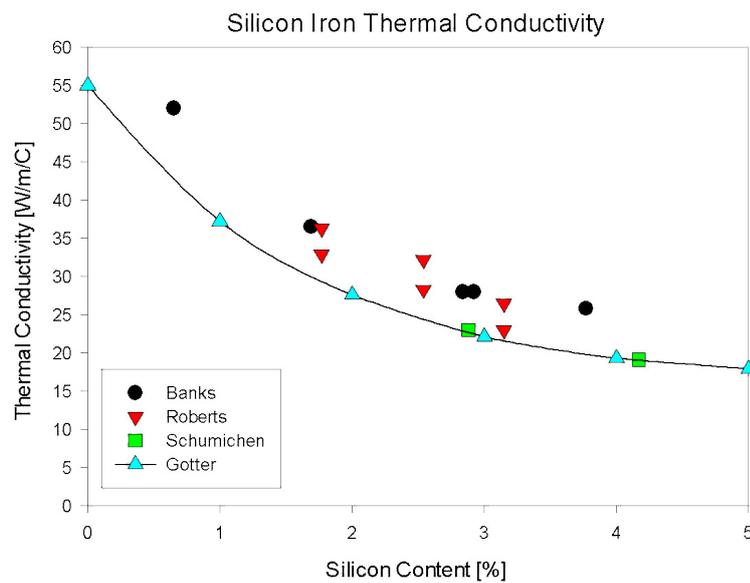


Figura B.1: Conductividad térmica de la chapa magnética en función del porcentaje de silicio [Staton et al., 2005]

Cuña 0,17 W/(m·K)

Separador de fase 0,17 W/(m·K)

Aislamiento de ranura 0,25 W/(m·K)

Aislamiento de conductor 0,3 W/(m·K)

Aislamiento de pletina 0,26 W/(m·K)

Cobre 382,83 W/(m·K)

B.3. CONDUCTIVIDADES TÉRMICAS DE OTROS MATERIALES EN LA MÁQUINA

En la siguiente lista se ofrecen las conductividades térmicas típicas de otros materiales empleados en el modelo térmico:

Aluminio 225 W/(m·K). El aluminio es el material de las barras y anillos de rotor, así como del ventilador.

Acero de fundición 80 W/(m·K). El acero de fundición es empleado en la carcasa y las tapas.

Acero al carbono 54 W/(m·K). El acero al carbono es el empleado para la construcción del eje. El valor de la conductividad varía en función del porcentaje de carbono.

En [Engineering Toolbox, 2014] se encuentran valores típicos de conductividades térmicas y de otras propiedades térmicas y mecánicas para multitud de materiales y aleaciones de metales.

B.4. CALOR ESPECÍFICO DE LOS MATERIALES DE LA MÁQUINA

En la siguiente lista se ofrecen los valores de calor específico obtenidos de [Engineering Toolbox, 2014] para los materiales que se encuentran en la máquina:

Acero al carbono 486 J/(Kg·K)

Acero de fundición 460 J/(Kg·K)

Aluminio 910 J/(Kg·K)

Chapa magnética Se toma el valor del acero de fundición, 460 J/(Kg·K)

Cobre 390 J/(Kg·K)

B.5. DENSIDAD DE LOS MATERIALES DE LA MÁQUINA

En la siguiente lista se ofrecen valores de densidades para materiales de la máquina obtenidos de [Engineering Toolbox, 2014].

Acero al carbono 7872 Kg/m³

Acero de fundición 7850 Kg/m³

Aluminio 2700 Kg/m³

Chapa magnética Se toma el valor del acero de fundición, 7850 Kg/m³

Cobre 8900 Kg/m³

B.6. PROPIEDADES DEL AIRE

Las propiedades del aire tales como la densidad, la viscosidad cinemática o el calor específico variarán sensiblemente en función de la temperatura. En la literatura clásica sobre transferencia de calor [Incropera et al., 2011; Holman, 2010], se ofrecen tablas de valores para estas propiedades térmicas en función de la temperatura.

ANEXO C

Publicaciones

1. PUBLICACIÓN PARA APPLIED THERMAL ENGINEERING

Esta publicación, con el título “Analysis of relevant aspects of thermal and hydraulic modeling of electric machines. Application in an Open Self Ventilated machine”, fue aceptada el 5 de octubre de 2014 en la revista *Applied Thermal Engineering*. En ella se presentan algunas de las averiguaciones hechas durante la realización de la tesis con respecto a algunos parámetros clave en el estudio de la máquina autoventilada.

A continuación se incluye su citación, y en las sucesivas páginas, el texto de la publicación.

- J.A. Malumbres, M. Satrustegui, I. Elosegui, J.C. Ramos and M. Martínez-Iturralde, “Analysis of relevant aspects of thermal and hydraulic modeling of electric machines. Application in an Open Self Ventilated machine,” *Applied Thermal Engineering* (2014).
doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.10.012
Índice de impacto 2013: **2,624**; Q1 en categoría “Engineering, Mechanical”

Analysis of relevant aspects of thermal and hydraulic modeling of electric machines. Application in an Open Self Ventilated machine

Jose A. Malumbres^a, Marco Satrustegui^b, Ibon Elosegui^a, Juan C. Ramos^c and Miguel Martínez-Iturralde^{a,b}

^aCEIT, Electronics and Communications. Paseo Manuel Lardizabal, 15. 20018 Donostia-San Sebastian, Spain. Phone: +34 943 212 800

^bTecnun (University of Navarra), Electrical, Electronics and Automation Engineering, San Sebastian, Spain

^cTecnun (University of Navarra), Dept. of Mech. Engineering, Thermal and Fluids Engineering Div., San Sebastian, Spain

Abstract

Prediction of the thermal behavior of electric motors in the early design stage is crucial in any design process. The most popular prediction methods are analytical, and based on the lumped parameter model approach. These methods require experimental data in order to obtain accurate results, but this data is often not available. This paper deals with the problem of the lack of experimental data for an Open Self-Ventilated (OSV) Induction motor and reviews some of the most controversial parameters in thermal modeling, such as the bearings model and the axial conductivity of the lamination stack. Due to the nature of the OSV machine, through ventilation is also investigated, and a hydraulic model with improvements focused on rotational effects observation is presented. Moreover, the heat transfer in end spaces and ducts is studied, using dimensionless analysis correlations, along with focusing on new hydraulic phenomena, such as the development of the flow and the roughness effect. An implementation of a thermal circuit for an OSV machine that has good agreement with reference results is used to compare heat transfer coefficients used regularly for Totally Enclosed Fan Cooled (TEFC) enclosures. Finally, a sensitivity analysis is carried out on some parameters to determine their importance.

Keywords: Induction motor, Open Self Ventilated (OSV), Thermal model, heat transfer coefficients, sensitivity analysis

1 Introduction

The thermal analysis of electric machines has been an interesting research field for both industry and investigators, since the capabilities of modern-age computers make it possible to run hard-to-achieve calculations in a relatively short time. During the past two decades, there have been several developments in this research field [1], from the first, yet simpler, thermal networks that represents the main paths of heat flows [2, 3], to the advanced and very parameterized thermal networks that models all the thermal paths [4] and for such a variety of applications like the analysis of very large machines [5] or the study of the heating produced by faults [6].

Lumped Parameter Thermal Models (LPTM) have been of great interest for researchers [2, 7, 8]. The LPTM is the main tool for a fast yet accurate thermal analysis. Additionally, in combination with coupled electromagnetic

models [9, 10] and hydraulic models [11], it permits machines to be designed by taking into account every thermal aspect from the very first steps of the design process. However, a common drawback to this approach can make it useless to a designer: there is a need for experimental data in order to tune parameters that are very important in order to obtain accurate results. Although several commercial software packs, such as Motor-CAD [12], have provided experimental data through the years and are reliable for working with a specific design, this data may not be contrasted for a special motor topology.

In this article, some alternative methods for calculating key parameters for a thermal analysis are presented, focusing on conduction and convection in some parts of the machines. The methods presented, some of which are selected from an extensive literature review, can provide reference values for a design from scratch. Although the

selection criteria were applied to an OSV machine topology, they can be applied to other topologies. They also allow an adjustment when experimental data is available. The parameters examined in this article are:

- The equivalent axial thermal conductivity for a magnetic stack.
- A bearing model.
- The rotational effects for through ventilation models
- The heat transfer coefficients for ventilation ducts
- The heat transfer coefficients in end space zones

First, a thermal model for an Open Self Ventilated (OSV) motor with form-wound windings is presented, with the methodologies for calculating the above mentioned parameters, and coupled with a through ventilation model. The results obtained with this model have been compared with results from reference software Motor-CAD and with an adjusted model from a motor manufacturer. Finally, a sensitivity analysis has been run on the parameters in order to determine their importance in the overall design results.

2 Description of the thermal model

A thermal model for an OSV machine has been implemented in Matlab [13]. A cutaway view of the machine and its parts can be seen in Fig. 1. To model the machine, the thermal hypotheses proposed in [3] are used to represent the thermal behavior in generic cylindrical elements, with the following modifications in the model of thermal resistances:

- In a practical case, there would be a considerable temperature difference between the input and output sides of the machine, caused by the self-ventilation. Therefore, a non-symmetric model must be implemented.
- In order to reduce the size and complexity of the thermal circuit, the negative resistances that account for variations of the temperature due to heat generation are removed from the generic component given in [3].

To represent a general cylindrical component, a reduced thermal network of 4 resistances was used (Fig. 2). The expression for calculating these resistances can be seen in eq. 1, 2 and 3; the first two equations represents heat transfer in the radial direction, and the last equation represents the axial direction. The losses, P , are represented as current generators and attached to each component, where needed.

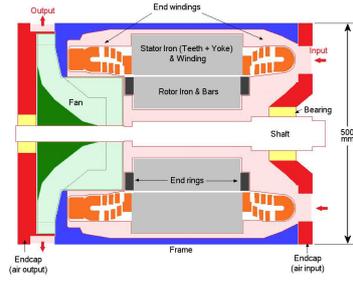


Fig. 1: Solid elements of the machine (Cutaway view).

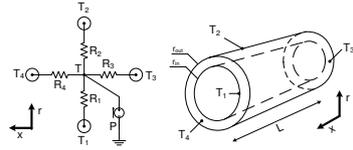


Fig. 2: Generic model for a cylindrical component.

$$R_1 = \frac{1}{4\pi \lambda_{rad} L} \left[\frac{2 r_{out}^2 \ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right)}{r_{out}^2 - r_{in}^2} - 1 \right] \quad (1)$$

$$R_2 = \frac{1}{4\pi \lambda_{rad} L} \left[1 - \frac{2 r_{out}^2 \ln \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \right)}{r_{out}^2 - r_{in}^2} \right] \quad (2)$$

$$R_3 = R_4 = \frac{L}{2\pi \lambda_{ax} (r_{out}^2 - r_{in}^2)} \quad (3)$$

The stator yoke and teeth, frame and endcaps, rotor yoke and bars, axis and bearings were thermally represented in the model using cylindrical components. The resulting thermal circuit is shown in Fig. 3, where each node represents the temperature of the cited parts and thermal resistances representing the heat paths. The losses generators for each parts can be noticed where used. Convection paths can be seen with a discontinuous line.

A single-node approximation is used for the temperature inside the slot, $T_{w,s}$, with two connected nodes for calculating the end-winding temperature, T_{endw1} and T_{endw2} , one for each side. A cuboidal approach [14] is used to represent heat transfer in the three dimensions of the form-wound windings, instead of solutions more suitable for random-wound windings, such as layered models [15]. The effective thermal conductivities were calculated using a weighted average based on the insulation layers thicknesses [12].

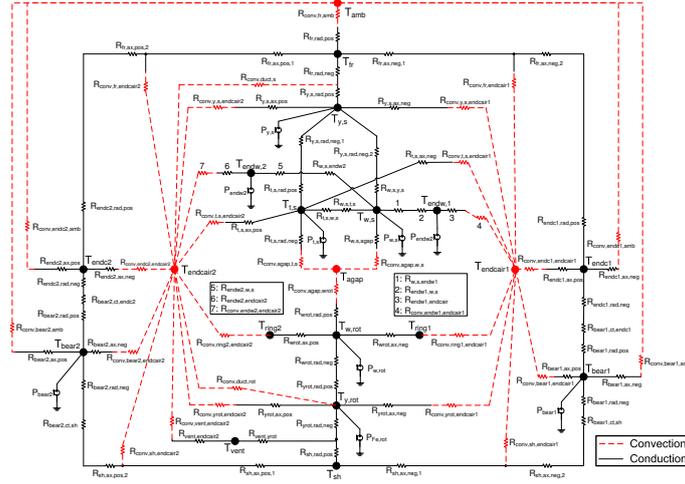


Fig. 3: Thermal circuit.

2.1 Equivalent thermal conductivity of magnetic stack in axial direction

The heat transfer in the magnetic stack has been modeled using two different thermal conductivities, one for the axial direction and one for the radial direction [3]. The problem with the conductivity in the axial direction is the value to be taken of this parameter, due to the complexity of the materials involved and the interface gaps [12, 15].

In order to model the equivalent heat conductivity in the axial direction, and also to take into account the interface gaps, the thermal resistance of the whole stack of electromagnetic sheets must be obtained, as is done in eq. 5, where A and L_{Fe} are the area and length of the stack, N is the number of electromagnetic sheets, e_{lam} is the lamination thickness and $h_{contact}$ is the interface contact coefficient. Values for $h_{contact}$ can be found in the thermal analysis literature for different materials and surfaces [16, 17]. For a contact between two steel surfaces, this parameter can vary between 1700 and 3700 W/(m²K).

$$R_t = \frac{L_{Fe}}{A \lambda_{Fe,eq,ax}} = \frac{N e_{lam}}{A \lambda_{Fe}} + \frac{(N-1)}{A h_{contact}} \quad (4)$$

$$\lambda_{Fe,eq,ax} = \frac{L_{Fe}}{\frac{N e_{lam}}{\lambda_{Fe}} + \frac{N-1}{h_{contact,Fe-Fe}}} \quad (5)$$

An analysis based on real values was run in order to determine extreme values for $\lambda_{Fe,eq,ax}$. Values obtained for

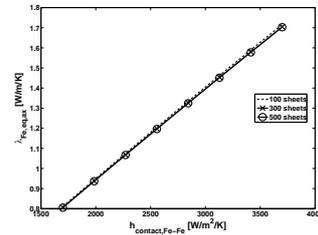


Fig. 4: Equivalent axial thermal conductivity versus interface conductance.

an electromagnetic material with a λ_{Fe} of 33 W/(mK), a width of 0.5mm and a stacking factor of 0.97 can be seen in Fig 4. for stacks of 100, 300 and 500 sheets. It can be seen that number of sheets is not a critical parameter, and although it is not shown, the same thing occurs with the natural thermal conductivity of the magnetic material. The extreme values for the equivalent thermal conductivity are 0.8 and 1.8 W/(mK).

Even though this is a virtual parameter, this approximation leads to a more intuitive implementation than a layered model. Moreover a database of adjusted values can be generated. For the model presented, an intermedi-

ate value of $1.25 \text{ W}/(\text{mK})$ is chosen.

2.2 Bearings model

Due to its internal complexity, a complete bearing thermal representation in an analytical model is hard to achieve. There are also associated losses due to friction in the internal components that must be taken into account.

Several simple solutions exist for modeling the bearing. The most common one is proposed in [15], which uses an equivalent gap approximation, and it is used in the reference software Motor-CAD. This methodology of modeling requires, either a bearing database with values for equivalent gaps, or a test rig to measure the thermal behavior of the bearing and adjusting the model.

In the model presented here, a different approach was used to represent the thermal behavior of the bearings. A cylinder of the same volume as the bearing was used, as seen in Fig. 2, and an equivalent thermal conductivity was used. This allows internal heat generation to be easily implemented like in the rest of the model, as losses generators attached to the bearings in the nodes T_{bear1} and T_{bear2} . The value of $60.5 \text{ W}/(\text{mK})$ taken from [18] was used, due to dimensional and physical similarities and same speed range of the bearings in both systems.

2.3 Stator-frame contact resistance

Another controversial parameter is the stator-frame contact coefficient. It is known that the more pressure applied, the higher the coefficient value is [2, 3]. In [3, 12, 15] the use of this parameter is recommended. However, in this specific application the shrink fit pressure is very high, so perfect contact is assumed.

Moreover, as Mellor demonstrates in [3], the stator-frame contact would be expected to have an important influence, but a sensitivity analysis proved that huge variations in this parameter have little effect on the final temperature estimations. Despite the results obtained by Mellor, a new sensitivity analysis was carried out on this parameter in this paper in order to determine the importance of this contact in the implemented OSV machine, where cooling ducts are near this surface.

3 Hydraulic model

A hydraulic model based on the discretization of volumes was developed by using standard hydraulic resistances [19, 20], in order to calculate air flows in various parts of the machine.

The hydraulic resistances have been estimated by dividing the complete volume of air inside the machine into several control volumes that define the complete behavior of the air flow (Fig. 5). The details of the control volumes and the type of resistance chosen for each one are shown in Table 1. The pressure curve for the fan is given by the fan designer so there is no need to model the hydraulic

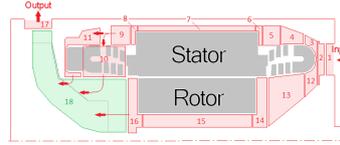


Fig. 5: Control volumes identified inside the machine (Cutaway view)

Number	Control volume	Type of resistance
1	Air input 1	Sudden contraction
2	Air input 2	Sudden expansion
3	End winding-frame 1	Smooth contraction
4	End winding-frame 2	Smooth expansion
5	End winding-frame 3	Annular straight length
6	Stator ducts entrance	Sudden contraction
7	Stator ducts	Rectangular straight length
8	Stator ducts exit	Sudden expansion
9	End winding-frame 4	Rectangular straight length
10	End winding	Series sum of 3 resistances*
11	End winding-frame 5	Series sum of 7 resistances**
12	End winding-end cap 1	Smooth contraction
13	End winding-end cap 2	Smooth expansion
14	Rotor ducts entrance	Sudden contraction
15	Rotor ducts	Circular straight length
16	Rotor ducts exit	Sudden expansion
17	Air output	Sudden expansion
18	Fan	-

* Two 90° bends and a straight length

** Two contractions, two bends, two straight lengths and one expansion

Tab. 1: Control volumes identified in Figure 5

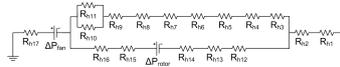


Fig. 6: Hydraulic circuit.

curve. The resulting hydraulic circuit is presented in Fig. 6.

The rotational effects have been taken into account, and also the increase of the tangential speed of the air in the rotor channels, observed in CFD calculations [21]. An expression for this pressure increment is used (eq. 6), where ζ_{rotor} was obtained through CFD simulations, ρ is the density of the air and $v_{t,rot}$ is the rotating speed of the volume. This increase can be seen in the results of a simulation shown in Fig. 7.

$$\Delta P_{rotor} = \frac{1}{2} \zeta_{rotor} \rho v_{t,rot}^2 \quad (6)$$

4 Convection correlations

A precise calculation of the heat transfer coefficients is one of the main difficulties in thermal analysis. A great number of empirical correlations for calculating these coefficients for simple surfaces like cylinders, flat plates, ducts, etc. can be found in thermal management literature [16, 17, 22, 23, 24], for different hydraulic and thermal regimes. Despite the great number of convection for-

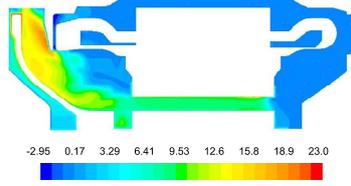


Fig. 7: Contours of tangential speed (m/s) in a cutaway view of a 3D CFD model showing the increase in the rotor channels.

mulae available, these are not always suitable for the use in the study of thermal behavior of electrical machines, due to the complexity of the surfaces involved and finding the correct correlation requires knowledge of heat transfer mechanisms.

Generally, for calculating the heat transfer coefficients in the end spaces of the machines, a general expression is used, based directly on the velocity of the inner air [15, 25], using expressions of the form of eq. 7, where curve fit coefficients k_1 , k_2 and k_3 have to be found experimentally. Several studies were carried out to obtain those coefficients for enclosures in TEFC machines [25, 26], and a good number of empirical curves can be found as well in MotorCAD [12], where the Schubert relationship (eq. 8) is the default method for calculating the heat transfer for the end windings.

$$h = k_1 (1 + k_2 v^{k_3}) \quad (7)$$

$$h = 15 (1 + 0.4v^{0.9}) \quad (8)$$

The need for general expressions for any topology is an important subject. Therefore, the potential of the dimensionless number calculations seems to be the best option when experimental correlations are not available in the early stages of a design. For this reason, the heat transfer due to convection is implemented in the model by using these dimensionless correlations for every surface. An in-depth search for the correct correlations was carried out, but only fitted correlations are shown. Due to high velocities inside the OSV machine, investigation is focused on turbulent flows. Nonetheless, the following investigations can also be extended to laminar flows.

Additionally, an analysis of their influence on the overall results can be seen in Section 5.2, as well as the results for heat transfer coefficients in an implementation of the model in Section 5.3.

4.1 Convection in ducts

To calculate the convection coefficients in the ducts, dimensionless convection formulae are compared to an experimental expression in the form of eq. 7. The correlations take into account several complex effects that occur

in reality, but as this paper does not try to explain the theory for those thermal and hydraulic effects, the relevant literature can be consulted to learn more about these subjects [16, 17], [22]-[24].

The effects considered to be of interest for the present investigation are: the roughness of surfaces and their relevance to duct convection formulae; the development of the flow, entrance effects, and the resulting heat transfer coefficient increase; the increase of heat transfer in rotor ducts due to rotation, in both laminar and turbulent regimes; and the influence of the duct geometry.

4.1.1 Roughness

The first effect to be investigated is the roughness of the surfaces. Generally, smooth duct correlations are used for thermal calculation in ducts [12, 27, 28, 11]. Still, in a functional machine it is not common to have completely smooth surfaces, and the usual finishing of the surfaces is rough.

This roughness can be the result of stacking and punching irregularities (i.e. ducts are cut inside the yoke of the machine), of die-cast natural roughness or machining roughness (ducts are inside the frame), of ageing and the accumulation of impurities, or a combination of the above, and it can lead to high values of the roughness, if compared with commercially finished smooth surfaces. Moreover, asymmetries can be found in some topologies when looking for a cooling enhancement to the motor [29], which can add additional roughness. Despite the fact that the value of roughness varies depending on the fabrication process employed and it is very difficult to measure, a mean roughness can be calculated using general tolerance values [30] with final dimensions of the motor.

In the case of the roughness inside the ducts, no record of values for the roughness inside ducts were found, neither for similar surfaces such as the back iron of machines or transformer cores surfaces, so a mean value of $\epsilon = 0.5$ mm was calculated according to [30] for cut ducts in the yoke, using the minimum and maximum allowable tolerances, and hydraulically rough regimes [22] are assumed due to the high value.

Hydraulically rough regimes can be easily taken into account by using correlations like those given in the literature on convective heat transfer [22, 23]. Thus, rough flow convection correlations were compared to an experimental correlation for ventilation ducts in OSV machines, which was provided by a motor manufacturer, as well as to the usual smooth regime correlation used in [12].

4.1.2 Development of the flow and entrance effects

A fully developed flow is regularly considered when calculating heat transfer coefficients. This can be assumed when ducts are long enough, but as the local Nusselt number in the entrance of ducts depends on the ratio between the position and the hydraulic diameter of the duct, the

assumption of a fully developed flow for short machines can lead to an underestimation of the heat transfer coefficients. This can be seen in eq. 9 [22, 23]:

$$\frac{Nu_m}{Nu_\infty} = 1 + \frac{C}{x/D_h} \quad (9)$$

where Nu_∞ stands for the fully developed Nusselt number, Nu_m is the mean Nusselt number in the entrance region, x is the entrance length and D_h is the hydraulic diameter of the duct. C is a constant that depends on the entrance type [23, 22]. Due to uncertainties in the design stage, the entrance type cannot be determined, so a general application factor taken from [24] is used (eq. 10), with x being the length of the duct:

$$\frac{Nu_m}{Nu_\infty} = 1 + \frac{1}{(L_{duct}/D_h)^{2/3}} \quad (10)$$

4.1.3 Rotation of the rotor ducts

The most prominent studies on convective heat transfer in ducts rotating around a parallel axis are the ones carried out by Mori and Nakayama. In [31] the laminar region is studied, whereas in [32] the transition and turbulence are investigated. The study for the laminar region indicates that there is a significant increase in the heat transfer due to rotational effects. In the turbulent regime, although this increase also exists, the effects of the rotation can be neglected against the turbulence effects if flow is not fully developed, and a null increase can be assumed. As this paper focuses only on turbulent regimes and non-developed flows, this effect is omitted in the model when turbulence is present in flows inside the rotor ducts. Information about the increase of the heat transfer in the laminar region can be consulted in the laminar study mentioned above.

4.1.4 Non-circular ducts

Circular duct correlations are easy to find, although a common situation is to find cooling ducts that are of different geometries rather than circular. Turbulent flows in non-circular ducts must be studied for each case specifically.

Rectangular ducts are very common in electrical machines. In this specific case, although turbulent flows and heat transfer characteristics are not explored as extensively as those of circular ducts, the available information indicates that circular duct results can be applied fairly accurately by the use of the hydraulic diameter (eq. 11), where A stands for the area of the duct and p for the perimeter:

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad (11)$$

Triangular ducts can also be found in special topologies (e.g. in V-Shaped arrangements of magnets in rotors [33]). Special attention must be paid if sharp-cornered ducts are being used. More information on this geometry, as well as on other special cases like elliptical or annular ducts, can be found in the convective heat transfer literature [22, 23].

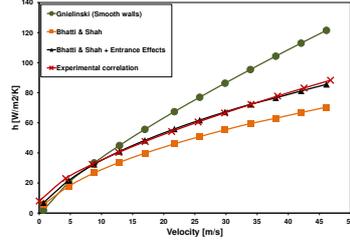


Fig. 8: Compared correlations for convection in ducts.

4.1.5 Tested correlations

A convection correlation proposed by Bhatti & Shah for fully rough flow regimes of circular ducts [22] was compared against the Gnielinski's correlation for smooth tubes (eq. 22) [16, 28], and an experimental and validated correlation (provided by a motor manufacturer) for ducts in open self-ventilated machines. The rough flow correlation can be seen in eq. 13. The friction factor, f , needs to be evaluated using Nikuradse's expression (eq. 12) [22]. This correlation is much more complex than the regular Nusselt formulae, as it includes calculations for the *turbulent Prandtl number*, which is evaluated with eq. 14, and the *roughness Reynolds number*, which can be evaluated using eq. 15. The rough flow convection was compared both with and without the entrance effect multiplier.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3.48 - 1.737 \ln \left(\frac{2\epsilon}{D_h} \right) \quad (12)$$

$$Nu = \frac{(Re - 1000) Pr (f/2)}{1 + \sqrt{\frac{f}{2}} [(17.42 - 13.77 Pr_t^{0.8}) Re_\epsilon^{0.5} - 8.48]} \quad (13)$$

$$Pr_t = 1.01 - 0.09 Pr^{0.36} \quad (14)$$

$$Re_\epsilon = \frac{\epsilon V \sqrt{f/2}}{\nu} \quad (15)$$

The plotted expressions of the heat transfer coefficient versus velocity of the air for a real ventilation duct of a machine can be seen in Figure 8, where the rough duct correlation (eq. 13) in conjunction with the entrance effect multiplier has the best agreement with the experimental correlation. Dimensions and related properties for calculating the Nusselt number are:

- Hydraulic diameter: 38 mm.
- Length: 380 mm.
- Roughness: 0.5 mm.
- Temperature of the entrance air: 50°C.
- Temperature of the duct wall: 20°C.

It must be remarked that the correlations tested do not include a natural convection term as only results for the turbulent region were observed. In the actual implementation of the correlations, in the model described in section 2, the natural convection term is considered only together with laminar flows, using the expression given in [16]:

$$h_{mixed}^3 = h_{laminar}^3 \pm h_{natural}^3 \quad (16)$$

4.2 Convection in end-spaces

A single fitted expression of the form of eq. 7 is generally also used for calculating the heat transfer coefficient in the surfaces of the end space, instead of calculating one heat transfer coefficient for each different surface. Several values for this fitted correlations are supplied in MotorCAD and related publications [12, 15, 25, 34]. Although this methodology for calculating heat transfer coefficients may be valid for experimental, control and design purposes of TEFC machines, the proposed general values for this expression might not be valid for design of OSV machines or for form-wound end windings. A different methodology is proposed.

A different heat transfer coefficient was calculated for each surface, with the aid of dimensionless correlations. Some geometric simplifications have been made in order to look for the appropriate convection formulae for each surface. More expressions that can be suitable for other design topologies can be found in thermal management books [16, 17], [22]-[24].

4.2.1 Flat, non-rotating, perpendicular surfaces

These surfaces can be divided in two groups: the ones that face a stream of air directly (e.g. stator teeth and yoke surface in the entrance of the air) and the ones that leave the stream of air behind (e.g. the surface of the endcap once the air has entered the machine). Equations 17 and 18, taken from [35], are for the first case and the second case, respectively.

$$Nu = 0.592Re^{1/2} \quad (17)$$

$$Nu = 0.17Re^{2/3} \quad (18)$$

4.2.2 Flat, rotating, perpendicular surfaces

For these types of surfaces (e.g. rotor steel surfaces and end rings), two convection phenomena have to be taken into account: the convection due to the rotation of the surface and the convection due to the stream of air. As in the non-rotating surfaces, two different situations can occur when dealing with perpendicular air streams. For a rear surface, the effects on convection of a passing stream can be neglected when comparing them to the convection caused by rotation.

Equation 19, obtained from [36] and adapted to heat transfer according to the equivalence between heat and

mass transfer [16], is used for all the rotating flat surfaces. Two different Reynolds numbers need to be calculated in order to obtain the Nusselt number: one related to rotation of the surface (eq. 21) and one related to the stream (eq. 20). As mentioned before, when calculating convection for surfaces that do not face the stream of air directly, the Reynolds number due to the stream of air can be neglected, and only the rotation effects will be considered.

$$Nu = 0.28973 (Re^2 + Re_{rot}^2)^{1/4} \quad (19)$$

$$Re = \frac{v_{air} D}{\nu} \quad (20)$$

$$Re_{rot} = \frac{n_{rot} \frac{2\pi}{60} D^2}{4\nu} \quad (21)$$

4.2.3 Inner cylindrical surfaces

These surfaces can be found inside the machine in the inner walls of the frame. Although the proposed correlation for ducts can be used if the roughness is high enough, usually a correlation for smooth surfaces is recommended due to die-casting and painting processes for frames. The authors propose the use of the correlation given in eq. 22 for smooth ducts [16, 28], and that it be complemented with the factor that takes the entrance effects proposed in eq. 10 into account. The Pethukov correlation (eq. 23) [16] is used for calculating the friction factor for smooth tubes.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000) Pr}{1 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (22)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 0.79 \ln(Re) - 1.64 \quad (23)$$

4.2.4 Cylindrical rotating surfaces

These surfaces, such as the shaft surface, can be calculated by using the correlation given in eq. 24 and provided by [37].

$$Nu = 0.6366 (Re_{rot} Pr)^{1/2} \quad (24)$$

4.2.5 Convection in end windings

The end winding convection expressions are not easy to attain. The studies carried out in [25, 38] show that the convection in end windings may depend on a number of dimensional parameters (e.g. the length of the wafers) that can be unknown in the design stage. Thus, experimental and validated expressions are regularly used in order to obtain heat transfer coefficients. Even so, available formulae usually refer to TEFC motors and wire wound end windings, which may not be suitable for form-wound end windings.

The Zhukauskas correlation (eq. 25) for flows across a bank of aligned tubes [16] is proposed when this type of

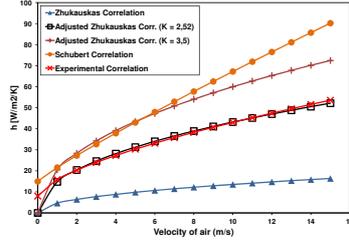


Fig. 9: Convection in end windings for tested machines.

end windings are used. The geometric parameters involving the machine are taken into account through $Re_{D,max}$ (eq. 26), where p_{bar} , S_{bar} , w_{th} , and w_{slot} stands for the perimeter of the conductor, the section of the conductor, the width of the teeth and the width of the slot, respectively. C_1 and m varies with $Re_{D,max}$, and its values can be obtained with the tables provided in [16].

$$Nu = 0.8C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (25)$$

$$Re_{D,max} \approx \frac{v}{\nu} \frac{p_{bar}}{4S_{bar} + w_{th} + w_{slot}} \quad (26)$$

In Fig. 9, the Zhukauskas correlation are compared against an experimental correlation for this topology of machines. This experimental curve, provided by a motor vendor and obtained with the data from a long range of tested machines, does not fit the proposed dimensionless correlation, so a unique multiplier of adjustment K is used. This multiplier take into consideration complex surfaces and unpredictable hydraulic phenomena present in the end windings area.

$$Nu_{adjusted} = K Nu \quad (27)$$

The Zhukauskas correlation has been fitted to the experimental curve with the value $K = 2.52$. With the adjusted curve for a range of machines, the heat transfer coefficients for every design can be obtained by way of the geometric parameters in eq. 26. However, an unknown variation of this parameter may be expected, as the complex hydraulic phenomena involved are difficult to be taken into account in an algebraic form. An upper boundary of $K = 3.5$ is set for this parameter, that corresponds to the best agreement of the Zhukauskas correlation with the Schubert curve, for velocities below 7 m/s (see Fig. 9). The results obtained using these correlations and the differences between them are shown in Section 5.

4.2.6 Natural convection and radiation

In the case of calculating heat transfer coefficients with null speed, natural convection correlations must be used. In the general expression given in 7, the factor k_1 is the one that takes account of this effect. Although the correlations for natural convection are not provided, some can be found for all of the listed surfaces [16, 17], [22]-[24].

The radiation heat transfer effects were not considered in the actual implementation because it is known to have values low enough to be neglected in a real environment. If an implementation is required, procedures from heat transfer literature can be used [16, 17].

5 Model comparison

5.1 Steady state comparison

The analytical model described in previous sections was implemented in Matlab and compared against 3 contrasting methods of thermal analysis. The same OSV motor was calculated with the four different models and the results of four different operating points were compared. Every model shares the thermal conductivities for each part of the machine. The four models compared are:

- Model 1: A reference model supplied by a motor manufacturer, whose results served as the reference for the rest of the implementations. This model is semi-empirical and it is used and validated by the manufacturer on a great number of OSV machines.
- Model 2: A thermal model of the machine developed in Matlab, as detailed in section 2, coupled along the hydraulic model presented in section 3. All the calculations and modifications proposed in the paper have been implemented. The thermal circuit for the model can be seen in Fig. 3.
- Model 3: An implementation of the complete geometry of the motor using Motor-CAD [12]. The convection calculations are set with semi-empirical correlations from Model 1, which are of the same type as eq. 7. Interface gaps were set with the default values. Material settings, such as the thermal conductivity of the materials and the slot model, are the same as in the presented model. Flow analysis was adjusted using the presented hydraulic model as a basis, so both the Matlab and Motor-CAD models gave the same flow calculations.
- Model 4: The same Motor-CAD model, but with convection calculations using the default correlations: The Schubert correlation in the end spaces (eq. 8) and the Gnielinski correlation in the ventilation ducts (eq. 22).

Results obtained from the four models were compared for three operating points at different torques and speeds at the same ambient temperature (45° C). The input

Losses [W]	2000 R.P.M.	3000 R.P.M.	4000 R.P.M.
Stator winding	4013.6	5429.3	6600.5
Stator iron	5019.3	5076.1	5307.0
Rotor winding	2124.6	4235.3	5741.5
Rotor iron	885.8	895.8	936.5

Tab. 2: Input losses [W] for the models at different speeds [R.P.M]

Temperature [°C]	Model 1	Model 2	Model 3	Model 4
End Winding (inlet)	157.2	162.4	162.8	153.3
End winding (outlet) *	-	172.0	172.1	163.3
Slot winding **	190.9	198.8	198.2	170.1
Stator yoke	172.2	180.8	151.7	164.0
Rotor bars	152.8	150.7	150.1	135.8
Rotor yoke	134.7	138.5	126.4	126.9

*End winding temperature for Model 1 is the mean of inlet and outlet end winding temperatures, due to symmetry of the model.
 **Results from Motor-CAD for Slot winding are Average Temperatures.

Tab. 3: Results from different models at 2000 RPM

Temperature [°C]	Model 1	Model 2	Model 3	Model 4
End Winding (inlet)	163.1	161.3	154.6	146.1
End winding (outlet)	-	170.6	165.0	157.3
Slot winding	191.5	200.6	194.3	163.3
Stator yoke	166.2	174.8	157.3	152.5
Rotor bars	199.5	189.7	175.0	152.5
Rotor yoke	163.5	166.7	134.0	135.1

Tab. 4: Results from different models at 3000 RPM

Temperature [°C]	Model 1	Model 2	Model 3	Model 4
End Winding (inlet)	166.7	160.7	150.0	138.2
End winding (outlet)	-	169.7	159.6	149.5
Slot winding	204.1	194.4	194.1	154.6
Stator yoke	163.6	172.3	132.6	140.8
Rotor bars	225.8	211.9	183.5	155.1
Rotor yoke	177.1	181.2	132.0	132.3

Tab. 5: Results from different models at 4000 RPM

power losses were calculated using analytical methods. Values of power losses for each operating point can be consulted in Table 2. Tables 3, 4 and 5 gather all the relevant temperature values from the design point of view, which were calculated with the four implementations.

In analyzing the results, several statements can be made:

- Results from Model 2 (the presented model) agree with the reference model (Model 1) within a range of less than $\pm 10\%$ on the temperature rise for all the operating points.
- Results from the Motor-CAD implementation with adjusted correlations (Model 3) agree with reference values within the range of $\pm 10\%$ for stator temperatures for all the operating points, but errors in rotor temperatures increase with rotor speed. The error seen in the rotor temperatures goes from $+2.5\%$ for the 2000 R.P.M. operating point to $+23\%$ for the 4000 R.P.M. point in the rotor bars, and from $+9\%$ for the 2000 R.P.M. operating point to $+34\%$ for the 4000 R.P.M. point in the rotor bars.
- Results from the Motor-CAD model with default correlations (Model 4) increases the error in all measured temperatures as the rotor speed increases. The mean

Air velocities [m/s]	2000 R.P.M.	3000 R.P.M.	4000 R.P.M.
Stator ducts	22.91	34.10	45.9
Rotor ducts	22.31	33.25	44.13
End winding (inlet)	6.87	10.23	13.56

Tab. 6: Air velocities [m/s] for the Model 2 at different speeds [R.P.M] in several parts of the machine

error for the shown temperatures goes from $+8\%$ at the 2000 R.P.M. point to $+28\%$ at the 4000 R.P.M. point.

5.2 Results analysis

By first analyzing the results of the four models (Tables 3, 4 and 5), it can be seen that a general increase of the losses of the machine does not lead to an equivalent increase of the temperatures and there is even a decrease on some calculated temperatures. This situation is clearly due to self-ventilation issues and an augmentation on the convection heat transfers with rotor speed, and shows up the importance of a correct calculation of the heat transfer coefficients.

A closer look at the results shows that the temperature values decrease in the stator end windings for the models 2, 3 and 4, whereas in the rest of the parts there is an increase of the temperatures. This temperature decrease is a consequence of a greater increase of the heat transfer coefficients in this area, in comparison to other parts. In Table 6, the air velocities for several parts of the machine are presented, obtained using the hydraulic model. As mentioned before, Models 3 and 4 were adjusted hydraulically in order to have the same velocities. With these velocity values and using formulation provided in previous sections, it is obtained an increase of the heat transfer coefficient for the ducts of 45.4% for the Model 2, while in the end winding heat transfer coefficient the increase is 56.6% . A similar situation occurs with the results of Model 3, using the experimental curves provided by the motor vendor.

Slight differences in the end winding temperatures between the Models 2 and 3 can be noticed, although both Models agree with the reference values for all the points. These differences are caused by the use of different heat transfer correlations: the Model 2 uses the proposed Zhukauskas correlation with the adjustment factor $K = 2.52$, with the geometric variables of the actual design, whereas in the Model 3 the experimental correlation provided by the motor vendor has been implemented (see Fig. 9). The deviation between the two Models increases with the rotor speed, with a maximum difference of $10\text{ }^\circ\text{C}$ in the 4000 R.P.M. point. Despite the values for the Model 3 can be considered correct for a premature design, the Model 2 presents lower temperature errors on all the points, and proves that the geometric considerations taken into account by the use of $Re_{D,max}$ are a good choice against a generic experimental correlation.

Moreover, different decreases of the end winding temperatures between the Models 2 and 4 can be observed.

This disparity is caused again by the use of different correlations; in the Model 2, the heat transfer coefficient takes the value of $49.7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, while in the Model 4, this heat transfer coefficient is $77.68 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, which leads to errors up to -18% against the reference values. The incorrect use of the Schubert correlation on this type of machines is commented in the following section.

The rotor temperature differences in both Motor-CAD models against the reference values are caused by an increase in the heat transfer coefficient in rotor ducts, due to the rotational effects. This leads to more heat dissipation in the rotor area and lower temperatures. As mentioned before, this increase in the heat transfer was not taken into account in the presented model for the turbulent regions, and this is the reason for the increase of the difference in terms of the rotor speed in the Motor-CAD models. The highest difference can be observed between models 2 and 4, having an increase of 46.1% of the heat transfer value in the Model 2 between the 2000 and the 4000 R.P.M. points (similar to the obtained in the stator ducts coefficient), while in the Model 4 there is an increase of 73.25% on the same coefficient.

In the non-adjusted Model all the temperatures are under the reference values, and as already mentioned, with an error increase in terms of velocity. This difference is due to higher heat transfer coefficients for all the inner surfaces, which have been calculated with Schubert correlations in end spaces, and the use of smooth duct correlations in the stator ducts.

5.3 Comparison of heat transfer coefficients in end spaces

A comparison of the heat transfer coefficients for end space surfaces has been made for the 2000 R.P.M. operating point. These coefficients have been obtained using the presented flow model for the calculations of the velocities and applied to the presented correlations for each surface (see Section 4.2) and the Schubert correlation (eq. 8). Values for both methods can be seen in Fig. 10 for each surface. It is clearly noticed that heat transfer coefficients from Schubert equation can reach values up to 6 times higher than proven-to-work values of the coefficients, calculated using presented correlations.

Having analyzed the heat transfer coefficient values and the results from the above section, it can be stated that the Schubert correlation can lead to invalid results in an OSV machine, and the same flow behavior as in a TEFC environment cannot be assumed for an end space of this enclosure topology. The results show that an overestimation of the heat transfer coefficients can lead to lower temperatures than the expected values.

In Section 4.2.5, the limit for the adjustment factor on the Zhukauskas correlation has been set to $K = 3.5$. This value should be chosen with caution as it also may cause an overestimation on the heat transfer coefficients, due to the agreement of the Zhukauskas correlation with the

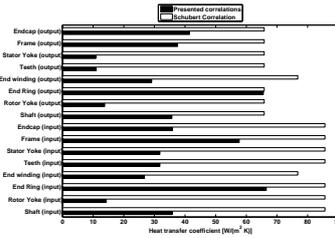


Fig. 10: Comparison of heat transfer coefficients used in the model against values obtained using the Schubert correlation (eq. 8).

Schubert curve. If no information of the topology is available for adjusting the factor, the authors recommend the value $K = 2.5$ as a starting point, and further analysis on the heat transfer coefficient by means of CFD software to check the values obtained.

6 Sensitivity analysis

A sensitivity analysis has been run on some of the aforementioned parameters to determine their overall importance on key design temperatures, such as winding or bars temperatures. The parameters analyzed are the following:

- The thermal conductivity of bearings and its impact on rotor temperatures.
- The equivalent thermal conductivity of magnetic stack in the axial direction.
- The frame-stator contact resistance and its impact on stator temperatures.
- The influence of the roughness on temperatures and heat transfer values.

The parameter variations were run under the same conditions, using the data calculated from the 2000 R.P.M. point of operation and the losses given in Table 2 for that velocity. The variation range for the analysis is $\pm 75\%$ of the original value calculated for each parameter, except for the equivalent thermal conductivity and the frame-stator contact resistance, whose variation ranges are provided in the corresponding sections.

6.1 Thermal conductivity of bearings

The results from the proposed model when the thermal conductivity of the bearings is varied are shown in Fig. 11. It can be seen that although there is a small decrease in the temperature of the bearings, huge variations in this parameter don't affect the rotor or endcap temperatures. As bearing temperatures are the only ones affected by this

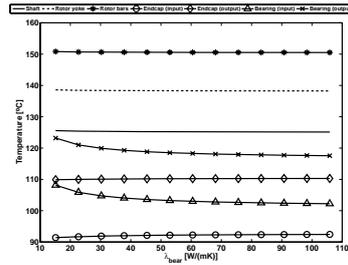


Fig. 11: Variation of some temperatures when the thermal conductivity of bearings is varied.

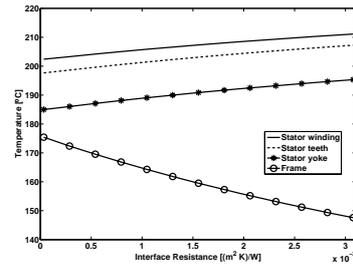


Fig. 13: Variation of some model temperatures with variation of the frame-stator resistance.

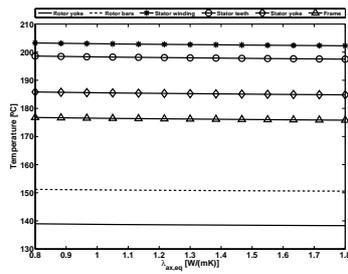


Fig. 12: Effect on some model temperatures of the variation of equivalent axial conductivity of steel.

variation, it can be stated that the use of this parameter, in conjunction with contact resistances for the outer and inner rings of the bearings, can lead to an easy modeling of bearings without introducing a major error in the whole model.

6.2 Equivalent thermal conductivity of magnetic steel in the axial direction

The thermal conductivity of magnetic steel in the axial direction was varied from the lower to the upper boundaries obtained from Fig. 4. The effects of the variation on several machine temperatures can be observed in Fig. 12. Neither the stator nor the rotor temperatures are affected by variations in this parameter with less than a 1° C difference on all the temperatures. Thus, it can be stated that an incorrect initial estimation of this parameter should not lead to great errors.

6.3 Frame-Stator contact resistance

A variation in the interface resistance between the stator steel and the frame has been run, from a perfect contact situation (a zero value) to a low-pressure contact ($3 \text{ (m}^2 \text{ K)/mW}$). These boundary values were obtained from [12]. Effects on the stator temperatures can be seen in Fig. 13.

The results show that the model is highly sensitive to small variations in this parameter, with the frame being the most affected element of the machine, with a 20% decrease in temperature. Stator temperatures are also affected by this parameter as the thermal barrier increases. An incorrect estimation of this resistance may lead to a winding temperature overestimation, which in turn will lead to incorrect optimization of the machine.

For the actual design, a perfect contact value was used, following the assumptions stated in Section 2. Despite the fact that good results were obtained, the present authors recommend not assuming a good or perfect contact as a reference value. A value of $1 \text{ (m}^2 \text{ K)/W}$ (the average value of the interface gaps in [15]) can be chosen if no information is available at the design stage.

6.4 Roughness

As discussed in Section 4.1, using roughness for heat transfer calculations is recommended, as correlations for rough ducts better represent the physical phenomena than the ones for smooth ducts. It is a parameter that needs to be taken into account in further steps of machine development, as a decrease in the final roughness can improve the heat transfer on surfaces. The influence of roughness on the heat transfer coefficient of the ducts, through friction factor f and roughness Reynolds number Re_e , can lead to huge variations of the coefficient, with roughness values accepted in the general tolerance rules for cutting processes [30]. For example, the calculated values for the heat transfer coefficient on the stator ducts of the implemented machine, for roughness values of 0.1, 0.5 and 0.9 mm, returns $h_{duct,s}$ values of 92.9, 68.1 and 57.3

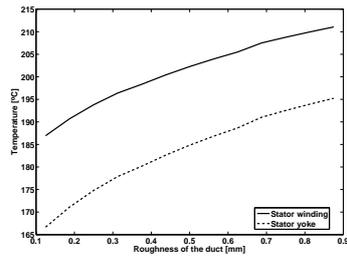


Fig. 14: Influence of roughness on machine temperatures.

$W/(m^2K)$ respectively (a decrease of 40% between the extreme values).

A decrease of the heat transfers in ducts, which are one of the main heat transfer removal mechanisms in OSV machines, can lead to critical situations in other parts. As shown in Fig. 14, a $20^\circ C$ rise can be achieved in stator temperatures if high values of roughness are used instead of lower ones. Although not shown, the same situation occurs for rotor temperatures.

As roughness can be of great influence in ventilated machines, the present authors recommend that this parameter be controlled in the manufacturing process. If this parameter is known by the designer, it can easily be implemented into previous thermal analyses by using heat transfer correlations for rough ducts.

7 Conclusion

The need to deal with the thermal and hydraulic problems in electrical machines without experimental data has motivated the analysis of several parameters for these subjects. In this paper some influential parameters on machine design were discussed and analysed, with the aid of a thermal model for an OSV machine that was implemented in Matlab, as well as a hydraulic model that was coupled to the thermal model. Once both were validated with reference semi-empirical values, a sensitivity analysis was run on some parameters to determine their importance in the overall design.

As discussed in the paper, many of the controversial parameters that make thermal calculations difficult are commonly unknown in early stages of the design, and that is one of the main obstacles to making a correct thermal analysis. The literature can help designers to find common values of these parameters for some machine topologies, but these values may not be suitable for different or new topologies.

The model presented uses some approaches to several parameters that differ from established and known-to-work calculations, which seemed not to be valid for the actual OSV machines or were difficult to implement due to the

lack of previous data. These approaches can easily be implemented in situations other than an OSV enclosure.

Special emphasis has been put on heat transfer coefficient calculations in some parts of the machine. In the input and output air entrances, regular TEFC convection calculations were not useful due to a completely different hydraulic behavior, so a dimensionless analysis based on Reynolds and Nusselt numbers was used instead. A zero-adjust situation gave results that were as good as in adjusted models. These correlations can also be implemented in other enclosures due to a geometry-based methodology in the selection of the convection formulae. Moreover, a correlation for form-wound end windings has been proposed, that can be adjustable using available data from other machines. However, a perfect candidate seems to be difficult to find in this geometry due to its complexity, and this fact can motivate further investigations in this particular case.

For convection in ducts, the use of some hydraulic considerations, like the entrance effects or the roughness of surfaces, has demonstrated that calculations of the heat transfer coefficients can be more precise than the calculations without those effects. Also, surface roughness seemed to have a high impact on convection in the machines, and it can have a great influence in key temperatures. Thus, controlling this parameter in the manufacturing steps is recommended in order to avoid undesired temperature rises.

A Notation

A.1 Roman Letters

A	Area of a duct [m^2]
D	Characteristic length of a surface [m]
D_h	Hydraulic diameter [m]
e_{lam}	Lamination thickness [m]
f	Friction factor
h	Heat transfer coefficient [$W/(m^2K)$]
$h_{contact}$	Interface conductance [$W/(m^2K)$]
L	Axial length [m]
LPTM	Lumped parameters thermal model
N	Number of electromagnetic sheets in a stack
Nu	Nusselt number
n_{rot}	Revolutions per minute of the rotor [R.P.M.]
OSV	Open self-ventilated
P	Losses of an element [W]
Pr	Prandtl number

Pr_t Turbulent Prandtl number
 p Perimeter of a duct [m]
 p_{bar} Perimeter of a conductor [m]
 R Thermal resistance [K/W]
 Re Reynolds number
 Re_{rot} Rotational Reynolds number
 Re_ϵ Roughness Reynolds number
 r Radius [m]
 S_{bar} Section of a conductor [m²]
 TEFC Totally Enclosed Fan Cooled
 v Velocity of the air [m/s]
 v_{turn} Rotating speed [m/s]
 w_{th} Width of the stator teeth [m]
 w_{slot} Width of the stator slot [m]
 p_{bar} Perimeter of a conductor [m²]

A.2 Greek Letters

ΔP Pressure gain [Pa]
 ϵ Roughness [mm]
 ζ Dimensionless hydraulic resistance
 λ Thermal conductivity [W/(m K)]
 ν Kinematic viscosity [m²/s]

A.3 Sub-indexes

agap Air gap
 amb Ambient
 ax Axial
 bear Bearing
 conv Convection
 duct,s Stator duct
 duct,r Rotor duct
 endc End cap
 endc air End space air
 endw End winding
 Fe Magnetic steel
 fr frame

rad Radial
 ring Rotor end ring
 rot Rotational
 sh Shaft
 t,s Stator teeth
 vent Fan
 w,rot Rotor bars
 w,s Stator winding
 y,rot Rotor yoke
 y,s Stator yoke

References

- [1] A. Boglietti, A. Cavagnino, D. Staton, M. Shanel, M. Mueller, and C. Mejuto, "Evolution and modern approaches for thermal analysis of electrical machines," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 56, no. 3, pp. 871–882, 2009.
- [2] D. Roberts, "The application of an induction motor thermal model to motor protection and other functions," Ph.D. dissertation, University of Liverpool, England, 1986.
- [3] P. H. Mellor, D. Roberts, and D. R. Turner, "Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design," *IEE Proceedings B Electric Power Applications*, vol. 138, no. 5, pp. 205–218, 1991.
- [4] D. A. Staton, D. J. Hawkins, and M. Popescu, "Thermal behaviour of electric motors - an analytical approach," in *CWIEME, Berlin*, May 2009.
- [5] Y. Alexandrova, R. S. Semken, and J. Pyrhonen, "Permanent magnet synchronous generator design solution for large direct-drive wind turbines: Thermal behavior of the LC DD-PMSG," *Applied Thermal Engineering*, vol. 65, no. 1-2, pp. 554 – 563, 2014.
- [6] Y. Xie and Y. Wang, "3d temperature field analysis of the induction motors with broken bar fault," *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, no. 1-2, pp. 25 – 34, 2014.
- [7] O. I. Okoro, "Dynamic and thermal modelling of induction machine with non-linear effects," Ph.D. dissertation, Kassel University, Germany, 2002.
- [8] F. Sahin, "Design and development of a high-speed axial-flux permanent magnet machine," Ph.D. dissertation, Technische Universiteit Eindhoven, Netherlands, 2001.

- [9] A. M. EL-Refai, N. C. Harris, T. M. Jahns, and K. M. Rahman, "Thermal analysis of multibarrier interior PM synchronous machine using lumped parameter model," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 19, no. 2, pp. 303–309, 2004.
- [10] D. A. Staton, D. J. Hawkins, and M. Popescu, "Motor-CAD software for thermal analysis of electrical motors - links to electromagnetic and drive simulation models," in *CWIEME, Berlin*, June 2010.
- [11] Z. He, Z. Xing, W. Chen, and X. Wang, "Thermal and hydraulic analysis on the flow around the motor in semi-hermetic twin screw refrigeration compressors," *Applied Thermal Engineering*, vol. 58, no. 1-2, pp. 114 – 124, 2013.
- [12] "Motor-CAD," accessed: 20/08/2014. [Online]. Available: www.motor-design.com
- [13] "MATLAB," accessed: 20/08/2014. [Online]. Available: www.mathworks.com
- [14] R. Wrobel and P. Mellor, "A general cuboidal element for three-dimensional thermal modelling," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 46, no. 8, pp. 3197–3200, 2010.
- [15] D. Staton, A. Boglietti, and A. Cavagnino, "Solving the more difficult aspects of electric motor thermal analysis in small and medium size industrial induction motors," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 20, no. 3, pp. 620–628, 2005.
- [16] F. Incropera, T. Bergman, A. Lavine, and D. DeWitt, *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, New York, United States, 2011.
- [17] J. P. Holman, *Heat Transfer*, 10th ed. McGraw-Hill, New York, United States, 2010.
- [18] X. Min and S. Jiang, "A thermal model of a ball screw feed drive system for a machine tool," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 225, no. 1, pp. 186–193, 2011.
- [19] I. E. Idelchik and E. Fried, *Handbook of hydraulic resistance*. Hemisphere Publishing, New York, NY, 1986.
- [20] B. B. Daly, *Woods practical guide to fan engineering*. Woods of Colchester Limited, Colchester, England, 1978.
- [21] M. Satrustegui, M. Martnez-Iturralde, A. Rivas, and J. C. Ramos, "Algebraic model for predicting the hydraulic behaviour of an open self-ventilated electrical machine," *International Review on Modelling and Simulations (IREMOS)*, vol. 6, no. 5, pp. 1–2, October 2013.
- [22] S. Kakaç, R. Shah, and W. Aung, *Handbook of single-phase convective heat transfer*, ser. A Wiley Interscience publication. Wiley, New York, United States, 1987.
- [23] W. Kays, M. Crawford, and B. Weigand, *Convective heat and mass transfer*, ser. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill Higher Education, New York, United States, 2005.
- [24] V.-G. V. und Chemieingenieurwesen, Ed., *VDI Heat Atlas*. Springer, Berlin, Germany, 2010.
- [25] A. Boglietti and A. Cavagnino, "Analysis of the end-winding cooling effects in TEFC induction motors," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 43, no. 5, pp. 1214–1222, 2007.
- [26] A. Boglietti, A. Cavagnino, and D. Staton, "Determination of critical parameters in electrical machine thermal models," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 44, no. 4, pp. 1150–1159, 2008.
- [27] C. Kral, A. Haumer, and T. Bauml, "Thermal model and behavior of a totally-enclosed-water-cooled squirrel-cage induction machine for traction applications," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 55, no. 10, pp. 3555–3565, 2008.
- [28] D. A. Staton and A. Cavagnino, "Convection heat transfer and flow calculations suitable for electric machines thermal models," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 55, no. 10, pp. 3509–3516, 2008.
- [29] Y. G. Dessouky, B. W. Williams, and J. E. Fletcher, "Cooling enhancement of electric motors," *IEE Proceedings - Electric Power Applications*, vol. 145, no. 1, pp. 57–60, 1998.
- [30] Standard ISO 2768-1:1989, *Part 1 – General tolerances for linear and angular dimensions without individual tolerance indications*, 1989.
- [31] Y. Mori and W. Nakayama, "Forced convective heat transfer in a straight pipe rotating around a parallel axis (1st report, laminar region)," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 10, no. 9, pp. 1179 – 1194, 1967.
- [32] W. Nakayama, "Forced convective heat transfer in a straight pipe rotating around a parallel axis (2nd report, turbulent region)," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 11, no. 7, pp. 1185 – 1201, 1968.
- [33] T. Burrell and S. Campbell, "Benchmarking EV and HEV power electronics and electric machines," in *Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC), 2013 IEEE*, 2013, pp. 1–6.

- [34] A. Boglietti, A. Cavagnino, D. Staton, M. Popescu, C. Cossar, and M. I. McGilp, "End space heat transfer coefficient determination for different induction motor enclosure types," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 45, no. 3, pp. 929–937, 2009.
- [35] E. M. Sparrow, J. P. Abraham, and J. C. Tong, "Archival correlations for average heat transfer coefficients for non-circular and circular cylinders and for spheres in cross-flow," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 47, no. 24, pp. 5285–5296, 2004.
- [36] W.-T. Cheng and H.-T. Lin, "Unsteady and steady mass transfer by laminar forced flow against a rotating disk," *Heat and Mass Transfer*, vol. 30, no. 2, pp. 101–108, 1994.
- [37] A. A. Kendoush, "An approximate solution of the convective heat transfer from an isothermal rotating cylinder," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 17, no. 4, pp. 439 – 441, 1996.
- [38] S. Pickering, D. Lampard, N. Hay, and T. Roylance, "Heat transfer from the stator end-windings of a low voltage concentric-wound induction motor," in *Seventh International Conference on Electrical Machines and Drives*. IET, January 1995.

2. PUBLICACIÓN PARA IET ELECTRIC POWER APPLICATIONS

La siguiente publicación, con el título “Coupled thermal and hydraulic algebraic models for an Open Self Ventilated Induction Machine”, ha sido enviada a la revista *IET Electric Power Applications* y en este momento se encuentra en proceso de aceptación. En este artículo se presentan un modelo hidráulico y un modelo térmico combinados, para predicción de temperaturas y de flujos de aire en la máquina, cuyos resultados son validados mediante datos experimentales.

A continuación se muestra la citación, y en las sucesivas páginas, el texto enviado a la revista.

- J.A. Malumbres, M. Satrustegui, I. Elosegui, and M. Martínez-Iturralde, “Coupled thermal and hydraulic algebraic models for an Open Self Ventilated Induction Machine,” *IET Electric Power Applications* (2014), en proceso de aceptación.
Índice de impacto 2013: **1,307**; Q2 en categoría “Engineering, electrical & electronic”

Coupled thermal and hydraulic algebraic models for an Open Self Ventilated Induction Machine

Jose A. Malumbres^{a,1}, Marco Satrustegui^b, Ibon Elosegui^{a,b} and Miguel Martínez-Iturralde^{a,b}

^aCEIT, Electronics and Communications. Paseo Manuel Lardizabal, 15. 20018 Donostia-San Sebastian, Spain. Phone: +34 943 212 800

^bTecnun (University of Navarra), Electrical, Electronics and Automation Engineering, San Sebastian, Spain

Abstract

The prediction of the thermal behaviour of electric motors in the early stages of their design is a critical factor for reducing time and cost in the design process. In complex machine topologies like Open Self Ventilated (OSV) machines, there are several phenomena to take into account in order to predict the correct thermal behaviour of the machine. In this paper, a thermal model coupled with an hydraulic model is presented. These models provide information of the thermal behaviour of the machine. First, the complete thermal circuit is described, with some emphasis in the specially modelled parts. Then, the heat transfer coefficients for each surface inside the machine are presented, by the use of dimensionless correlations that avoids the need of previous knowledge. Moreover, the hydraulic model of the machine is studied, and also the coupling methodology between the two models is described for both steady state and transient calculations. Finally, the results from the model are validated by using the data from two experimental runs, the first one with constant torque and speed, and the other with variable power, in a standardize service cycle, with a difference in the rotor bars and the stator winding below $\pm 10^{\circ}\text{C}$.

Keywords: Induction machine, Open Self Ventilated (OSV), Thermal model, Hydraulic model, Coupled models.

1 Introduction

The thermal analysis of electric machines has been one of the more interesting research subjects in the electrical machines field in the past decades, due to the capabilities of the modern-age computers that make possible complicated and otherwise time consuming calculations, and also to the increase of interest in smaller and more efficient electric machines [1]. There are several methods to solve the thermal analysis problem, however, the use of Lumped Parameter Thermal Models (LPTM) is one of the most preferred in industry and research areas, due to the capabilities of those models of obtaining fast yet accurate results in a relative short time. This method allows fast calculations from the very first steps of the design to scenarios where machines are operative and their temperature need to be controlled.

Although there is an important number of LPTM for different motor topologies [1], they are usually oriented to totally enclosed machines. There are also thermal design tools such as Motor-CAD [2] with a wide catalogue of topologies available, and capable of facing difficult designs and special topologies. However, a deep knowledge of the

hydraulic behaviour of the design is needed in order to tune the models, because totally enclosed theory is applied by default in those programs and the same hypotheses cannot be assumed [3].

Regarding Open Self Ventilated (OSV) machines, research found in literature usually deals with the hydraulic system [4, 5, 6] or the calculations of the heat transfer coefficients of a specific element [7, 8] using Computational Fluid Dynamics software. This kind of calculations requires usually a deep knowledge of the physical phenomena and a long preparation time, and they are also very time-consuming.

In this paper, two lumped parameters models for a OSV machine are presented, one that predicts the thermal behaviour of the machine, and another that predicts the hydraulic behaviour in different sections of the machine. Both models have been coupled together for a mutual interaction between them, in order to have a complete thermal representation of the machine in a relative short time. The models can be used both in steady-state or transient calculations and it can be used in all environments, from scratch designs where lots of machines need to be calculated quickly, to control situations where a model need

to calculate properly future failures of the machine. The models have been validated using experimental.

2 Generic cylindrical element

For the generation of a parametrized thermal circuit, the LPTM hypotheses from [9] have been used, which are valid for any motor topology. Thus, the generic cylindrical element presented in this paper is similar to the one proposed in [9], but with some modifications to make it valid to an OSV machine modellization:

- In a real operation cycle of the OSV machine, there would be a considerable temperature difference between drive end (DE) and non-drive end (NDE). Therefore, a non-symmetric cylindrical element must be implemented.
- In the original cylindrical element presented in [9], there exist negative resistances that take into account internal variations of the temperature due to heat generation [10]. These resistances have been omitted in the presented model in order to reduce the size and complexity of the final thermal resistances network.

To represent this modified cylindrical component, a thermal network of 4 resistances is used (Fig. 1). The expressions for calculating the resistances in both radial and axial direction can be seen in eq. 1, 2 and 3, where r_{in} , r_{out} , L , θ , λ_{rad} and λ_{ax} stands for the inner radius, the outer radius, the length of the cylinder section, the angle of the cylindrical section, the conductivity of the material in the radial direction and the conductivity in the axial direction, respectively. The angle θ permits to represent a complete cylinder (i.e. for representing the stator yoke) or a partial section (i.e. for representing the stator teeth).

$$R_1 = \frac{1}{2\theta\lambda_{rad}L} \left[\frac{2r_{out}^2 \ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}{r_{out}^2 - r_{in}^2} - 1 \right] \quad (1)$$

$$R_2 = \frac{1}{2\theta\lambda_{rad}L} \left[1 - \frac{2r_{out}^2 \ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}{r_{out}^2 - r_{in}^2} \right] \quad (2)$$

$$R_3 = R_4 = \frac{L}{\theta\lambda_{ax}(r_{out}^2 - r_{in}^2)} \quad (3)$$

In order to represent the thermal losses inside each part, a heat power generator can be attached to each main node. These losses are the inputs of the thermal circuit and must be known. If a transient behaviour knowledge is desired, the thermal capacities must be attached to each main node in the same way as the power generators. These thermal capacities can be calculated using expression given in eq. 4, that can be found using the density of the material ρ , the specific heat of the material c_p , the volume of the cylinder V , the angle of the cylinder section θ , the outer radius r_{out} and the inner radius r_{in} .

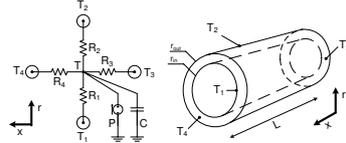


Fig. 1: Generic cylindrical element

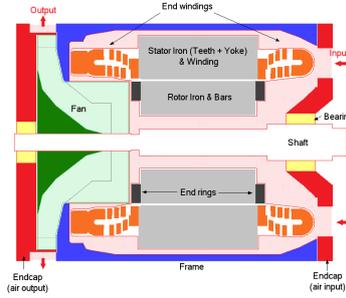


Fig. 2: Solid elements of the machine (Cutaway view).

$$C = \rho c_p V = \rho c_p \frac{\theta}{2} (r_{out}^2 - r_{in}^2) \quad (4)$$

Once identified every part of the machine, a circuit can be generated joining concentric cylindrical elements. In the following section, the parts of an OSV machine have been identified, and particularities for this thermal circuit are explained.

3 Thermal circuit

The thermal resistances of the circuit can be classified by means of the heat transfer mechanisms: conductive resistances and convective resistances. Conductive resistances represent heat transfer inside the machine parts, whereas convective resistances represent heat transfer from a solid surface to the through ventilation air. The heat transfer due to radiation is neglected in this model.

3.1 General description of the circuit

By identifying the parts of the machine a circuit can be generated. Using the general cylindrical element proposed in section 2, a temperature node can be assigned to each part and then they can be connected using the thermal resistances. A cutaway view of the implemented OSV machine can be observed in Fig. 2. The parts identified for this model can be divided into:

- Active parts: Those elements involved in the electromagnetic design. These parts are the rotor iron, the rotor bars, the stator teeth and yoke and the stator winding.
- Passive parts: Those parts not involved in the electromagnetic design (the frame, the end caps, the shaft, the bearings and the fan).
- The air in the machine: it has been represented by four temperature nodes situated in different zones of the machine (the air gap, the ambient air, the input air and the output air).

The complete circuit that models the machine can be seen in Fig. 3, where all the thermal nodes and thermal resistances can be seen. Conduction and convection paths are marked, and heat sources can be seen attached to each corresponding part (when needed) as heat power generators. A complete list with the relationships between the parts, the corresponding nodes and the conductive resistances of Fig. 3 can be seen in Table 1.

In the following sections, several parts that have been modelled specially are presented. These parts are the stator winding, the bearings and the fan. Also, a complete list of correlations will be given for calculating the convective resistances.

3.2 Winding model

In order to take full advantage of the through ventilation of this enclosure topology, pre-formed coils are recommended for the winding, as there is a separation between coils when inserted in the machine slots, and air can flow through them in the end winding area. However, common thermal models found in literature for TEFC machines [9, 11] cannot properly account on this heat transfer mechanism properly, because end windings are modelled as toroidal volumes.

In the presented model, a cuboidal approach [12] has been used (where negative thermal resistances have been despised again), not only to fully represent the convective heat transfer in the end winding zone, but also to represent the heat transfer in the coil itself, as this winding model can take into account different conductivities for perpendicular directions, and the internal complexity of the coil insulation can be represented properly.

For the calculation of the conductivities of the perpendicular directions of the coil (i.e. from the inside of the coil to the outside), an effective thermal conductivity has been calculated.

3.3 Bearings model

Due to the internal complexity of the bearing, that involves several small parts and fluids, a complete thermal model of the bearing is hard to achieve. Although there exist a thermal model for the bearings based on interface gaps [11], previous experimental data of the bearings is needed

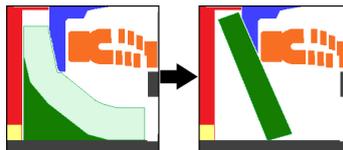


Fig. 4: Fan approach to a pitched disc (Cutaway view).

to properly adjust these interface gaps. There are several documented values for the equivalent interface gaps of some bearings but it might not be the case in a specific design. Therefore, a different approach has been used.

The bearings have been modelled using the generic cylindrical element seen in section 2, and a single thermal conductivity is used to represent heat transfer inside the bearing. A value of 60.5 W/(mK) [13] is used as thermal conductivity for both axial and radial directions. Moreover, two contact resistances were added in radial directions to represent the contact with the adjoining elements of the machine (the shaft and the end caps), that can be adjusted according to the quality of the contact between the two parts. These contact resistances are $R_{bear1,ct,sh}$ and $R_{bear1,ct,ende1}$ for the bearing in the inlet side, and $R_{bear2,ct,sh}$ and $R_{bear2,ct,ende2}$ for the bearing on the outlet. The contacts are calculated as interface gaps but using the recommended interference fits by a bearing manufacturer [14].

3.4 Fan model

The fan is complex to model, due to the blades and its curved surface. As an approximation, it has been considered as a pitched disc that can be modelled as well with the generic cylindrical element (see Fig. 4). An estimated pitching angle and an equivalent width are needed to be estimated to calculate the equivalent resistances. The equivalent width has been estimated by assuming equal volumes, while the pitch angle is obtained using the inner radius of the enclosure and the distance between the end cap and the rotor.

The convective resistance implemented in the circuit, $R_{conv,vent,encair2}$, is calculated using the real fan surface instead of the area of the equivalent disc, and the convection correlation is the same as in the flat, rotating, perpendicular surfaces (see Section 4).

3.5 Thermal capacities

Although not shown in Fig. 3 for the sake of clarity, each node has its associated thermal capacity for the corresponding part of the machine. Those thermal capacities are calculated using eq. 4, and they are only used in transient calculations. The thermal system can be solved by means of eq. 5 [9], that represents the thermal behaviour

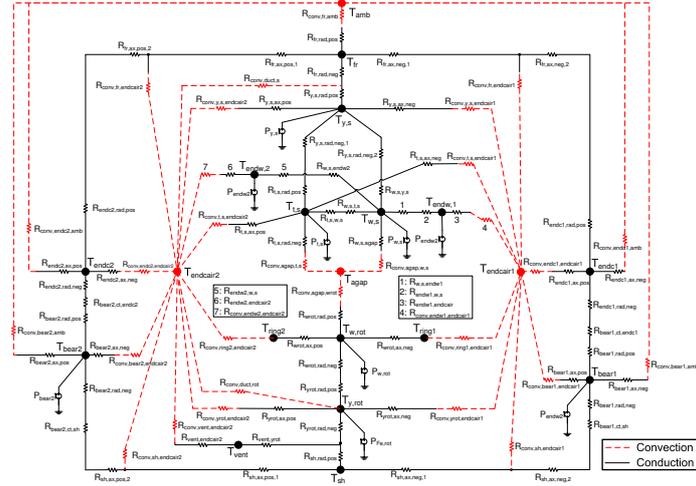


Fig. 3: Thermal circuit of the OSV machine

Part	Node	Thermal resistances ⁱ
Shaft	T_{sh}	$R_{sh,az,neg,1}, R_{sh,az,neg,2}, R_{sh,az,pos,1}, R_{sh,az,pos,2}, R_{sh,rad,pos}$
Rotor yoke	$T_{y,rot}$	$R_{y,rot,az,neg}, R_{y,rot,az,pos}, R_{y,rot,rad,neg}, R_{y,rot,rad,pos}$
Rotor bars ⁱⁱ	$T_{r,rot}$	$R_{r,rot,az,neg}, R_{r,rot,az,pos}, R_{r,rot,rad,neg}, R_{r,rot,rad,pos}$
Fan	T_{vent}	$R_{vent,yrot}, R_{vent,encdir2}$
Stator Winding (slot)	$T_{w,s}$	$R_{w,s,agap}, R_{w,s,y,s}, R_{w,s,endl1}, R_{w,s,endl2}, R_{w,s,t,s}$ ⁱⁱⁱ
End winding (input side)	T_{endw1}	$R_{endw1,w,s}, R_{endw1,encdir1}$
End winding (output side)	T_{endw2}	$R_{endw2,w,s}, R_{endw2,encdir2}$
Stator teeth	$T_{t,s}$	$R_{t,s,az,neg}, R_{t,s,az,pos}, R_{t,s,rad,neg}, R_{t,s,rad,pos}, R_{t,s,w,s}$ ⁱⁱⁱ
Stator Yoke	$T_{t,y}$	$R_{t,y,az,neg}, R_{t,y,az,pos}, R_{t,y,rad,neg,1}, R_{t,y,rad,neg,2}, R_{t,y,rad,pos}$
Frame	T_{fr}	$R_{fr,az,neg,1}, R_{fr,az,neg,2}, R_{fr,az,pos,1}, R_{fr,az,pos,2}, R_{fr,rad,neg}, R_{sh,rad,pos}$
End cap (input side)	T_{endc1}	$R_{endc1,az,neg}, R_{endc1,az,pos}, R_{endc1,rad,neg}, R_{endc1,rad,pos}$
End cap (output side)	T_{endc2}	$R_{endc2,az,neg}, R_{endc2,az,pos}, R_{endc2,rad,neg}, R_{endc2,rad,pos}$
Bearing (input side)	T_{bear1}	$R_{bear1,az,neg}, R_{bear1,az,pos}, R_{bear1,rad,neg}, R_{bear1,rad,pos}, R_{bear1,ct,sh}$ ^{iv} , $R_{bear1,ct,endl}$
Bearing (output side)	T_{bear2}	$R_{bear2,az,neg}, R_{bear2,az,pos}, R_{bear2,rad,neg}, R_{bear2,rad,pos}, R_{bear2,ct,sh}, R_{bear2,ct,endl}$
Air gap	T_{agap}	$R_{conv,agap,wrot}, R_{conv,agap,w,s}, R_{conv,agap,t,s}$
Input air	$T_{endcair1}$	All resistances ending with $_{endcair1}$
Output air	$T_{endcair2}$	All resistances ending with $_{endcair2}$ and duct resistances $R_{conv,duct,rot}, R_{conv,duct,s}$
Outer air (ambient)	T_{amb}	All resistances ending with $_{amb}$

ⁱ Sub-captions of the resistances stands for az,neg and az,pos equivalent to eq. 3; rad,neg equivalent to eq. 1, rad,pos equivalent to eq. 2

ⁱⁱ End ring nodes can be seen on the convective surfaces of this part

ⁱⁱⁱ These resistances accounts for the heat transfer between teeth and winding in the slot

^{iv} Two extra resistances in the radial direction of the bearings, that accounts for the contact of surfaces. [11]

Tab. 1: Node and resistances correspondence for the thermal circuit of Fig. 3

of the system in a transient scenario, where $[C]$ is a diagonal matrix with associated thermal capacities, $[Y]$ is the conductance matrix, $[T]$ is the temperature vector and $[P]$ is the losses vector.

$$[C] \frac{d[T]}{dt} = [Y][T] + [P] \quad (5)$$

4 Convective resistances

The convective heat transfer is represented as well with thermal resistances in the circuit of Fig. 3. These resistances can easily be obtained by means of the heat transfer coefficient and the area of each surface of the machine:

$$R_{conv} = \frac{1}{A h} \quad (6)$$

All the heat transfer coefficients have been calculated

using dimensionless analysis formulation [15], which uses Nusselt numbers correlations:

$$h = \frac{Nu \lambda_{air}}{L} \quad (7)$$

A list of the correlations used for calculating the heat transfer on each type of surface is given below, but only for the transient and turbulent flow regimes. More convection formulae for the other flow regimes (laminar flow and natural convection) can be obtained from convective heat transfer literature [16, 17, 18, 19, 20].

4.1 Convection in ducts

For the calculation of the convection in ducts, the correlation provided in [16] is being used (eq. 8), where Re is the Reynolds number; Pr is the Prandtl number; f is the friction factor, which must be calculated using Nikuradse's equation (eq. 9); Pr_t is the turbulent Prandtl number, which is evaluated with eq. 10; Re_ϵ is the roughness Reynolds number, which is calculated with eq. 11; D_h is the hydraulic diameter of the duct; ϵ is the roughness of the duct; V is the velocity of the air; and ν is the kinematic viscosity of the air. All the air properties must be calculated at the average mean temperature, $T_m = (T_{inlet} + T_{outlet})/2$.

$$Nu = \frac{(Re - 1000) Pr (f/2)}{1 + \sqrt{\frac{f}{2}} [(17.42 - 13.77 Pr_t^{0.8}) Re_\epsilon^{0.5} - 8.48]} \quad (8)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3.48 - 1.737 \ln \left(\frac{2\epsilon}{D_h} \right) \quad (9)$$

$$Pr_t = 1.01 - 0.09 Pr^{0.36} \quad (10)$$

$$Re_\epsilon = \frac{\epsilon V \sqrt{f/2}}{\nu} \quad (11)$$

This convection correlation needs to be multiplied by a factor that takes account of the development of the flow [15, 16]. The factor used for this model has been obtained from [21] and can be seen in eq. 12:

$$C_{Nu} = 1 + \frac{1}{(x/D_h)^{2/3}} \quad (12)$$

In the thermal circuit of Fig. 3, the resistances that take account on the convection of the rotor and the stator ducts are $R_{conv,duct,rot}$ and $R_{conv,duct,s}$ respectively.

4.2 Air gap

The convection between rotor and stator through the air gap is modelled using the traditional Taylor number correlation [11], where Ta is the Taylor number, v_{rot} is the rotor peripheral velocity, μ is the dynamic viscosity of the air, r_{rot} is the rotor radius and l_{gap} is the length of the air gap:

$$Nu = \begin{cases} 2 & \text{if } Ta < 41 \\ 0.212 Ta^{0.63} Pr^{0.27} & \text{if } 41 < Ta < 100 \\ 0.386 Ta^{0.5} Pr^{0.27} & \text{if } Ta > 100 \end{cases} \quad (13)$$

$$Ta = \frac{v_{rot}}{\mu} \sqrt{\frac{l_{gap}^3}{r_{rot}}} \quad (14)$$

4.3 Flat, non-rotating, perpendicular surfaces

These surfaces can be divided in two types: the ones that face a stream of air directly (i.e. the teeth and the stator yoke surfaces in the inlet) and the ones that leaves behind the stream of air (i.e. the teeth and the stator yoke surfaces in the outlet). For the first case, convection can be calculated with eq. 15, and for the second case with eq. 16 [22]:

$$Nu = 0.592 Re^{1/2} \quad (15)$$

$$Nu = 0.17 Re^{2/3} \quad (16)$$

4.4 Flat, rotating, perpendicular surfaces

As in the previous section, these surfaces (the rotor iron and the end ring surfaces) are considered depending on the stream of air. Both of them are calculated using eq. 17 [23], and for the type of surface that leave the stream of air behind (the rotor and the end ring surfaces on the outlet side), only Rotational Reynolds number (eq. 19) must be evaluated and the other Reynolds number (eq. 18) is neglected because $v_{air} \approx 0$.

$$Nu = 0.28973 (Re^2 + Re_{rot}^2)^{1/4} \quad (17)$$

$$Re = \frac{v_{air} D}{\nu} \quad (18)$$

$$Re_{rot} = \frac{n_{rot} \frac{2\pi}{60} D^2}{4\nu} \quad (19)$$

4.5 Inner cylindrical walls

These surfaces (i.e. the inner walls of the enclosure) can be calculated using Gnielinski's correlation for smooth ducts (eq. 20) and friction factor f needs to be evaluated with Pethukov's expression (eq. 21) [15]:

$$Nu = \frac{(f_{smooth}/8)(Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f_{smooth}}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (20)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_{smooth}}} = 0.79 \ln(Re) - 1.64 \quad (21)$$

The calculations of these convections needs to be multiplied as well with the factor that takes account on the development of the flow (eq. 12).

$Re_{D,max}$	C_1	m
$10 - 10^2$	0.80	0.40
$10^2 - 10^3$	0.65	0.40
$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84

Tab. 2: Constants of Zhukauskas correlation for cross flow in aligned tubes [15]

4.6 Cylindrical rotating surfaces

The convection from these surfaces (i.e. the shaft surfaces) is calculated using eq. 22 [24].

$$Nu = 0.6366 (Re_{rot} Pr)^{1/2} \quad (22)$$

4.7 Convection in the end windings

A correlation for calculating the heat transfer from the end windings is not easy to obtain, and formulation from literature [11, 25] is not often valid for open machines [3]. In this model, a modified version of the Zhukauskas correlation for cross flow in aligned tubes [15] is used. This modified expression can be seen in eq. 23, where K is an adjustment factor that depends on the modelled machine, and can vary between 1 and 3.5; $Re_{D,max}$ can be calculated using the expression given in eq. 24; d_{bar} is the perimeter of the conductor; S_{bar} is the section of the conductor; w_{th} is the width of the teeth; and w_{slot} stands for the width of the slot. C_1 and m depend on the velocity of the air and their values for ranges of $Re_{D,max}$ can be seen in Table 2. Pr_s must be evaluated at surface conductor temperature, and the rest of the air properties must be evaluated at the average mean temperature.

$$Nu = 0.8 K C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (23)$$

$$Re_{D,max} \approx \frac{v}{\nu} \frac{1}{\frac{d_{bar}}{4S_{bar}} + \frac{1}{w_{th} + w_{slot}}} \quad (24)$$

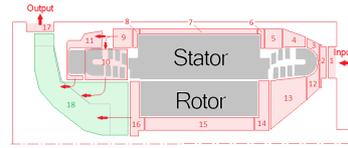
5 Hydraulic model

5.1 Model description

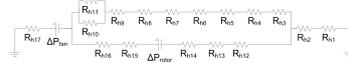
A hydraulic model has been developed to obtain velocities of the air in each part of the machine, which is based on the discretization of volumes [26]. The hydraulic resistances approximation has been used to obtain a simple model.

$$\Delta P_{losses} = \zeta \frac{\rho v^2}{2} = \frac{\rho \zeta}{2A^2} Q^2 = R_h Q^2 \quad (25)$$

The hydraulic resistances have been estimated by dividing the complete volume of air inside the machine into several control volumes (see Fig. 5a), each of one having its associated head loss. Those head losses can be obtained by means of a dimensionless hydraulic resistance, ζ , that is calculated using known-to-work correlations found in the



(a) Control volumes in the machine (Cutaway view)



(b) Hydraulic circuit of the OSV machine

Fig. 5: Control volumes and hydraulic circuit of the OSV machine

Number	Control volume	Type of resistance
1	Air input 1	Sudden contraction
2	Air input 2	Sudden expansion
3	End winding-frame 1	Smooth contraction
4	End winding-frame 2	Smooth expansion
5	End winding-frame 3	Annular straight length
6	Stator ducts entrance	Sudden contraction
7	Stator ducts	Rectangular straight length
8	Stator ducts exit	Sudden expansion
9	End winding-frame 4	Rectangular straight length
10	End winding	Series sum of 3 resistances*
11	End winding-frame 5	Series sum of 7 resistances**
12	End winding-end cap 1	Smooth contraction
13	End winding-end cap 2	Smooth expansion
14	Rotor ducts entrance	Sudden contraction
15	Rotor ducts	Circular straight length
16	Rotor ducts exit	Sudden expansion
17	Air output	Sudden expansion
18	Fan	-

* Two 90° bends and a straight length

** Two contractions, two bends, two straight lengths and one expansion

Tab. 3: Control volumes identified in Figure 5a

literature [27, 28]. The details of each control volumes and the type of resistances chosen are shown in Table 3.

A hydraulic circuit, that can be seen in Fig 5b, has been obtained for easy calculations, with a hydraulic resistance for each control volume. In the circuit, two pressure generators (ΔP_{fan} and ΔP_{rotor}) are present. The former is the one involving the fan, while the latter is a generator that takes account on an increase of the tangential speed due to rotation of the rotor ducts. This pressure increase is calculated using eq. 26, that depends on the rotation velocity, v_{turn} , and a dimensionless resistance ζ_{rotor} , which can be obtained through CFD simulations [26].

$$\Delta P = \frac{1}{2} \zeta_{rotor} \rho v_{turn}^2 \quad (26)$$

The rotational effects are also considered in the rotor ducts, using as a basis the studies carried out in [29]. A factor that takes account on the increase of head losses in the ducts due to rotation can be seen in eq. 27, where $\zeta_{dynamic}$, ζ_{static} , v_{axial} and v_{turn} are the dimensionless hydraulic resistance for the volume in rotation, the dimensionless hydraulic resistance for the volume assuming that

there is no rotation, the air speed inside the control volume and the rotating speed of the volume, respectively. This increase of head loss is applied only in the rotor entrances.

$$\zeta_{dynamic} = \zeta_{static} \frac{v_{axial}^2 + v_{turn}^2}{v_{axial}^2} \quad (27)$$

5.2 Coupling of the thermal and hydraulic models

In order to have a full representation of the through ventilation phenomena, an iterative coupling has been developed to feed each model with information to the other. The flowcharts of the iterative processes can be seen in Fig. 6 and 7. This coupling is needed to calculate accurately both the heat transfer coefficients and the velocities of the air. The latter needs to be recalculated due to the variation on the air properties with the temperature and the dependence of them in the hydraulic resistance calculations.

In steady state calculations for a single operating point (Fig. 6), a initial estimation of the temperatures is needed to calculate the fluid properties at those temperatures, then the hydraulic circuit is solved. Once the velocities of the air have been estimated, it is possible to obtain the heat transfer coefficient's values for solving the thermal network. Then, an iterative process begins by solving the hydraulic circuit with the updated temperatures and after that, the thermal circuit with the updated velocities. The cycle is repeated until convergence of the temperatures. The iterative process is mandatory due to the mutual need of the values of one system into another: velocities of the air are needed to calculate heat transfers, and temperatures are needed to calculate velocities of the air.

For transient calculations of a known operating cycle (Fig. 7), there is no need of an iterative process like the one described before, having assumed that the variations of the air properties between two given time steps are small enough to be neglected. Therefore, it is possible to calculate the velocities of the air by using temperature values from the previous time step.

6 Results

In this section, a comparison between the lumped thermal model and experimental measurements is presented. For this purpose, the data from two different experimental runs from a back-to-back testing platform has been used. The first run is at constant power, where the motor operates at constant speed and torque until thermal equilibrium is reached, while the second one is at variable power, with the motor operating with a S5 cycle, according to [30]. Although the model returns information for all the nodes presented in table 1, the data presented in this article is focused on the frame and the active parts of the machine. The power losses supplied to the model have been calculated from the experimental results.

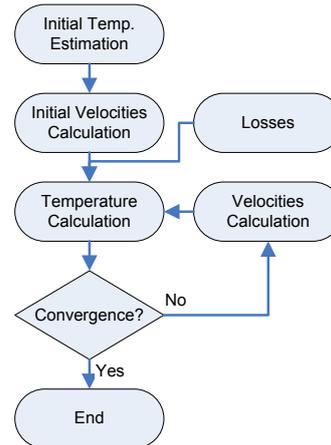


Fig. 6: Steady state coupling

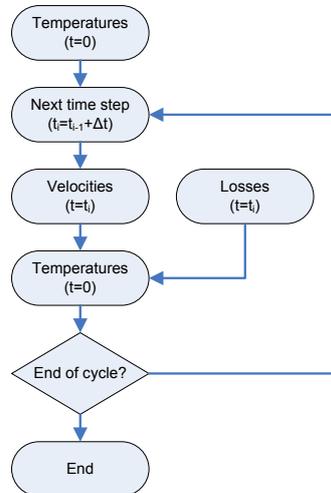


Fig. 7: Transient coupling

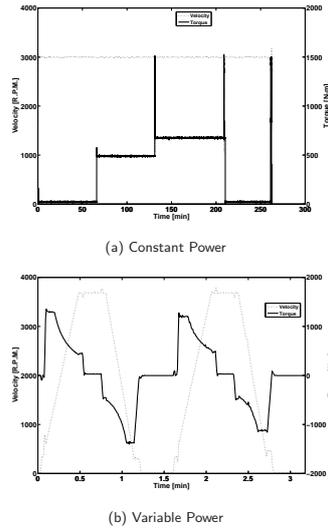


Fig. 8: Measured torque and speed for the constant power experimental runs

6.1 Constant power

The first experimental run is at a constant speed of 3000 R.P.M., with the torque reference maintained in several constant values until the thermal equilibrium is reached. The lowest value of the torque is used twice, at the beginning of the experiment run to pre-heat the machine, and at the end of the experiment, to observe the cooling of the machine. Detailed values of the complete run can be seen in Fig. 8a.

The results for the stator winding temperatures, $T_{w,s}$, T_{endu1} and T_{endu2} , are shown in Fig. 9, 10 and 11, and the absolute and relative errors are shown in Fig. 12. The rotor temperatures were not measured in the testing platform due to mechanical issues at high rotational speeds, thus the rotor temperature is compared with the estimation from the inverter. This temperature estimation is used as a warning solution for control purposes and it is calculated through the torque supplied. In this experimental run, rotor temperatures were not estimated with this method correctly, because the torque remained constant during long operation time. Although the results of the rotor temperatures can be seen in Fig. 13, the error was not measured in this run because of the problems mentioned before so the results must be treated carefully. The

frame temperature result is also shown in Fig. 14.

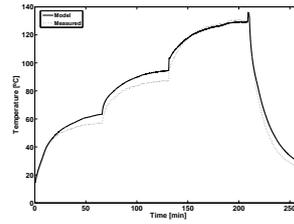


Fig. 9: Slot winding

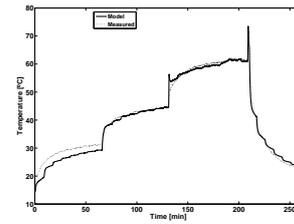


Fig. 10: End winding (air input)

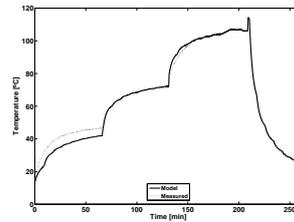


Fig. 11: End winding (air output)

In general, absolute error is below $\pm 10^\circ\text{C}$ for all the measured temperatures during the whole experimental run. It can be seen a good agreement in the end winding temperatures, except in the beginning of the experiment. This disagreement is due to the losses estimation, which is not very accurate at low torque values (see Fig. 8a). For the rest of the experiment, the good agreement validates

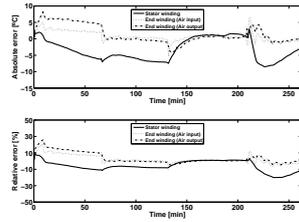


Fig. 12: Error obtained

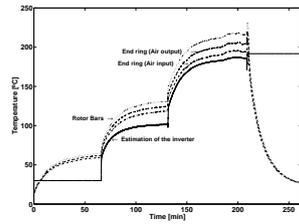


Fig. 13: Rotor winding

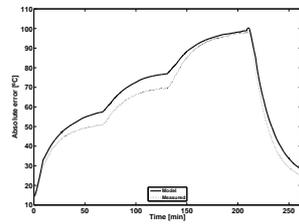


Fig. 14: Frame temperature

the correlation used for the end winding geometry (see Section 4.7). Although not shown, the same behaviour is observed in velocities up to 4000 R.P.M. for similar experimental runs, which validates the correlation for the complete range of velocities of the machine.

In the slot and the frame temperatures, a good agreement can be seen as well. As with the correlation for the end windings, the good agreement between these two temperatures validates the correlation proposed in Section 4.1 for the ducts.

A variable error, below 10°C , can be observed in the frame estimation. This is due to geometric simplifications done in the modellization of the frame (i.e. absence of the mounting parts in the model), that modifies the final result of the model estimation for all the situations. However, as the frame is not part of the electromagnetic design, which is more sensitive to temperature variations, less importance has been given to the temperature agreement of this and other mechanical parts, such as the end caps or the fan.

As said before, the rotor temperatures cannot be compared in this experiment with the inverter estimation. A similar behaviour as in the stator part can be observed; the hottest part is the slot area ($T_{w,rot}$), then the output side ($T_{ring,2}$) and the less hot being the input side ($T_{ring,1}$).

6.2 Variable power

In this experimental run, a S5 cycle service [30] is used to validate the thermal model in a variable-in-time power experiment. As in this type of service cycles the thermal equilibrium is never reached due to the variable power, the experimental run was stopped when the temperature oscillated between two values. A detailed view of the first two cycles can be seen in Fig. 8b. The experiment duration was 120 minutes.

As in the experiment run presented before, data for the slot winding, end windings of input and output sides and frame are shown and compared against its model counterpart (Fig. 15, 16, 17 and 21). Also, the rotor estimation temperature is obtained from the inverter supply, and compared against the arithmetic mean of the bars and both end rings temperatures (Fig. 19). Also, absolute and relative errors were calculated for the winding temperatures of the stator (Fig. 18) and the rotor (Fig. 20)

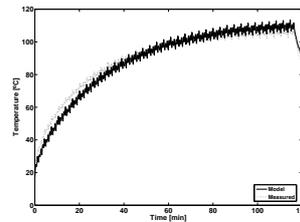


Fig. 15: Slot winding

As in the constant power case, the estimated temperatures by the model remain under $\pm 10^{\circ}\text{C}$ of absolute error. It can be observed a good agreement in all the stator winding temperatures, as well as a good prediction of temperature rises and drops, due to the air velocity changes.

For the rotor case, although the model temperature

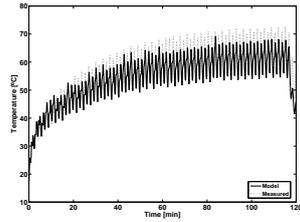


Fig. 16: End winding (air input)

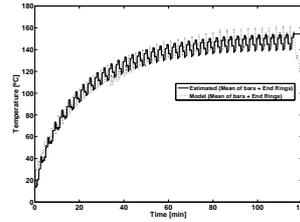


Fig. 19: Rotor winding

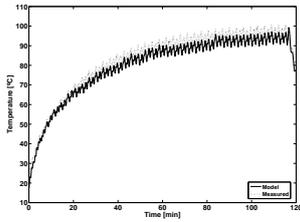


Fig. 17: End winding (air output)

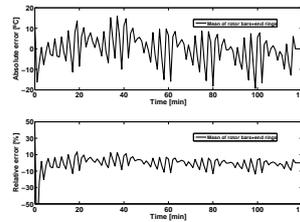


Fig. 20: Rotor winding error

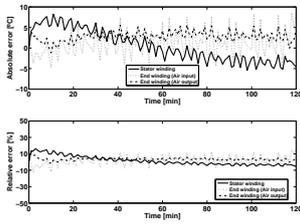


Fig. 18: Error obtained

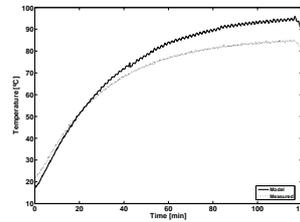


Fig. 21: Frame temperature

is compared against another estimation instead of a real value, it gives some ideas of how good is the estimation from the model. The error obtained can be greater than expected. However, taking a deeper look to the temperature cycle, a mismatch can be observed between the two curves (maybe due to a simple model in the inverter supply for faster calculations). This mismatch causes the absolute difference to be greater than expected in several points of an operating cycle. However, the difference between the maximum and minimum values of the oscillation remains

under $\pm 10^{\circ}\text{C}$ (the model results oscillates between 140°C and 155°C , while the inverter results oscillates between 145°C and 160°C).

Some disagreement can be seen in the frame estimations but, as in the previous case, this is due to model simplifications that are not being taken into account in the algebraic model and also these differences are less important for design purposes.

7 Conclusion

One of the main problems of OSV machines is to deal with the hydraulic and thermal behaviour, and also to predict correctly temperatures at design stages for complex operating cycles. In this paper, a coupled model for OSV induction machines has been presented and validated, with errors beneath $\pm 10^{\circ}\text{C}$ for the important design points such as stator slot winding and rotor bars. The model can be used for both solving simple steady state situations or complex service cycles, like the presented in this paper for validation purposes. The hydraulic model predicts correctly the air behaviour inside the machine and it feeds the thermal model for a correct calculation of the involved heat transfer coefficients, one of the weak points of many thermal models. Also, as the heat transfer coefficients are implemented through Nusselt number correlations, that depends on the geometry, the model is flexible enough to be used in a vast number of machines regarding its dimensions, even if no thermal data is available. Moreover, as most of the LPTM, the computational cost for solving these models is really low, so the results can be achieved in a matter of seconds.

References

- [1] A. Boglietti, A. Cavagnino, D. Staton, M. Shanel, M. Mueller, and C. Mejuto, "Evolution and modern approaches for thermal analysis of electrical machines," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 56, no. 3, pp. 871–882, 2009.
- [2] "Motor-CAD." [Online]. Available: www.motor-design.com
- [3] A. Boglietti, A. Cavagnino, D. Staton, M. Popescu, C. Cossar, and M. I. McGilp, "End space heat transfer coefficient determination for different induction motor enclosure types," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 45, no. 3, pp. 929–937, 2009.
- [4] P. Connor, S. Pickering, C. Gerada, C. Eastwick, and C. Micallef, "CFD modelling of an entire synchronous generator for improved thermal management," in *6th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2012)*. IET, 2012, pp. 1–6.
- [5] M. Hettegger, B. Streibl, O. Biro, and H. Neudorfer, "Measurements and simulations of the convective heat transfer coefficients on the end windings of an electrical machine," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 59, no. 5, pp. 2299–2308, 2012.
- [6] B. Streibl and H. Neudorfer, "Investigating the air flow rate of self-ventilated traction motors by means of computational fluid dynamics," in *2010 International Symposium on Power Electronics Electrical Drives Automation and Motion (SPEEDAM 2010)*. IEEE, 2010, pp. 736–739.
- [7] S. Pickering, D. Lampard, and J. Muggleston, "The use of computational fluid dynamics in the thermal design of rotating electrical machines," *Acta Polytechnica*, vol. 40, no. 4, pp. 44–49, 2000.
- [8] C. Micallef, "End winding cooling in electric machines," Ph.D. dissertation, University of Nottingham, 2006.
- [9] P. H. Mellor, D. Roberts, and D. R. Turner, "Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design," *IEE Proceedings B Electric Power Applications*, vol. 138, no. 5, pp. 205–218, 1991.
- [10] I. Perez and J. Kassakian, "A stationary thermal model for smooth air-gap rotating electric machines," *Electric Machines And Power Systems*, vol. 3, no. 3-4, pp. 285–303, 1979.
- [11] D. Staton, A. Boglietti, and A. Cavagnino, "Solving the more difficult aspects of electric motor thermal analysis in small and medium size industrial induction motors," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 20, no. 3, pp. 620–628, 2005.
- [12] R. Wrobel and P. Mellor, "A general cuboidal element for three-dimensional thermal modelling," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 46, no. 8, pp. 3197–3200, 2010.
- [13] X. Min and S. Jiang, "A thermal model of a ball screw feed drive system for a machine tool," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 225, no. 1, pp. 186–193, 2011.
- [14] "SKF online catalog." [Online]. Available: www.skf.com
- [15] F. Incropera, T. Bergman, A. Lavine, and D. DeWitt, *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2011.
- [16] S. Kakaç, R. Shah, and W. Aung, *Handbook of single-phase convective heat transfer*, ser. A Wiley Interscience publication. Wiley, 1987.
- [17] W. Kays, M. Crawford, and B. Weigand, *Convective heat and mass transfer*, ser. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill Higher Education, 2005.
- [18] A. Bejan, *Convection heat transfer*, ser. A Wiley-Interscience publication. J. Wiley, 1995.
- [19] L. C. Burmeister, *Convective heat transfer*, ser. A Wiley-Interscience publication. Wiley, 1993.
- [20] M. Favre-Marinet and S. Tardu, *Convective heat transfer*. John Wiley & Sons, 2010.
- [21] V.-G. V. und Chemieingenieurwesen, Ed., *VDI Heat Atlas*. Springer, 2010.

- [22] E. M. Sparrow, J. P. Abraham, and J. C. Tong, "Archival correlations for average heat transfer coefficients for non-circular and circular cylinders and for spheres in cross-flow," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 47, no. 24, pp. 5285–5296, 2004.
- [23] W.-T. Cheng and H.-T. Lin, "Unsteady and steady mass transfer by laminar forced flow against a rotating disk," *Heat and Mass Transfer*, vol. 30, no. 2, pp. 101–108, 1994.
- [24] A. A. Kendoush, "An approximate solution of the convective heat transfer from an isothermal rotating cylinder," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 17, no. 4, pp. 439 – 441, 1996.
- [25] E. Schubert, "Heat transfer coefficients at end winding and bearing covers of enclosed asynchronous machines," *Elektrie*, vol. 22, pp. 158–164, 1968.
- [26] M. Satrustegui, M. Martínez-Iturralde, A. Rivas, and J. C. Ramos, "Algebraic model for predicting the hydraulic behaviour of an open self-ventilated electrical machine," *International Review on Modelling and Simulations (IREMOS)*, vol. 6, no. 5, pp. 1–2, October 2013.
- [27] I. E. Idelchik and E. Fried, *Handbook of hydraulic resistance*. Hemisphere Publishing, New York, NY, 1986.
- [28] B. Daly, *Woods practical guide to fan engineering*. Woods of Colchester Limited, 1978.
- [29] J. L. Taylor, "Calculating air flow through electrical machines'," *Electrical Times*, vol. July, pp. 82–84, July 1960.
- [30] Standard IEC 60034-1:2010, *Rotating electrical machines - Part 1: Rating and performance*, 2010.

3. PUBLICACIONES SOBRE MÁQUINAS LINEALES

En 2011 se realizaron dos publicaciones sobre modelado algebraico de máquinas lineales para el congreso LDIA (The Eighth International Symposium on Linear Drives for Industry Applications), celebrado en Eindhoven ese mismo año, presentando un modelos térmico y uno electromagnético para este tipo de máquinas. Posteriormente, en 2013, se combinaron ambos modelos y, con nuevos resultados, se publicó un nuevo artículo en la revista *International Review of Electrical Engineering*.

A continuación se muestran las citas para los 3 artículos.

- J.A. Malumbres, J. Jiménez and M. Martínez-Iturralde. “Thermal analysis of surface-mounted permanent-magnet linear motors using a lumped parameter thermal model”. *LDIA 2011 Conference Proceedings, Eindhoven, 2011*.
- J. Jiménez, J.A. Malumbres and M. Martínez-Iturralde. “Analytical computation of asymmetrical magnetic circuits of surface-mounted permanent-magnet linear motors with distributed and concentrated winding”. *LDIA 2011 Conference Proceedings, Eindhoven, 2011*.
- J. Jiménez, J.A. Malumbres, I. Elósegui and M. Martínez-Iturralde. “Coupled electromagnetic and thermal design of miniaturized permanent magnet linear motors for sliding door applications”. *IREE (International Review of Electrical Engineering)*, Vol. 8, Issue 5, pp. 1416-1426, 2013. SJR: 0,358

ANEXO D

Glosario de términos

PARÁMETROS DIMENSIONALES

$D_{eq,barras}$	Diámetro equivalente de las barras de rotor.
$D_{ext,y,rot}$	Diámetro exterior del yugo del rotor.
$D_{in,ring}$	Diámetro interior del anillo de cortocircuito.
e_{lam}	Espesor de una chapa magnética.
e_{vent}	Espesor equivalente del ventilador.
$h_{1,eq,y,s}$	Lado del cuadrado mayor de la aproximación para la superficie del yugo del estátor.
$h_{2,eq,y,s}$	Lado del cuadrado menor de la aproximación para la superficie del yugo del estátor.
h_{agap}	Longitud del entrehierro.
$h_{duct,s}$	Altura del conducto de ventilación.
$h_{slot,s}$	Altura de la ranura .
l_{bear}	Anchura de los rodamientos.
l_{endw}	Longitud del conductor en la zona de cabezas de bobina, desde el final de la ranura hasta el extremo de las cabezas de bobina.

l_{Fe}	Longitud del paquete de chapas de la máquina.
l_{fr}	Longitud total de la carcasa.
l_{fr1}	Longitud de la carcasa desde el punto medio hasta la mitad del espacio de aire.
l_{fr2}	Longitud de la carcasa desde la mitad del espacio de aire hasta el borde de la carcasa.
$l_{sep,duct,rot}$	Longitud de separación entre los canales de rotor.
l_{sh1}	Longitud del eje desde el centro hasta la mitad del espacio de aire.
l_{sh2}	Longitud del eje desde la mitad del espacio de aire hasta el borde del eje.
$l_{sh-duct,rot}$	Longitud de separación entre los canales de rotor y el eje.
$l_{wrot-duct,rot}$	Longitud de separación entre los canales de rotor y las barras de rotor.
N	Número de chapas en un paquete magnético.
$n_{duct,rot}$	Número de conductos de ventilación en el rotor.
$n_{duct,s}$	Número de conductos de ventilación en el estátor.
P_{bar}	Perímetro del conductor pre-formado.
$P_{duct,rot}$	Perímetro de un conducto de ventilación del rotor.
$P_{duct,s}$	Perímetro de un conducto de ventilación del estátor.
Q_s	Número de ranuras.
$r_{bear,ext}$	Radio exterior de los rodamientos.
$r_{eq,vent}$	Radio equivalente del ventilador.
$r_{ext,eq,Fe,rot}$	Radio exterior equivalente del hierro del rotor.
$r_{ext,rot}$	Radio exterior del rotor. $D_{ext,rot}$ será el diámetro exterior del rotor.
$r_{ext,s}$	Radio exterior del estátor.

r_{fr}	Radio exterior de la carcasa.
$r_{in,fr}$	Radio interior de la carcasa en los lados de entrada y salida de aire.
$r_{in,s}$	Radio interior del estátor.
$r_{in,y,s}$	Radio interior del yugo del estátor. $D_{in,y,s}$ será el diámetro interior del yugo del estátor.
r_{sh}	Radio del eje. D_{sh} será el diámetro interior del yugo del estátor .
S_{bar}	Sección de un conductor pre-formado.
S_{bear}	Superficie lateral de los rodamientos.
$S_{ct,bear-endc}$	Superficie de contacto entre el rodamiento y la tapa.
$S_{ct,bear-sh}$	Superficie de contacto entre el rodamiento y el eje.
$S_{ct,fr-s}$	Superficie de contacto entre el estátor y la carcasa.
$S_{Cu,slot,s}$	Sección de los conductores en la zona de la ranura.
S_{endw1}	Superficie de convección de la cabeza de bobina del lado de admisión de aire.
S_{endw2}	Superficie de convección de la cabeza de bobina del lado de expulsión de aire.
$S_{ext,s}$	Superficie exterior del hierro del estátor.
$S_{Fe,rot}$	Superficie de convección del hierro del estátor.
$S_{sh,endc air1}$	Superficie del eje en el lado de admisión de aire.
$S_{sh,endc air2}$	Superficie del eje en el lado de expulsión de aire.
V_{wrot}	Volumen de las barras de rotor y los anillos de cortocircuito.
$w_{duct,s}$	Anchura del conducto de ventilación.
w_{s0}	Anchura de la ranura en la parte inferior.
w_{s2}	Anchura de la ranura en su parte superior..

$w_{t,m,s}$	Anchura del diente en el radio central del mismo.
$\alpha_{t,s}$	Ángulo del diente.
$\tau_{slot,ag,s}$	Paso de ranura de estátor en el entrehierro.
$\tau_{slot,m,s}$	Paso de ranura de estátor en la mitad de la misma.

PARÁMETROS DEL CIRCUITO TÉRMICO

La notación de los parámetros envueltos en el cálculo térmico son de la de la forma $PARAMETRO_{sub-indices}$ de acuerdo a las siguientes reglas:

- Para las resistencias de conducción del circuito térmico:

$$\mathbf{R}_{elemento,dirección,sentido}$$

donde $elemento$ corresponde a un sub-índice que denota un elemento, $dirección$ corresponde a una de las direcciones (radial o axial) y $sentido$ corresponde a uno de los dos sentidos (positivo o negativo).

- Para las resistencias de convección del circuito térmico:

$$\mathbf{R}_{conv,elemento, nodo de aire}$$

donde $elemento$ corresponde a un sub-índice que denota un elemento y $nodo de aire$ corresponde a uno de los nodos de aire con los que se produce la convección. Se seguirá la misma nomenclatura para los coeficientes de convección asociados, $\mathbf{h}_{conv,elemento, nodo de aire}$ y las pérdidas evacuadas por convección, $\mathbf{P}_{conv,elemento, nodo de aire}$.

- Para las capacidades térmicas y los generadores de pérdidas: $\mathbf{C}_{elemento}$ y $\mathbf{P}_{elemento}$, donde C y P corresponden, respectivamente, a una capacidad o a un generador de pérdidas asociados al elemento $elemento$
- Para las conductividades térmicas: $\lambda_{elemento,dirección}$, donde $elemento$ corresponde a un sub-índice que denota un elemento y $dirección$ corresponde a una de las direcciones (radial o axial).
- Para el resto de propiedades termofísicas y otros parámetros:

$$\mathbf{VAR}_{elemento}$$

donde VAR corresponderá a la variable física y $elemento$ al elemento al que hace referencia.

Los parámetros que no sigan estas reglas se consideran especiales y se incluirá su notación completa y su descripción.

C	Capacidad térmica de un elemento.
c_p	Calor específico del elemento cilíndrico.
D	Dimensión característica para el cálculo de las convecciones.
D_h	Diámetro hidráulico de un conducto de ventilación.
f_{rough}	Factor de fricción de un conducto con rugosidad elevada.
f_{smoot}	Factor de fricción de un conducto con rugosidad leve.
g	Calor generado por unidad de volumen en un elemento cilíndrico.
G	Calor generado en un elemento cilíndrico.
Gr	Número de Grashof.
$h_{contact}$	Conductancia térmica entre superficies de dos materiales.
h_{conv}	Coefficiente de convección.
$h_{conv,agap}$	Coefficiente de convección del entrehierro.
K	Parámetro de ajuste para la correlación de las cabezas de bobina.
L	Longitud del elemento cilíndrico.
L_{duct}	Longitud de un conducto de ventilación.
\dot{m}	Flujo másico.
n	Velocidad de rotación en revoluciones por minuto.
Nu	Número de Nusselt.
P	Pérdidas en un elemento.
P_{conv}	Pérdidas evacuadas a través de la convección en una superficie.
$P_{endcair1}$	Pérdidas evacuadas al aire del lado de admisión.

$P_{\text{endc air2}}$	Pérdidas evacuadas al aire del lado de expulsión.
Pr	Número de Prandtl.
Pr_t	Número de Prandtl turbulento.
R	Resistencia térmica de conducción.
R_{conv}	Resistencia térmica de convección.
$R_{\text{conv,duct,rot}}$	Resistencia térmica de convección de los conductos de rotor.
$R_{\text{conv,duct,s}}$	Resistencia térmica de convección de los conductos de estátor.
$R_{\text{ct,bear1-endc1}}$	Resistencia de contacto entre el rodamiento del lado de admisión de aire y la tapa del lado de admisión.
$R_{\text{ct,bear1-sh}}$	Resistencia de contacto entre el rodamiento del lado de admisión de aire y el eje.
$R_{\text{ct,bear2-endc2}}$	Resistencia de contacto entre el rodamiento del lado de expulsión de aire y la tapa del lado de expulsión.
$R_{\text{ct,bear2-sh}}$	Resistencia de contacto entre el rodamiento del lado de expulsión de aire y el eje.
$R_{\text{ct,fr-s}}$	Resistencia de contacto entre el estátor y la carcasa.
$R_{\text{endw1,endc air1}}$	Resistencia térmica de conducción desde la cabeza de bobina del lado de admisión de aire hacia el aire de admisión.
$R_{\text{endw1,w,s}}$	Resistencia térmica de conducción desde la cabeza de bobina del lado de admisión de aire a la ranura.
$R_{\text{endw2,endc air2}}$	Resistencia térmica de conducción desde la cabeza de bobina del lado de expulsión de aire hacia el aire de expulsión.
$R_{\text{endw2,w,s}}$	Resistencia térmica de conducción desde la cabeza de bobina del lado de expulsión de aire a la ranura.
$R_{\text{t,s,w,s}}$	Resistencia térmica de conducción desde el diente a la ranura.

$R_{\text{vent,endcair2}}$	Resistencia térmica de conducción del ventilador hacia el aire de admisión.
$R_{\text{vent,yrot}}$	Resistencia térmica de conducción del ventilador hacia el yugo del rotor.
$R_{\text{w,s,agap}}$	Resistencia térmica de conducción desde la ranura al entrehierro.
$R_{\text{w,s,endw1}}$	Resistencia térmica de conducción desde la ranura a la cabeza de bobina del lado de admisión de aire.
$R_{\text{w,s,endw2}}$	Resistencia térmica de conducción desde la ranura a la cabeza de bobina del lado de expulsión de aire.
$R_{\text{w,s,t,s}}$	Resistencia térmica de conducción desde la ranura al diente.
$R_{\text{w,s,y,s}}$	Resistencia térmica de conducción desde la ranura al yugo de estátor.
r_{in}	Radio interior del elemento cilíndrico.
r_{out}	Radio exterior del elemento cilíndrico.
Ra	Número de Rayleigh.
Re	Número de Reynolds.
Re_{ϵ}	Número de Reynolds de la rugosidad.
Re_{ω}	Número de Reynolds debido a la rotación de una superficie.
$Re_{D,\text{max}}$	Número de Reynolds para la correlación de Zhukauskas.
T	Temperatura de un elemento.
T_{∞}	Temperatura del aire de convección.
T_f	Temperatura de película.
T_i	Temperatura de entrada de un flujo másico.
T_m	Temperatura media de un flujo másico.
T_o	Temperatura de salida de un flujo másico.

T_s	Temperatura de una superficie.
Ta	Número de Taylor.
V	Volúmen de un elemento.
v_{air}	Velocidad del aire de convección.
v_{endw}	Velocidad del aire en su paso por las cabezas de bobina.
$w_{adjust,bear,endc}$	Hueco de aire entre un rodamiento y una tapa.
$w_{adjust,bear,sh}$	Hueco de aire entre un rodamiento y el eje.
$w_{gap,air,bear,endc}$	Hueco de aire entre un rodamiento y una tapa.
$w_{gap,air,bear,sh}$	Hueco de aire entre un rodamiento y el eje.
α	Difusividad térmica del aire.
α_{endc}	Coefficiente de expansión térmica de las tapas.
α_{sh}	Coefficiente de expansión térmica del eje.
β	Coefficiente de expansión volumétrica del aire.
ϵ	Rugosidad de una superficie.
λ	Conductividad térmica de un elemento.
$\lambda_{Fe,eq,ax}$	Conductividad térmica equivalente del paquete de chapas magnéticas en dirección axial.
$\lambda_{w,slot,x}$	Conductividad térmica equivalente de los materiales en el devanado de la ranura en dirección horizontal.
$\lambda_{w,slot,y}$	Conductividad térmica equivalente de los materiales en el devanado de la ranura en dirección vertical.
ν	Viscosidad cinemática del aire.
ρ	Densidad del elemento cilíndrico.
θ	Ángulo del elemento cilíndrico.

SUB-ÍNDICES

agap	Aire del entrehierro.
amb	Aire ambiente.
endcair1	Aire de admisión.
endcair2	Aire de expulsión.
bear1	Rodamiento del lado de admisión de aire.
bear2	Rodamiento del lado de expulsión de aire.
endc1	Tapa del lado de admisión de aire.
endc2	Tapa del lado de expulsión de aire.
endw	Cabeza de bobina.
endw1	Cabeza de bobina en el lado de admisión de aire.
endw2	Cabeza de bobina en el lado de expulsión de aire.
fr	Carcasa.
ring1	Anillo de cortocircuito en el lado de admisión de aire.
ring2	Anillo de cortocircuito en el lado de expulsión de aire.
sh	eje.
t, s	Dientes del estátor.
vent	Ventilador.
w, s	Devanado del estátor en la zona de ranura.
wrot	Barras del rotor.
y, s	Yugo del estátor.
yrot	Hierro del rotor.
ax	Dirección axial.
neg	Sentido negativo.

pos	Sentido positivo.
rad	Dirección radial.
neg	Sentido negativo.
pos	Sentido positivo.

PARÁMETROS DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

D_h	Diámetro hidráulico de la zona XX .
$F_{XX,0}$	Area transversal de paso mínima de la zona XX .
$F_{XX,1}$	Area transversal de entrada de la zona XX .
$F_{XX,2}$	Area transversal de salida de la zona XX .
$k_{dynamic}$	Parámetro de ajuste para el aumento de presión en los canales de rotor.
k_{XX}	Parámetro para el cálculo de un paso recto en la zona XX . Su valor se obtendrá a través de la Figura 5.15 para el caso de un paso anular. Para un paso rectangular, el valor se calcula a través de la Figura 5.19.
l_{XX}	Longitud de paso de la zona XX .
$P_{giro,rot}$	Pérdidas por ventilación debidas al giro del rotor.
$Q_{estator}$	Caudal en los canales del estátor.
Q_{rotor}	Caudal en los canales del rotor.
Q_{total}	Caudal total de la máquina.
Q_{XX}	Caudal de aire en la zona XX .
$R_{0,XX}$	Radio de giro de la zona XX con un giro de 90 °C.
$R_{h,XX}$	Resistencia hidráulica de la zona XX .
R_{total}	Resistencia hidráulica total del circuito hidráulico.
$v_{duct,rot}$	Velocidad tangencial del aire en los canales del rotor.
v_{turn}	Velocidad periférica de giro de los canales del rotor.
ΔP_{fan}	Presión generada por el ventilador .
ΔP_{rotor}	Aumento de presión debido al giro de los canales del rotor.
η_{vent}	Rendimiento del ventilador en una máquina auto-ventilada.

λ_{XX}	Factor de fricción para el paso de la zona XX . Para un paso anular, λ_{XX} se obtiene a través de las Figuras 5.12, 5.13 y 5.14. Para los conductos de ventilación, este factor de fricción se calculará como en el modelo térmico, a través de la expresión de Nikuradse (ecuación 4.41).
ρ_{XX}	Densidad del aire de la zona XX .
ζ'_{XX}	Parámetro para el cálculo de un estrechamiento gradual en la zona XX . Su valor se obtiene de la Tabla 5.3.
$\zeta_{dynamic}$	Resistencia hidráulica adimensional con efectos rotacionales en la entrada de conductos giratorios.
ζ_{static}	Resistencia hidráulica adimensional sin efectos rotacionales en la entrada de conductos giratorios.
$\zeta_{XX,elarg}$	Parámetro para el cálculo un ensanchamiento gradual en la zona XX . Su valor se obtendrá de la Figura 5.10.
$\zeta_{XX,f}$	Parámetro para el cálculo de estrechamientos o ensanchamientos graduales en la zona XX . Su valor se obtiene a través de la Figura 5.8.
ζ_{XX}	Resistencia hidráulica adimensional de la zona XX .

OTROS PARÁMETROS DE LA MÁQUINA

T_{mec}	Par mecánico de la máquina.
P_{vent}	Pérdidas de ventilación en una máquina.
P_{tot}	Pérdidas totales en una máquina.
η	Rendimiento global de una máquina.