



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**AUMENTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN REFRIGERACIÓN
DE CHIPS DE COMPUTADORA MEDIANTE GENERADORES DE VÓRTICE
EN MICROCANALES**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

NICOLÁS GUILLERMO DÍAZ MIÑO

PROFESOR GUÍA:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

SANTIAGO DE CHILE
2021

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE MAGÍSTER EN CIENCIAS
DE LA INGENIERÍA
POR: **NICOLÁS GUILLERMO DÍAZ MIÑO**
FECHA: 2021
PROF. GUÍA: Álvaro Valencia Musalem

AUMENTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN REFRIGERACIÓN DE CHIPS DE COMPUTADORA MEDIANTE GENERADORES DE VÓRTICE EN MICROCANALES

Actualmente el desarrollo tecnológico ha llegado a niveles inesperados, al punto que muchas actividades requieren, por ejemplo, uso permanente de computador. Sin embargo, estos desarrollos generalmente conllevan notables aumentos de temperatura.

Particularmente en el caso de los computadores, existen diferentes mecanismos de refrigeración, predominando la refrigeración por aire y la refrigeración líquida. Esta última, mucho más efectiva que la de aire, pero que le queda por evolucionar, ya que el block de agua en el que ocurre la refrigeración no ha sido lo suficientemente estudiado.

El objetivo general será aumentar la transferencia de calor de un modelo base de microcanales usando generadores de vórtices transversales, refrigerando con agua y un nanofluido a base de agua y alúmina al 1 % de concentración en volumen. Se debe determinar la transferencia de calor en el modelo inicial y los propuestos, minimizando pérdidas de carga y estudiando los efectos que posee la geometría. Para ver la viabilidad de implementación se compara con otros estudios. Se analizan los efectos obtenidos al cambiar el agua por el nanofluido.

Para realizar esta investigación se diseña un modelo base, junto a tres modelos propuestos con generadores de vórtice cilíndricos. Uno de ellos en la base, otro con pilares en el centro y con cilindros en las paredes. Para cada modelo se realizan simulaciones en Ansys Fluent, considerando un régimen laminar y con entrada de calor de $100 [W/cm^2]$. Luego se analizan los resultados de las simulaciones, se comparan con la tecnología más utilizada en el mercado actualmente y se procede a concluir.

Se obtiene que los cilindros en la base obtienen reducciones en altos Reynolds del 12 % y 14 % en Resistividad Térmica y Nusselt, con un aumento de un 15 % en la caída de presión. Los cilindros como pilares reducen en todo momento la resistividad térmica desde un 22 % a un 50 % y aumentan el Nusselt desde un 28 % hasta duplicar el modelo base, pero obteniendo 10 veces mayores caídas de presión en altos de Reynolds. Los cilindros en las paredes obtienen resultados similares a éstos últimos mencionados, con leves mejoras. Por último, a $60^\circ C$ el uso de cilindros en las paredes y en el centro reducen hasta 3 veces la potencia requerida respecto del modelo base.

Por otra parte, los multijets tienen gran ventaja, teniendo temperaturas uniformes y mejores rendimientos en potencias mucho menores. Finalmente, el uso de nanofluidos permite disminuir la resistividad térmica en un 2 %, obtener el mismo porcentaje de aumento en Nusselt, pero con caídas de presión es cada vez mayores.

Se concluye que el uso de generadores de vórtice cilíndricos aumenta la transferencia de calor, a costa de mayores caídas de presión dependientes de la geometría. Al seleccionar adecuadamente el Reynolds se pueden tener buenos resultados, pero que no logran competir con el uso de multijets. También, el uso de nanofluidos resulta beneficioso, mejorando el rendimiento del sistema a bajas potencias.

*A mi familia y
amistades.*

Saludos

Agradecimientos

Nunca creí que esta sería una de las secciones que más me costaría escribir. Fue un proceso largo y complicado, que de normal ha tenido poco y creo que esa normalidad es lo que más extrañaré de este último proceso de estudios.

Por ello quisiera partir agradeciendo a mi familia, pues son quienes me formaron como persona, y en este proceso me tuvieron la paciencia y dieron los espacios que requería para poder desarrollar mi trabajo de buena manera en casa. Por la comprensión, las aventuras vividas y las que vendrán, no puedo estar más contento con la familia de la que soy parte.

También quiero agradecer a mi círculo cercano de mecánica, el Gaete, Warilo, Parra y el Rorro, los cuatro cabros que proveían alegría, distracción y más de alguna rabia a lo largo de todo el encierro. A las eternas discusiones de fútbol en que no entendíamos como Rueda era mejor que Bielsa, o a las jornadas de risa y rabia que pasamos jugando Valorant. Al apoyo que me dieron en los momentos difíciles, y la compañía a lo largo de la carrera en que me motivaron a cosas que no sabía si sería capaz de llevar a cabo de buena manera.

A todas las personas que conocí a lo largo de mi estadía en la facultad, gente de Inducción, de la Feria Laboral que después se transformó en Redes, a la gente de la Rama de Tenis, a la pipul de la Archi, la gente que conocí mediante los centros de estudiantes, en fin. Hay tantas personas que me hicieron pasar tantos buenos momentos que me rechazarían la memoria en cibertesis por añadirla aquí. Gracias por alegrar mi estadía en esta estresante facultad.

Y finalmente, gracias a la Dani, mi polola durante todo el proceso universitario. Sí, ha sido harto tiempo jaja. Si bien a veces me da miedo pensar en qué depara el futuro, sería totalmente incorrecto no considerarla aquí. Recuerdo que cuando entré a estudiar dije que no iba a pololear. Duró dos meses hasta que empecé a salir con ella, y no me arrepiento. Desde un comienzo se transformó en un pilar fundamental en mi carrera, siempre estuvo ahí para apoyarme, para aconsejarme y darme los ánimos necesarios para hacer nuevas cosas o tomar las decisiones que a pesar de ser simples, se me hacían complejas. Por eso y mucho más, este párrafo es especial para ella, y espero que nuestro futuro, independiente de como se desarrolle, sea con el mayor de los éxitos.

Por último, gracias a mis profesores de la comisión. Muchas veces estuve perdido y complicado por el acontecer, pero con paciencia y leves indicaciones me motivaron a terminar este trabajo, del cuál poco a poco me voy sintiendo más orgulloso.

Este es el fin de un camino, que abre otro nuevo lleno de posibilidades que me tienen con grandes expectativas.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Objetivos y alcances	2
1.1.1. Objetivo general	2
1.1.2. Objetivos específicos	2
1.1.3. Alcances	2
2. Antecedentes	3
2.1. Consideraciones para el modelo	3
2.2. Ecuaciones gobernantes	7
2.3. Método numérico y validación	9
2.4. Modelo de Multijets	10
3. Metodología	15
3.1. Investigación bibliográfica	15
3.2. Selección y validación modelo base	15
3.3. Selección generadores de vórtice	16
3.4. Modelamiento sistemas propuestos	16
3.5. Análisis	16
4. Modelos propuestos y mallas	17
4.1. Modelo base	17
4.2. Microcanal con cilindros en la base	18
4.3. Microcanal con cilindros en el centro	21
4.4. Microcanal con cilindros en las paredes	24
4.5. Condiciones de borde en Fluent.	27
5. Resultados	31
5.1. Agua como fluido refrigerante	31
5.1.1. Validación caso base	31
5.1.2. Caso base en cobre	33
5.1.3. Cilindros en la base	35
5.1.4. Cilindros en el centro	36
5.1.5. Cilindros simétricos en paredes	37
5.2. Perfiles de temperatura	37
5.2.1. Reynolds 80	37
5.2.2. Reynolds 160	40
5.2.3. Reynolds 1000	41
5.3. Líneas de Corriente	43

5.3.1.	Reynolds 80	44
5.3.2.	Reynolds 160	45
5.3.3.	Reynolds 1000	46
5.4.	Parámetros adicionales	47
5.4.1.	Potencia mecánica	47
5.5.	Nanofluido como refrigerante	49
5.5.1.	Cilindros en la base	49
5.5.2.	Cilindros en el centro	50
5.5.3.	Cilindros simétricos en paredes	52
5.5.4.	Potencias mecánicas	52
6.	Análisis de resultados	55
6.1.	Implementación de cobre y nuevas geometrías	55
6.2.	Perfiles de Temperatura y Líneas de Corriente	56
6.3.	Potencia mecánica	58
6.4.	Comparación con Multijets	58
6.5.	Nanofluidos como refrigerante	60
7.	Conclusiones	62
	Bibliografía	64
	Anexo A. Tablas de datos	66
A.1.	Validación	66
A.2.	Caso base en cobre	68
A.3.	Caso base en cobre	68
A.4.	Cilindros en la base	68
A.5.	Cilindros en el centro	69
A.6.	Cilindros simétricos en paredes	69
	Anexo B. Perfiles de temperatura	71
B.1.	Perfiles laterales	71
B.1.1.	Reynolds 80	71
B.1.2.	Reynolds 100	73
B.1.3.	Reynolds 120	75
B.1.4.	Reynolds 140	77
B.1.5.	Reynolds 160	79
B.1.6.	Reynolds 200	81
B.1.7.	Reynolds 600	83
B.1.8.	Reynolds 1000	85
B.1.9.	Reynolds 1400	87
B.2.	Perfiles de salida	89
B.2.1.	Reynolds 80	89
B.2.2.	Reynolds 100	91
B.2.3.	Reynolds 120	93
B.2.4.	Reynolds 140	95
B.2.5.	Reynolds 160	97
B.2.6.	Reynolds 200	99

B.2.7.	Reynolds 600	101
B.2.8.	Reynolds 1000	103
B.2.9.	Reynolds 1400	105
B.3.	Perfiles superiores	107
B.3.1.	Reynolds 80	107
B.3.2.	Reynolds 100	109
B.3.3.	Reynolds 120	110
B.3.4.	Reynolds 140	112
B.3.5.	Reynolds 160	113
B.3.6.	Reynolds 200	115
B.3.7.	Reynolds 600	117
B.3.8.	Reynolds 1000	119
B.3.9.	Reynolds 1400	121
Anexo C. Líneas de corriente		123
C.0.1.	Reynolds 80	123
C.0.2.	Reynolds 100	125
C.0.3.	Reynolds 120	126
C.0.4.	Reynolds 140	128
C.0.5.	Reynolds 160	129
C.0.6.	Reynolds 200	131
C.0.7.	Reynolds 600	132
C.0.8.	Reynolds 1000	134
C.0.9.	Reynolds 1400	135

Índice de Tablas

2.1.	Parámetros del modelo.	5
2.2.	Propiedades de los materiales.	9
5.1.	Diferencias a Malla 4 Reynolds 80.	31
5.2.	Diferencias a Malla 4 Reynolds 100.	31
5.3.	Diferencias a Malla 4 Reynolds 120.	31
5.4.	Diferencias a Malla 4 Reynolds 140.	32
5.5.	Diferencias a Malla 4 Reynolds 160.	32
5.6.	Parámetros caso base.	32
5.7.	Resultados obtenidos entre Reynolds 80 a 120.	32
5.8.	Resultados obtenidos en Reynolds 140 y 160.	33
5.9.	Propiedades del nanofluido.	49
5.10.	Reynolds de 80 a 120.	50
5.11.	Reynolds de 140 a 200.	50
5.12.	Reynolds de 600 a 1400.	50
5.13.	Reynolds de 80 a 120.	51
5.14.	Reynolds de 140 a 200.	51
5.15.	Reynolds de 600 a 1400.	51
5.16.	Reynolds de 80 a 120.	52
5.17.	Reynolds de 140 a 200.	52
5.18.	Reynolds de 600 a 1400.	52
A.1.	Diferencias estudio - Malla 1	66
A.2.	Diferencias estudio - Malla 1	66
A.3.	Diferencias estudio - Malla 2	67
A.4.	Diferencias estudio - Malla 2	67
A.5.	Diferencias estudio - Malla 3	67
A.6.	Diferencias estudio - Malla 3	67
A.7.	Diferencias estudio - Malla 4	67
A.8.	Diferencias estudio - Malla 4	68
A.9.	Resultados al usar cobre.	68
A.10.	Resultados al usar cobre.	68
A.12.	Cilindros en base 200 a 1400.	68
A.11.	Cilindros en base 80 a 160.	69
A.13.	Cilindros centro 80 a 160.	69
A.14.	Cilindros centro 200 a 1400.	69
A.15.	Cilindros en paredes 80 a 160.	69
A.16.	Cilindros en paredes 200 a 1400.	70

Índice de Ilustraciones

2.1.	Block de agua EKWB.	3
2.2.	Variantes de refrigeración por microcanales.	4
2.3.	Modelo a utilizar en simulación. [8]	5
2.4.	Tipos de generadores de vórtice.	6
2.5.	Vista en corte generadores cilíndricos.[8]	6
2.6.	Ensamblaje completo propuesto de Multijets. [6]	11
2.7.	Variación del número de jets. [6]	12
2.8.	Variación de profundidad del microcanal.[6]	13
2.9.	Variación del ancho del microcanal.[6]	14
4.1.	Malla 3.	18
4.2.	Modelo propuesto con generadores de vórtice en la base.	19
4.3.	Radio de generador de vórtices.	19
4.4.	Distancia entre generadores de vórtices.	20
4.5.	Sección transversal de cilindros en base.	20
4.6.	Detalle de cilindros.	21
4.7.	Malla en microcanal.	21
4.8.	Modelo propuesto con generadores de vórtice en el centro.	22
4.9.	Radio de generador de vórtices.	22
4.10.	Distancia entre generadores de vórtices.	23
4.11.	Sección transversal de cilindros en el centro.	23
4.12.	Detalle de cilindros.	24
4.13.	Malla en microcanal.	24
4.14.	Modelo propuesto con generadores de vórtice en las paredes.	25
4.15.	Radio de generador de vórtices.	25
4.16.	Distancia entre generadores de vórtices.	26
4.17.	Sección transversal de cilindros en las paredes.	26
4.18.	Detalle de cilindros.	27
4.19.	Malla en microcanal.	27
4.20.	Superficie entrada de fluido.	28
4.21.	Interfaz de contacto Sólido-Fluido.	29
4.22.	Entrada de calor al sistema.	29
4.23.	Zona superior del microcanal.	30
5.1.	Tablas comparativas al implementar cobre.	33
5.2.	Rango de Reynolds ampliado en cobre.	34
5.3.	Resultados de generadores de vórtice en la base.	35
5.4.	Resultados de generadores de vórtice como pilares en el centro.	36
5.5.	Resultados de generadores de vórtice como pilares en las paredes.	37
5.6.	Perfiles laterales de temperatura.	38

5.7.	Perfiles de temperatura en la salida.	39
5.8.	Perfiles laterales de temperatura.	40
5.9.	Perfiles de temperatura en la salida.	41
5.10.	Perfiles laterales de temperatura.	42
5.11.	Perfiles de temperatura en la salida.	43
5.12.	Líneas de corriente para Reynolds 80.	44
5.13.	Líneas de corriente para Reynolds 160.	45
5.14.	Líneas de corriente para Reynolds 1000.	46
5.15.	Relación Resistividad térmica vs Potencia requerida.	47
5.16.	Relación logarítmica Resistividad térmica vs Potencia Requerida.	48
5.17.	Relación Reynolds vs Potencia Requerida.	49
5.18.	Comparación de potencias requeridas cilindros en base.	53
5.19.	Comparación de potencias requeridas cilindros en centro.	53
5.20.	Comparación de potencias requeridas cilindros en pared.	54
5.21.	Comparación de potencias requeridas para cada modelo.	54
6.1.	Relación Resistividad térmica vs Potencia requerida, reducida.	59
B.1.	Microcanal de cobre.	71
B.2.	Cilindros en base.	72
B.3.	Cilindros en centro.	72
B.4.	Cilindros en paredes.	73
B.5.	Microcanal de cobre.	73
B.6.	Cilindros en base.	74
B.7.	Cilindros en centro.	74
B.8.	Cilindros en paredes.	75
B.9.	Microcanal de cobre.	75
B.10.	Cilindros en base.	76
B.11.	Cilindros en centro.	76
B.12.	Cilindros en paredes.	77
B.13.	Microcanal de cobre.	77
B.14.	Cilindros en base.	78
B.15.	Cilindros en centro.	78
B.16.	Cilindros en paredes.	79
B.17.	Microcanal de cobre.	79
B.18.	Cilindros en base.	80
B.19.	Cilindros en centro.	80
B.20.	Cilindros en paredes.	81
B.21.	Microcanal de cobre.	81
B.22.	Cilindros en base.	82
B.23.	Cilindros en centro.	82
B.24.	Cilindros en paredes.	83
B.25.	Microcanal de cobre.	83
B.26.	Cilindros en base.	84
B.27.	Cilindros en centro.	84
B.28.	Cilindros en paredes.	85
B.29.	Microcanal de cobre.	85
B.30.	Cilindros en base.	86
B.31.	Cilindros en centro.	86

B.32.	Cilindros en paredes.	87
B.33.	Microcanal de cobre.	87
B.34.	Cilindros en base.	88
B.35.	Cilindros en centro.	88
B.36.	Cilindros en paredes.	89
B.37.	Microcanal de cobre.	89
B.38.	Cilindros en base.	90
B.39.	Cilindros en centro.	90
B.40.	Cilindros en paredes.	91
B.41.	Microcanal de cobre.	91
B.42.	Cilindros en base.	92
B.43.	Cilindros en centro.	92
B.44.	Cilindros en paredes.	93
B.45.	Microcanal de cobre.	93
B.46.	Cilindros en base.	94
B.47.	Cilindros en centro.	94
B.48.	Cilindros en paredes.	95
B.49.	Microcanal de cobre.	95
B.50.	Cilindros en base.	96
B.51.	Cilindros en centro.	96
B.52.	Cilindros en paredes.	97
B.53.	Microcanal de cobre.	97
B.54.	Cilindros en base.	98
B.55.	Cilindros en centro.	98
B.56.	Cilindros en paredes.	99
B.57.	Microcanal de cobre.	99
B.58.	Cilindros en base.	100
B.59.	Cilindros en centro.	100
B.60.	Cilindros en paredes.	101
B.61.	Microcanal de cobre.	101
B.62.	Cilindros en base.	102
B.63.	Cilindros en centro.	102
B.64.	Cilindros en paredes.	103
B.65.	Microcanal de cobre.	103
B.66.	Cilindros en base.	104
B.67.	Cilindros en centro.	104
B.68.	Cilindros en paredes.	105
B.69.	Microcanal de cobre.	105
B.70.	Cilindros en base.	106
B.71.	Cilindros en centro.	106
B.72.	Cilindros en paredes.	107
B.73.	Cilindros en base.	107
B.74.	Cilindros en centro.	108
B.75.	Cilindros en paredes.	108
B.76.	Cilindros en base.	109
B.77.	Cilindros en centro.	109
B.78.	Cilindros en paredes.	110

B.79.	Cilindros en base.	110
B.80.	Cilindros en centro.	111
B.81.	Cilindros en paredes.	111
B.82.	Cilindros en base.	112
B.83.	Cilindros en centro.	112
B.84.	Cilindros en paredes.	113
B.85.	Cilindros en base.	113
B.86.	Cilindros en centro.	114
B.87.	Cilindros en paredes.	114
B.88.	Microcanal de cobre.	115
B.89.	Cilindros en base.	115
B.90.	Cilindros en centro.	116
B.91.	Cilindros en paredes.	116
B.92.	Microcanal de cobre.	117
B.93.	Cilindros en base.	117
B.94.	Cilindros en centro.	118
B.95.	Cilindros en paredes.	118
B.96.	Microcanal de cobre.	119
B.97.	Cilindros en base.	119
B.98.	Cilindros en centro.	120
B.99.	Cilindros en paredes.	120
B.100.	Microcanal de cobre.	121
B.101.	Cilindros en base.	121
B.102.	Cilindros en centro.	122
B.103.	Cilindros en paredes.	122
C.1.	Cilindros en base.	123
C.2.	Cilindros en centro.	124
C.3.	Cilindros en paredes.	124
C.4.	Cilindros en base.	125
C.5.	Cilindros en centro.	125
C.6.	Cilindros en paredes.	126
C.7.	Cilindros en base.	126
C.8.	Cilindros en centro.	127
C.9.	Cilindros en paredes.	127
C.10.	Cilindros en base.	128
C.11.	Cilindros en centro.	128
C.12.	Cilindros en paredes.	129
C.13.	Cilindros en base.	129
C.14.	Cilindros en centro.	130
C.15.	Cilindros en paredes.	130
C.16.	Cilindros en base.	131
C.17.	Cilindros en centro.	131
C.18.	Cilindros en paredes.	132
C.19.	Cilindros en base.	132
C.20.	Cilindros en centro.	133
C.21.	Cilindros en paredes.	133
C.22.	Cilindros en base.	134

C.23.	Cilindros en centro.	134
C.24.	Cilindros en paredes.	135
C.25.	Cilindros en base.	135
C.26.	Cilindros en centro.	136
C.27.	Cilindros en paredes.	136

Capítulo 1

Introducción

El computador es una herramienta que se ha normalizado mucho con el pasar de los años. Actualmente resulta difícil encontrar a alguien que no haya utilizado o sencillamente visto uno, pues en muchos trabajos, ocupaciones o actividades se han convertido en una herramienta indispensable.

De esta forma, es necesario buscar formas de mantenerlo en funcionamiento óptimo, evitando que se produzcan fallas. Así, una de las principales y más recurrentes amenazas es la temperatura de funcionamiento. Al aumentar la temperatura por valores sobre los normales, el computador suele trabajar de forma más lenta, puede haber errores en el funcionamiento, reinicios inesperados e incluso fallos totales. Además, usos del computador a altas temperaturas durante tiempos prolongados reducen su vida útil. Por lo anterior, se debe tener especial cuidado en mantener las temperaturas en rangos normales.

Ahora bien, ¿cuánto es una temperatura normal? En general, debemos realizar esta pregunta para diferentes componentes del computador, pero el más importante y en el que se enfoca esta investigación es el CPU, el “cerebro” de la computadora. Su valor ideal en funcionamiento debe rondar entre 45-50 °C, y en reposo mantenerse entre 25-35 °C. Sin embargo, la realidad muestra que en funcionamiento se alcanzan valores sobre 60 °C, valores que incrementan aún más mientras más uso y rendimiento queremos obtener del computador.

Para disminuir estas temperaturas existen diferentes tipos de refrigeración, siendo las más comunes el uso de aire y el de líquidos. En esta ocasión, se realiza un enfoque en la segunda, pues obtiene mejores resultados, pero que tienen mucho potencial por desarrollar dada la falta de estudios.

Específicamente, se analizará la zona de intercambio de calor en el CPU, dónde existen microcanales diseñados para ello. Sin embargo, el uso de geometrías simples se está quedando obsoleto, por lo que se ha comenzado a implementar diversas variantes para aumentar la refrigeración.

Dentro de las variantes a implementar en la geometría del sistema está la incorporación de generadores de vórtices cilíndricos, los cuales aumentan la transferencia de calor según investigaciones. Además, se plantea trabajar con dos fluidos refrigerantes, agua y un nanofluido compuesto por una base de agua y nanopartículas de alúmina en concentración volumétrica

del 1%. Estos últimos aún en desarrollo, pero que anuncian valores de conductividad térmica superiores a muchos de los refrigerantes actuales. Se debe destacar que independiente del fluido, se impone que a la entrada de los microcanales el fluido se encuentra en régimen laminar.

1.1. Objetivos y alcances

1.1.1. Objetivo general

Aumentar la transferencia de calor en microcanales refrigerados con agua y nanofluidos, utilizando generadores de vórtices transversales al flujo.

1.1.2. Objetivos específicos

- Determinar geometrías de generadores de vórtice en base a estudio bibliográfico.
- Estudiar efectos de la geometría de los microcanales en la transferencia de calor.
- Comparar con geometrías implementadas en otros estudios.
- Estudiar efectos producidos por el uso de nanofluidos.

1.1.3. Alcances

Utilizando la herramienta Workbench de Ansys Fluent 18.2, se realiza el estudio únicamente considerando el chip del CPU. Se establece que el fluido se encuentra siempre en estado líquido, considerando un régimen laminar a la entrada del microcanal. Como refrigerantes se utilizarán agua y un nanofluido. Se implementarán tres nuevas geometrías sobre un microcanal de cobre, independiente de los resultados obtenidos a partir del caso base. Para cada modelo se simularán los valores de Reynolds impuestos por el estudio del caso base, agregando valores adicionales que amplíen el espectro laminar al que se someten las geometrías.

El nanofluido a utilizar está compuesto por una base de agua que contiene nanopartículas de alúmina en una concentración volumétrica del 1%. Sus propiedades serán determinadas según se especifique en la literatura investigada.

Capítulo 2

Antecedentes

2.1. Consideraciones para el modelo

En esta instancia se encuentran presentes la transferencia térmica por conducción y convección. En este sentido, para refrigerar chips de computadora el proceso comienza desde el contacto entre el chip con el block de agua, para luego mediante el fluido extraer nuevamente el calor acumulado en el block y así transportarlo fuera del sistema.

El block de agua posee una forma cuadrada de aproximadamente 40 mm de arista, pero la zona en la que efectivamente se realiza la transferencia de calor posee una arista aproximada de 25 mm. A lo largo de esta sección se encuentran los microcanales, por los cuales circulará el fluido, tal como se puede ver en la Figura 2.1. Además, estos blocks tienen dos materiales comúnmente usados en su fabricación, Níquel y Cobre. En esta investigación se utilizará el cobre.

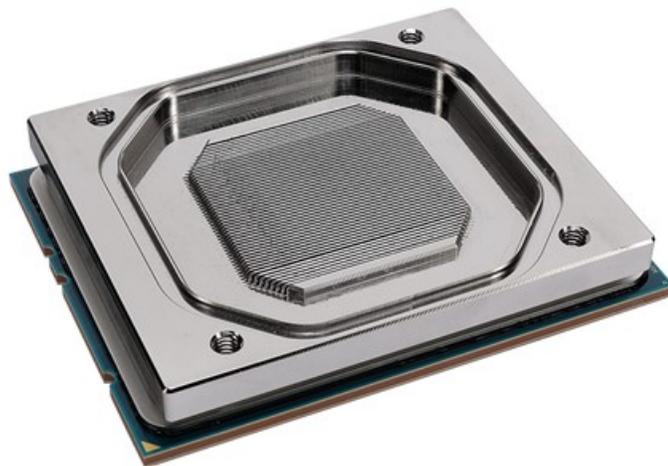
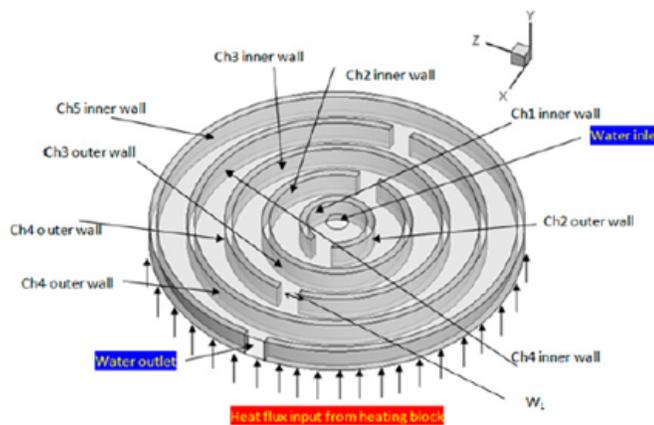


Figura 2.1: Block de agua EKWB.

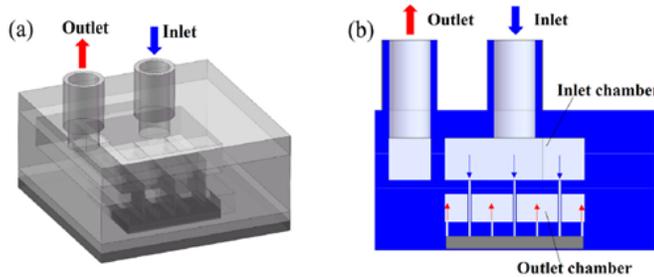
Con el desarrollo tecnológico, el principio de funcionamiento es inyectar agua por alguna zona del block, para que el agua circule a través de los microcanales. La cantidad de microcanales presentes a lo largo de la unidad tiene dependencia directa de su dimensión. Esto

pues el trabajar en micrómetros tiene un rango de entre 1 y 500 μm , siendo típicamente este último el utilizado.

Se dice que la inyección de agua es en alguna zona debido a que existen diferentes maneras de abarcar la refrigeración. La geometría inicial, y la cual es la que se busca mejorar, corresponde a inyectar el fluido en uno de los extremos de los microcanales, dejándolo fluir hasta retirarlo por el otro extremo. A esta geometría se le han realizado modificaciones en la forma de los canales, realizando ondulaciones a lo largo de ellos [1], incorporación de pilares como generadores de vórtice [2] [3], e incluso canales en zigzag o curvas trapezoidales [4]. Otros estudios han visto la viabilidad de geometrías de inyección en el centro del block [5], para que mediante un recorrido semejante a un laberinto se retire posteriormente en la periferia, como se puede ver en la Figura 2.2.a. Sin embargo, las geometrías más utilizadas actualmente se denominan multi jets [6], dónde se realiza una inyección del fluido refrigerante directamente sobre el CPU, para luego realizar un retiro del fluido caliente en un nivel intermedio de la estructura, lo cual se puede ver en la Figura 2.2.b. A esta geometría también se le han realizado variaciones, en las cuales se inyecta agua desde arriba y se retira por la periferia del CPU [7].



(a) Diseño de refrigeración concéntrica.[5]



(b) Sistema multijets para refrigeración de CPU.[6]

Figura 2.2: Variantes de refrigeración por microcanales.

Se debe destacar que, salvo los casos mencionados, los microcanales que se utilizan son de geometría simple, vale decir, todos rectos sin alteraciones internas, como ya se había indicado para la Figura 2.1. La variación y diferencia entre cada uno de ellos se hace según la tapa del block de agua, el cual define la forma en que circulará el fluido para la refrigeración.

Volviendo nuevamente al caso planteado para mejorar, es decir, el caso de microcanales rectos en que el agua entra y sale por lados opuestos de los microcanales, para realizar su modelamiento y buscando un mejor uso de los recursos computacionales, se aprovechará la simetría del sistema para realizar el modelamiento. Así, en la Figura 2.3 se puede apreciar una esquematización del canal a utilizar. Este sistema corresponde al caso base del trabajo, fijando los valores de transferencia térmica mínimas a alcanzar añadiendo generadores de vórtices al sistema.

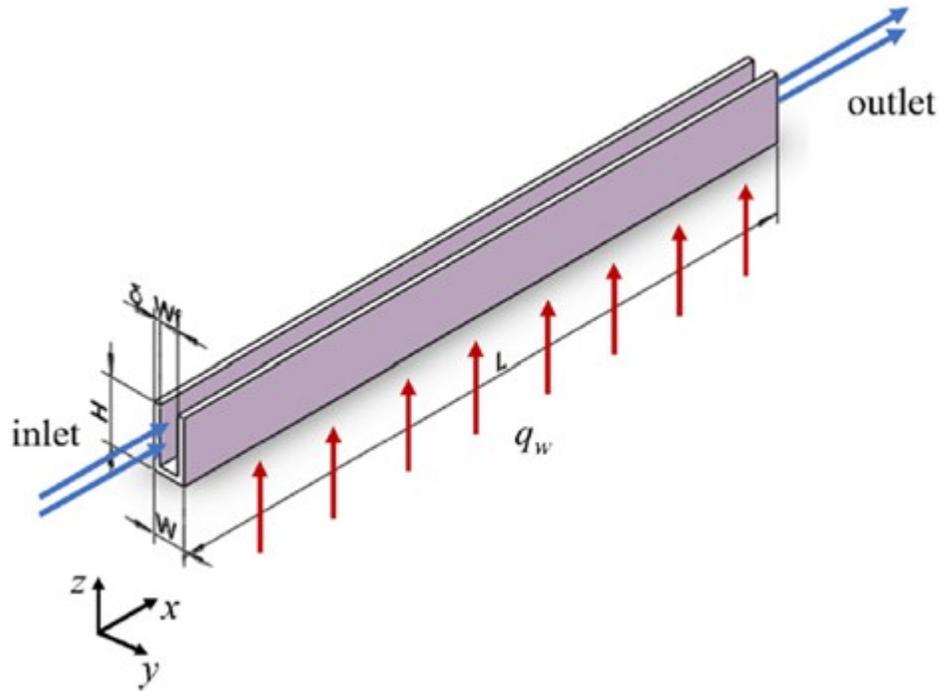


Figura 2.3: Modelo a utilizar en simulación. [8]

Las dimensiones de este modelo se muestran en la Tabla 2.1. Notar también la presencia de q_w , correspondiente al calor que se extrae del CPU y se dirá tiene un valor de $100 \text{ [W cm}^{-2}\text{]}$.

Tabla 2.1: Parámetros del modelo.

Parámetro	Valor [μm]
W	500
Wf	300
H	1000
δ	100
L	1000

En relación con los generadores de vórtices, sus efectos han sido estudiados desde hace varios años. En sus diferentes formas, dónde algunas de ellas se muestran en la Figura 2.4, se ha mostrado que logran aumentos en el valor del coeficiente de Nusselt de entre 2 a 25 %,

para ciertas variaciones del número de Reynolds. El coeficiente de Nusselt es una indicación de la transferencia de calor desde una superficie hacia un fluido que circula por él. Por su parte, el número de Reynolds es un parámetro que nos caracteriza el movimiento del fluido. Ambos se detallarán más adelante.

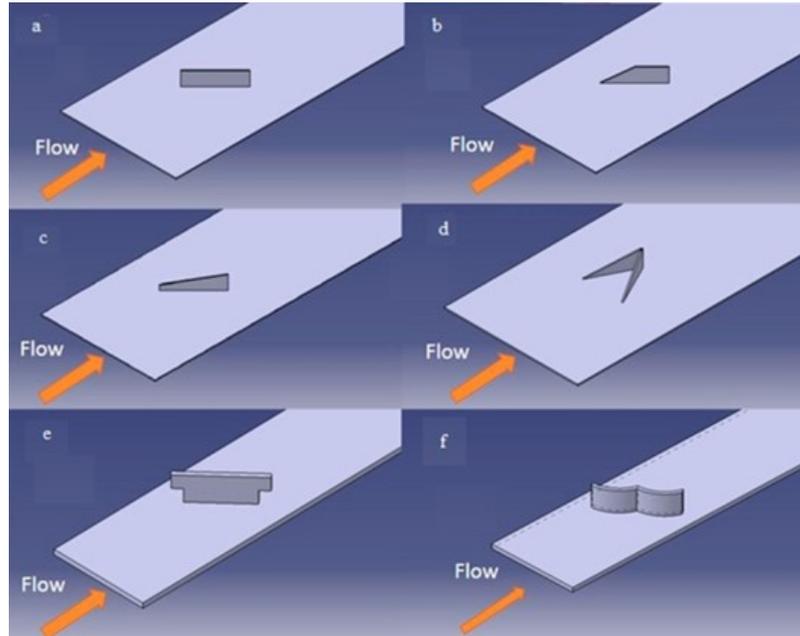


Figura 2.4: Tipos de generadores de vórtice.

La configuración en que se instalarán los generadores de vórtices corresponde a una orientación transversal al flujo del fluido refrigerante, vale decir, su eje o lado más largo estará perpendicular a la dirección de los microcanales. Sin embargo, de la Figura anterior se pueden ver diferentes geometrías que lamentablemente no pueden ser aplicadas en esta experiencia dada su complejidad. Al estar trabajando en escalas micro se deben utilizar geometrías simples, para que el proceso de manufactura no resulte demasiado complicado. Por esta razón, se utilizarán mitades y cuartos de cilindro para la generación de vórtices pues son las geometrías que más se han utilizado en experiencias como la que se realizará. Una representación de cómo se verán se encuentra en la Figura 2.5.

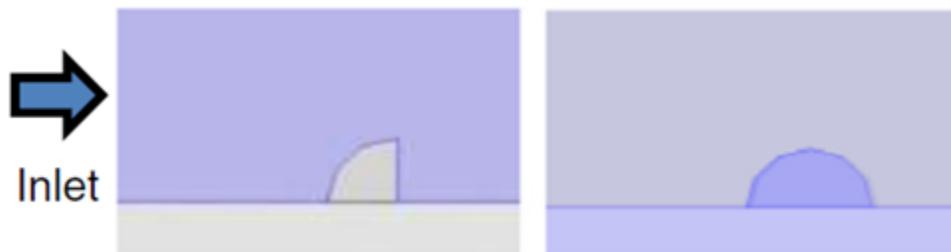


Figura 2.5: Vista en corte generadores cilíndricos.[8]

Respecto a los fluidos a utilizar como refrigerantes, se propone el uso de agua y la comparación con un nanofluido. Los nanofluidos corresponden a una mezcla entre una base acuosa y nanopartículas, con el objetivo de aumentar la conductividad térmica del fluido [9].

Las bases acuosas más utilizadas son el agua, aceites térmicos y sales fundidas, mientras que las nanopartículas típicas corresponden a la Alúmina, Dióxido de Titanio y Silica. Sin embargo, las mezclas que recurrentemente se usan utilizan una base de agua con partículas de Alúmina o Dióxido de Titanio [9]. En esta ocasión se utilizará la primera mezcla, vale decir, una base de agua con partículas de Alúmina en ella con una concentración no mayor al 1 %, pues se ha determinado que es de los valores óptimos a usar en microcanales según estudios previos [10] [11], pues aumenta la conductividad térmica, sin afectar mucho la pérdida de presión.

Se debe destacar que estos nanofluidos siguen siendo experimentales, pues la concentración de partículas también conlleva ciertos efectos no deseados, como aumentos en la pérdida de presión, mayor erosión en los materiales por los que circula el fluido e incluso la sedimentación que puede bloquear el normal flujo de nuestro refrigerante. Por ello, diversas concentraciones son utilizadas, siempre buscando un balance entre el aumento de transferencia térmica, pero sin perjudicar en demasía el flujo.

2.2. Ecuaciones gobernantes

A continuación, se presentan las principales ecuaciones que detallan el comportamiento del fluido, y ciertos parámetros importantes que permitirán analizar el proceso de transferencia de calor.

El modelamiento por desarrollar será considerado en estado estacionario, dónde el fluido refrigerante se considera laminar al entrar al microcanal, además de ser incompresible y newtoniano. Los efectos gravitacionales y viscosos no serán considerados. El movimiento del fluido será tridimensional, y se considera que el flujo de calor ocurre únicamente entre el block con el fluido.

De esta forma, en primera instancia, sea U el vector de velocidades del fluido dentro del microcanal, se deben cumplir las ecuaciones de Navier Stokes. Estas indican la continuidad del flujo del refrigerante.

$$\nabla \cdot U = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho(U \cdot \nabla)U = -\nabla\rho + \mu\nabla^2U \quad (2.2)$$

Dónde ρ es la densidad del fluido y μ es su viscosidad.

Luego, la ecuación de energía en fase líquida corresponde a:

$$\rho C_p U \cdot \nabla T_L = k \nabla^2 T_L \quad (2.3)$$

Con C_p el calor específico del fluido, T_L la temperatura del líquido y k la conductividad térmica.

Lo siguiente, en relación con la conductividad del sólido, viene dada por:

$$\nabla(k_s \nabla T_s) = 0 \quad (2.4)$$

Dónde k_s es la conductividad térmica y T_s la temperatura de este.

Los siguientes parámetros corresponden a aquellos que se deben considerar para comparar las diferentes configuraciones a utilizar.

Comenzando con el diámetro hidráulico, que es un valor representativo y simplificado para trabajar el flujo a través del microcanal.

$$D_h = \frac{4W_f(H - \delta)}{2(W_f + H - \delta)} \quad (2.5)$$

Cada uno de estos parámetros ya fueron definidos en la sección anterior.

Luego, el número de Reynolds se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho U_{in} D_h}{\mu} \quad (2.6)$$

Nuevamente nos aparece la densidad y viscosidad del fluido. También la velocidad al entrar a los microcanales y el diámetro hidráulico. El Reynolds nos permite ver que fuerzas predominan, las inerciales en el numerador, o las viscosas.

Para el fluido, tenemos que su coeficiente de transferencia de calor promedio viene dado por:

$$h = \frac{q_w}{T_{out} - T_{in}} \quad (2.7)$$

Dónde q_w es el calor extraído del block, T_{out} y T_{in} las temperaturas a la entrada y salida del microcanal.

Como ya se mencionó anteriormente, el Nusselt es una medida de la transferencia de calor entre una superficie sólida y una líquida. Nos muestra qué medio de transferencia importa más, si el convectivo o conductivo en el fluido. Su expresión está dada por:

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f} \quad (2.8)$$

Dónde k_f es la conductividad térmica del fluido.

Finalmente, la resistividad térmica a la transferencia de calor, que nos indica cuán fácil o difícil será refrigerar el CPU, viene dado por:

$$R_t = \frac{T_{ave} - T_{min}}{q_w A} \quad (2.9)$$

Dónde T_{ave} es el promedio entre la máxima y la mínima temperatura del microcanal, mientras que A es el área base del block.

Luego, a manera de comparar los rendimientos que tendrá cada modelo se define la Potencia mecánica que requiere hacer circular un fluido a través de un canal.

$$\dot{W} = W_f \cdot (H - \delta) \cdot U_{in} \cdot \Delta P \quad (2.10)$$

Con δP la caída de presión existente en el microcanal.

Para determinar las propiedades de los nanofluidos se utilizan las siguientes expresiones. Comenzando con la densidad:[5]

$$\rho_{nf} = (1 - \emptyset)\rho_{bf} + \emptyset\rho_p \quad (2.11)$$

Donde el subíndice nf significa nanofluido, el subíndice bf fluido base, el subíndice p nanopartícula y el símbolo \emptyset la concentración volumétrica de la nanopartícula a utilizar.

Luego, para calcular la viscosidad se utiliza la relación de Einstein [5]:

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + 2.5\emptyset) \quad (2.12)$$

Por otra parte, la conductividad térmica del nanofluido viene definida por:[5]

$$k_{nf} = \frac{k_p + 2k_{bf} + 2(k_p - k_{bf})(1 + \beta)^3\emptyset}{k_p + 2k'_{bf}2(k_p - k_{bf})(1 + \beta)^3\emptyset} \cdot k_{bf} \quad (2.13)$$

En lo anterior, el parámetro β se considera como 0.1.[12]

Por último, el calor específico del nanofluido se calcula como:

$$(C_p)_{nf} = \frac{(1 - \emptyset)(\rho C_p)_{bf} + \emptyset(\rho C_p)_p}{\rho_{nf}} \quad (2.14)$$

De lo anterior, los principales coeficientes a utilizar para cada material y sus valores son los siguientes:

Tabla 2.2: Propiedades de los materiales.

Material	$\rho[kgm^{-3}]$	$C_p[Jkg^{-1}K^{-1}]$	$k[Wm^{-1}K^{-1}]$	$\mu[kgm^{-1}s^{-1}]$
Agua	998.2	4182	0.6	0.001003
Cobre	8960	390	372	-
Sílice	2328.3	700	148	-
Alúmina	3880	765	40	-

2.3. Método numérico y validación

Para llevar a cabo las simulaciones se utilizará como base el programa Ansys Fluent. En él, se utilizará el método de elemento finito aplicado en volumen.

El método de cálculo a utilizar para obtener las soluciones será 'Coupled'. Las ecuaciones que involucran momento y energía serán discretizadas según un esquema "upwind" de segun-

do orden. Además, se configurará el programa para que entregue resultados con un error en los valores de continuidad, velocidad y energía no mayor a $1E-5$.

En el sistema se considerará que la parte superior del modelo será, como se menciona anteriormente, adiabática. Además, se realizará la suposición que la presión a la salida del microcanal será cero. También, en las paredes de los microcanales se impone la condición que el fluido no desliza sobre la superficie.

Para validar los resultados, se utilizará como referencia el estudio realizado por Fei Li [2]. Se comparan los resultados en base a la simulación realizada en dicho estudio, obteniendo los parámetros de Resistividad Térmica, número de Nusselt y Temperatura máxima.

La tolerancia al error entre los parámetros obtenidos será de un 5 %, vale decir, si se obtiene un número superior se debe refinar la malla. La forma de calcular este error será según la Ecuación 2.15, en el cuál se muestra el caso de la Resistividad Térmica como ejemplo.

$$e \% = \left| \frac{R_{sim} - R_{est}}{R_{est}} \right| \cdot 100 \% \quad (2.15)$$

Dónde R_{sim} es el coeficiente de resistividad térmica obtenido a partir de la simulación realizada y R_{est} es el coeficiente obtenido en el estudio.

2.4. Modelo de Multijets

El uso de Jets es la tecnología que predomina actualmente en el mercado, por lo que comparar los resultados obtenidos en esta investigación con un estudio sobre ellos permitirá tener una noción real sobre la viabilidad de la implementación de los nuevos modelos.

En el estudio realizado por M. Peng [6] se plantea la incorporación de varios Jets de entrada, utilizando geometrías variables en cuanto al aspecto del microcanal. En la Figura 2.6 se aprecia la estructura completa propuesta. La superficie que ocupan los microcanales se fija en un cuadrado de 10 milímetros de arista, pero sus anchos o altos varían.

Para el caso de los elementos intermedios, vale decir, cámara de entrada-salida y placa de jets, se observa que son geometrías bastante complejas. Por ello propone que con los avances de las tecnologías de manufactura aditiva se puede llegar a fabricar esta variante del uso de Jets. Además, la placa de jets propone hacer orificios específicos para la entrada a cada microcanal en forma cuadrada coincidente con el ancho del microcanal, a diferencia de los jets actuales que realizan grandes canales que crucen todos los microcanales.

Debido a esto, el estudio se basa únicamente en simulación, utilizando como material de referencia Sílice en la construcción de cada uno de los componentes.

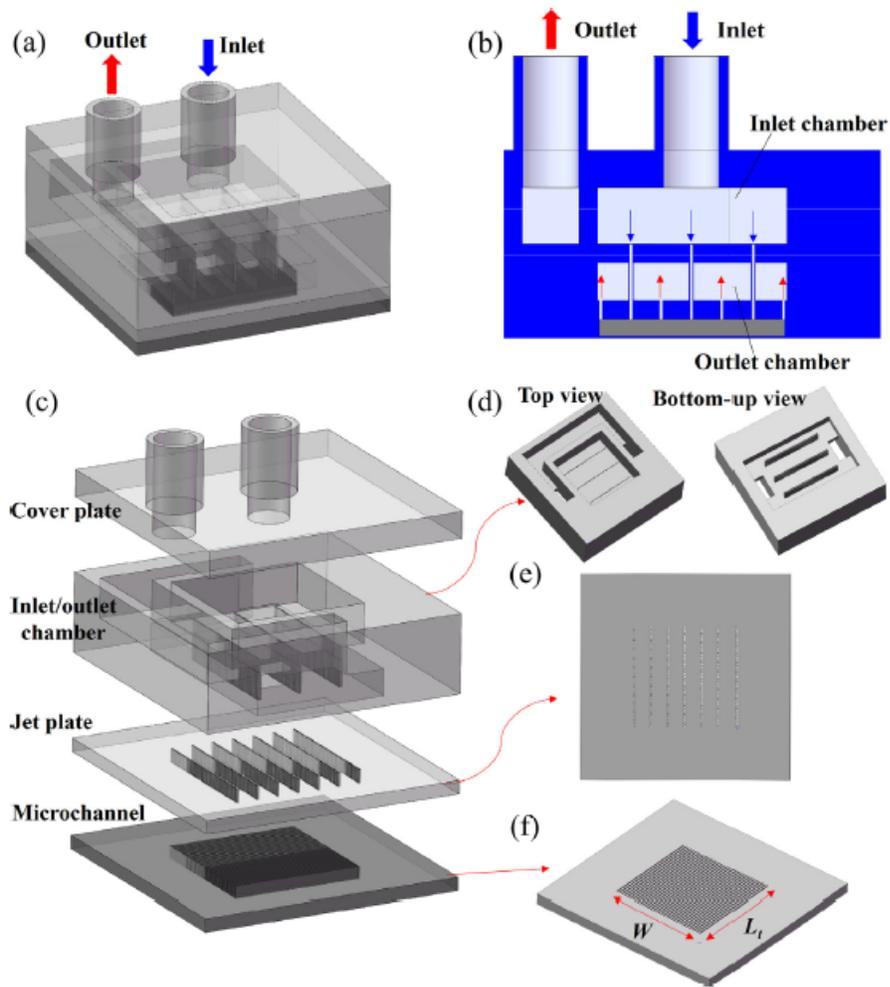


Figura 2.6: Ensamblaje completo propuesto de Multijets. [6]

Luego, en las Figuras 2.7, 2.8 y 2.9. se pueden ver los diferentes resultados obtenidos al momento de refrigerar.

En términos de los parámetros utilizados en esta investigación, se definen:

- Jets: Número de entradas de agua a lo largo del microcanal.
- $\alpha : \frac{H-\delta}{W_f}$
- $\beta : \frac{W-W_f}{W_f}$

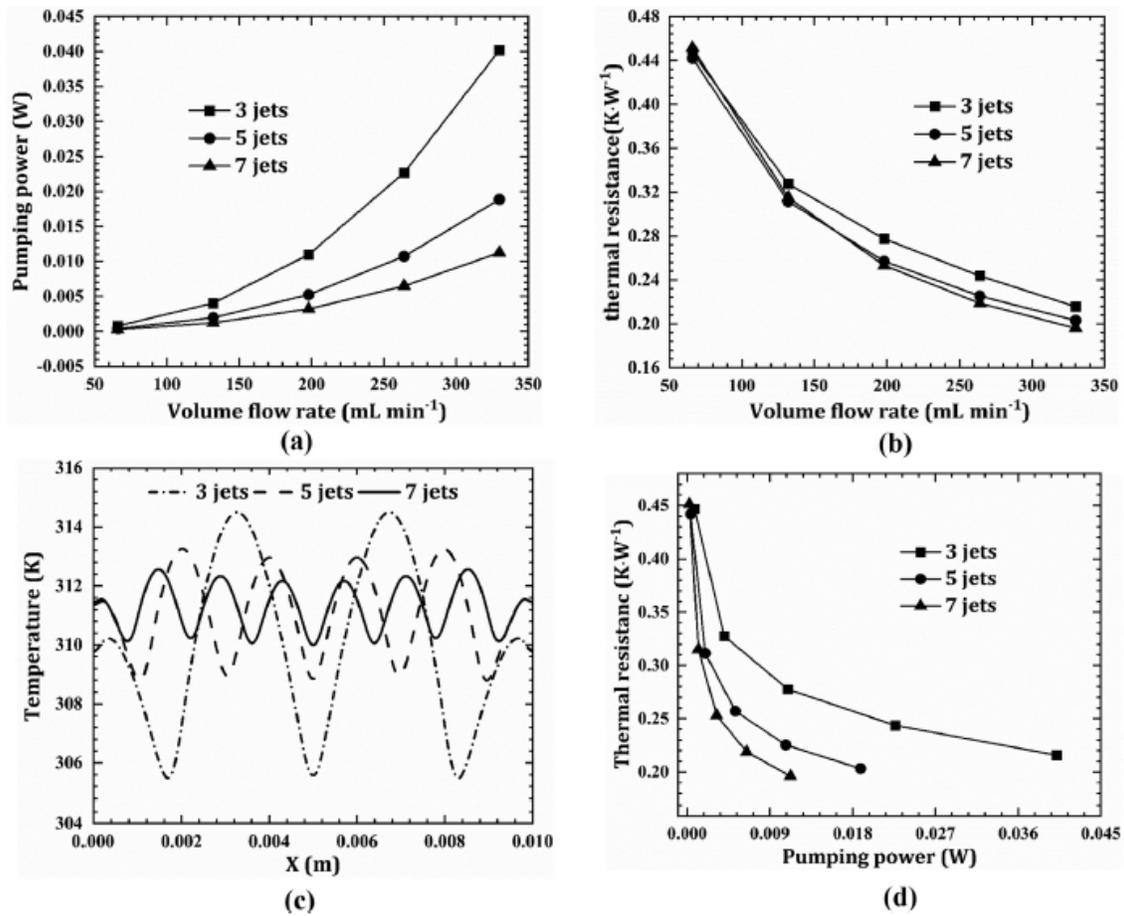


Figura 2.7: Variación del número de jets. [6]

De la Figura 2.7, se aprecia la uniformidad de temperatura que puede dar una mayor cantidad de jets, minimizando la potencia requerida para lograr menores resistividades térmicas. A partir de este punto, el estudio fija para las siguientes figuras el número de jets en 7.

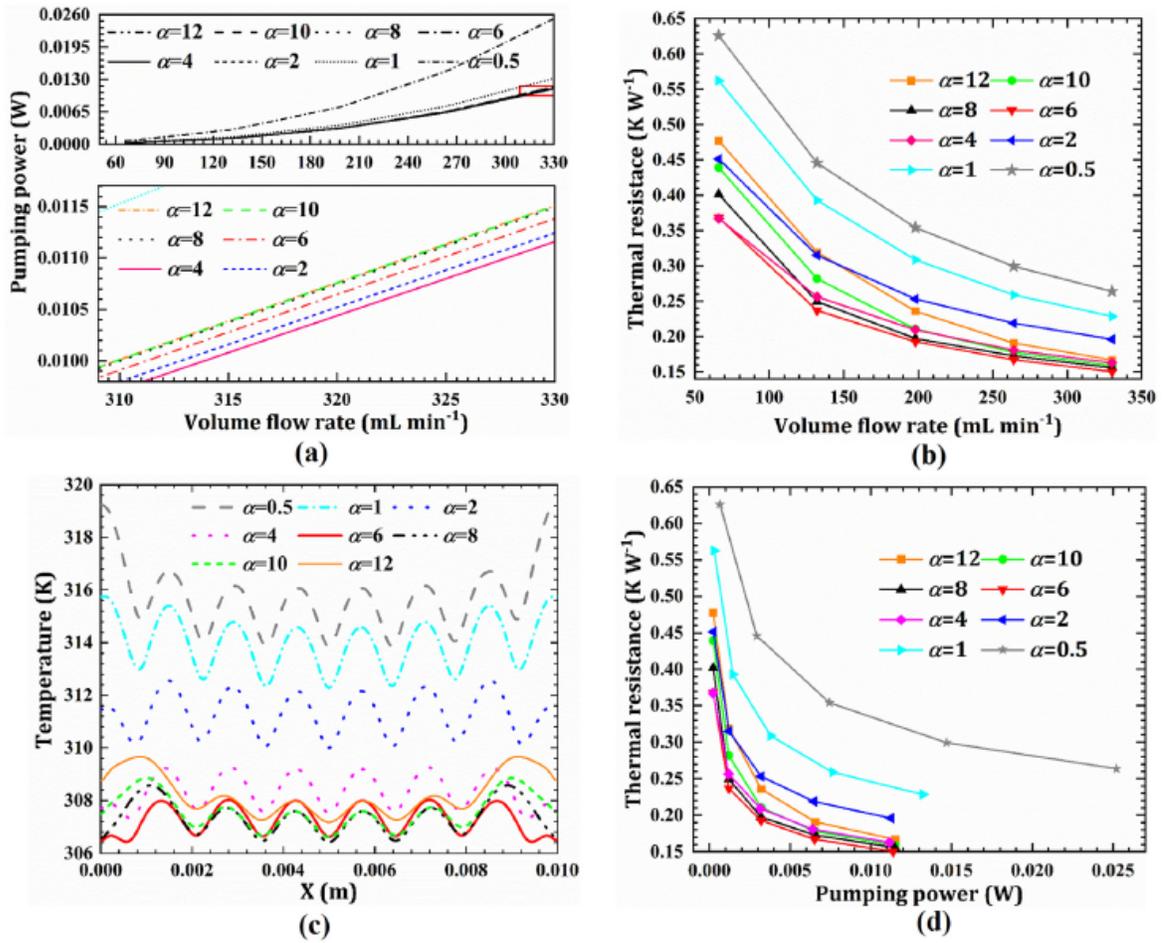


Figura 2.8: Variación de profundidad del microcanal.[6]

Teniendo fijo el número de jets, el siguiente elemento que varían es la profundidad del microcanal en relación con su ancho. Se aprecia una gran importancia en la resistividad térmica entregada por el microcanal, en dónde se minimiza tanto la Potencia requerida como la resistividad térmica al tener un valor de α igual a 6. Se utiliza este valor para los siguientes análisis.

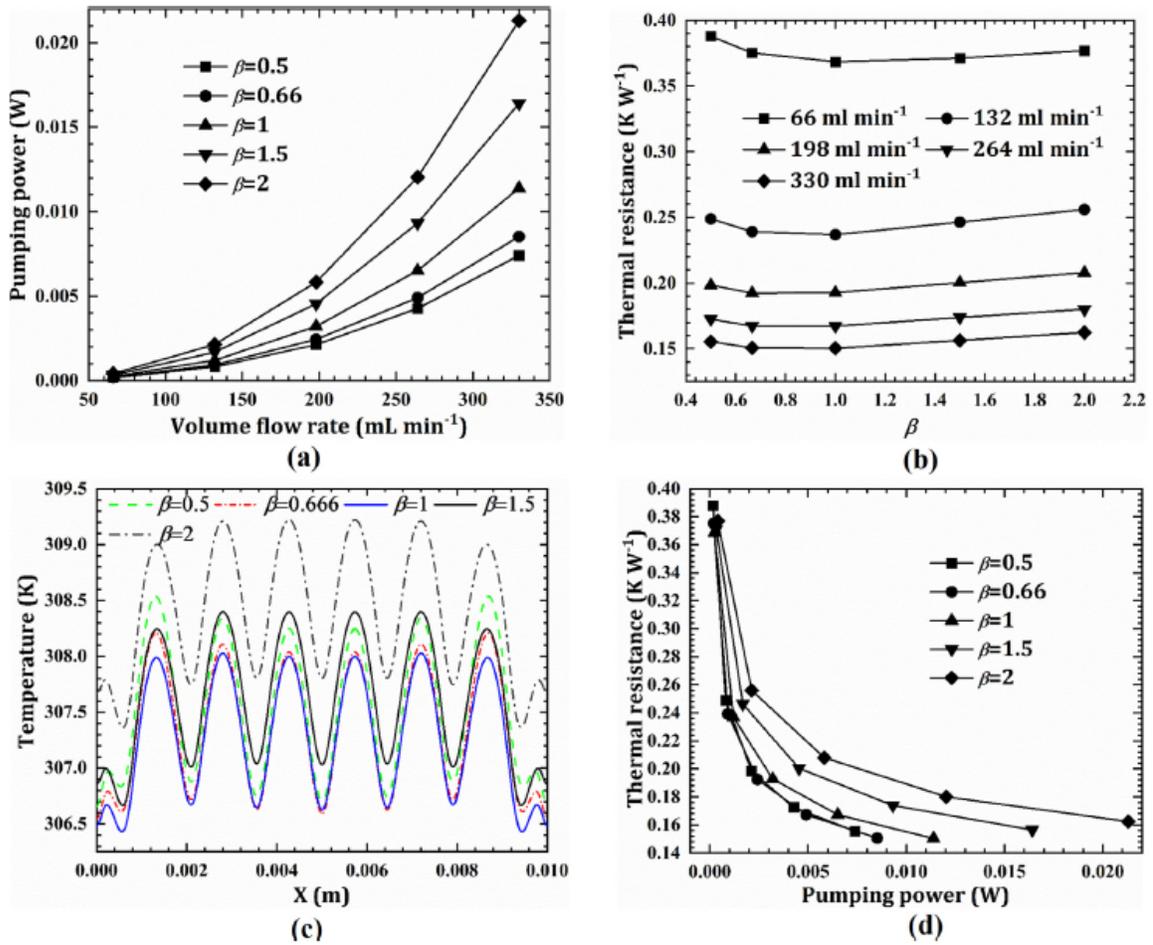


Figura 2.9: Variación del ancho del microcanal.[6]

Finalmente, al variar el ancho que tendrá el microcanal se siguen observando diferencias, pero menos notorias que al variar α . sin embargo se concluye un punto de inflexión al usar β igual a 0,5.

Capítulo 3

Metodología

En este capítulo se presenta la metodología a seguir para el desarrollo de esta investigación, junto a elementos o herramientas a utilizar.

3.1. Investigación bibliográfica

En esta etapa, tal como sugiere el nombre, se realiza la búsqueda de estudios previos relacionados al enfriamiento de chips mediante microcanales y su posible mejora con generadores de vórtices. Se buscan modelos que sean aplicados en geometrías aproximadas a la de enfriamiento de CPU's, y que permitan tener noción sobre generadores de vórtices viables en las dimensiones de micrómetros.

También se buscan estudios sobre nanofluidos, los más usados, como obtener sus propiedades y cómo aplicarlos en este tipo de sistemas de refrigeración.

La investigación se realiza mediante búsqueda de artículos por Google, Sciencedirect y Researchgate.

3.2. Selección y validación modelo base

A partir de la revisión bibliográfica se utiliza como modelo base el elaborado por Fei Li et al. [2], con el objetivo de obtener parámetros de referencia al momento de simular nuevas geometrías.

Para realizar el proceso de modelamiento y simulación se utiliza la herramienta Workbench del software Ansys FLUENT 18.2.

Habiendo modelado el caso propuesto por Fei Li [2], se procede a simular con el objetivo de obtener resultados similares a aquellos que entregue dicho estudio, como muestra del buen funcionamiento del software y su correcto uso. La tolerancia al error establecida como diferencia máxima entre los resultados es de un 5%. Para obtener esto, se deben modificar los parámetros de mallado a la necesidad de los resultados obtenidos.

3.3. Selección generadores de vórtice

Luego de completar la selección del modelo base, en paralelo a la simulación se procede a determinar los tipos de generadores de vórtice aplicables a los microcanales. Esto a partir de la investigación bibliográfica.

Una vez determinados se plantean las diferentes geometrías que pueden abarcar dichos generadores, abarcando posiciones, distancias, cantidad, entre otros. Todo esto teniendo como objetivo buscar modelos realistas, que puedan ser fabricados actualmente.

3.4. Modelamiento sistemas propuestos

Una vez cumplida la validación del modelo, se procede a realizar el modelamiento en Workbench de cada una de las geometrías propuestas. Cuidando de adecuar la malla a los diferentes modelos, para obtener resultados coherentes se aplican las mismas condiciones de borde utilizadas para el caso base.

Luego, en base a los resultados que se vayan obteniendo se pueden realizar modificaciones a las condiciones aplicadas.

3.5. Análisis

Con los resultados adquiridos del modelo propuesto, se procede a realizar la comparación con el modelo base, evidenciando las mejoras obtenidas junto a los posibles puntos conflictivos de los diseños. También, se realizará una comparación con la tecnología más usada actualmente para refrigeración de chips de computadora, los Multijets. De esta manera se verá la factibilidad de masificar estas alternativas elaboradas para la refrigeración de CPU's.

Capítulo 4

Modelos propuestos y mallas

A lo largo de este capítulo se presentan los modelos a trabajar en esta investigación. A partir de la investigación bibliográfica realizada, se utilizarán generadores de vórtice cilíndricos.

También, hacia el final del capítulo se exponen las condiciones de borde utilizadas en la simulación realizada en Workbench.

4.1. Modelo base

Tal como se menciona anteriormente, el modelo a utilizar para comparar con el estudio de Fei Li [2] es aquel que se presenta en la Figura 2.3. Para proceder a la validación del modelo en la simulación, se utilizan 4 mallas diferentes para comparar con lo obtenido en dicho estudio, cuya cantidad de elementos y subdivisiones por cara se encuentran a continuación:

- Malla 1: 234.000 elementos (20x39x300)
- Malla 2: 422.750 elementos (21x45x445)
- Malla 3: 625.000 elementos (25x50x500)
- Malla 4: 2.500.000 elementos (50x100x500)

En la Figura 4.1 se puede apreciar visualmente la Malla 3. En cada una de las mallas se obtiene una visual similar, claramente cambiando la densidad de los elementos.

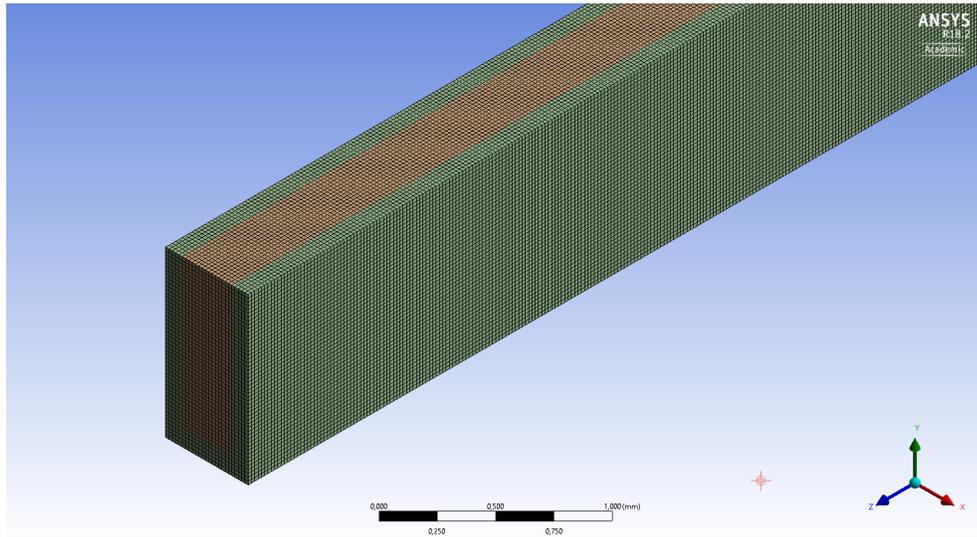


Figura 4.1: Malla 3.

Al momento de realizar el mallado del modelo se utiliza la cantidad de subdivisiones especificada en las aristas correspondientes, y se deja que el programa elija automáticamente la forma de los elementos. Para el caso de este modelo, utiliza cuadrados en cada cara. El *Size Function* se deja como uniforme para esta geometría. Las físicas se dejan como CFD y el *solver* en Fluent.

La malla elegida es la Malla 2, cuyos resultados se presentan más adelante, pero es necesario tenerlo presente para los siguientes casos.

4.2. Microcanal con cilindros en la base

Como primer modelo, y el más similar al caso base, se plantea incorporar cilindros como 'resaltes' en el camino. El diseño se puede apreciar en la Figura 4.2. Se plantea esta geometría con el ideal de 'levantar' el fluido que está en contacto directo con la fuente de calor.

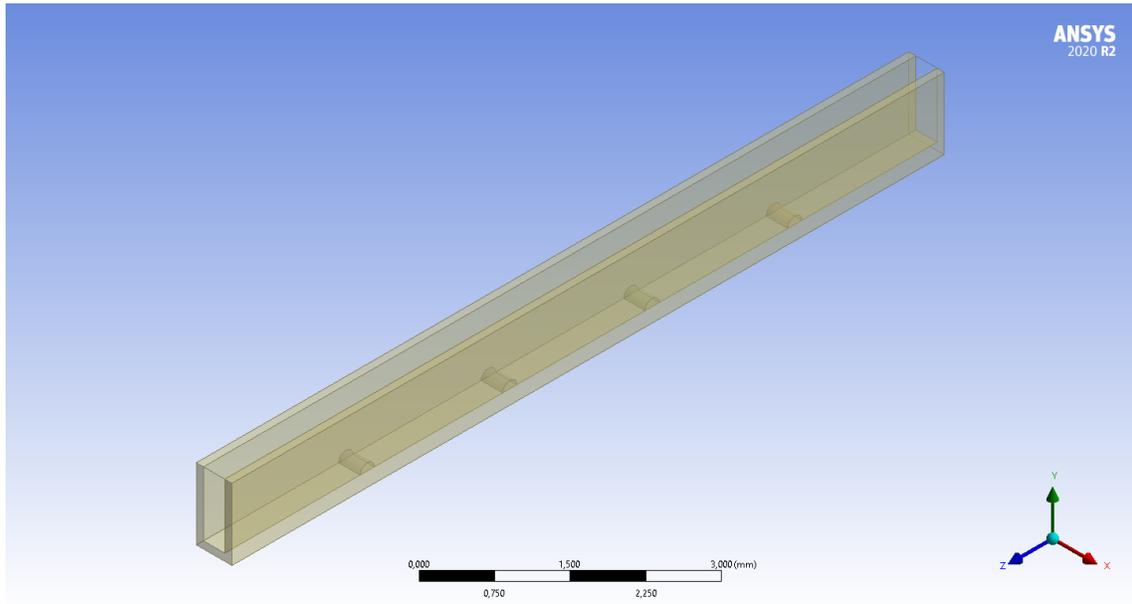


Figura 4.2: Modelo propuesto con generadores de vórtice en la base.

Los cilindros poseen un radio de 0.1 [mm] y se encuentran distanciados de a 2 [mm]. Esta esquematización se puede ver en las Figuras 4.3 y 4.4.

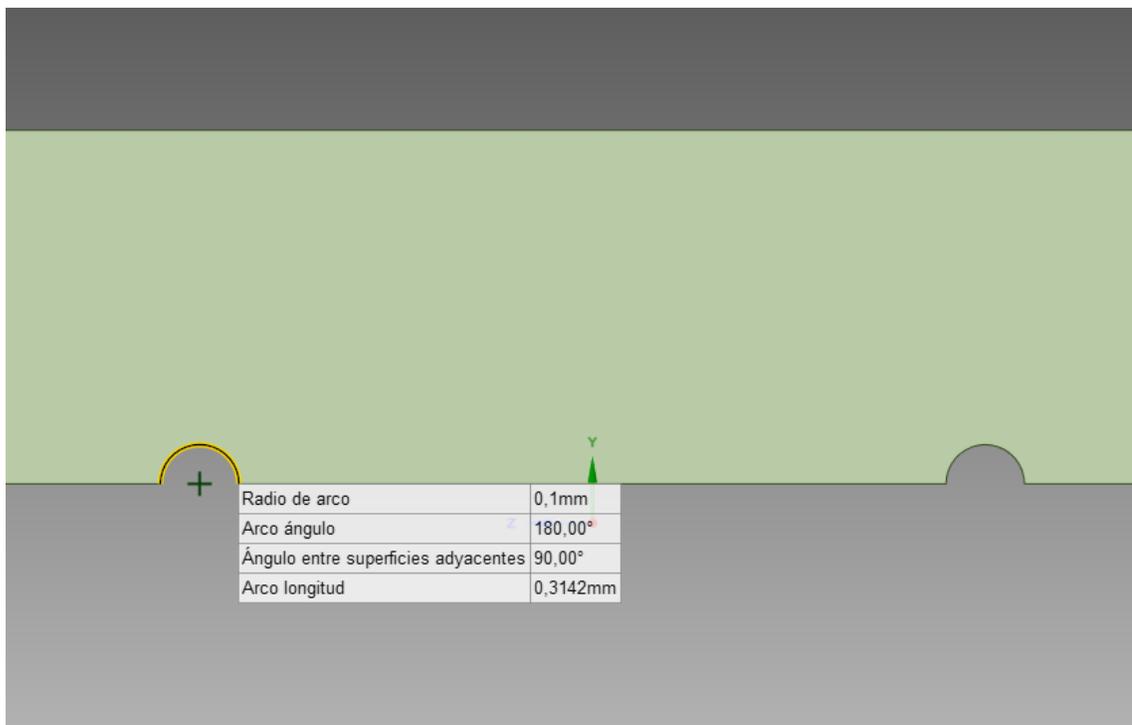


Figura 4.3: Radio de generador de vórtices.

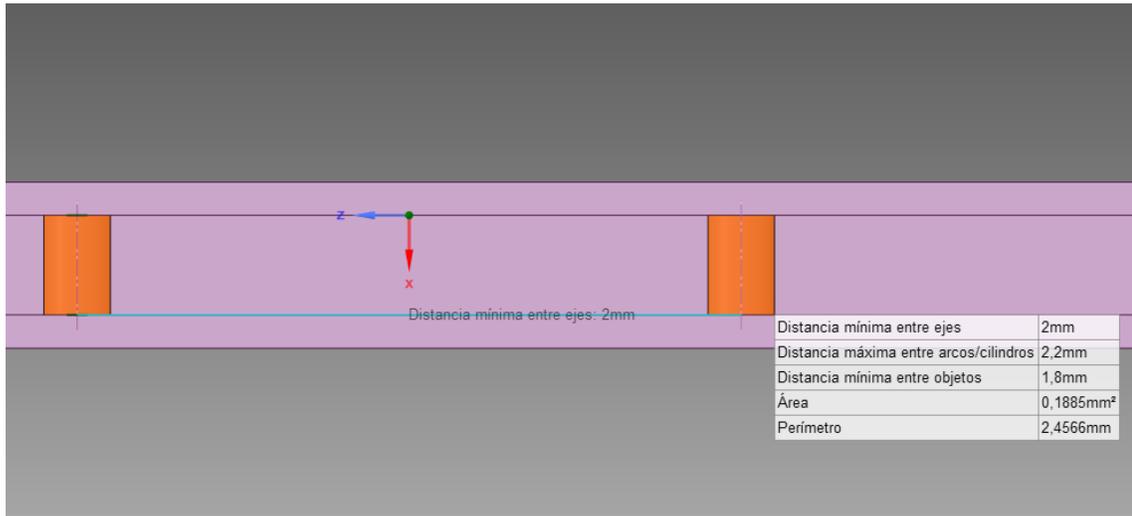


Figura 4.4: Distancia entre generadores de vórtices.

Notar que el espacio que ocupa este generador de vórtice en relación a la sección transversal original del microcanal es alrededor de un 11 %. La vista de esta sección se aprecia en la Figura 4.5.

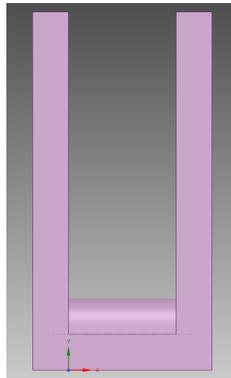


Figura 4.5: Sección transversal de cilindros en base.

Al momento de realizar el mallado se utilizó la cantidad de subdivisiones indicadas en la Malla 2, dejando al programa seleccionar las geometrías de los elementos de forma automática. Así, se obtienen 2.101.831 elementos para esta geometría, con elementos triangulares en el microcanal. Además, el *Size Function* se modifica a Curvatura, para adaptarse a los cilindros. El resto de las opciones se dejan igual que en el modelo base.

En base a lo anterior, en las Figuras 4.6 y 4.7 se aprecia el resultado de la malla.

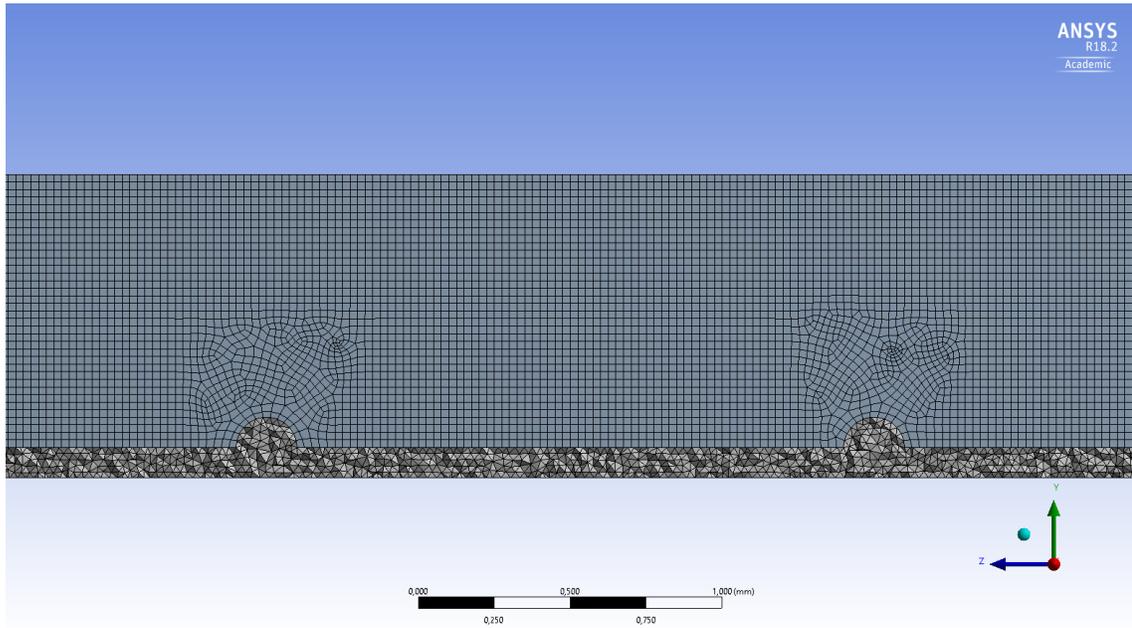


Figura 4.6: Detalle de cilindros.

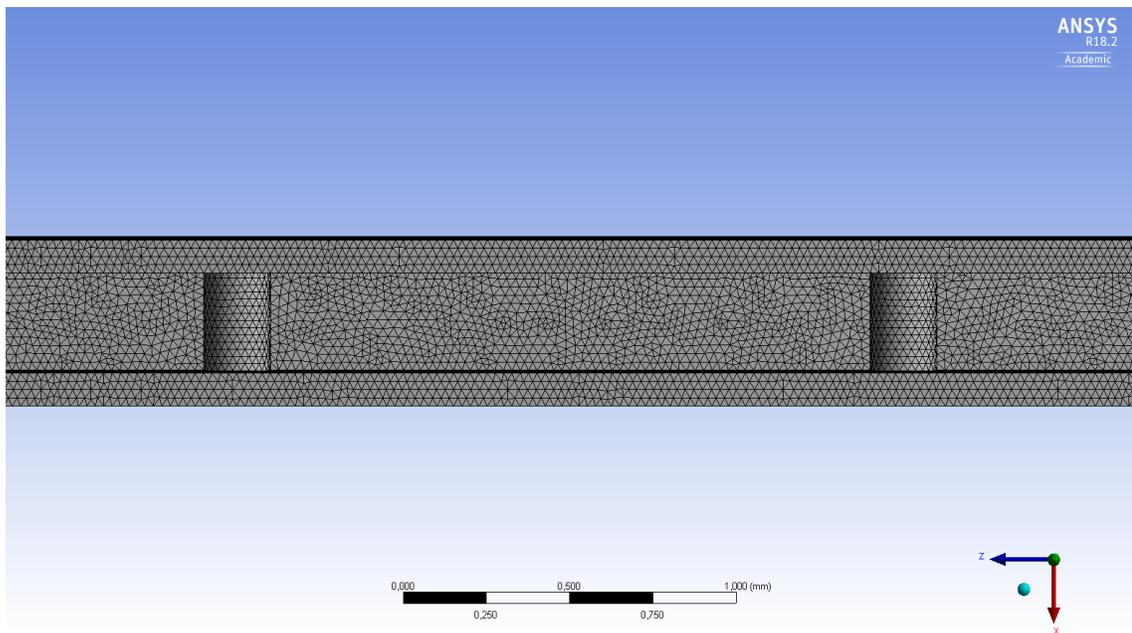


Figura 4.7: Malla en microcanal.

4.3. Microcanal con cilindros en el centro

Para un cambio más radical en la geometría, se utilizan cilindros completos en forma de pilares en el centro del microcanal. En la Figura 4.8 se puede ver el modelo realizado. Mediante esta forma, se busca forzar que el centro del fluido se acerque a las paredes del microcanal, para que la mayor cantidad de fluido entre en contacto con la superficie caliente. Además, el microcanal también sirve como un punto por el cual el calor recibido desde el

CPU pueda 'escapar' de este.

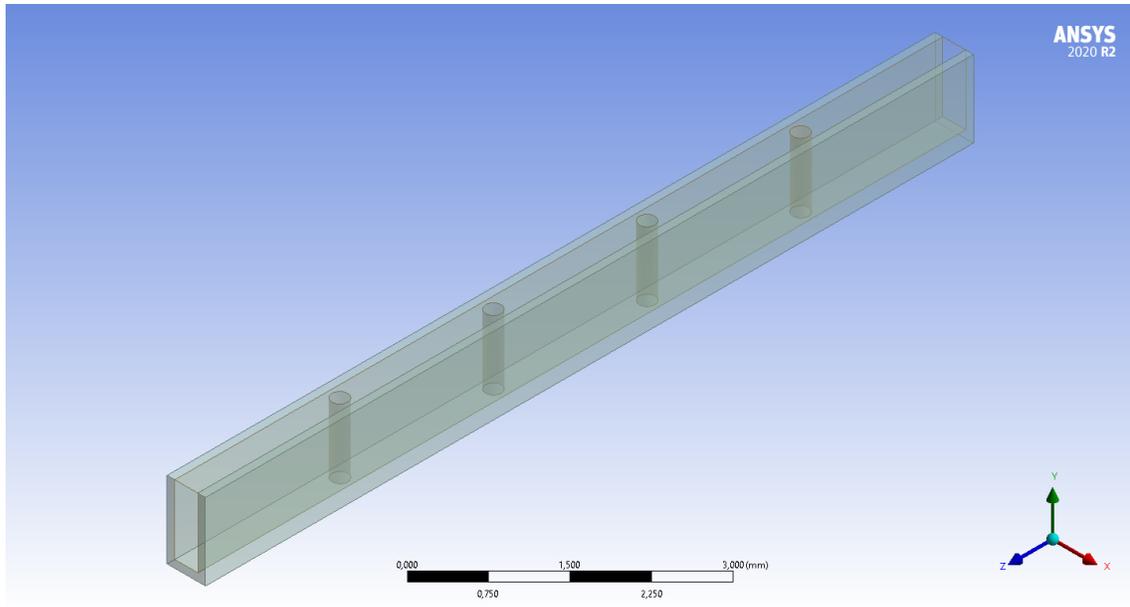


Figura 4.8: Modelo propuesto con generadores de vórtice en el centro.

Al igual que en el caso anterior, el radio de los cilindros es de 0.1 [mm] y se encuentran distanciados por 2[mm], apreciable en las Figuras 4.9 y 4.10.

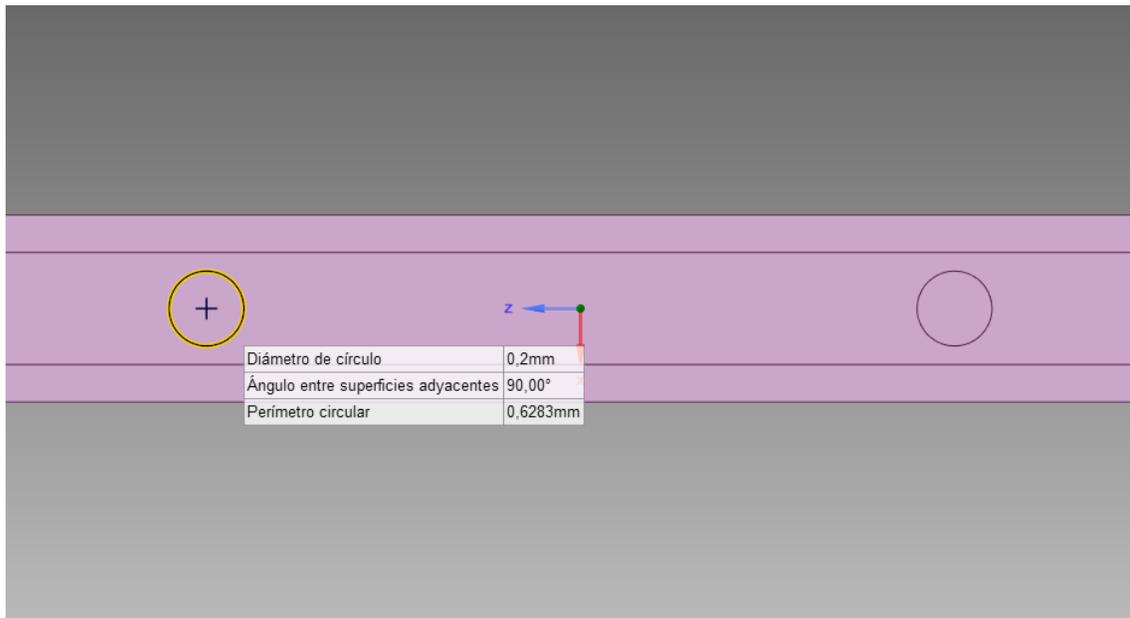


Figura 4.9: Radio de generador de vórtices.

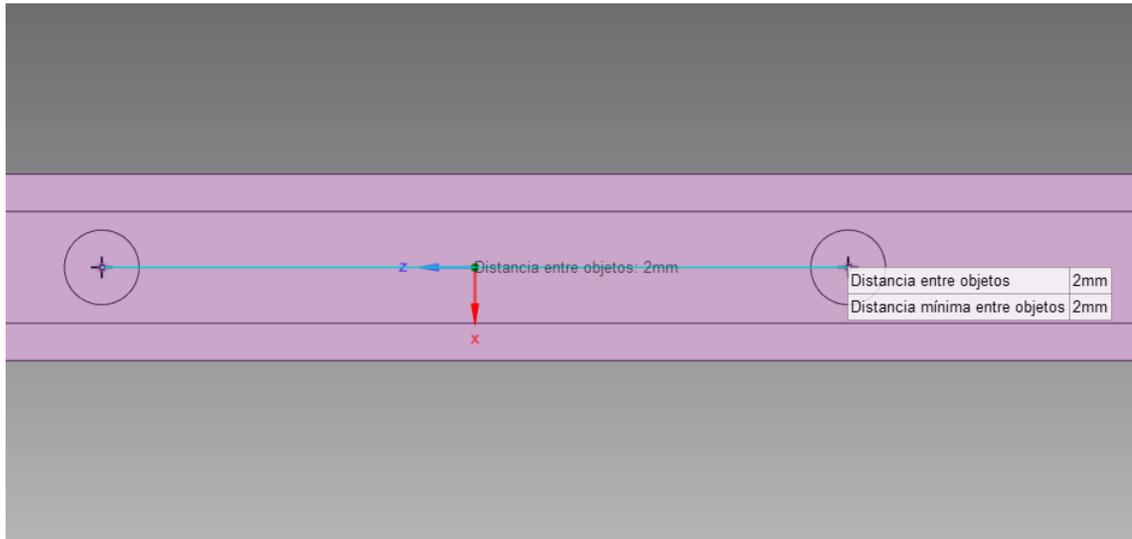


Figura 4.10: Distancia entre generadores de vórtices.

Para el caso de la sección transversal de este modelo, visible en la Figura 4.11, los cilindros ocupan una mayor porción de la sección transversal, alrededor del 60%. Por lo tanto, se espera que exista un aceleramiento brusco de la velocidad del fluido y que aumenten considerablemente las caídas de presión.

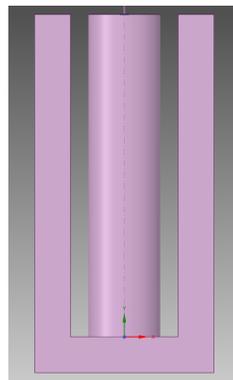


Figura 4.11: Sección transversal de cilindros en el centro.

Tal como en el caso anterior, para el mallado se utilizó la cantidad de subdivisiones de la Malla 2. Se deja al programa seleccionar las geometrías volviendo a encontrar elementos triangulares en el microcanal, obteniendo 1.355.784 elementos para esta geometría. El *Size Function* se establece en Curvatura para adaptarse a los cilindros. El resto de las opciones se dejan igual que en el modelo base.

En base a lo anterior, en las Figuras 4.12 y 4.13 se aprecia el resultado de la malla.

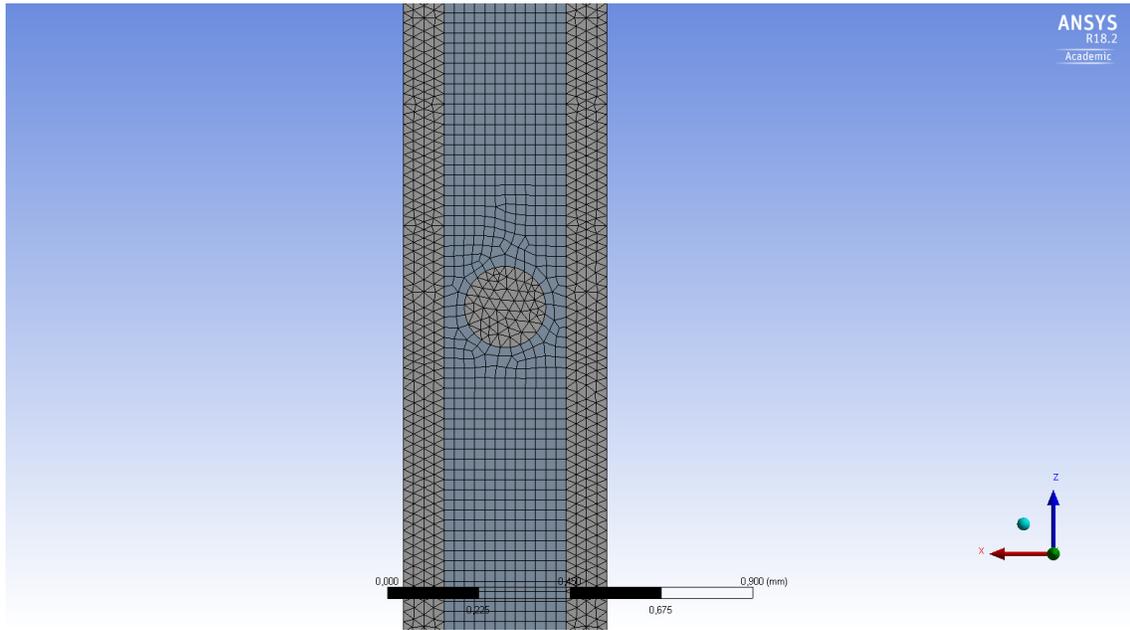


Figura 4.12: Detalle de cilindros.

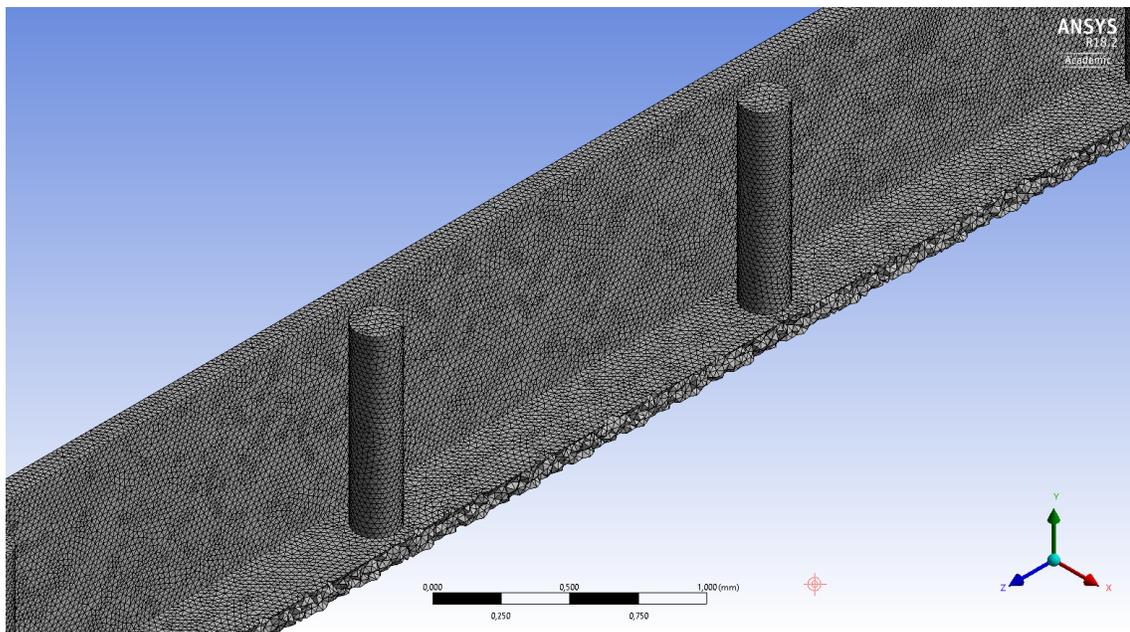


Figura 4.13: Malla en microcanal.

4.4. Microcanal con cilindros en las paredes

El tercer modelo planteado corresponde a una variación de los cilindros en el centro. A diferencia de considerar un cilindro en el centro, este se divide a la mitad y se ubican en las paredes del microcanal. Esto se puede ver en la Figura 4.14. De forma semejante al modelo anterior, el objetivo es que el fluido que va en contacto con las paredes del microcanal se vea en la necesidad de tener que mezclarse con el fluido del centro. Se puede considerar como

una combinación del primer y segundo modelo planteado en esta investigación.

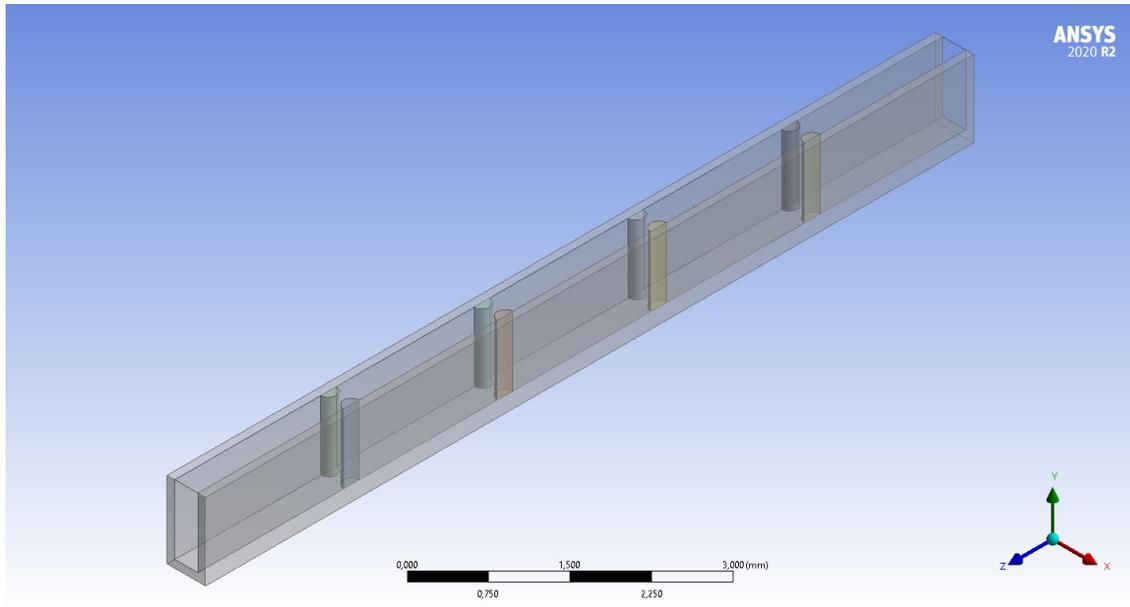


Figura 4.14: Modelo propuesto con generadores de vórtice en las paredes.

Nuevamente se mantiene el radio de 0.1[mm], manteniendo los cilindros a 2 [mm] de distancia, como se aprecia en las Figuras 4.15 y 4.16.

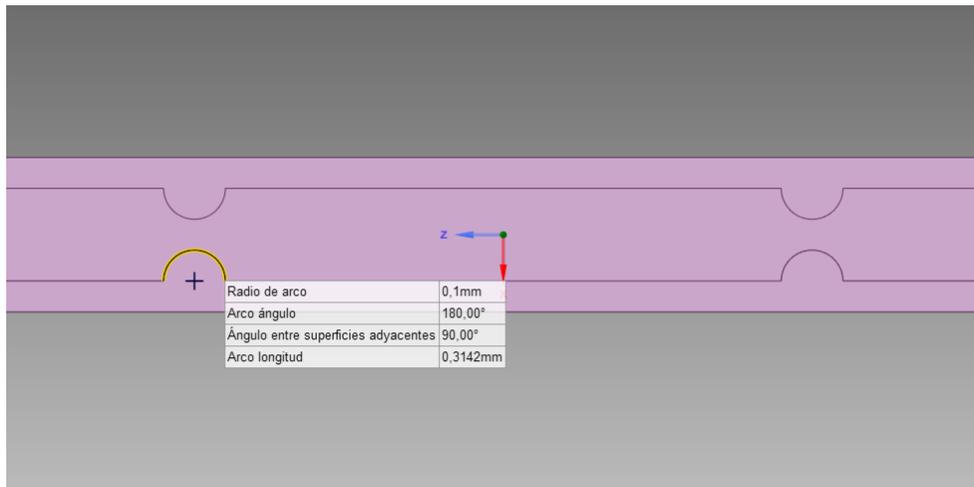


Figura 4.15: Radio de generador de vórtices.

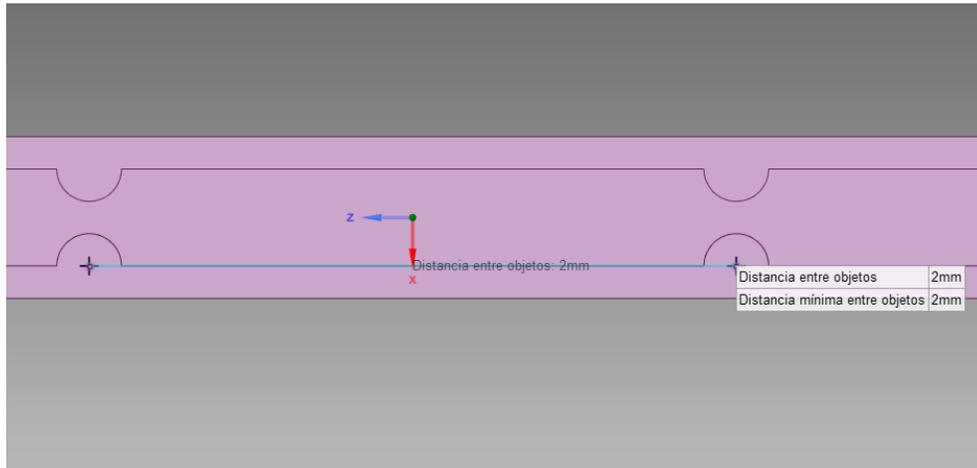


Figura 4.16: Distancia entre generadores de vórtices.

También, al igual que el caso de los cilindros en el centro, el porcentaje de ocupación que tienen estos cilindros en el microcanal es de un 60%, por lo que se esperan resultados similares a los de dicho modelo. La Figura 4.17 muestra esta sección transversal.

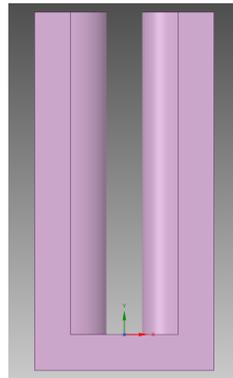


Figura 4.17: Sección transversal de cilindros en las paredes.

Nuevamente, para el mallado se utilizó la cantidad de subdivisiones de la Malla 2. El programa selecciona las geometrías automáticamente, y se repiten los elementos triangulares en el microcanal, obteniendo 2.139.203 elementos para esta geometría. El *Size Function* se vuelve a establecer en Curvatura para adaptarse a los cilindros. El resto de las opciones se mantienen igual.

De esta forma, en las Figuras 4.18 y 4.19 se aprecia el resultado de la malla.

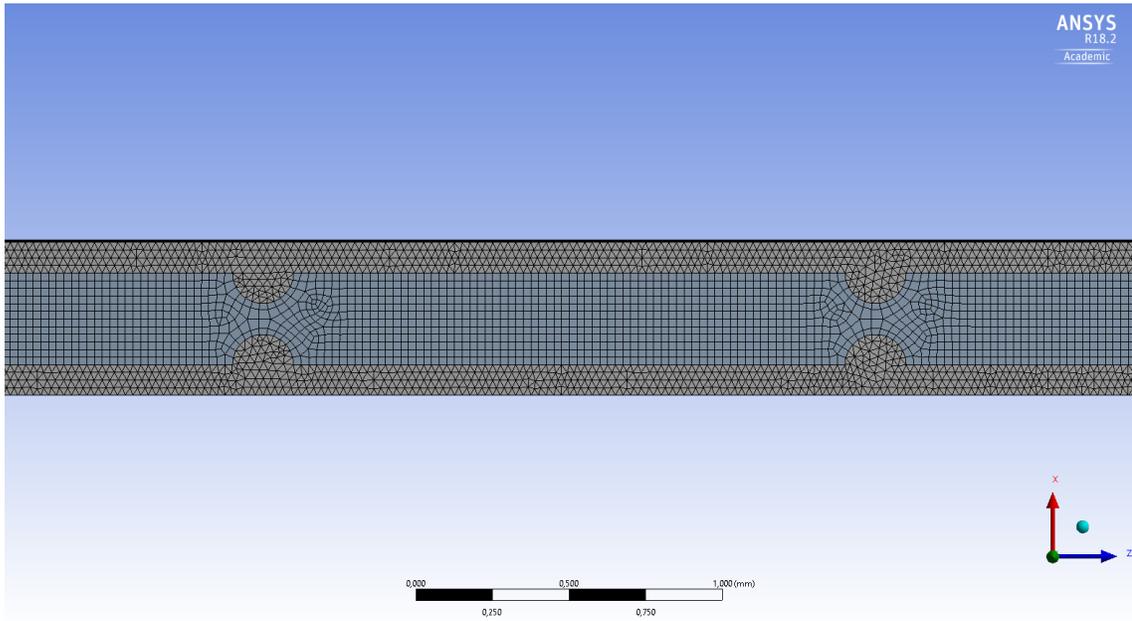


Figura 4.18: Detalle de cilindros.

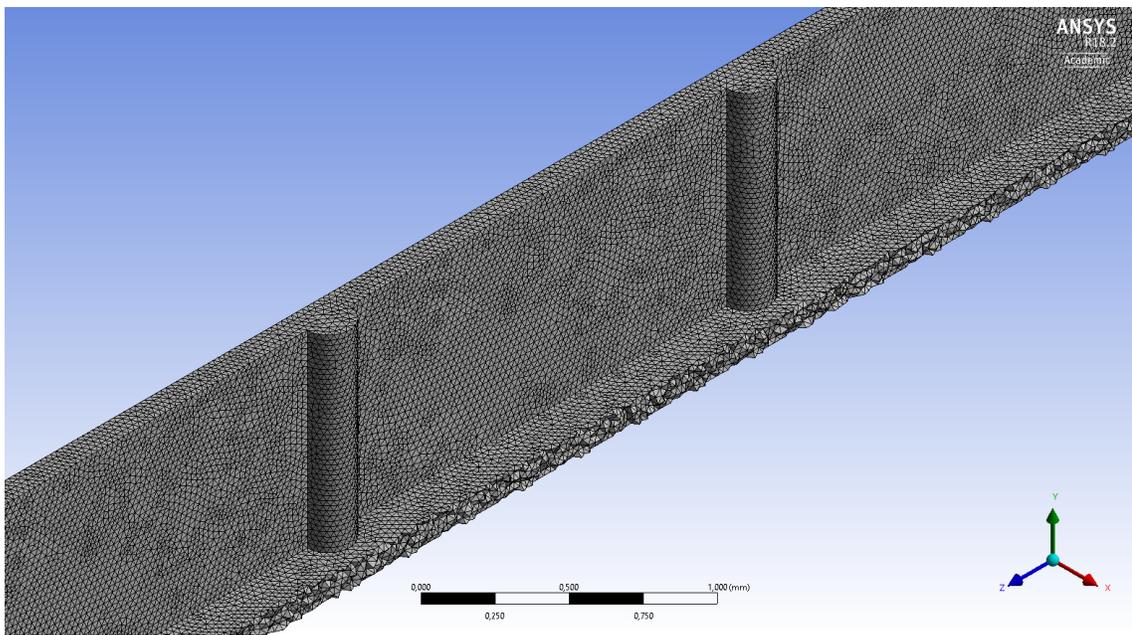


Figura 4.19: Malla en microcanal.

4.5. Condiciones de borde en Fluent.

Para presentar las condiciones implementadas en cada simulación, se utiliza el modelo generado para el caso base. Sin embargo, se realizan las mismas configuraciones para cada uno de los modelos simulados.

En el software, para imponer condiciones de borde se trabaja sobre las superficies modela-

das. El modelo se trabaja como un sólido para el procedimiento previo, pero en las condiciones se le indica que tipo de comportamiento debe tener.

Comenzando con la entrada del fluido, se impone una temperatura de entrada de 300 K, a una velocidad determinada según cada Reynolds. La superficie de entrada se verá como se muestra en la Figura 4.20. Por su contraparte estará la salida del fluido, la cual se configura para que la presión del fluido en dicha superficie sea $P=0$ (no posee unidades, por configuración del software).

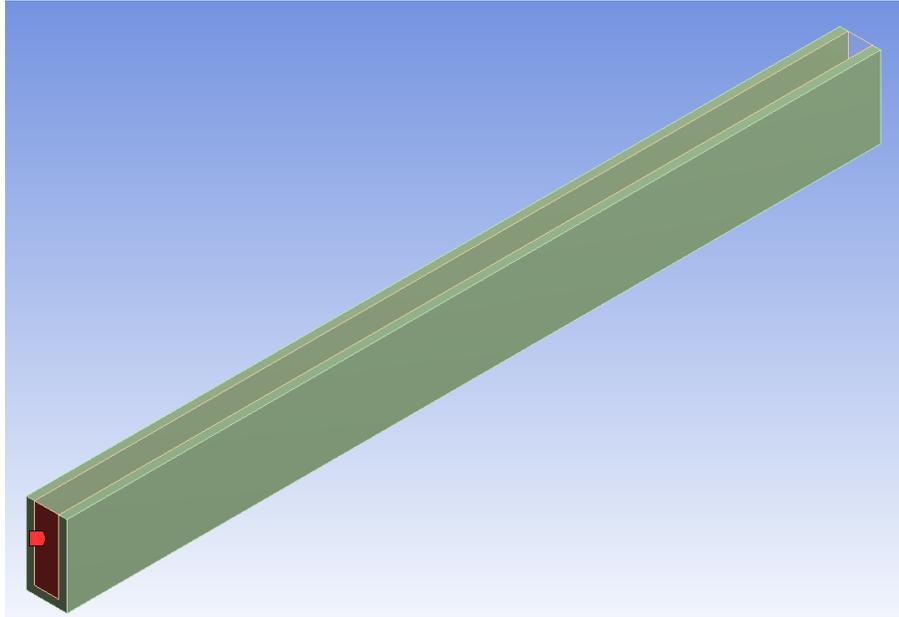


Figura 4.20: Superficie entrada de fluido.

La superficie en la que se encuentran en contacto el sólido con el fluido se categoriza como Interfaz. Esto se genera automáticamente por el programa, y lo considera como un lugar en que se comparten los estados térmicos de ambos materiales. Esto se puede ver en la Figura 4.21.

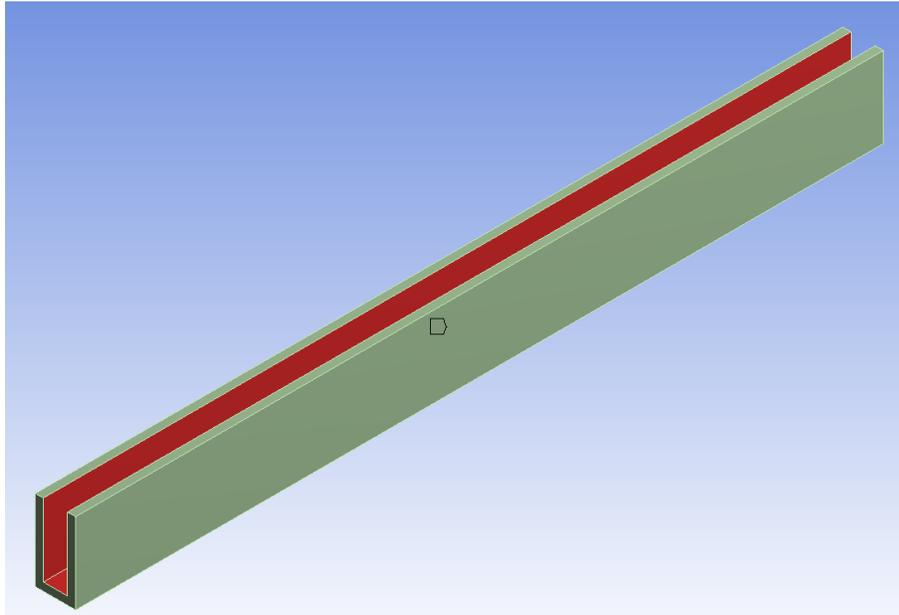


Figura 4.21: Interfaz de contacto Sólido-Fluido.

Luego, la entrada de calor al sistema será desde la parte inferior del microcanal, como se aprecia en la Figura 4.22. El calor que ingresa toma el valor de $q_w = 100 [W/cm^2]$.

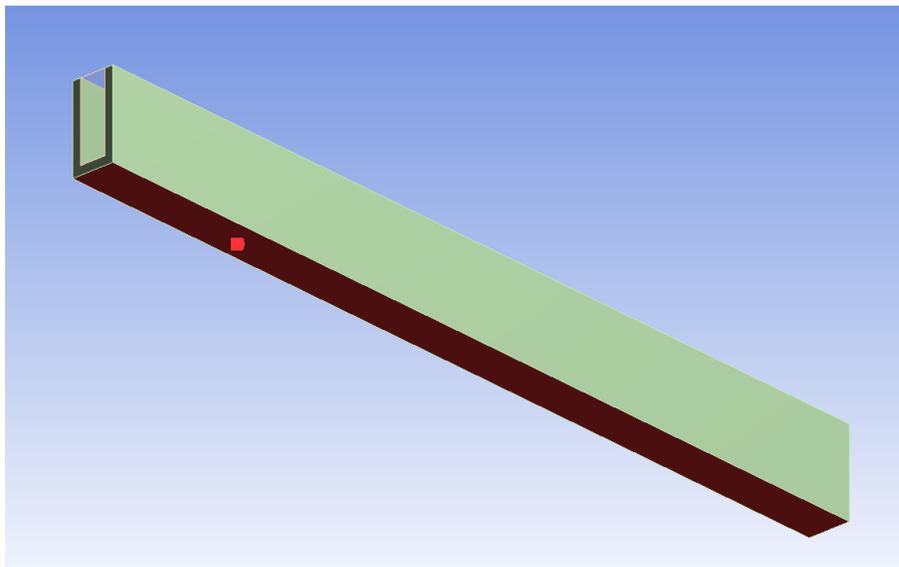


Figura 4.22: Entrada de calor al sistema.

Por último, la zona superior del microcanal se considera como una muralla adiabática. Esto debido a que en un sistema real, el microcanal estará cubierto por la tapa del block de agua. Mediante esta configuración, se configura en el software la condición de no resbalamiento, nula transferencia de calor y cobre como material de este elemento. Esta sección se ve en la Figura 4.23.

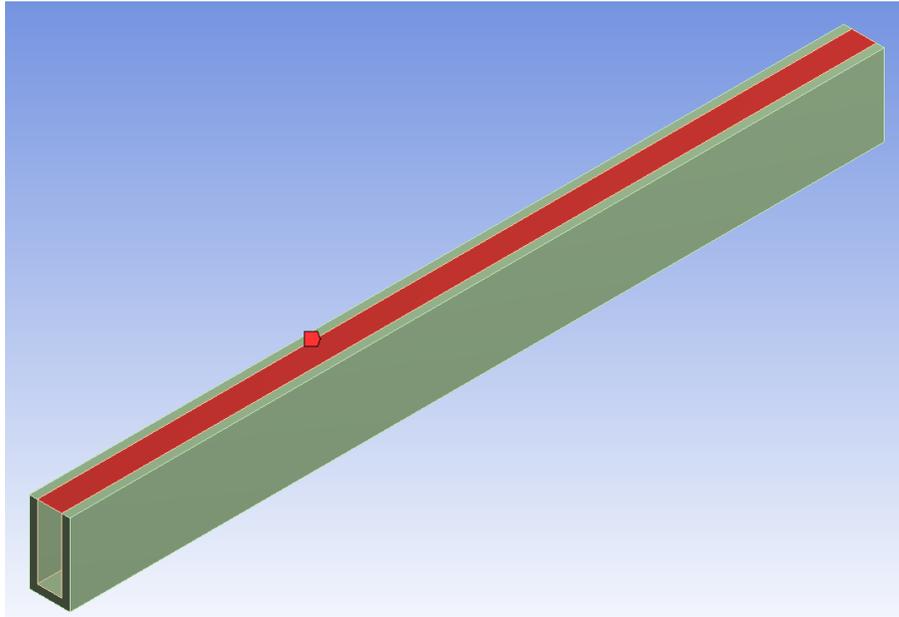


Figura 4.23: Zona superior del microcanal.

Para el resto de las paredes que no han sido mencionadas, se configuran de la misma forma que la zona superior del microcanal, vale decir, paredes adiabáticas.

Así, a modo de resumen se tiene lo siguiente:

- $T_{in} = 300 \text{ K}$
- U_{in} : según sea el caso.
- $P_{out} = 0$
- $q_w = 100 \frac{\text{W}}{\text{cm}^2}$

Capítulo 5

Resultados

5.1. Agua como fluido refrigerante

5.1.1. Validación caso base

Comenzando exclusivamente con lo obtenido en las simulaciones para cada malla, respecto a la Malla 4, que por cantidad de elementos debe ser la más precisa, la diferencia porcentual de cada malla respecto a ella por Reynolds se aprecia en las Tablas 5.1 a 5.5

Tabla 5.1: Diferencias a Malla 4 Reynolds 80.

Re 80	Malla 1		Malla 2		Malla 3		Malla 4
Rt [K/W]	12,13	0,34 %	12,14	0,23 %	12,15	0,16 %	12,17
Tmax [K]	360,63	0,06 %	360,70	0,04 %	360,74	0,03 %	360,84
Nu	24,74	-0,34 %	24,71	-0,23 %	24,70	-0,16 %	24,66

Tabla 5.2: Diferencias a Malla 4 Reynolds 100.

Re 100	Malla 1		Malla 2		Malla 3		Malla 4
Rt [K/W]	11,10	0,44 %	11,11	0,34 %	11,12	0,24 %	11,15
Tmax [K]	355,51	0,07 %	355,57	0,05 %	355,62	0,04 %	355,75
Nu	27,02	-0,44 %	26,99	-0,34 %	26,97	-0,24 %	26,90

Tabla 5.3: Diferencias a Malla 4 Reynolds 120.

Re 120	Malla 1		Malla 2		Malla 3		Malla 4
Rt [K/W]	10,36	0,53 %	10,38	0,41 %	10,39	0,30 %	10,42
Tmax [K]	351,82	0,08 %	351,88	0,06 %	351,94	0,04 %	352,10
Nu	28,95	-0,54 %	28,91	-0,41 %	28,88	-0,30 %	28,79

Se puede apreciar que las diferencias porcentuales son menores al 5 % para cualquier caso, cumpliendo con el error máximo planteado anteriormente.

Tabla 5.4: Diferencias a Malla 4 Reynolds 140.

Re140	Malla 1		Malla 2		Malla 3		Malla 4
Rt [K/W]	9,79	0,70 %	9,81	0,46 %	9,82	0,34 %	9,86
Tmax [K]	348,94	0,10 %	349,06	0,06 %	349,12	0,05 %	349,29
Nu	30,65	-0,70 %	30,57	-0,46 %	30,54	-0,34 %	30,43

Tabla 5.5: Diferencias a Malla 4 Reynolds 160.

Re 160	Malla 1		Malla 2		Malla 3		Malla 4
Rt [K/W]	9,35	0,59 %	9,36	0,46 %	9,37	0,36 %	9,40
Tmax [K]	346,73	0,08 %	346,79	0,06 %	346,84	0,05 %	347,01
Nu	32,10	-0,60 %	32,06	-0,47 %	32,02	-0,37 %	31,91

De esta forma, para seleccionar la malla se consideran los resultados obtenidos en el estudio de Fei Li [2]. Así, para el microcanal base se tienen como objetivos los valores presentados en la Tabla 5.6 para 5 valores de Reynolds.

Tabla 5.6: Parámetros caso base.

Re	80	100	120	140	160
Rt [K/W]	12,2	11,2	10,4	9,9	9,5
Tmax [K]	361	356	353	350	348
Nu	25	27	29	31	33

A partir de lo anterior, comparando entre cada uno de los casos y respecto al estudio, las diferencias porcentuales de error no superan al 5 % en ningún caso. De esta manera, para ahorrar recursos computacionales se puede minimizar la cantidad de elementos incluso a la Malla 1, pero para tener mayor precisión en futuras geometrías se selecciona la Malla 2 para seguir trabajando. En lo que viene se pueden ver los resultados al comparar la Malla 2 con lo obtenido en el estudio de Fei Li [2]. Los resultados de las otras mallas pueden encontrarse en Anexos.

Tabla 5.7: Resultados obtenidos entre Reynolds 80 a 120.

Re	80		100		120	
	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif
Rt [K/W]	12,14	0,49 %	11,11	0,78 %	10,38	0,23 %
Tmax [K]	360,70	0,08 %	355,57	0,12 %	351,88	0,32 %
Nu	24,71	1,15 %	27,00	0,02 %	28,91	0,31 %

Tabla 5.8: Resultados obtenidos en Reynolds 140 y 160.

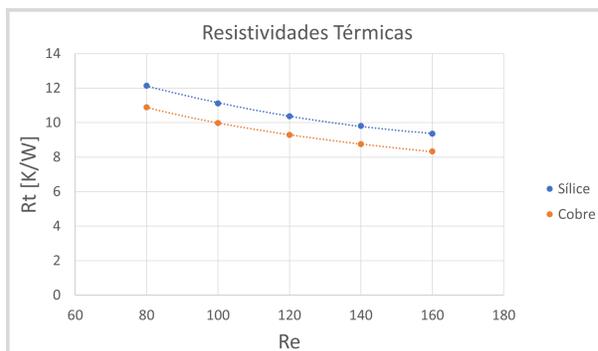
Re	140		160	
	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif
Rt [K/W]	9,81	0,88 %	9,36	1,49 %
Tmax [K]	349,06	0,27 %	346,79	0,35 %
Nu	30,57	1,38 %	32,06	2,86 %

Como se observa en la Tablas 5.7 y 5.8, el error que se ha obtenido en la simulación es menor al 3% en cada uno de los parámetros analizados. De esta forma, el modelo generado se considera válido para ser sometido a modificaciones con los que se busque incrementar la refrigeración del sistema.

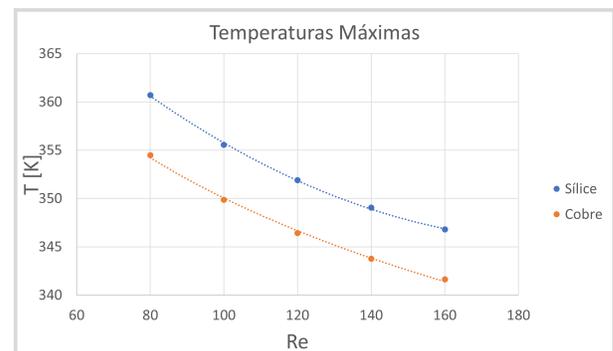
En adelante se presentan cada uno de los casos que se simularon con el objetivo de mejorar la refrigeración mediante microcanales. Así, ara facilitar la comprensión de los casos se presentan gráficos comparativos, cuyos valores precisos se pueden encontrar en Anexos, desde la Tabla A.9 hasta la Tabla A.14

5.1.2. Caso base en cobre

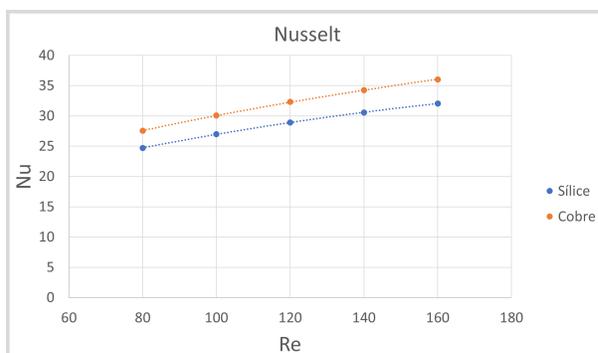
En la Figura 5.1 se aprecian los principales parámetros en la simulación, respecto a lo obtenido al momento de usar sílice.



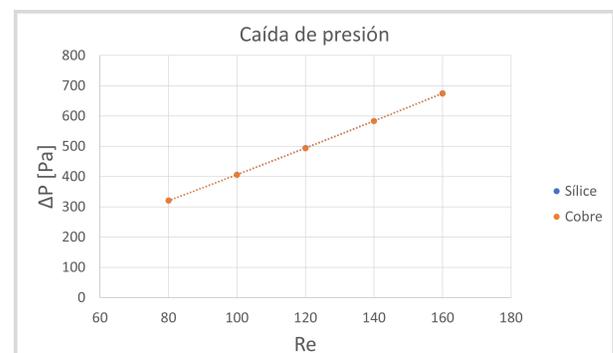
(a) Resistividad térmica



(b) Temperatura máxima



(c) Nusselt



(d) Caída de presión

Figura 5.1: Tablas comparativas al implementar cobre.

De lo anterior se observan reducciones en cada uno de los parámetros de transferencia de calor, sin modificar la caída de presión en el sistema. Dado lo anterior y a que se plantea en los alcances del estudio la utilización de cobre como material del microcanal, el uso de sílice es descartado para los estudios y comparativas por venir.

Con estos resultados, al tener un espectro de Reynolds tan reducido y que no logra cumplir con obtener temperaturas menores a los 330 Kelvin, surge la motivación de incrementar el rango de velocidades hasta llegar a un Reynolds de 1400. Para el caso del modelo base, se obtiene lo presentado en la Figura 5.2.

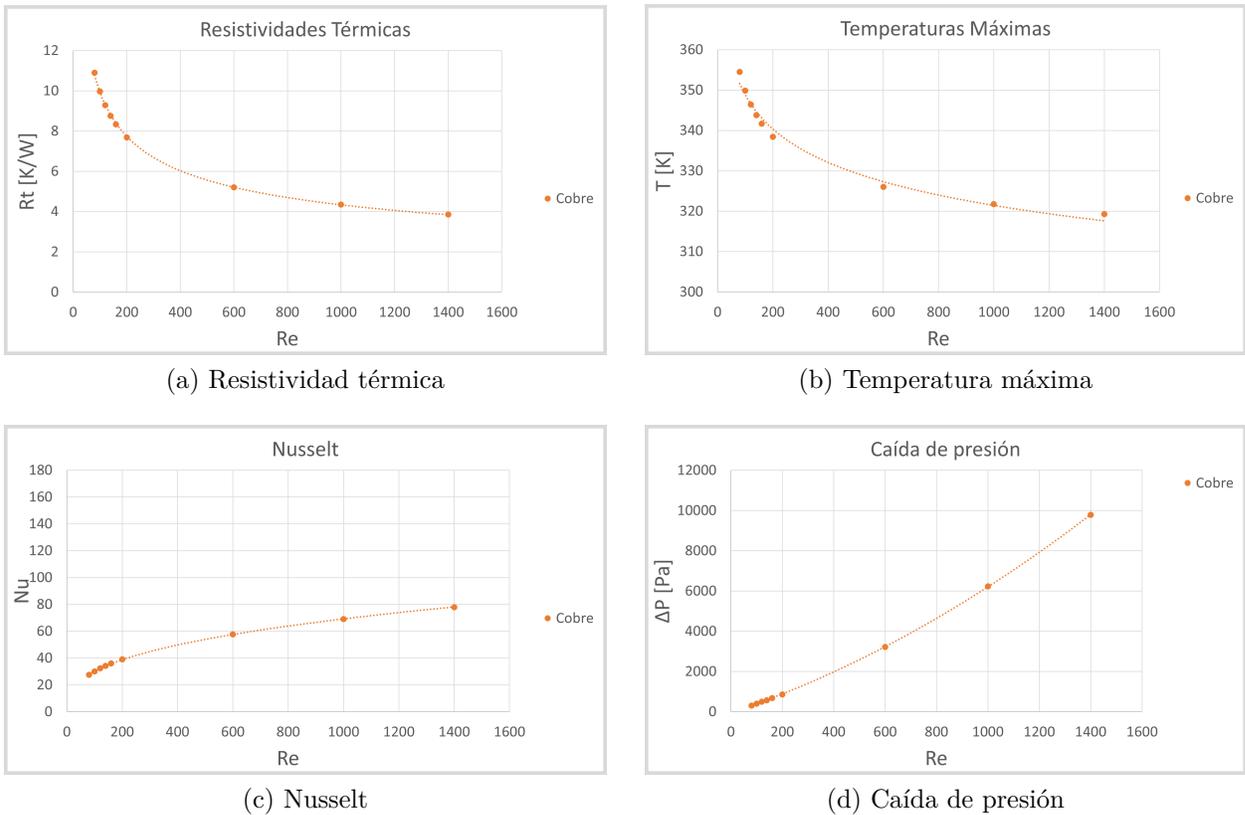
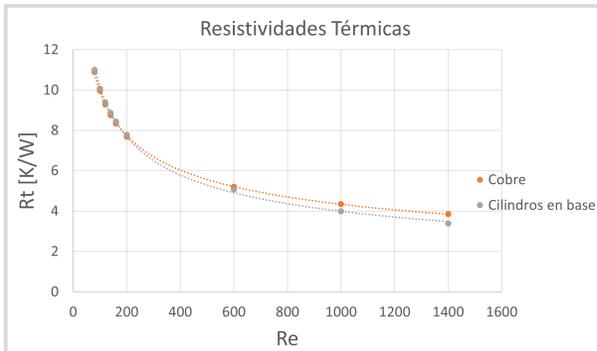


Figura 5.2: Rango de Reynolds ampliado en cobre.

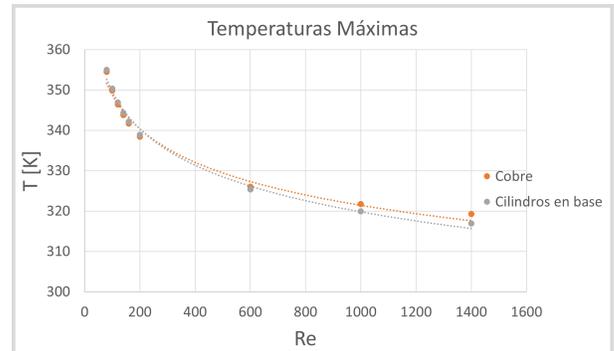
En lo anterior, se observa la conservación de los primeros 5 Reynolds simulados, añadiendo 4 nuevas situaciones. En cada uno de los parámetros, a excepción de la caída de presión, se acercan hacia un posible límite en la extracción del calor.

5.1.3. Cilindros en la base

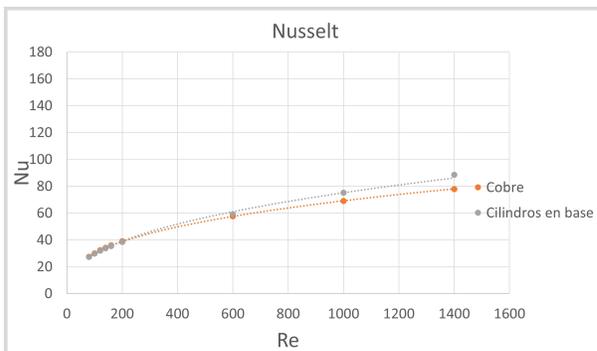
En la Figura 5.3 se observan los resultados del primer caso en que se incorporan los generadores de vórtice. De inmediato destaca la similitud existente con el caso sin generadores de vórtice, del cuál marca leves diferencias al aumentar considerablemente el valor del Reynolds.



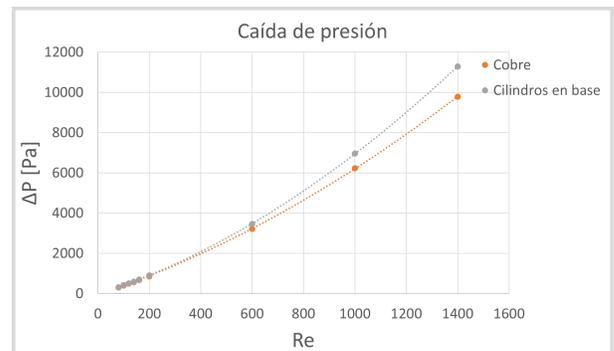
(a) Resistividad térmica



(b) Temperatura máxima



(c) Nusselt

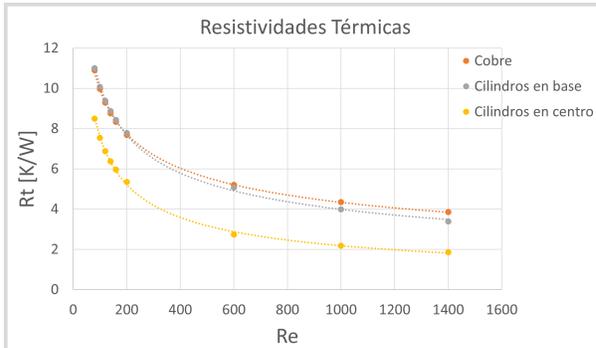


(d) Caída de presión

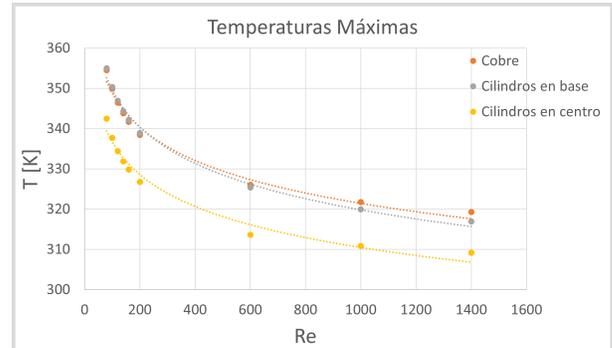
Figura 5.3: Resultados de generadores de vórtice en la base.

5.1.4. Cilindros en el centro

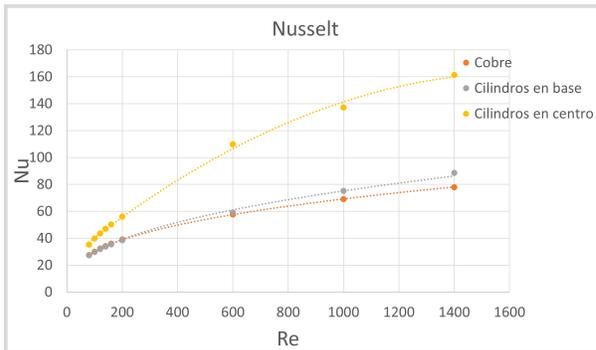
Al incorporar cilindros como pilares en el centro del microcanal, se obtienen grandes reducciones en la resistividad térmica y de temperatura máxima, y un aumento del número de Nusselt respecto a los casos anteriores. Esto queda en evidencia en la Figura 5.4, dónde se visualizan los cambios en cada parámetro. Sin embargo, el aumento en la caída de presión es considerable.



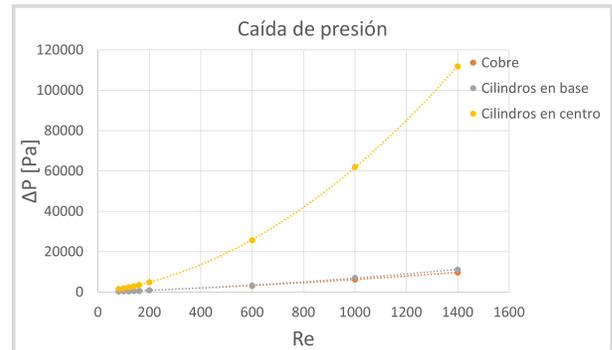
(a) Resistividad térmica



(b) Temperatura máxima



(c) Nusselt

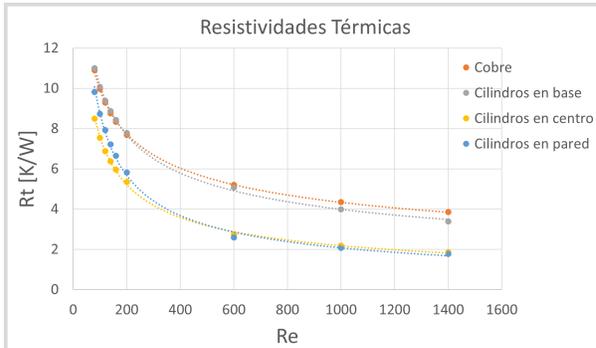


(d) Caída de presión

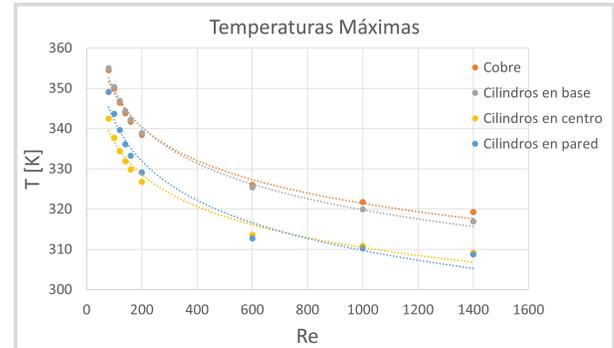
Figura 5.4: Resultados de generadores de vórtice como pilares en el centro.

5.1.5. Cilindros simétricos en paredes

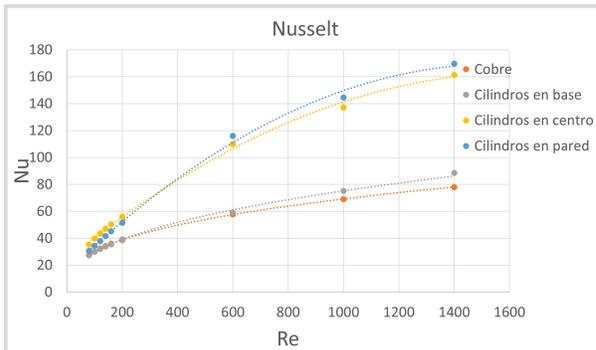
El uso de este tipo de generadores de vórtice, tanto en resistividad, temperatura y número de Nusselt se mantienen a la par con el caso anterior, a partir del Reynolds 600 entrega menores valores que los del caso anterior y permaneciendo permanentemente en una menor caída de presión. Sin embargo, ésta última también es considerablemente superior a los primeros casos.



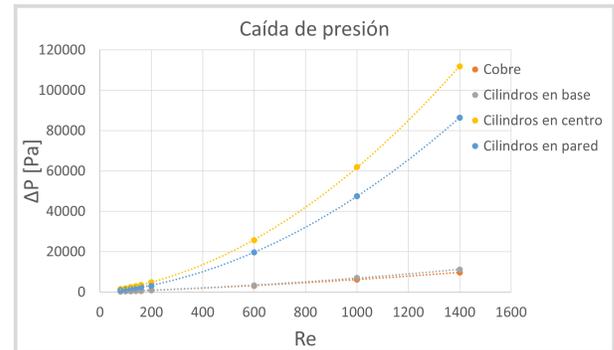
(a) Resistividad térmica



(b) Temperatura máxima



(c) Nusselt



(d) Caída de presión

Figura 5.5: Resultados de generadores de vórtice como pilares en las paredes.

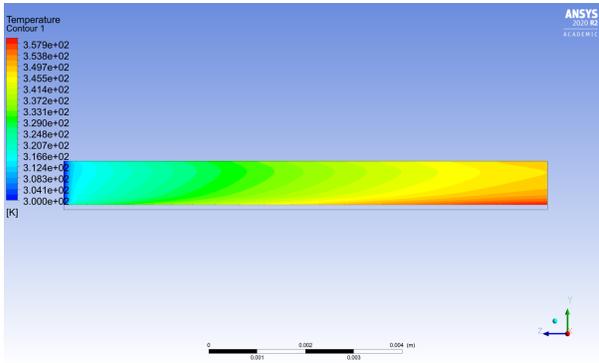
5.2. Perfiles de temperatura

Para evitar el exceso de información, en esta sección se presenta una cantidad reducida de Reynolds. En específico, los casos presentados son los de Reynolds 80, 160 y 1000. Los perfiles de los otros casos pueden observarse en Anexos.

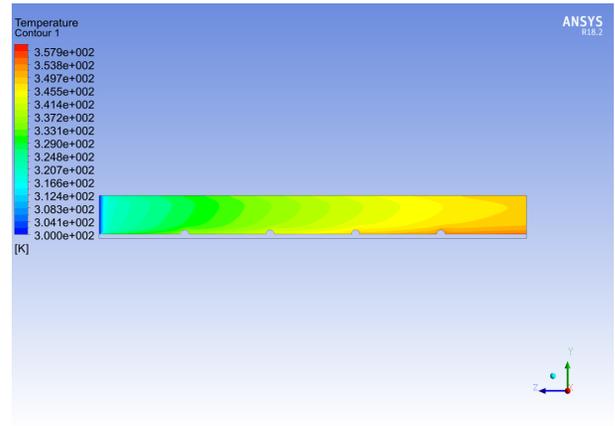
Se debe mencionar que cada gráfica está en una escala en que el color más rojo está situado en 360 [K], mientras que el más azul en 300[K]. También, en los perfiles laterales el ingreso del agua es desde el lado izquierdo de la imagen.

5.2.1. Reynolds 80

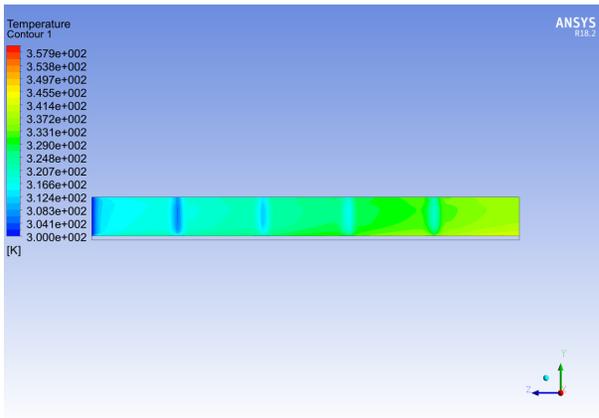
En primera instancia en la Figura 5.6 se presentan los perfiles laterales de temperatura existentes en el microcanal.



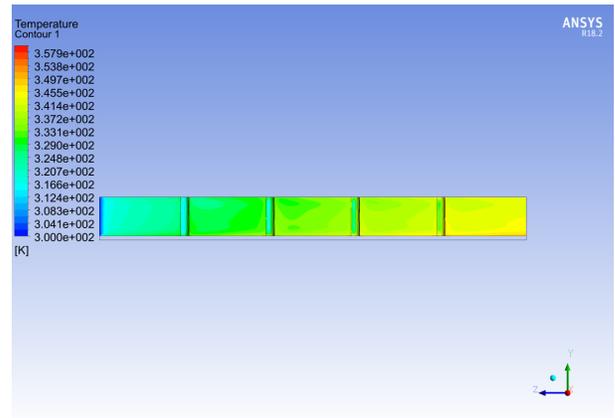
(a) Microcanal de cobre.



(b) Cilindros en base.



(c) Cilindros en centro.



(d) Cilindros en paredes.

Figura 5.6: Perfiles laterales de temperatura.

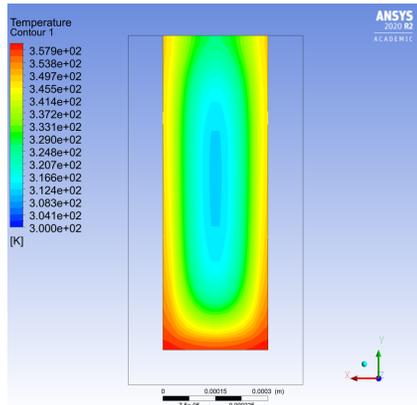
De la Figura 5.6.a, tal como se puede esperar se observa una uniformidad en el aumento de temperatura a medida que el agua avanza hacia la salida del microcanal. También, en las zonas inferiores, que es el punto de contacto con el CPU, se observan mayores temperaturas que en las zonas superiores, hacia donde también aumenta de una forma casi constante.

Por su parte, en la Figura 5.6.b no se ve una gran diferencia respecto al caso base, como podría esperarse al añadir generadores de vórtice. Sin embargo, en el último tramo la zona inferior disminuye levemente la temperatura.

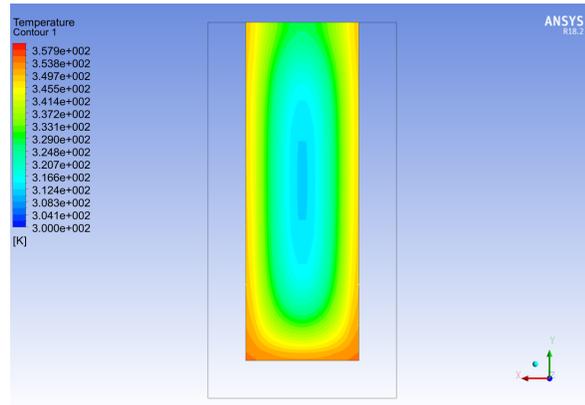
Para el caso de los cilindros en el centro, en la Figura 5.6.c se evidencia un mayor efecto de los generadores de vórtice, disminuyendo la temperatura en los lugares en que se ubican. El efecto del conjunto de generadores produce una disminución general de la temperatura en el microcanal, haciendo más constante la temperatura en el sentido vertical a medida que se avanza por el microcanal.

Finalmente, los cilindros en las paredes tienen un efecto más notorio hasta el tercer generador de vórtice. Como se muestra en la Figura 5.6.d, presenta un comportamiento similar al de los cilindros en el centro, pero en la sección final presenta un aumento de la temperatura importante.

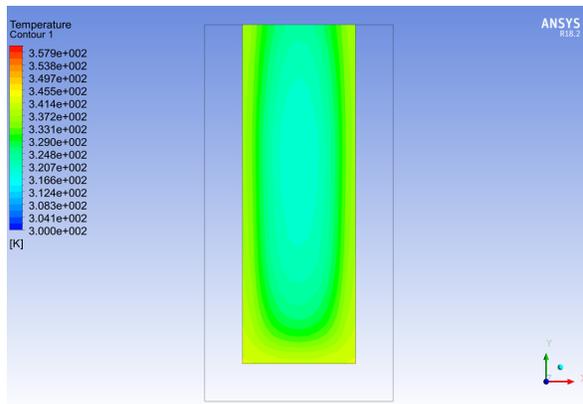
Dentro del mismo Reynolds, en la Figura 5.7 se muestra el perfil de temperaturas en la salida del microcanal.



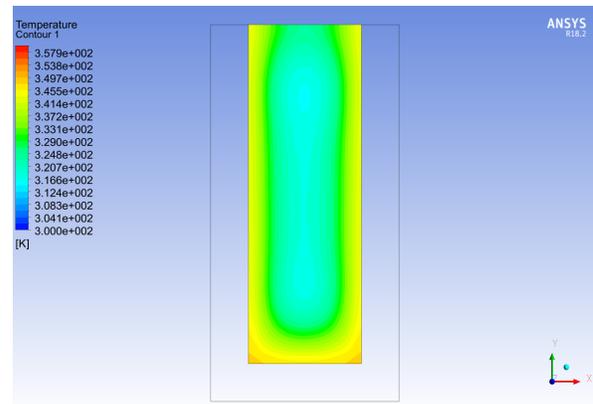
(a) Microcanal de cobre.



(b) Cilindros en base.



(c) Cilindros en centro.



(d) Cilindros en paredes.

Figura 5.7: Perfiles de temperatura en la salida.

Para el primer caso, en la Figura 5.7.a se ve cómo en la zona central del microcanal existe mucha agua con una temperatura menor a la de la paredes, vale decir, refrigerante desaprovechado en la extracción del calor.

Al incorporar generadores de vórtice en la base del microcanal, se puede ver en la Figura 5.7.b que se disminuye la temperatura levemente, pero sigue existiendo una gran cantidad de refrigerante a menor temperatura en el centro del microcanal.

Para el caso de los cilindros en el centro existe una gran uniformidad en la temperatura del refrigerante, pero aún queda una leve porción en el centro a una menor temperatura y una leve porción en el fondo que se encuentra a una mayor temperatura.

Luego, en los cilindros en las paredes también se aprecia una reducción de temperatura respecto al caso base, pero no al nivel de los cilindros en el centro. Aún se encuentra marcada la mayor temperatura del refrigerante en las zonas de contacto con el cobre del microcanal.

5.2.2. Reynolds 160

Al aumentar el Reynolds, en este caso al doble del caso anterior, se aprecia un comportamiento similar en el sistema, presentado en las Figuras 5.8 y 5.9.

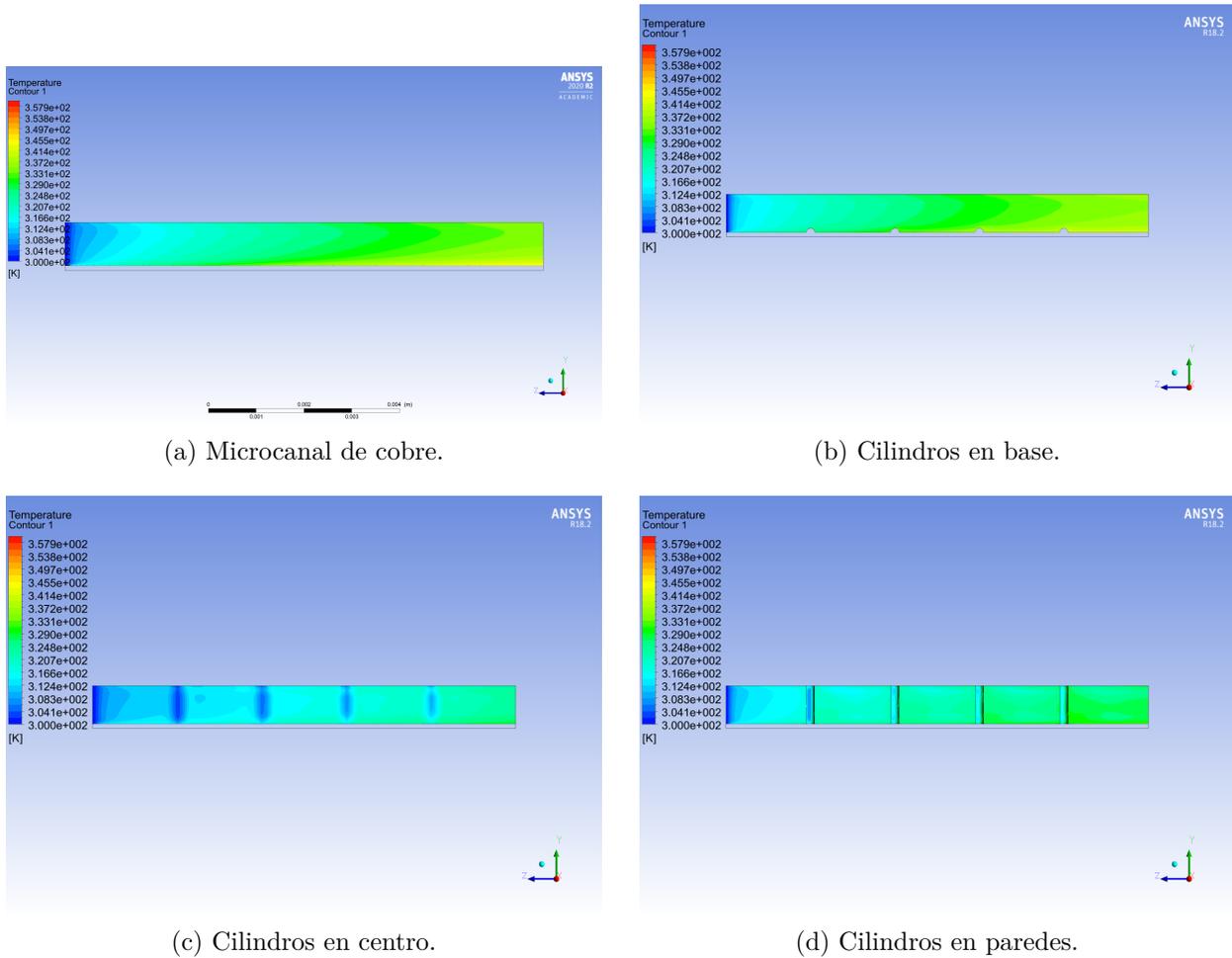
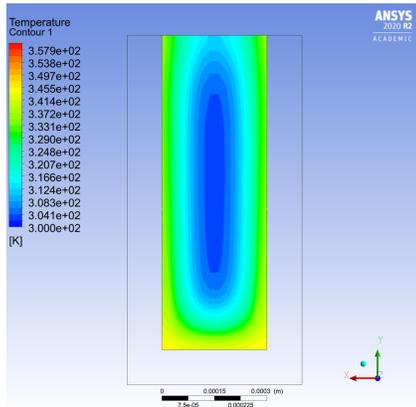


Figura 5.8: Perfiles laterales de temperatura.

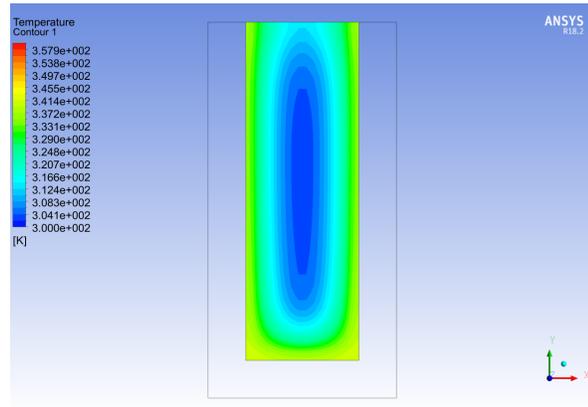
En el caso base, presentado en la Figura 5.8.a, se ve el mismo comportamiento del caso anterior, aumentando la temperatura hacia la derecha y disminuyendo mientras se aleja de la base. Por su lado, el incorporar los generadores de vórtice en la base ya comienza a cobrar importancia, cómo puede verse en la Figura 5.8.b, dónde la temperatura se hace más homogénea en el sentido vertical.

Por otra parte, los cilindros en el centro marcan una gran diferencia, teniendo una temperatura bien homogénea a lo largo del microcanal y con puntos fríos en las ubicaciones de los pilares, como se ve en la Figura 5.8.c. Por su parte, en la Figura 5.8.d los cilindros en las paredes mantienen la temperatura a lo largo de todo el canal, aumentando uniformemente a medida que se avanza en el microcanal.

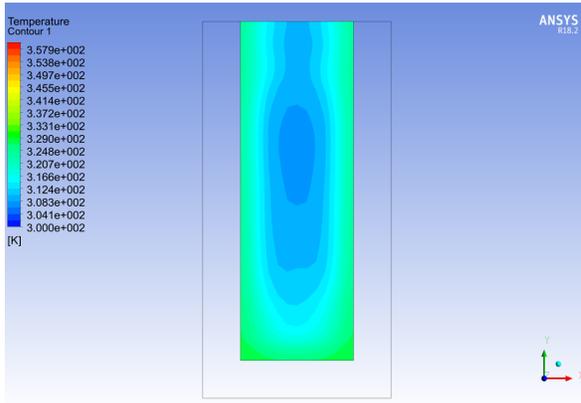
Sin embargo, dónde se nota más la diferencia es en la salida del microcanal, que se puede ver a continuación.



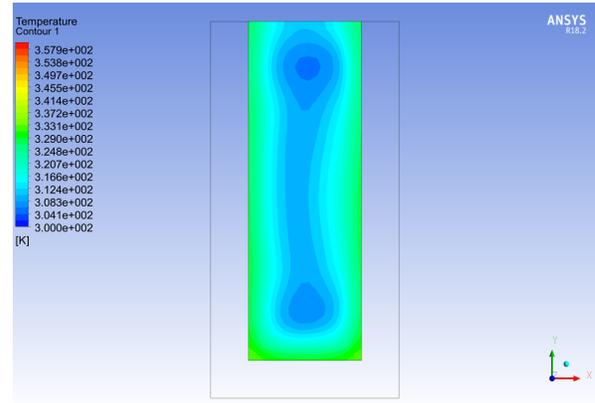
(a) Microcanal de cobre.



(b) Cilindros en base.



(c) Cilindros en centro.



(d) Cilindros en paredes.

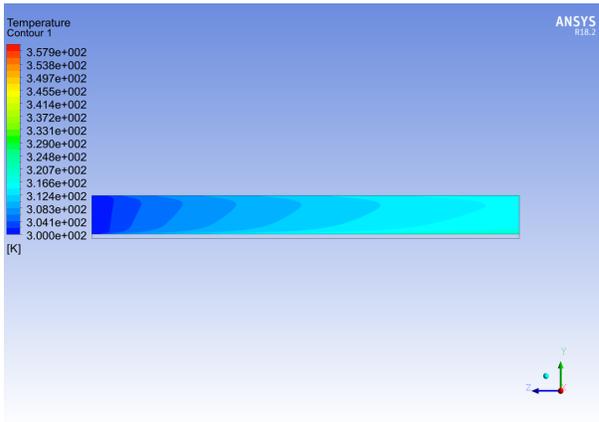
Figura 5.9: Perfiles de temperatura en la salida.

Para el caso base el perfil sigue siendo idéntico al Reynolds 80, con la excepción de estar más frío. Lo mismo sucede con los cilindros en la base. Ambos casos se pueden ver en las Figuras 5.9 y 5.9.b respectivamente.

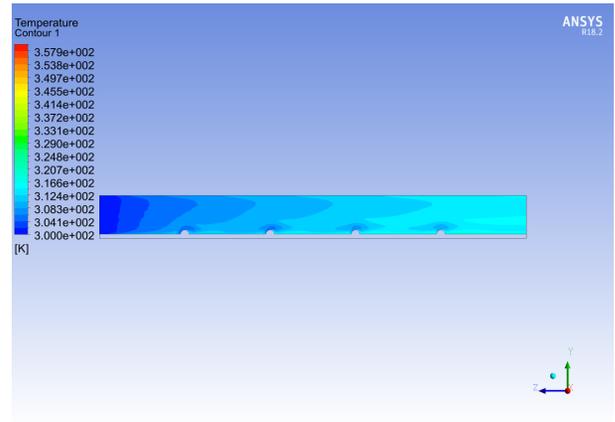
Ahora, para el caso de los cilindros en el centro y en las paredes se evidencia en las Figuras 5.9.c y 5.9.d respectivamente que los perfiles comienzan a 'deformarse', vale decir, no se asemejan a elipses ni entre ellos. De todas formas, en ambos casos existen núcleos fríos del fluido refrigerante.

5.2.3. Reynolds 1000

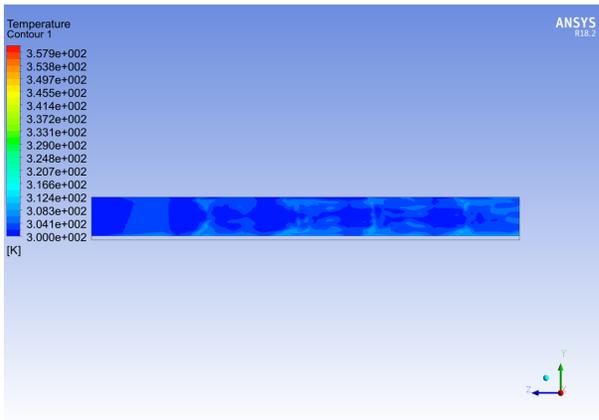
Este caso representa el comportamiento del sistema de una forma que se puede haber imaginado desde un comienzo. A continuación, en la Figura 5.10, se logra apreciar una clara diferencia entre cada uno de los modelos simulados.



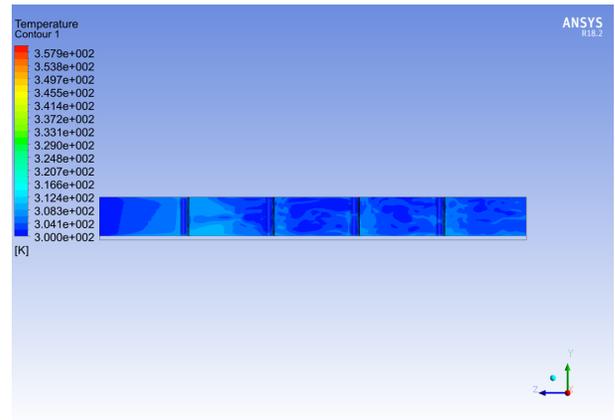
(a) Microcanal de cobre.



(b) Cilindros en base.



(c) Cilindros en centro.



(d) Cilindros en paredes.

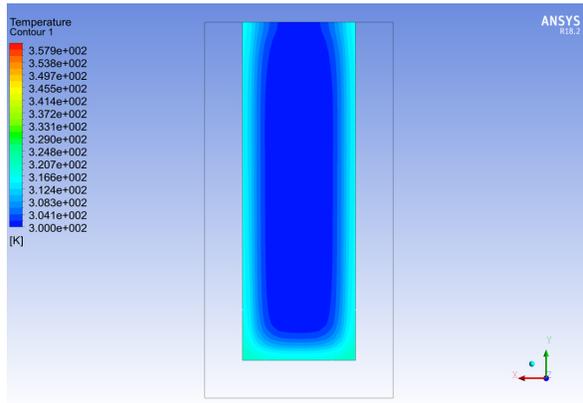
Figura 5.10: Perfiles laterales de temperatura.

Para el caso base, en la Figura 5.10.a se observa el mismo perfil de temperaturas de los primeros casos, nuevamente con la diferencia de estar más frío. A lo anterior, se añade que se marca más la curva de que en cierta posición del eje x, a medida que se sube por el microcanal, hay un punto en que la superficie vuelve a calentarse. Lo anterior puede deberse a la cercanía con la tapa del sistema, provocando que el fluido sea más lento y se pueda calentar más.

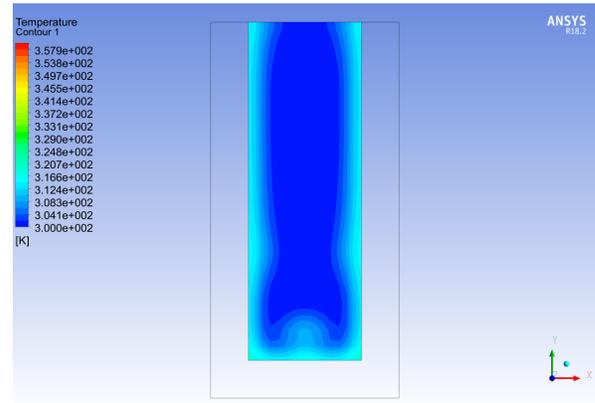
En el caso en que existen cilindros en la base, mostrado en la Figura 5.10.a, se logra observar el efecto que tienen los generadores de vórtice. Si bien logran cambiar el perfil de la temperatura, sigue existiendo en la parte superior un comportamiento semejante al del caso base, pero que de todos modos permite reducir más las temperaturas de la interfaz.

Luego, los microcanales con cilindros en el centro y en las paredes tienen la interfaz completa a una temperatura baja, pero con zonas en que se producen calentamientos que a la larga podrían ser importantes.

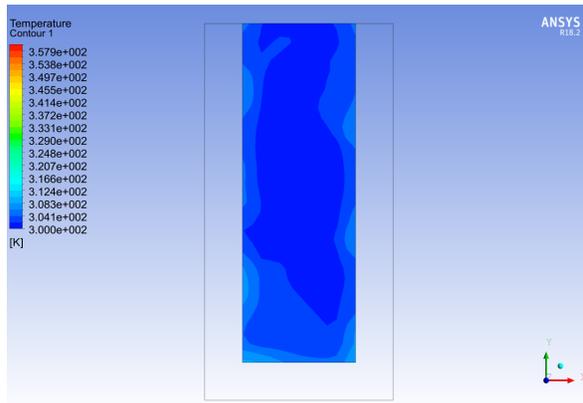
Ahora bien, el caso de los perfiles de temperatura sigue cambiando, como se ve en la Figura 5.11.



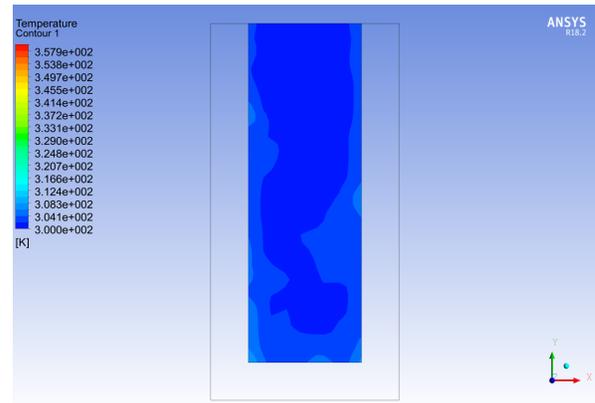
(a) Microcanal de cobre.



(b) Cilindros en base.



(c) Cilindros en centro.



(d) Cilindros en paredes.

Figura 5.11: Perfiles de temperatura en la salida.

El caso base profundiza más el perfil del primer caso, teniendo el núcleo frío en el centro y calentándose en los bordes. Por su lado, el microcanal con cilindros en la base muestra variaciones en la zona inferior, pero que no provocan un gran cambio en el perfil. Ambos casos se ven en las Figuras 5.11.a y 5.11.b respectivamente.

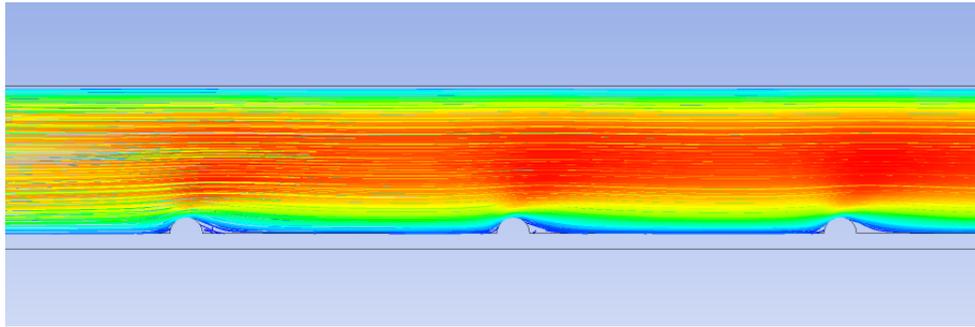
Nuevamente el caso de los cilindros en el centro y en las paredes muestran el mayor cambio. En ambos casos se dan perfiles sin forma definida, pero que en este punto presentan casi una uniformidad en la temperatura, siendo más uniforme la de los cilindros en las paredes. Esto se puede apreciar en las figuras 5.11.c y 5.11.d respectivamente.

5.3. Líneas de Corriente

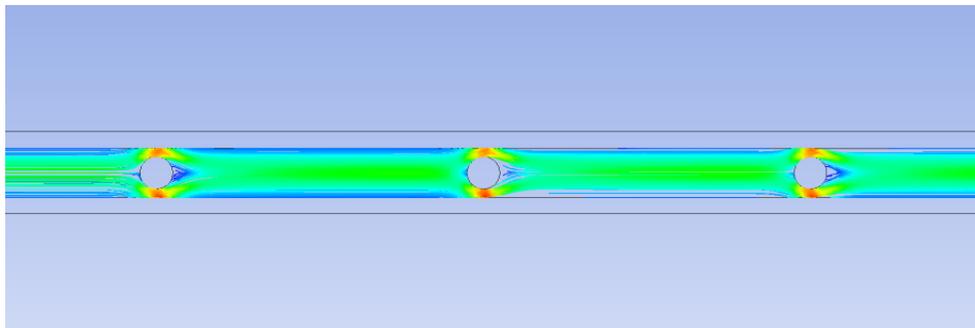
Continuando con la cantidad reducida de Reynolds presentados en la sección anterior, en este apartado se repite la entrega de líneas de corriente para los Reynolds de 80, 160 y 1000. Más que para ver las velocidades en cada geometría, las siguientes imágenes sirven para entender el flujo causado por la incorporación de los generadores de vórtice.

5.3.1. Reynolds 80

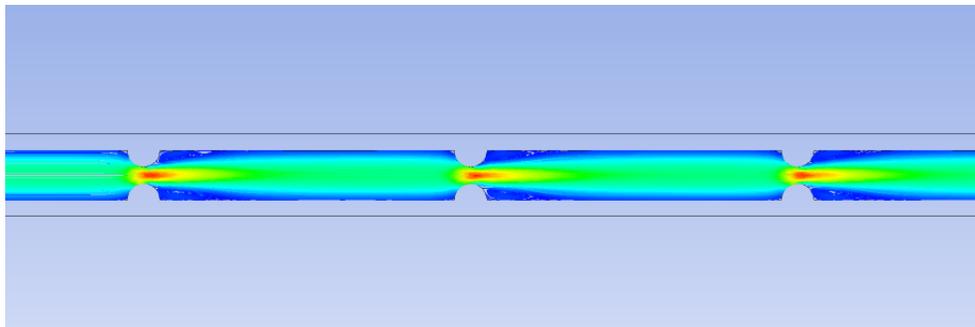
En la Figura 5.12 se pueden ver los perfiles de velocidad generados por cada uno de los generadores de vórtices.



(a) Cilindros en base.



(b) Cilindros en centro.



(c) Cilindros en paredes.

Figura 5.12: Líneas de corriente para Reynolds 80.

Para el caso de los cilindros en la base se observan líneas de corriente esperables en un canal sin generadores, con el centro del microcanal a mayores velocidades. Se aprecia el comienzo de leves vórtices a continuación de los generadores de vórtice, sin aumento notorio de velocidad sobre estos.

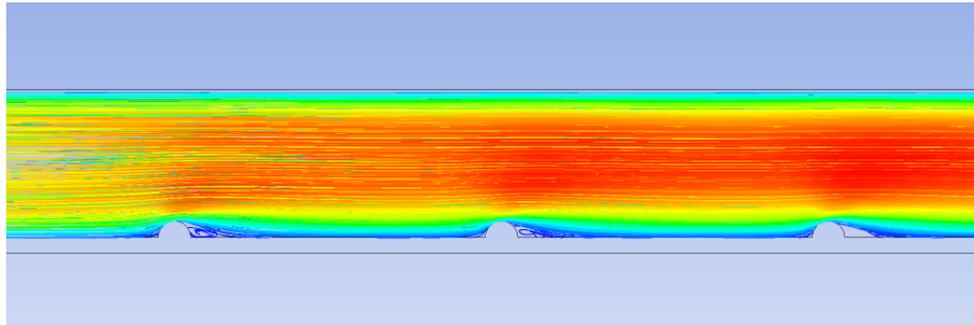
El caso de los cilindros en el centro evidencia la aceleración del fluido al rodear el cilindro. También, se observa una zona de estancamiento en la proximidad del cilindro cuando el fluido ya ha pasado por él, dónde también se logran ver pequeños vórtices.

Finalmente, el caso de los cilindros en las paredes muestra una gran aceleración del fluido

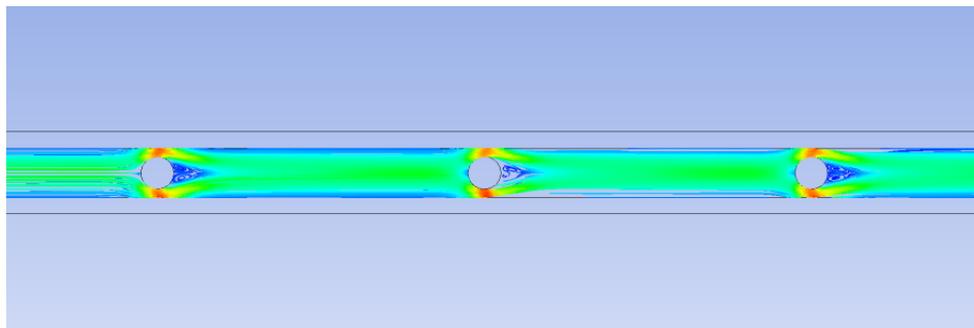
al pasar por las zonas de los generadores de vórtices. También, a continuación de ellos se observa de inmediato que existen zonas de recirculación del flujo, vale decir, vórtices. Este caso es el que mayor presencia de ellos tiene.

5.3.2. Reynolds 160

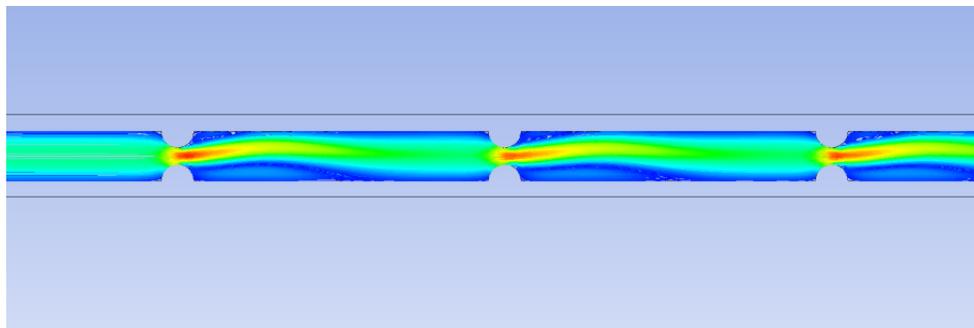
En este caso se comienza a evidenciar los efectos en las líneas de corriente al agregar los generadores de vórtice. En la Figura 5.13 se puede ver lo anterior.



(a) Cilindros en base.



(b) Cilindros en centro.



(c) Cilindros en paredes.

Figura 5.13: Líneas de corriente para Reynolds 160.

Para el caso de los cilindros en la base, se logra apreciar que al pasar por ellos se generan vorticidades en el microcanal. Sin embargo no tienen un gran impacto en el fluido que va por las zonas superiores del microcanal.

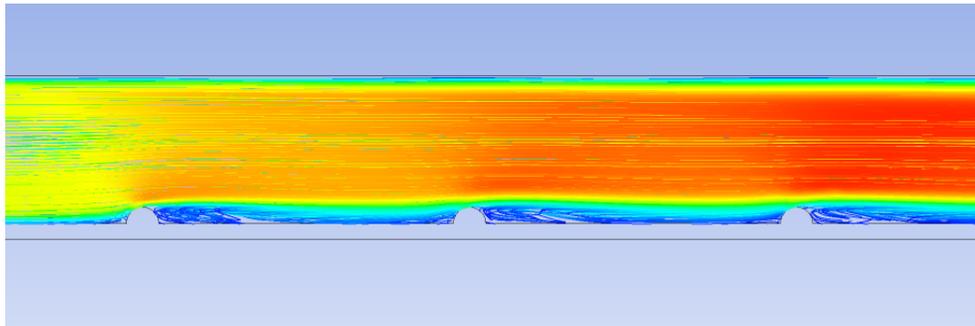
Para el caso de los cilindros en el centro, se obtienen corrientes similares al del Reynolds anterior. Se hacen levemente más pronunciadas las zonas en que aparecen vórtices, los cuales

envuelven al cilindro desde ambos lados del microcanal.

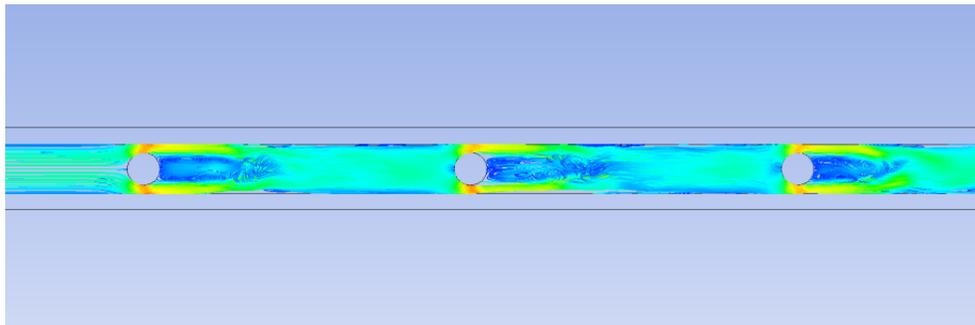
Por su parte, los cilindros en las paredes producen vórtices marcados, en los que ya se modifica el flujo normal del refrigerante. Tras los cilindros se producen vórtices y el fluido del centro presenta curvaturas oscilantes. No se aprecia mayor efecto de un vórtice sobre los siguientes.

5.3.3. Reynolds 1000

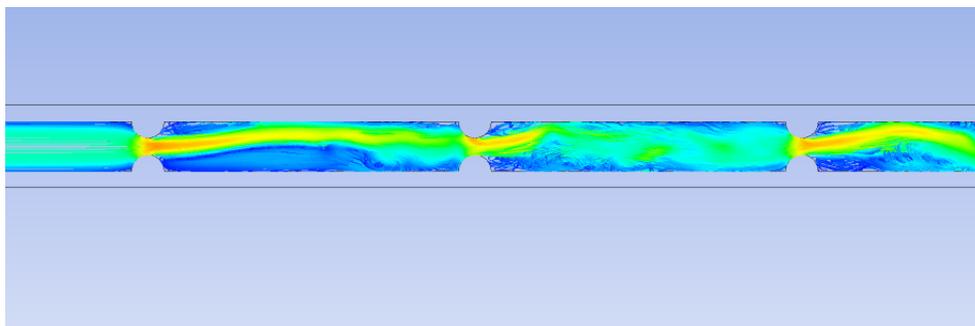
Siendo uno de los casos más extremos, en este Reynolds se comienza a generar la noción de por qué tienen menos impacto los cilindros en la base. En la Figura 5.14 se observan las corrientes existentes en cada geometría.



(a) Cilindros en base.



(b) Cilindros en centro.



(c) Cilindros en paredes.

Figura 5.14: Líneas de corriente para Reynolds 1000.

Para el caso de los cilindros en la base, se evidencia la presencia de vorticidades tras los cilindros. Sin embargo, la velocidad del fluido es tal que las zonas superiores aplacan dichos

vórtices y no pueden afectar las zonas superiores.

En los cilindros en el centro se observa claramente la zona con vórtices. El flujo se puede decir turbulento, cruzando las líneas de corriente en diversos puntos. Si bien los efectos que producen los cilindros son similares tras cada uno de ellos, se observa que no son todos iguales, influyendo los iniciales en los que les siguen.

Por último, los cilindros en las paredes poseen un efecto más notorio. Los vórtices están presentes en cada par de cilindros, con zonas de concentración del flujo que sigue y otras en que se quedan atrapados en vórtices. A partir del segundo par de cilindros la corriente ya está muy dispersa y se observa oscilaciones de la zona en que se concentra el avance del fluido. Aquí ya se aprecia un efecto notorio de los generadores de vórtice iniciales sobre los que les siguen.

5.4. Parámetros adicionales

5.4.1. Potencia mecánica

Con el fin de ver cuán efectivo es un sistema al momento de refrigerar se presenta este parámetro. Para facilitar la comparación con otros métodos de refrigeración, específicamente el análisis de Multijets [6], se genera la relación entre la resistividad térmica y la potencia requerida. En el estudio de M. Peng, la resistividad térmica está considerada para una superficie cuadrada de 10 milímetros de arista, por lo que se considera esa superficie en el cálculo de la resistividad para obtener la relación. En la Figura 5.15 se aprecia la relación para cada modelo.

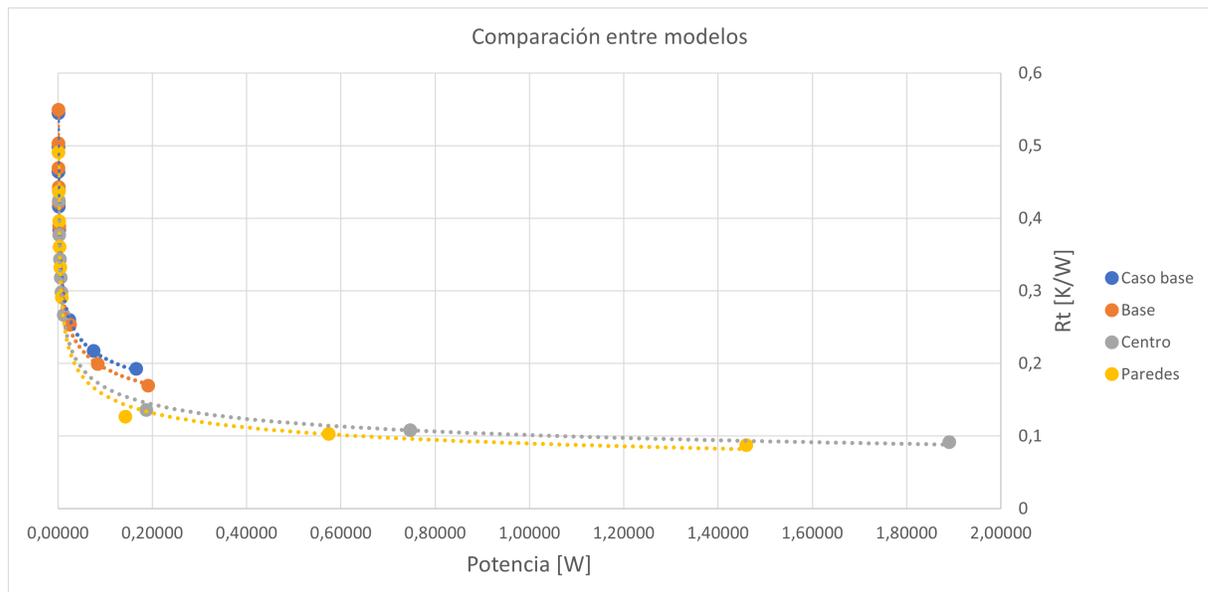


Figura 5.15: Relación Resistividad térmica vs Potencia requerida.

Dada la cercanía entre los primeros datos presentados en la Figura 5.15, para el entendimiento propio de esta investigación se presenta la misma relación, pero con una escala

logarítmica en el eje de la Potencia. Esto se puede apreciar en la Figura 5.16

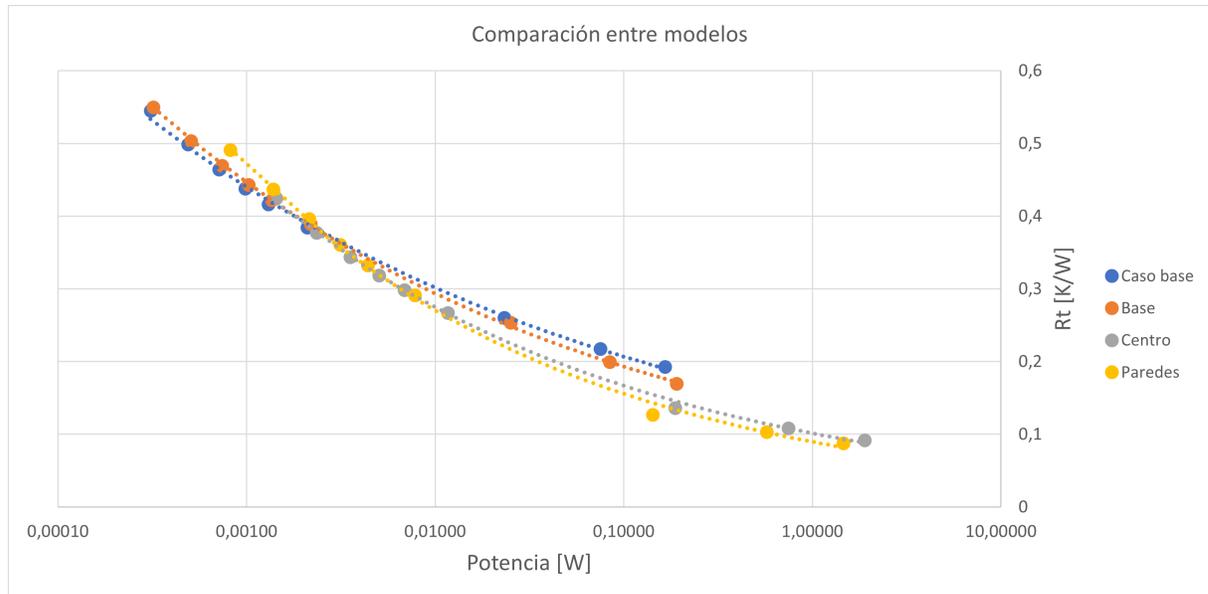


Figura 5.16: Relación logarítmica Resistividad térmica vs Potencia Requerida.

De la Figura anterior, se aprecia que para potencias bajas el uso del microcanal simple o del que posee cilindros en la base entregan menores resistividades térmicas. Sin embargo, existe un punto de inflexión a partir del cual el uso de cilindros como pilares o en las paredes son más efectivos para refrigerar. Más en específico aún, al aumentar la potencia el uso de cilindros en las paredes es el más efectivo, y en bajas potencias el microcanal base es el más eficiente.

También, para futuras comparaciones se agrega la Figura 5.17, que muestra la potencia necesaria para alcanzar cada Reynolds en los modelos.

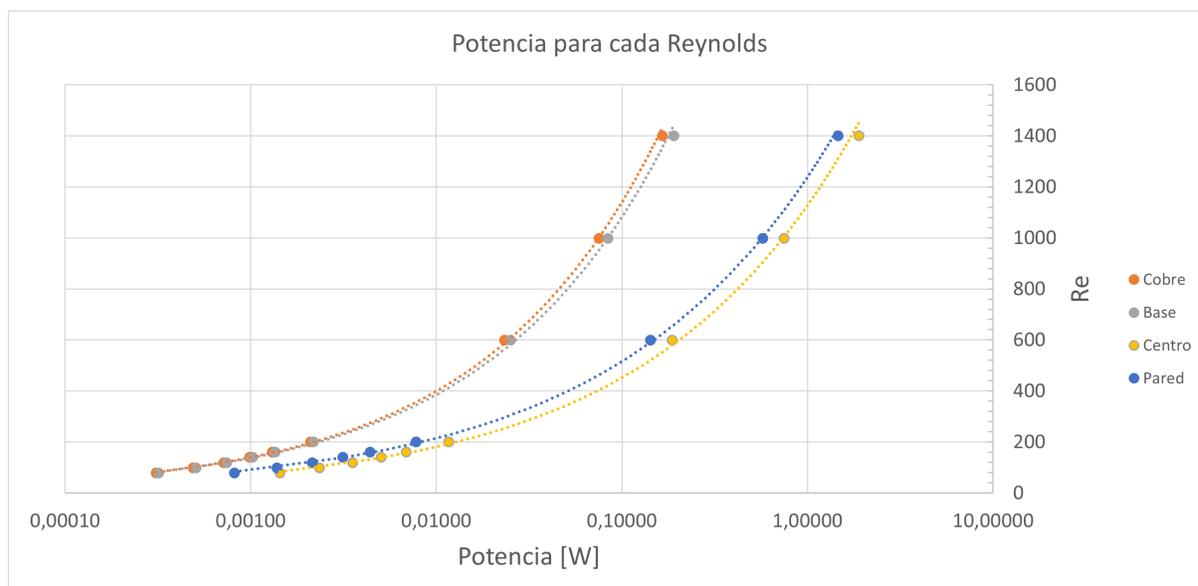


Figura 5.17: Relación Reynolds vs Potencia Requerida.

5.5. Nanofluido como refrigerante

Tal como se menciona en el apartado de antecedentes, el nanofluido que se utilizará será una base de agua con partículas de alúmina. A partir de las ecuaciones 2.11, 2.12, 2.13 y 2.14, considerando una concentración de la alúmina al 1%, las propiedades térmicas del nanofluido quedan como se muestra en la Tabla 5.9. A modo de facilitar la comprensión, en la misma Tabla se presentan las propiedades del agua para obtener una referencia.

Tabla 5.9: Propiedades del nanofluido.

Material	$\rho[kgm^{-3}]$	$C_p[Jkg^{-1}K^{-1}]$	$k[Wm^{-1}K^{-1}]$	$\mu[kgm^{-1}s^{-1}]$
Agua	998.2	4182	0.6	0.001003
Alúmina	1027.018	4052.91	0.631	0.001028

El uso de este nanofluido se realiza exclusivamente en los microcanales que tienen generadores de vórtice. Además, tal como para la presentación de los resultados de refrigeración por agua, se simplifica la presentación de los resultados en esta sección. Se muestran los parámetros más importantes y gráficos comparativos según potencia requerida para lograr una determinada resistividad térmica. La totalidad de los datos se puede encontrar en Anexos.

5.5.1. Cilindros en la base

A continuación se presentan tres tablas en las que se encuentran los datos obtenidos para este modelo. Por temas de espacio se omiten las unidades de Resistividad Térmica y Caída de Presión, pero que se mantienen según las mencionadas anteriormente en esta investigación.¹

¹ Rt : [K/W]; DP : [Pa]

Tabla 5.10: Reynolds de 80 a 120.

Re	80			100			120		
	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%
Rt	11,00	10,79	-1,9	10,07	9,84	-2,3	9,39	9,15	-2,5
Nu	27,28	27,80	1,9	29,80	30,50	2,3	31,96	32,77	2,6
DP	3,31E2	3,40E2	2,5	4,21E2	4,31E2	2,5	5,12E2	5,25E2	2,5

Tabla 5.11: Reynolds de 140 a 200.

Re	140			160			200		
	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%
Rt	8,86	8,63	-2,6	8,44	8,20	-2,8	7,78	7,54	-3,0
Nu	33,85	34,77	2,7	35,56	36,57	2,8	38,56	39,76	3,1
DP	6,07E2	6,22E2	2,5	7,04E2	7,22E2	2,5	9,05E2	9,28E2	2,6

Tabla 5.12: Reynolds de 600 a 1400.

Re	600			1000			1400		
	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%
Rt	5,07	4,94	-2,6	3,99	3,88	-2,7	3,39	3,29	-2,8
Nu	59,18	60,78	2,7	75,21	77,30	2,8	88,57	91,10	2,9
DP	3,47E3	3,56E3	2,6	6,97E3	7,15E3	2,7	1,13E4	1,16E4	2,7

A partir de las Tablas 5.10, 5.11 y 5.12 se aprecia desde un comienzo los efectos producidos por el uso de nanofluidos. Tanto en resistividad térmica como en el número de Nusselt se obtienen mejoras entre el 2% y 3%, aumentando progresivamente. Sin embargo, la caída de presión también sigue este patrón de ir aumentando a medida que se incrementa el Reynolds.

También se debe notar que la reducción de la resistividad térmica y el aumento del número de Nusselt tienen mayores incrementos en los Reynolds bajos, mientras que al aumentar este último se observa un estancamiento en la tasa de beneficio. Por su parte, a medida que incrementa el Reynolds, la caída de presión posee incrementos cada vez mayores. Esto último es un indicio de la mayor viscosidad que presenta el nanofluido, que es esperable tenga mayor protagonismo en mayores velocidades.

5.5.2. Cilindros en el centro

Tal como en el caso presentado en el apartado anterior, a continuación se muestran tres tablas que contienen los datos obtenidos para el presente modelo. Las unidades de medida de los parámetros aquí mostrados se omiten nuevamente.

Tabla 5.13: Reynolds de 80 a 120.

Re	80			100			120		
	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%
Rt	8,49	8,37	-1,3	7,54	7,43	-1,5	6,88	6,76	-1,7
Nu	35,35	35,83	1,3	39,77	40,39	1,6	43,62	44,36	1,7
DP	1,49E3	1,53E3	2,6	1,95E3	2,00E3	2,6	2,45E3	2,51E3	2,6

Tabla 5.14: Reynolds de 140 a 200.

Re	140			160			200		
	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%
Rt	6,37	6,26	-1,7	5,97	5,86	-1,8	5,34	5,24	-1,9
Nu	47,08	47,92	1,8	50,28	51,21	1,9	56,14	57,22	1,9
DP	2,99E3	3,06E3	2,6	3,56E3	3,66E3	2,6	4,83E3	4,96E3	2,7

Tabla 5.15: Reynolds de 600 a 1400.

Re	600			1000			1400		
	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%
Rt	2,73	2,64	-3,3	2,19	2,09	-4,3	1,86	1,87	0,6
Nu	109,80	113,57	3,4	137,20	143,39	4,5	161,46	160,57	-0,5
DP	2,58E4	2,65E4	2,9	6,20E4	6,35E4	2,4	1,12E5	1,16E5	3,4

Al observar las Tablas 5.13, 5.14 y 5.15 se observa un comportamiento similar al del modelo con los cilindros en la base. Una clara diferencia es que entre los regímenes de Reynolds entre 80 y 200, cada parámetro obtiene variaciones similares, sin aumentos notorios entre ellos, pero que a partir del Reynolds 600 sufren cambios importantes.

De la Tabla 5.15 llama la atención la gran reducción en Resistividad térmica y aumento del Nusselt para los casos de Reynolds 600 y 1000, para luego en el caso de Reynolds 1400 presentar un retroceso en los parámetros, aumentando la resistividad y disminuyendo el Nusselt. Sumado a esto, la caída de presión nuevamente empieza a aumentar en Reynolds mayores, con un marcado aumento en el último Reynolds simulado.

5.5.3. Cilindros simétricos en paredes

Tabla 5.16: Reynolds de 80 a 120.

Re	80			100			120		
	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%
Rt	9,82	9,66	-1,6	8,73	8,57	-1,8	7,92	7,77	-1,9
Nu	30,55	31,05	1,6	34,35	34,99	1,9	37,88	38,62	2,0
DP	8,48E2	8,70E2	2,6	1,15E3	1,18E3	2,6	1,48E3	1,52E3	2,7

Tabla 5.17: Reynolds de 140 a 200.

Re	140			160			200		
	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%
Rt	7,22	7,08	-1,9	6,64	6,52	-1,9	5,82	5,71	-1,9
Nu	41,57	42,39	2,0	45,16	46,04	2,0	51,54	52,55	2,0
DP	1,86E3	1,91E3	2,7	2,28E3	2,34E3	2,7	3,23E3	3,32E3	2,7

Tabla 5.18: Reynolds de 600 a 1400.

Re	600			1000			1400		
	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%	Agua	Nf	%
Rt	2,59	2,48	-4,1	2,08	1,99	-3,95	1,77	1,74	-1,6
Nu	116,03	121,02	4,3	144,54	150,49	4,11	169,65	172,32	1,6
DP	1,97E4	2,03E4	3,1	4,76E4	4,87E4	2,49	8,65E4	8,81E4	1,9

Tal como en los modelos anteriores, en las Tablas 5.16, 5.17 y 5.18 se aprecia una reducción en la resistividad térmica y un aumento del Nusselt al usar el nanofluido. Desde el régimen de Reynolds 80 hasta el de 200, los cambios permanecen como una constante en un 2% de cambio, pero en que la caída de presión aumenta casi un 3% respecto del uso de agua.

Nuevamente se debe notar que en los Reynolds de 600 y 1000 se logran los mayores impactos en resistividad y Nusselt, a costa de otro aumento considerable en la presión, para que al llegar al Reynolds de 1400 nuevamente se reduzca el porcentaje de cambio al usar un nanofluido.

5.5.4. Potencias mecánicas

Para evidenciar de mejor manera el rendimiento que tiene el uso de Nanofluidos en la refrigeración, en las Figuras 5.18, 5.19 y 5.20 se muestra una relación entre la potencia utilizada para mover el fluido, respecto de la resistividad térmica obtenida para dicha situación.

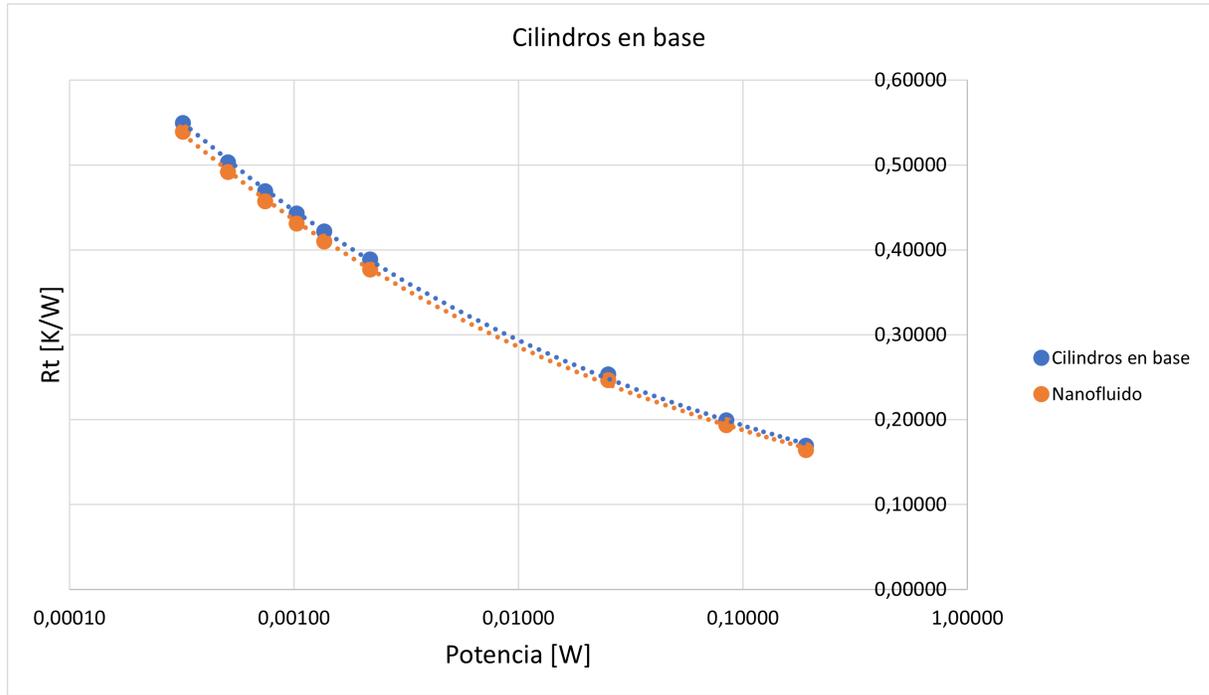


Figura 5.18: Comparación de potencias requeridas cilindros en base.

Comenzando con el modelo con cilindros en las bases, en la Figura 5.18 se puede ver que a lo largo de la banda de potencia, el uso de nanofluido reduce la resistividad térmica del microcanal. Sin embargo, a medida que la potencia aumenta, la reducción se hace cada vez menor, obteniendo resistividades casi idénticas.

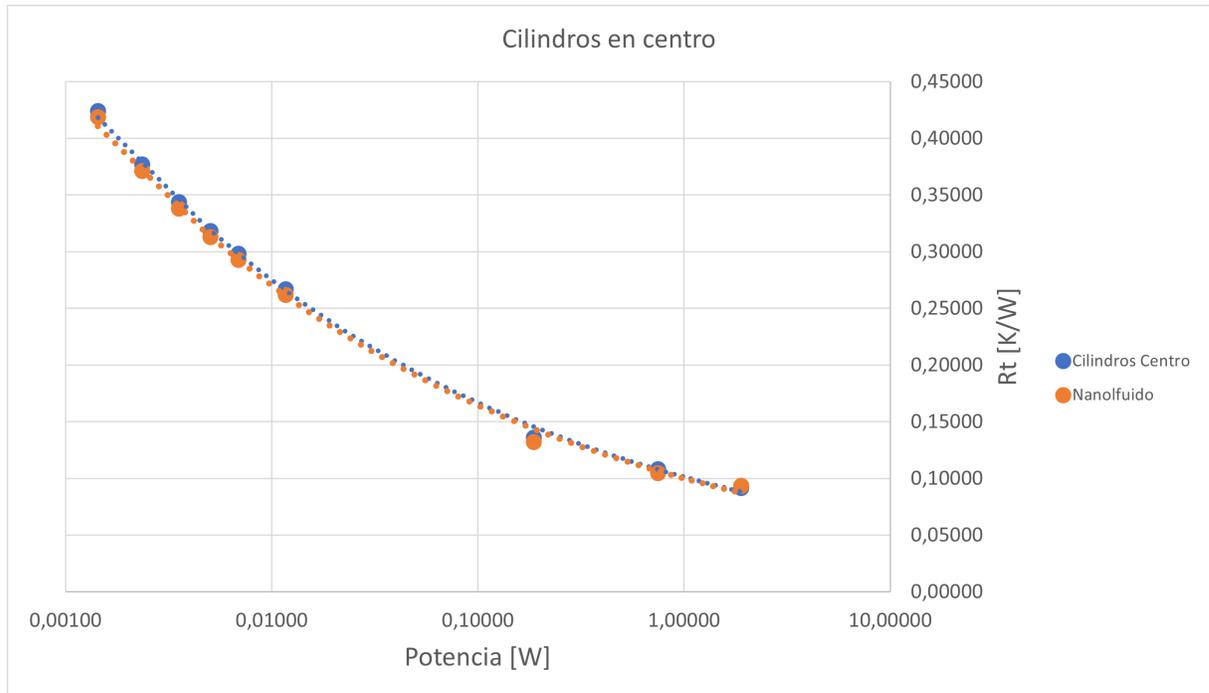


Figura 5.19: Comparación de potencias requeridas cilindros en centro.

Para el caso en que se utilizan cilindros en el centro, en la Figura 5.19 se evidencia una

reducción en la resistividad a bajas potencias, pero que al aumentar la potencia el uso de nanofluidos tiene mayor resistividad térmica que el uso de agua.

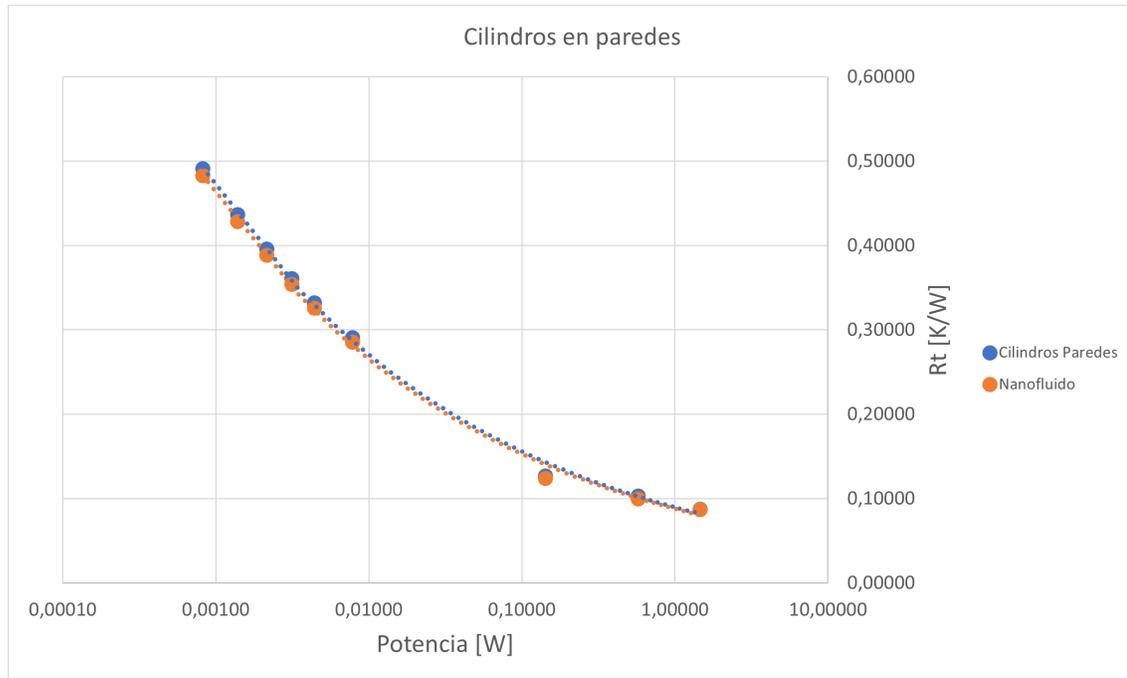


Figura 5.20: Comparación de potencias requeridas cilindros en pared.

Finalmente, para el caso en que se utilizan cilindros en las paredes, en la Figura 5.20 se repite la situación de los cilindros en el centro. Para bajas potencias se obtiene una reducción de la resistividad térmica, pero al aumentarla la resistividad térmica se equipara a la del uso exclusivo de agua.

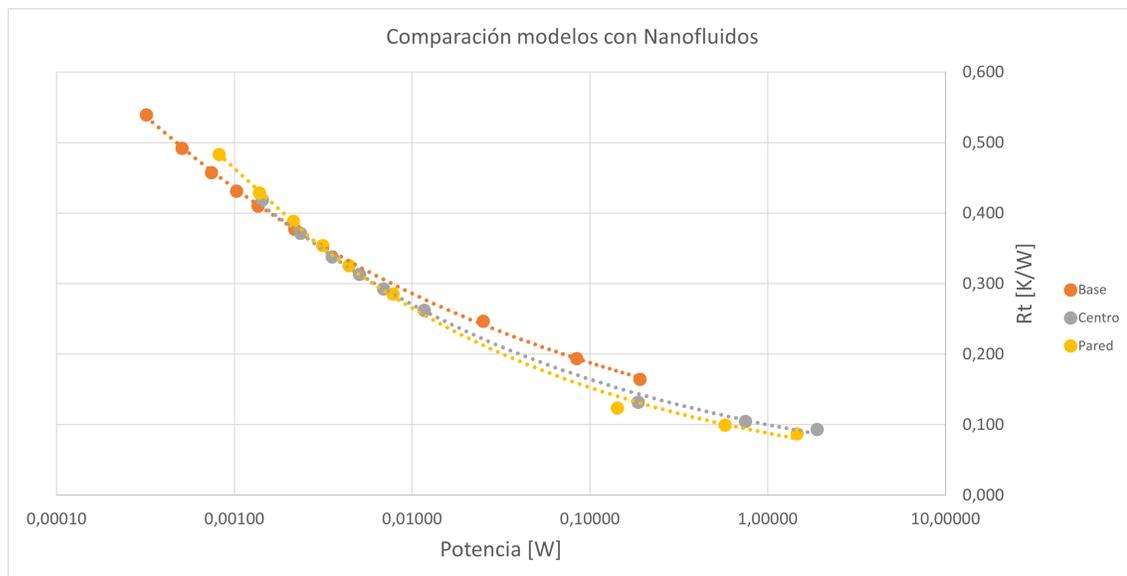


Figura 5.21: Comparación de potencias requeridas para cada modelo.

En la Figura 5.21 se presenta una comparación entre todos los modelos al utilizar nanofluidos.

Capítulo 6

Análisis de resultados

6.1. Implementación de cobre y nuevas geometrías

Lo primero que se debe revisar es cuan efectivo es el cobre como material para la fabricación de los microcanales, tomando como referencia la sílice. A partir de los gráficos mostrados en la Figura 5.1 desde un comienzo se observan los beneficios.

Comenzando con la resistividad térmica, observable en el gráfico de la Figura 5.1.a, se aprecia a lo largo de los cinco regímenes simulados una reducción cercana a los $1,5 \text{ [K/W]}$ ($\approx 12\%$), casi constante para cada uno de los casos. Esta reducción es una muestra clara de la mejor conductividad que posee el Cobre por sobre la Sílice, tal como se muestra en la Tabla 2.2, implicando una mayor facilidad en la transferencia de calor. De esta manera, desde un comienzo se pueden ver beneficios de este cambio.

Complementando lo anterior, en el gráfico de la Figura 5.1.b se aprecian las temperaturas máximas obtenidas para los cinco regímenes. A lo largo de las simulaciones, se aprecia una reducción de unos 5 Kelvin para cada Reynolds. Esto evidencia que el uso de cobre permite que el block de agua transmita el calor del procesador de una manera más fácil al agua, sin almacenarla.

Luego, con el Número de Nusselt vemos un incremento de 2 unidades ($\approx 11\%$) en el gráfico de la Figura 5.1.c, que a medida aumenta el flujo de agua mayor es esa diferencia. Esto indica que la convección toma más protagonismo en el medio a refrigerar.

Finalmente, en el gráfico de la Figura 5.1.d se hace evidente que cada uno de los beneficios térmicos obtenidos no influyen en la presión que se necesita para hacer circular el refrigerante. Esto es ideal, pues el material es un cambio menor dentro de los microcanales, y tan sólo eligiendo uno diferente se pueden obtener mejores resultados. Además, en este comienzo pareciera que la caída de presión tiene una forma lineal, por lo que puede resultar predecible el comportamiento del sistema.

Con estos resultados, se busca incrementar el rango de Reynolds que se pueden aplicar al sistema, considerando mantener la temperatura en un máximo de 60°C , o 333 Kelvin. Así, en la Figura 5.2 se aprecia el comportamiento del sistema con 4 nuevos Reynolds.

Se ve que tanto en Resistividad, Temperatura y Nusselt, el sistema posee un comportamiento asintótico, vale decir, algún valor al que tienden a medida que se incrementa el Nusselt. Tiene sentido, pues el refrigerante ingresa a 300 Kelvin, y no se puede enfriar más que eso. Sin embargo, la caída de presión comienza a tomar un rol importante, pues a medida que se aumenta el Reynolds, la caída de presión necesaria a superar aumenta de forma cuadrática, por lo que se deberá imponer un límite, ya que mucha presión aumenta el costo de la bomba necesaria para mover el fluido. Sumado lo anterior a que si los valores anteriores son asintóticos, a partir de algún punto aumentar el Reynolds puede generar un beneficio marginal en comparación al aumento que tiene la presión.

Tomando el cobre como material para el block, en la Figura 5.3 se observa que el incorporar cilindros en la base no entrega grandes beneficios. Incluso en bajos Reynolds empeora la extracción de calor. Sin embargo, al aumentar el Reynolds entrega beneficios menores, llegando casi a la unidad en cualquier parámetro que se observe, a excepción del Nusselt, que obtiene un mayor aumento. Finalmente, se observa que la caída de presión es mayor siempre, lo que se puede observar más fácil en las Tablas A.11 y A.12. Por ello, la inclusión de estos generadores de vórtice pueden no ser tan convenientes.

Por otra parte, el uso de Cilindros como pilares en el centro del microcanal muestran un mejor resultado. En la Figura 5.4 se ven fácilmente los resultados. En Resistividad, Temperatura y Nusselt tiene mejoras considerables, pero que conllevan un aumento en la caída de presión demasiado grande.

Finalmente, los cilindros en las paredes llaman la atención. En la Figura 5.5 se aprecia la relación con los otros modelos, dónde en bajos Reynolds se encuentra por debajo de los cilindros en el centro en cuanto a las capacidades refrigerantes, pero al ir aumentando el flujo terminan por ser mejores, y a una menor presión. Sin embargo, la presión sigue siendo mucho mayor a la de los dos primeros casos, lo que puede perjudicar el rendimiento comparativo frente a los otros modelos.

6.2. Perfiles de Temperatura y Líneas de Corriente

Con los perfiles de temperatura es que se puede saber realmente si los generadores de vórtice tienen efecto o no en el sistema.

En la Figura 5.6 se aprecia inmediatamente efectos que pueden tener los generadores de vórtice cilíndricos. Comparando los perfiles de las Figuras 5.6.a y 5.6.b se aprecia que en un Reynolds de 80 los cilindros en la base no tienen mayor efecto. Comparando esto con los perfiles de las Figuras 5.6.c y 5.6.d, se evidencia inmediatamente que los generadores de vórtices en el centro y en las paredes permiten refrigerar de mejor manera el microcanal.

Añadiendo los perfiles de la Figura 5.7, se puede ver el problema de los microcanales. En el centro existe una gran cantidad de fluido sin utilizar para la refrigeración, lo cual sigue presente al utilizar cilindros en la base, tal como se puede ver en las Figuras 5.7.a y 5.7.b respectivamente para cada modelo. Por su parte, los cilindros en el centro y en las paredes tienen un efecto inmediato, apreciable en las Figuras 5.7.c y 5.7.d, en que las temperaturas

de salida son más uniformes a lo largo de toda la superficie.

Cuando se complementa lo anterior con las líneas de corriente mostradas en la Figura 5.12, se clarifica más la situación. Los cilindros en la base no producen mayor efecto sobre el flujo del refrigerante en el microcanal, dónde en la Figura 5.12.a se evidencia leve presencia de los vórtices y que no permiten siquiera modificar el flujo en las zonas superiores. Por el contrario, en las Figuras 5.12.b y 5.12.c, las otras geometrías evidencian de inmediato aceleraciones sobre el fluido en las zonas de los generadores, junto a leves vórtices que permiten ir mezclando el fluido y evitando que se mantenga mucho tiempo en contacto con las paredes.

Retomando los perfiles de temperatura, el efecto mostrado para el Reynolds 80 se mantiene semejante a medida que se aumenta el Reynolds. Por ejemplo, para el caso de un Reynolds 160 mostrado en la Figura 5.8 sigue sin apreciarse efecto de los cilindros en la base, pero se acentúa aún más para los cilindros en el centro y en las paredes. Por su parte, en la Figura 5.9 se ve que los cilindros en la base solamente reducen la temperatura levemente en las esquinas, mientras que los cilindros en las paredes y en el centro comienzan a modificar drásticamente el perfil. Esto indica que los vórtices generados están cumpliendo la función de mezclar el fluido, aprovechando de mejor manera la totalidad de este.

También llama la atención que para los cilindros en el centro se concentra una cantidad de fluido en el centro que está más frío que en las cercanías de las paredes, mientras que para los cilindros en las paredes posee dos puntos de concentración de ese fluido más frío. Por lo anterior, los cilindros en las paredes pareciera que están concentrando más refrigerante frío en el centro, y que se está desaprovechando.

Esto último no logra aclararse mediante las líneas de corriente. Comenzando con la Figura 5.13.a es claro que los cilindros en la base no logran afectar la mayor parte del flujo, minimizando su efecto, pero en las Figuras 5.13.b y 5.13.c los flujos siguen teniendo cierta uniformidad, sin grandes turbulencias como para realizar diferencias en los perfiles de temperatura de salida del refrigerante, pero que dan la noción de por qué son más uniformes respecto al modelo base y con cilindros en la base.

Finalmente, para un caso más avanzado se presentan los perfiles de Reynolds 1000. En la Figura 5.10 queda claro el efecto de los cilindros en la base. Sin embargo, su efecto de refrigeración es más notorio hacia las zonas superiores del microcanal, dejando las zonas inferiores a mayores temperaturas, que no son tan elevadas como para generar puntos calientes que conlleven problemas. Por su parte, los cilindros en el centro y en las paredes siguen profundizando su efecto, dejando casi la totalidad del microcanal a una temperatura uniforme. Existen puntos más calientes, pero nuevamente no son a temperaturas que puedan generar problemas.

Luego, en la Figura 5.11.b se ve el efecto de los cilindros en la base sobre el microcanal, pero que es un cambio menor en comparación a lo que se observa en las Figuras 5.11.c y 5.11.d, en dónde este último entrega una temperatura de salida uniforme.

De todas formas se clarifica el por qué no tienen mayor impacto los cilindros en la base, ya que en la Figura 5.14.a se ve que la gran cantidad de refrigerante que circula sobre los generadores de vórtice los 'aplasta' e impiden que puedan afectar dichas zonas. En cambio,

desde este punto los cilindros en el centro y en las paredes comienzan a tornar el régimen del fluido en uno turbulento. Las Figuras 5.14.b y 5.14.c muestran gran cantidad de vórtices y oscilaciones en el fluido, explicando la concentración de puntos calientes en el microcanal.

6.3. Potencia mecánica

La potencia requerida para obtener cierta resistividad térmica facilita la comparación entre cada uno de los modelos al dar muestra de su eficiencia. Para ello, en la Figura 5.15 se muestra el comportamiento de cada modelo. A partir de dicha figura, se contempla el comportamiento asintótico que tienen los modelos, que para el caso de cilindros en el centro y en paredes existe un punto desde el que para reducir la resistividad térmica se necesita un excesivo incremento de la potencia.

Lo anterior retoma el hecho de que se debe imponer un límite al incremento de los flujos de refrigerante, ya que el beneficio es marginal en comparación a la mejora en refrigeración. Por ello, el Reynolds ideal para los cilindros en el centro y en las paredes parece ser el de 400, que solicitan potencias cercanas a los 0,15 [W]. En el caso del modelo base o de aquel que tiene cilindros en la base queda incompleto, pero su mínimo valor de resistividad no estará muy alejado de los mínimos ahí presentes.

Desde la Figura 5.16 se obtiene que para bajas potencias los mejores resultados en cuanto a eficiencia son por parte de el modelo base y aquel que posee cilindros en la base, hasta que se alcanza el punto de inflexión que transforma al modelo con cilindros en el centro y al de cilindros en las paredes como los más eficientes.

Complementando la Figura 5.16 con las Figuras 5.5.b y 5.17, con el objetivo de mantener la temperatura bajo los 60°C, para el caso de el microcanal base y aquel con cilindros en la base se necesita un Reynolds de alrededor de 450, que para este caso aproximaremos al de 600. Por su parte, el modelo con cilindros en el centro necesita un Reynolds de 160 y el de los cilindros en las paredes 200. Respectivamente, en potencias necesarias para cada uno de esos Reynolds serían 0,023 [W], 0,025 [W], 0,0068 [W] y 0,0078 [W]. Con estos datos, nuevamente de la Figura 5.16 se ve que para los casos de los cilindros en las paredes y en el centro, el rendimiento obtenido para la resistividad térmica es menor, pero a una mucho menor potencia y según la Figura 5.5.d o la Tabla A.16, a una caída de presión muy similar.

6.4. Comparación con Multijets

Para facilitar la comparación, la Figura 6.1 muestra una reducción de la relación entre la resistividad térmica y la potencia requerida presentada en la Figura 5.15.

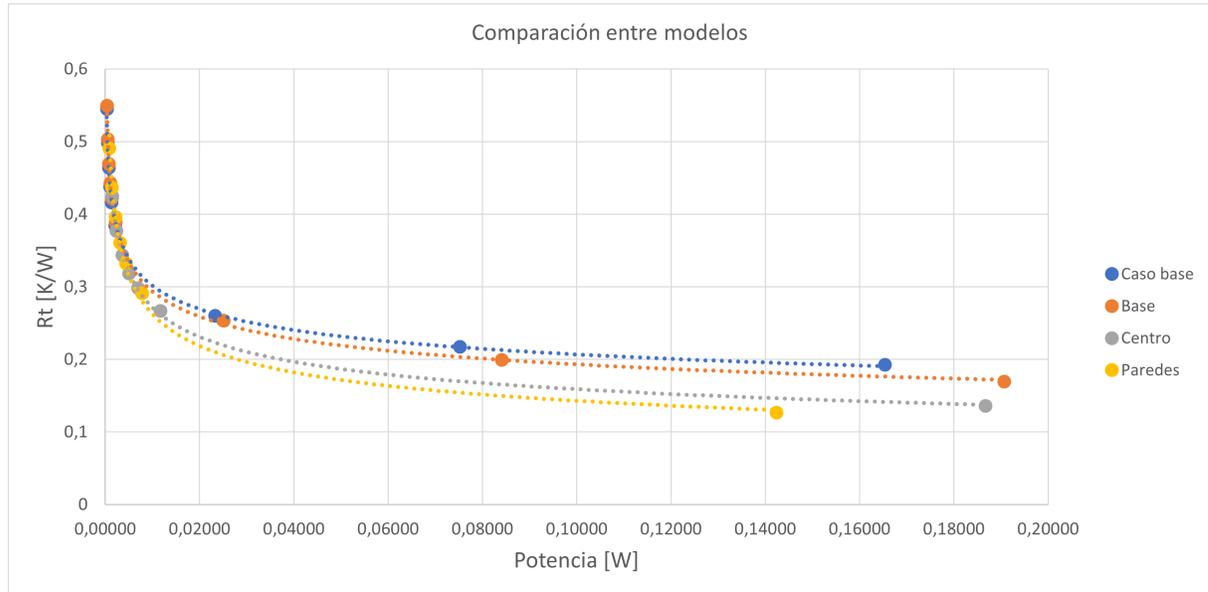


Figura 6.1: Relación Resistividad térmica vs Potencia requerida, reducida.

Tal como se ve en las Figuras 2.7, 2.8 y 2.9, el sistema de multijets puede tener muchas variaciones.

Comenzando con la Figura 2.7, en los gráficos 2.7.c y 2.8.d se observa que los multijets pueden homogeneizar la temperatura del microcanal de muy buena forma. Esto sumado a que la variación de la cantidad de jets permite mejorar el rendimiento de la resistividad térmica con menores potencias. Considerando el caso de los 7 jets, el mejor resultado obtiene una resistividad cercana a los 0,2 [K/W] con una potencia de alrededor 0,011 [W]. Por otra parte, en esta investigación se obtiene esa resistividad en unos 0,12[W] para el caso base, 0,085 [W] de potencia para el caso con cilindros en la base, 0,04 [W] para el de cilindros en el centro y 0,03 [W] para el de cilindros en las paredes.

De esta forma, el uso de microcanales comienza con una gran ventaja, incluso sin haber modificado los parámetros de aspecto.

En este sentido, mediante la Figura 2.8 se ve que la modificación de la profundidad del microcanal genera efectos importantes, al punto de que al usar la misma potencia determinada para los jets, se logra disminuir la resistividad térmica hasta los 0,15 [K/W]. Esto visible en la Figura 2.8.d, que al complementar con la Figura 2.8.c se ve que a lo largo del microcanal la temperatura se mantiene relativamente uniforme con un máximo de 308 Kelvin. Con esto, nuevamente se obtienen ventajas en rendimiento por sobre los modelos presentados en esta investigación.

Habiendo fijado la relación de profundidad en $\alpha=6$, en la Figura 2.9 se muestra nuevamente una mejora en el rendimiento del sistema de multijets. En la Figura 2.9.d se ve que para lograr el mismo rendimiento de los 0,15 [W], la potencia requerida para lograrlo se redujo hasta los 0,0075 [W], una diferencia contra la que es imposible competir con los modelos planteados en esta investigación, pues para acercarse a esa resistividad, mediante los cilindros en la base se necesitarían unos 0,2 [W] de potencia, mediante los cilindros en el centro

unos 0,1 [W] y con los cilindros en las paredes 0,08 [W], es decir, al menos unas 10 veces más potencia que con los Multijets.

La gran diferencia de lo anterior puede ser debido a que los multijets se inyectan en diversos puntos, no necesitan tanto esfuerzo para llegar a cada punto del microcanal, sumado a que la distancia que debe recorrer el agua es menor a la de los microcanales tradicionales, tiene menores posibilidades de calentarse en el trayecto, logrando siempre extraer de forma efectiva el calor al transmitir una temperatura más fría.

La mayor incógnita con esta versión de los Multijets llega desde su fabricación. Si bien se plantea que con los avances de la manufactura aditiva se pueden llegar a fabricar estas geometrías, aún resulta demasiado costosa para su producción.

Dado que para el refrigerante se requieren múltiples puntos de inyección con forma cuadrada en escala micrométrica, recalcando que cada punto es independiente de los demás, las tecnologías recomendadas a utilizar por temas de precisión sería la esterolitografía, fusión por lecho en polvo (PBM en inglés), Selective Laser Melting (SLM), Electron Beam Melting (EBM), entre otros. Como se menciona antes, cada una de ellas muy costosa en cuanto a equipamiento y materiales de fabricación debido a que en general requieren ambientes de vacío para el correcto funcionamiento de láseres o emisores de electrones. Además, los materiales con los que trabajan en estos equipos no son los ideales para usos térmicos, ya que dentro de los materiales típicos con los que trabajan se encuentran diferentes tipos de resinas, titanio o níquel.

6.5. Nanofluidos como refrigerante

Al refrigerar mediante nanofluidos, se obtienen resultados esperados al comparar con el agua, mejorando la capacidad de extracción de calor, pero a costa de una mayor caída de presión por la viscosidad.

A partir de las Tablas 5.10 hasta la 5.18, resulta llamativo que los porcentajes de cambio son muy similares para cada uno de los modelos, vale decir, cercanos al 2%. Esto muestra que el cambio de geometría no tiene mayor impacto sobre el efecto generado por el nanofluido. Sin embargo, para la simulación de este nanofluido se generan interpolaciones mediante la Ecuación de Einstein, en donde todo se simula como un fluido más viscoso y con mejor conductividad. Esto apunta a que en un caso real, en el que realmente existan las nanopartículas de alúmina, podría tener un efecto la geometría, al tener más puntos en los que puedan sedimentar la partículas.

Luego, al ver el rendimiento que tiene el uso de nanofluidos en comparación con el agua, en las Figuras 5.18, 5.19 y 5.20 se pueden ver comparaciones para cada modelo. A partir de cada uno de ellos, es claro que el uso de Nanofluidos es recomendable para bajas potencias, pues es dónde se obtienen reducciones en la resistividad térmica para una misma potencia. Sin embargo, al aumentar la potencia, las resistividades obtenidas se igualan, e incluso se ven superadas respecto a las del agua. Esto puede ser debido a la viscosidad del nanofluido, que a medida se requiere un mayor flujo, comienza a tener mayor protagonismo en la caída

de presión, tal como se puede ver en las Tablas 5.12, 5.15 y 5.18, en dónde en los mayores regímenes de Reynolds se observan los mayores aumentos porcentuales de presión, intensificándose cada vez más.

Luego, al comparar los tres casos, en la Figura 5.21 se aprecia que el comportamiento de los sistemas es idéntico al de refrigeración por agua, visible en la Figura 5.15, dónde a menores potencias tiene mejor rendimiento el modelo con cilindros en la base, y a mayores potencias es más efectivo el uso de los cilindros en las paredes y luego el de cilindros en el centro.

Capítulo 7

Conclusiones

El uso de los microcanales demostró ser un mecanismo básico dentro de la refrigeración de cualquier artefacto, en este caso, la CPU de una computadora. Si bien cumple con el objetivo inicial, presenta un gran desaprovechamiento del fluido que circula por él, presentando temperaturas muy desiguales en el mismo fluido y provocando marcados gradientes de temperatura en el sistema refrigerado.

El uso de generadores de vórtices cilíndricos mostró ser una buena alternativa para mejorar la capacidad del fluido de extraer el calor a los microcanales, pero bajo ciertas consideraciones. Aquellos que se implementan en la base no muestran una mejora significativa, empeorando incluso la refrigeración a bajos Reynolds al aumentar negativamente cada uno de los parámetros analizados, pero que al aumentar considerablemente el Reynolds obtiene beneficios de hasta un 12 % en Resistividad térmica y 14 % en Nusselt, pero aumentando un 15 % la caída de presión.

Por otra parte, los cilindros en el centro y los de las paredes marcan una significativa diferencia desde un comienzo, reduciendo la resistividad térmica en un 22 % y 10 % respectivamente en sus comienzos, hasta un notable 50 % de reducción en los Reynolds más altos, aumentando el número de Nusselt desde un 28 % y 11 % respectivamente hasta duplicar lo obtenido por los microcanales base, pero a costa de presiones 10 y 8 veces mayores. Sin duda que la geometría resultó un factor crucial para ello, dado que con una mayor ocupación del área transversal los resultados fueron notablemente diferentes, u que al impedir el normal flujo del refrigerante en la zona que más libre puede circular, llevó a los cilindros en el centro a tener mayores caídas de presión.

De todos modos, los sistemas son adaptables y al fijar como objetivo la temperatura máxima a 60°C se ve que se puede lograr el mismo efecto que sin generadores de vórtice a una potencia considerablemente menor. Incluso para lograr esa temperatura en cada uno de los modelos se equiparan las caídas de presiones, y permiten definir que la mejor configuración posible como sistema de refrigeración es con un Reynolds 200 con generadores de vórtice cilíndricos en las paredes. Este valor de Reynolds se puede aumentar, mejorando incluso su rendimiento, pero idealmente sin llegar a superar un Reynolds 400 (0,04 [W] de potencia), pues a partir de dicho valor el beneficio obtenido es marginal respecto al aumento de potencia requerido, pero que permite llegar hasta temperaturas de 320 Kelvin en un tramo de 10 [mm].

Lamentablemente, malas noticias llegan al comparar con el estudio de Multijets. Al comparar ambos modelos, los multijets permiten tener temperaturas mucho más uniformes y controladas que en los modelos planteados en esta investigación, y se pueden considerar independientes del tamaño del microcanal mediante la incorporación de jets de entrada, obteniendo así un patrón simétrico a lo largo del microcanal. Esto a diferencia de los modelos planteados, en que al extender la longitud del microcanal el agua ya viene con una temperatura más elevada, provocando un marcado gradiente térmico entre la entrada y salida del microcanal. Lo anterior se suma a los rendimientos que se pueden obtener mediante los multijets. A partir de potencias 10 veces menores que el mejor de los casos propuestos en esta investigación se obtienen mejores resultados en resistividad térmica resultante.

A partir de este apartado, pareciera que competir a nivel de mercado contra esa tecnología de refrigeración resulta poco viable. Sin embargo, considerando el proceso de manufactura se ve que los multijets siguen estando en una fase teórica, pues aún no se avanza lo suficiente en la manufactura aditiva, con poca variedad de materiales aplicables a trabajos de refrigeración y con altos costos que probablemente solo un reducido grupo de clientes puede estar dispuestos a pagar. Sin embargo, si se llega a implementar en un futuro, para utilizar los modelos planteados en esta investigación se debería realizar una investigación sobre otras aplicaciones de refrigeración por microcanales para ver la conveniencia de estos modelos, como podrían ser microcanales de mayor extensión o que se necesite implementar en espacios reducidos donde no se pueda 'bombardear' los microcanales con refrigerante.

Por último, el uso de nanofluidos con un 1 % de concentración queda al debe. Comenzando con que se deben aplicar a bajos Reynolds, por las complicaciones que presenta la viscosidad al aumentar la caída de presión paulatinamente, las reducciones en un 2 % de la resistividad térmica y el aumento promedio de un 2,5 % el número de Nusselt no resultan convincentes para su aplicación. Lo anterior pues al traducir los porcentajes a números son muy bajas las mejoras, y además se sabe que la presencia de partículas sólidas causa erosión y sedimentación que dañan el sistema, lo que a la larga sería más problemático que beneficioso. Sería interesante hacer pruebas con mayores concentraciones, para ver si en algún punto los resultados son significativos.

En base a lo anterior se cumplen los objetivos planteados en un comienzo, unos con mejores resultados que otros, pero que permiten de todas formas aumentar la transferencia de calor en los microcanales. De todas formas, para futuras experiencias queda claro que la forma antigua de refrigerar CPU's por microcanales queda obsoleta, y sería mejor analizar exclusivamente los Multijets.

Si bien los Multijets ya poseen una gran efectividad en la refrigeración de microcanales, con tan solo modificar factores de forma y número de jets, quizá se puedan incorporar otros elementos que potencien aún más este sistema, con pequeños generadores de vórtices o porosidades en el canal. Así también simular en dicho modelo cual sería el efecto de los nanofluidos en la transferencia de calor obtenida, buscando diferentes concentraciones y en lo ideal llevarlo a la práctica, pues el beneficio que entregan es evidente y los efectos sobre los conductos pueden ser más preocupantes, dada la sedimentación y erosión que deberían provocar.

Bibliografía

- [1] M. Khoshvaght-Aliabadi, M. Sahamiyan, M. Hesampour, and O. Sartipzadeh, “Experimental study on cooling performance of sinusoidal–wavy minichannel heat sink,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 92, pp. 50–61, 2016.
- [2] F. Li, Q. Ma, G. Xin, J. Zhang, and X. Wang, “Heat transfer and flow characteristics of microchannels with solid and porous ribs,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 178, p. 115639, 2020.
- [3] R. A and S. Chakraborty, “Effect of micro-structures in a microchannel heat sink – a comprehensive study,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 154, p. 119617, 2020.
- [4] Y. Alihosseini, M. Zabetian Targhi, M. M. Heyhat, and N. Ghorbani, “Effect of a micro heat sink geometric design on thermo-hydraulic performance: A review,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 170, p. 114974, 2020.
- [5] R. Jilte, M. H. Ahmadi, R. Kumar, V. Kalamkar, and A. Mosavi, “Cooling performance of a novel circulatory flow concentric multi-channel heat sink with nanofluids,” *Nanomaterials*, vol. 10, no. 4, 2020.
- [6] M. Peng, L. Chen, W. Ji, and W. Tao, “Numerical study on flow and heat transfer in a multi-jet microchannel heat sink,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 157, p. 119982, 2020.
- [7] C.-B. Kim, C. Leng, X.-D. Wang, T.-H. Wang, and W.-M. Yan, “Effects of slot-jet length on the cooling performance of hybrid microchannel/slot-jet module,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 89, pp. 838–845, 2015.
- [8] M. T. Al-Asadi, F. Alkasmoul, and M. Wilson, “Heat transfer enhancement in a microchannel cooling system using cylindrical vortex generators,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 74, pp. 40–47, 2016.
- [9] P. P. Luque, “Análisis de los nanofluidos y su aplicación como fluido htf,” 2016.
- [10] M. Abdollahi-Moghaddam, M. Rejvani, and P. Alamdari, “Determining optimal formulations and operating conditions for al₂o₃/water nanofluid flowing through a microchannel heat sink for cooling system purposes using statistical and optimization tools,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 8, pp. 517–524, 2018.
- [11] V. Murali Krishna and M. Sandeep Kumar, “Numerical analysis of forced convective heat transfer of nanofluids in microchannel for cooling electronic equipment,” *Materials Today: Proceedings*, vol. 17, pp. 295–302, 2019. International Conference on Advanced Materials, Energy & Environmental Sustainability (ICAMEES-2018), at UPES – Dehradun on 14th -15th December 2018.

- [12] A. Raisi, B. Ghasemi, and S. M. Aminossadati, “A numerical study on the forced convection of laminar nanofluid in a microchannel with both slip and no-slip conditions,” *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 59, no. 2, pp. 114–129, 2011.

Anexo A

Tablas de datos

Las unidades de los elementos a presentar en esta sección son:

- $Rt : [\frac{K}{W}]$
- $Tmax : [K]$
- $h : [\frac{W}{m^2K}]$
- $Nu : \text{Adimensional}$
- $DP : [Pa]$

A.1. Validación

Tabla A.1: Diferencias estudio - Malla 1

Re	80		100		120	
	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif
Rt	12,14	0,49 %	11,11	0,78 %	10,38	0,23 %
T max	360,70	0,08 %	355,57	0,12 %	351,88	0,32 %
Nu	24,71	1,15 %	27,00	0,02 %	28,91	0,31 %

Tabla A.2: Diferencias estudio - Malla 1

Re	140		160	
	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif
Rt	9,81	0,88 %	9,36	1,49 %
T max	349,06	0,27 %	346,79	0,35 %
Nu	30,57	1,38 %	32,06	2,86 %

Tabla A.3: Diferencias estudio - Malla 2

Re	80		100		120	
	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif
Rt	12,14	0,49 %	11,11	0,78 %	10,38	0,23 %
T max	360,70	0,08 %	355,57	0,12 %	351,88	0,32 %
Nu	24,71	1,15 %	27,00	0,02 %	28,91	0,31 %

Tabla A.4: Diferencias estudio - Malla 2

Re	140		160	
	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif
Rt	9,81	0,88 %	9,36	1,49 %
T max	349,06	0,27 %	346,79	0,35 %
Nu	30,57	1,38 %	32,06	2,86 %

Tabla A.5: Diferencias estudio - Malla 3

Re	80		100		120	
	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif
Rt	12,14	0,49 %	11,11	0,78 %	10,38	0,23 %
T max	360,70	0,08 %	355,57	0,12 %	351,88	0,32 %
Nu	24,71	1,15 %	27,00	0,02 %	28,91	0,31 %

Tabla A.6: Diferencias estudio - Malla 3

Re	140		160	
	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif
Rt	9,81	0,88 %	9,36	1,49 %
T max	349,06	0,27 %	346,79	0,35 %
Nu	30,57	1,38 %	32,06	2,86 %

Tabla A.7: Diferencias estudio - Malla 4

Re	80		100		120	
	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif
Rt	12,14	0,49 %	11,11	0,78 %	10,38	0,23 %
T max	360,70	0,08 %	355,57	0,12 %	351,88	0,32 %
Nu	24,71	1,15 %	27,00	0,02 %	28,91	0,31 %

Tabla A.8: Diferencias estudio - Malla 4

Re	140		160	
	Obtenido	%dif	Obtenido	%dif
Rt	9,81	0,88 %	9,36	1,49 %
T max	349,06	0,27 %	346,79	0,35 %
Nu	30,57	1,38 %	32,06	2,86 %

Tabla A.9: Resultados al usar cobre.

Re	80	100	120	140	160
Rt	10,9	10,0	9,3	8,8	8,3
Tmax	354,5	349,9	346,4	343,8	341,6
h	36712,7	40110,7	43087,7	45690,3	48023,8
Nu	27,5	30,1	32,3	34,3	36,0
DP	320,5	405,8	493,5	583,2	675,2

A.2. Caso base en cobre

A.3. Caso base en cobre

Tabla A.10: Resultados al usar cobre.

Re	200	600	1000	1400
Rt	7,7	5,2	4,3	3,9
Tmax	338,4	326,0	321,7	319,3
h	52023,8	76889,5	92059,9	103776,0
Nu	39,0	57,7	69,0	77,8
DP	870,9	3216,7	6233,7	9792,6

A.4. Cilindros en la base

Tabla A.12: Cilindros en base 200 a 1400.

Re	200	600	1000	1400
Rt	7,8	5,1	4,0	3,4
Tmax	338,9	325,3	319,9	316,9
h	51414,4	78912,6	100278,0	118088,0
Nu	38,6	59,2	75,2	88,6
DP	905,2	3465,8	6969,2	11291,8

Tabla A.11: Cilindros en base 80 a 160.

Re	80	100	120	140	160
Rt	11,0	10,1	9,4	8,9	8,4
Tmax	355,0	350,3	346,9	344,3	342,2
h	36369,4	39730,3	42610,4	45138,3	47412,6
Nu	27,3	29,8	32,0	33,9	35,6
DP	331,4	420,6	512,5	606,8	703,7

A.5. Cilindros en el centro

Tabla A.13: Cilindros centro 80 a 160.

Re	80	100	120	140	160
Rt	8,5	7,5	6,9	6,4	6,0
Tmax	342,4	337,7	334,4	331,9	329,8
h	47138,4	53028,0	58158,4	62777,9	67034,1
Nu	35,4	39,8	43,6	47,1	50,3
DP	1487,3	1947,8	2447,7	2986,1	3564,3

Tabla A.14: Cilindros centro 200 a 1400.

Re	200	600	1000	1400
Rt	5,3	2,7	2,2	1,9
Tmax	326,7	313,6	310,8	309,2
h	74858,8	146401,0	182928,0	215276,0
Nu	56,1	109,8	137,2	161,5
DP	4834,3	25798,2	61950,4	111980,0

A.6. Cilindros simétricos en paredes

Tabla A.15: Cilindros en paredes 80 a 160.

Re	80,0	100,0	120,0	140,0	160,0
Rt	9,8	8,7	7,9	7,2	6,6
Tmax	349,1	343,7	339,6	336,1	333,2
h	40737,6	45797,7	50503,8	55425,5	60208,1
Nu	30,6	34,3	37,9	41,6	45,2
DP	847,8	1145,4	1479,3	1858,4	2280,5

Tabla A.16: Cilindros en paredes 200 a 1400.

Re	200,0	600,0	1000,0	1400,0
Rt	5,8	2,6	2,1	1,8
Tmax	329,1	312,7	310,3	308,8
h	68724,0	154701,0	192723,0	226198,0
Nu	51,5	116,0	144,5	169,6
DP	3229,6	19677,0	47558,8	86470,4

Anexo B

Perfiles de temperatura

B.1. Perfiles laterales

B.1.1. Reynolds 80

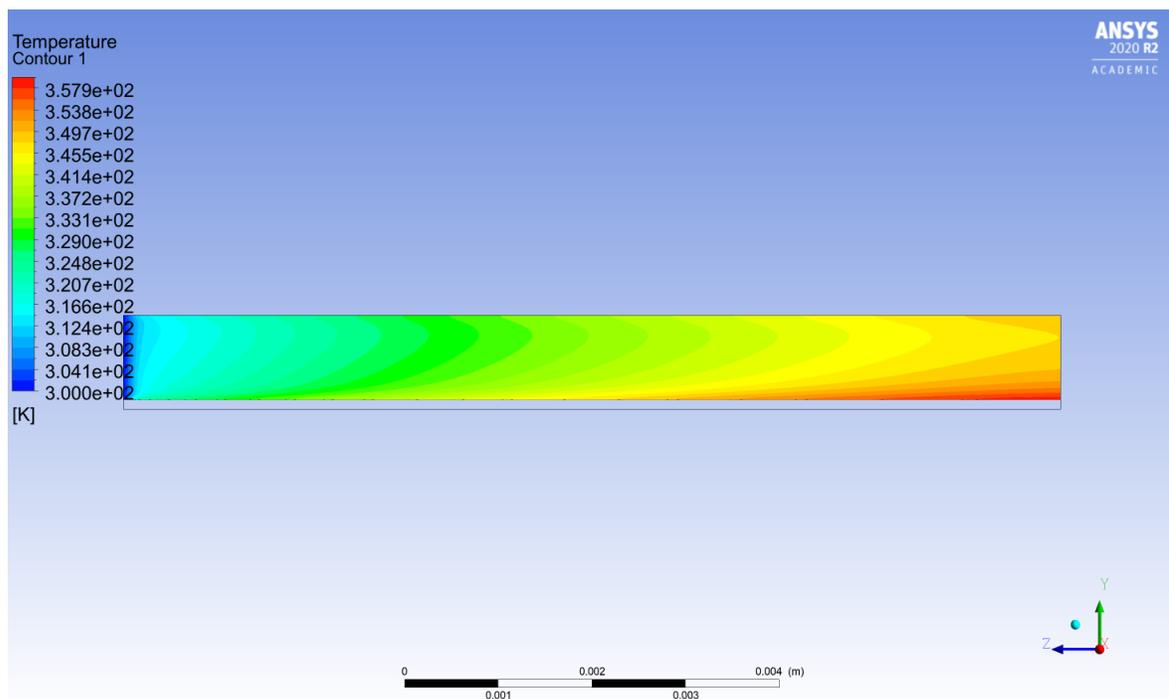


Figura B.1: Microcanal de cobre.

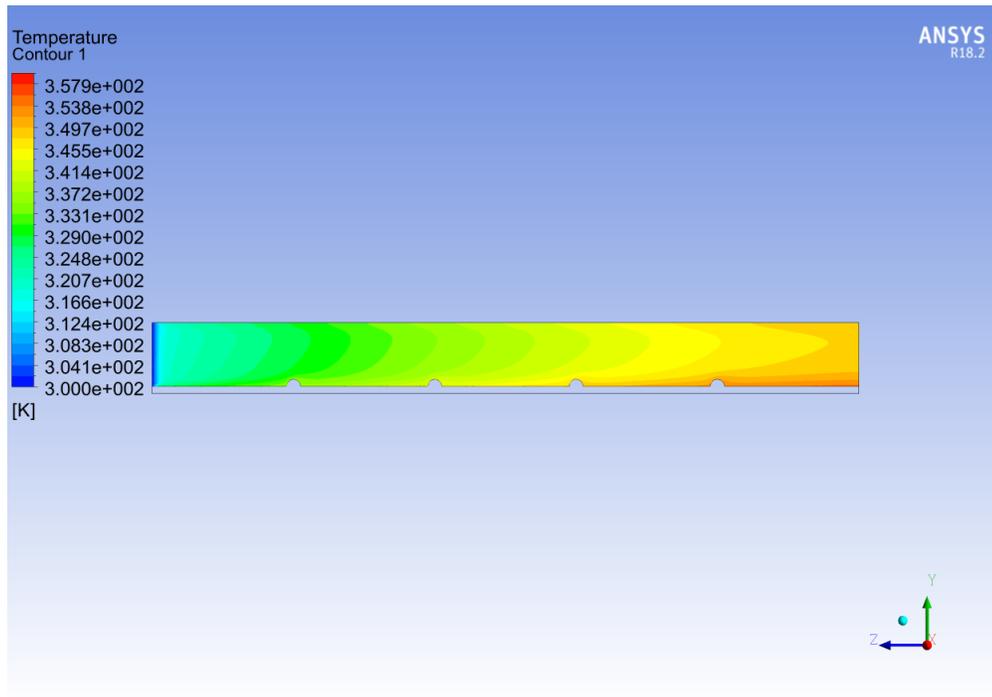


Figura B.2: Cilindros en base.

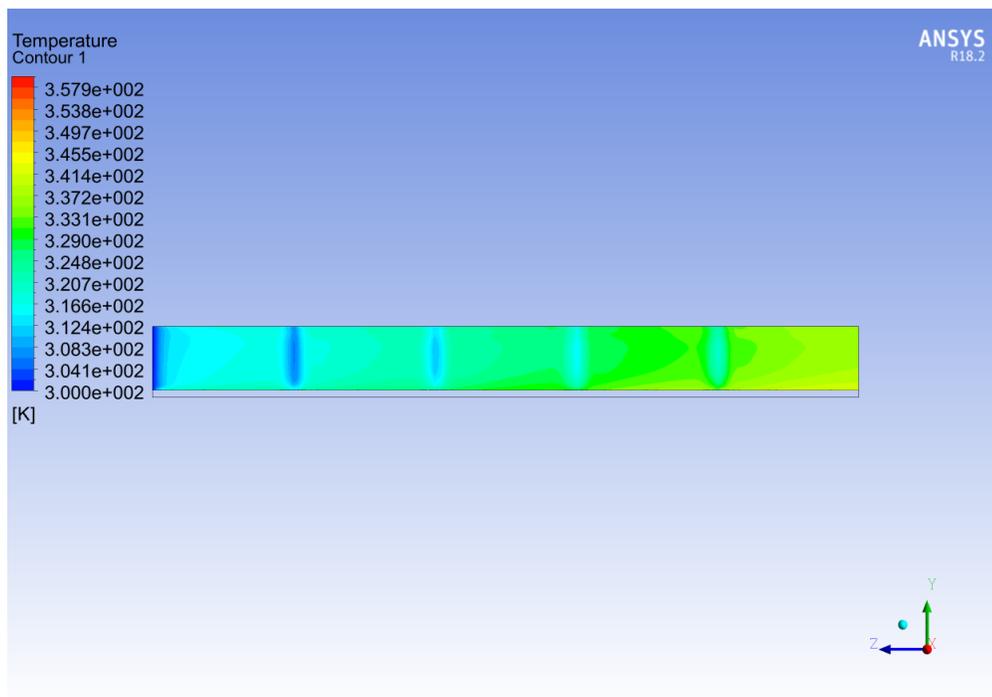


Figura B.3: Cilindros en centro.

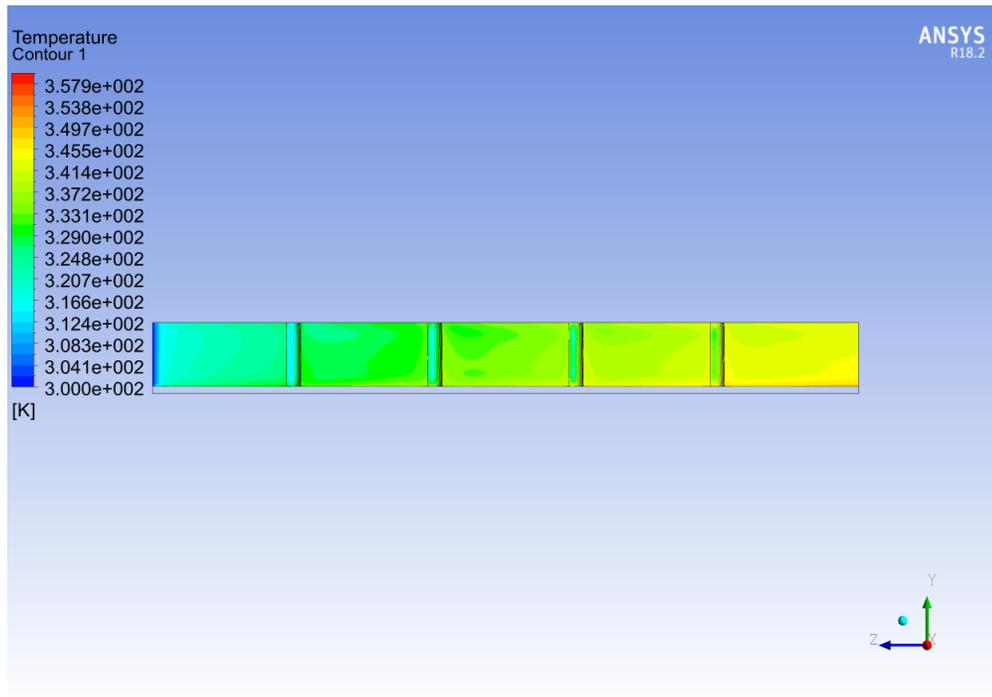


Figura B.4: Cilindros en paredes.

B.1.2. Reynolds 100

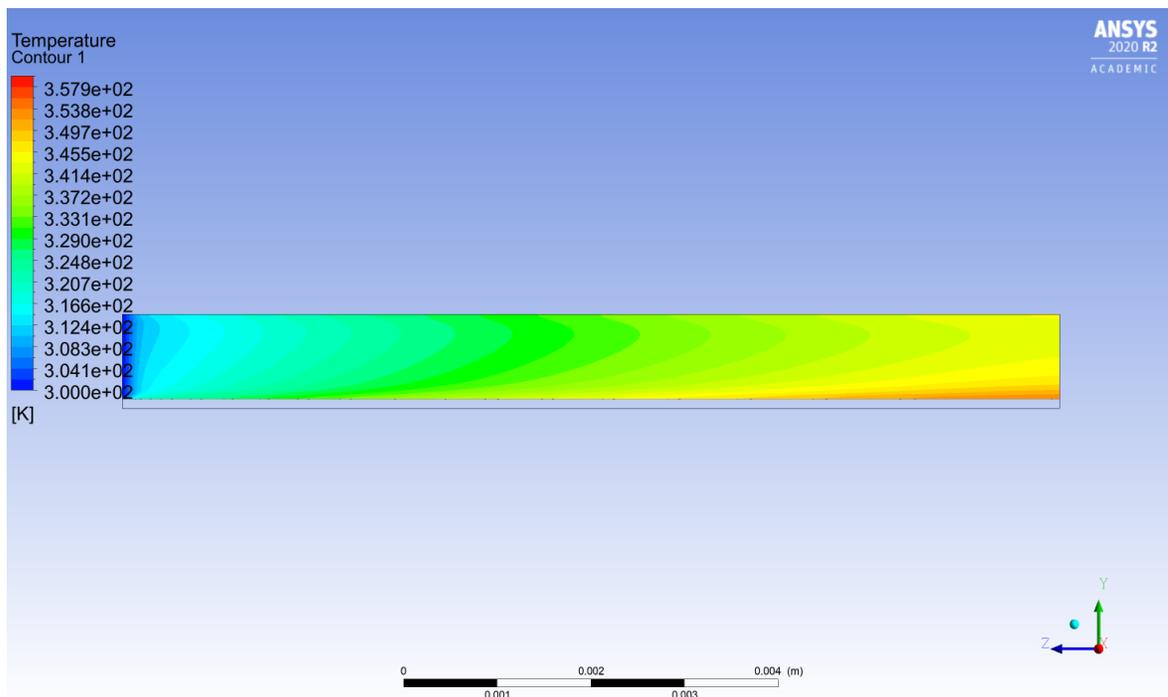


Figura B.5: Microcanal de cobre.

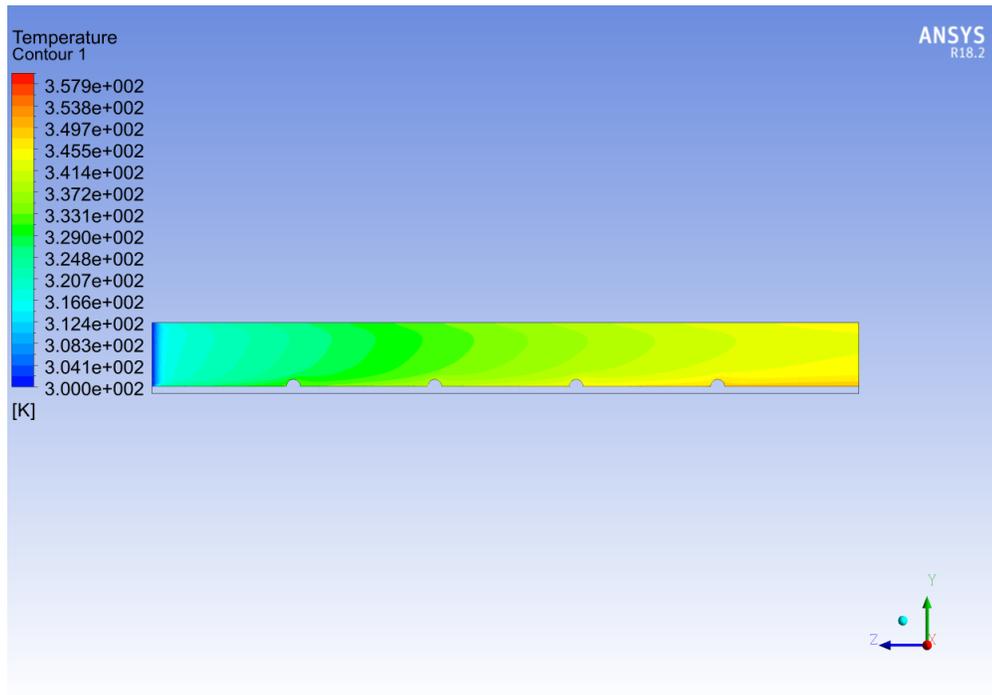


Figura B.6: Cilindros en base.

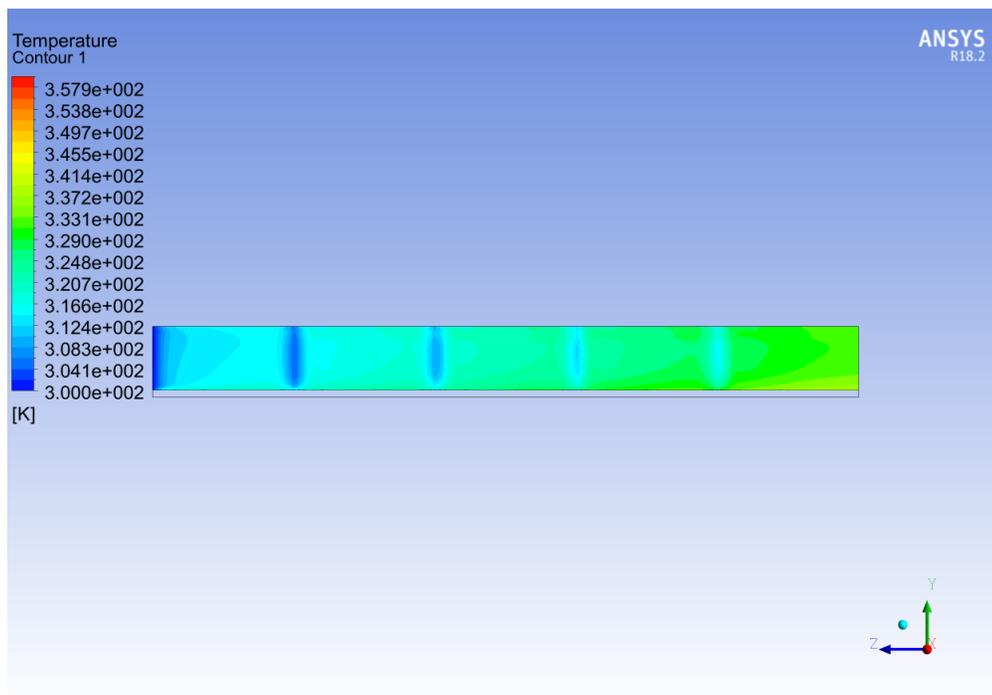


Figura B.7: Cilindros en centro.

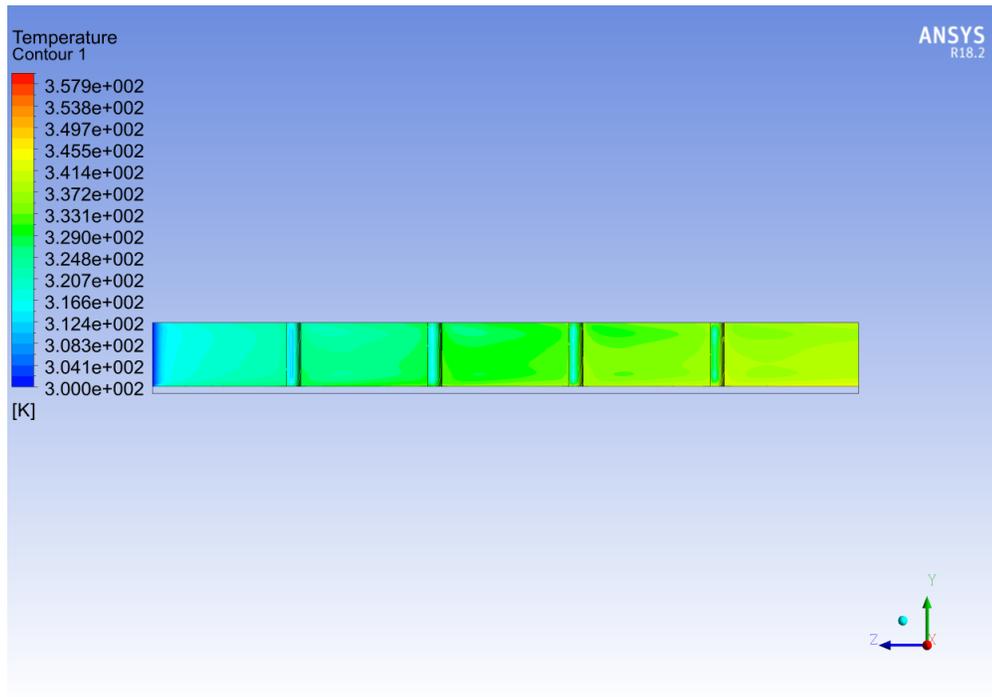


Figura B.8: Cilindros en paredes.

B.1.3. Reynolds 120

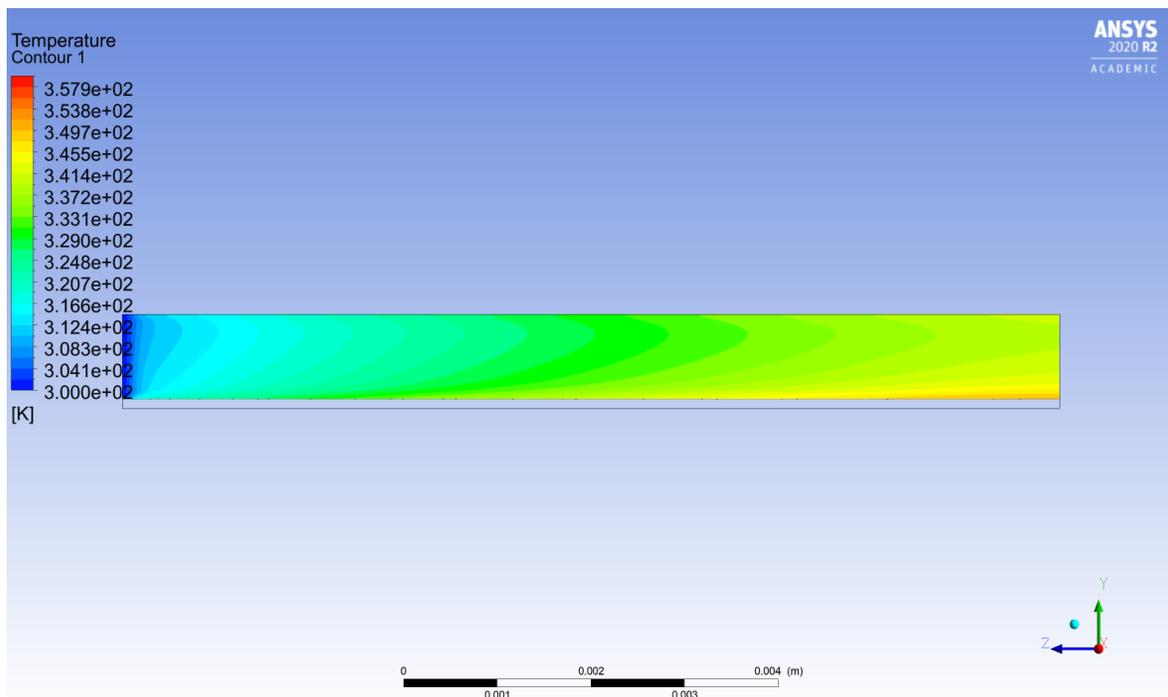


Figura B.9: Microcanal de cobre.

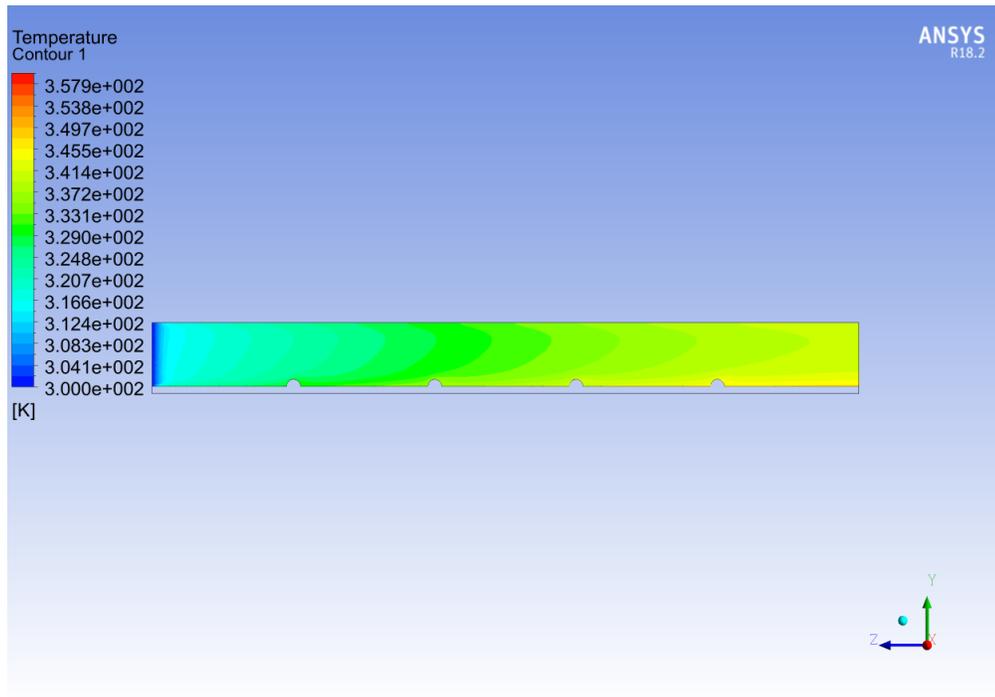


Figura B.10: Cilindros en base.

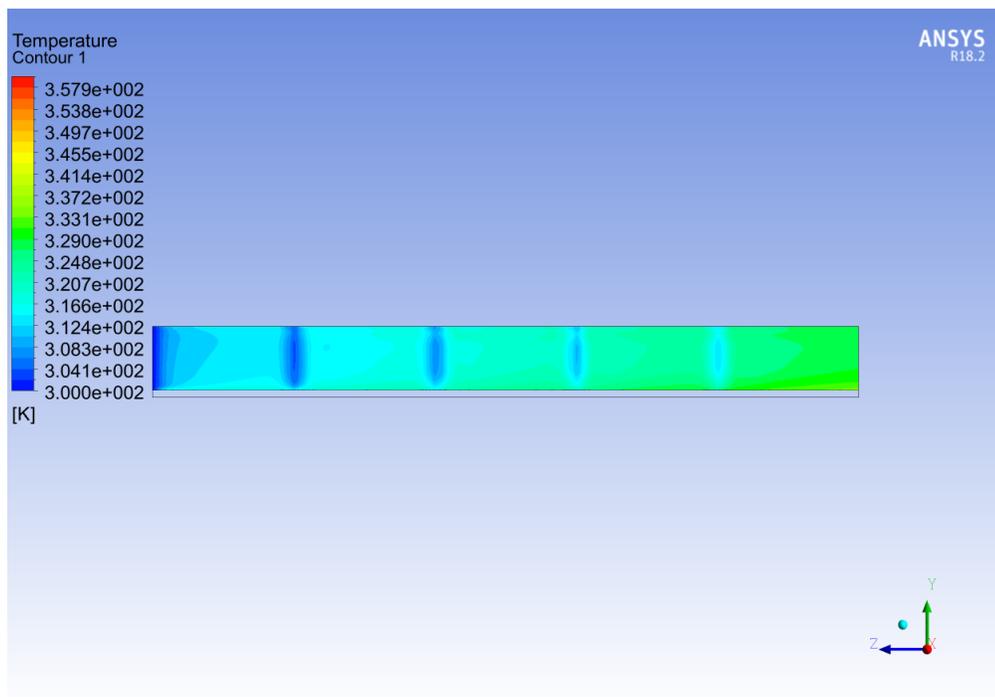


Figura B.11: Cilindros en centro.

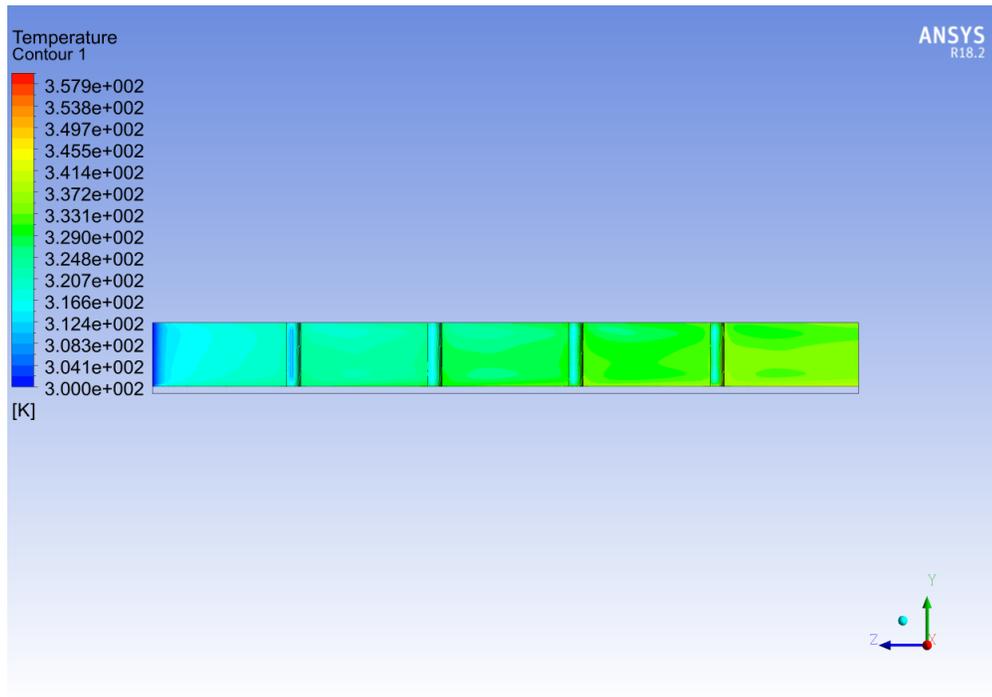


Figura B.12: Cilindros en paredes.

B.1.4. Reynolds 140

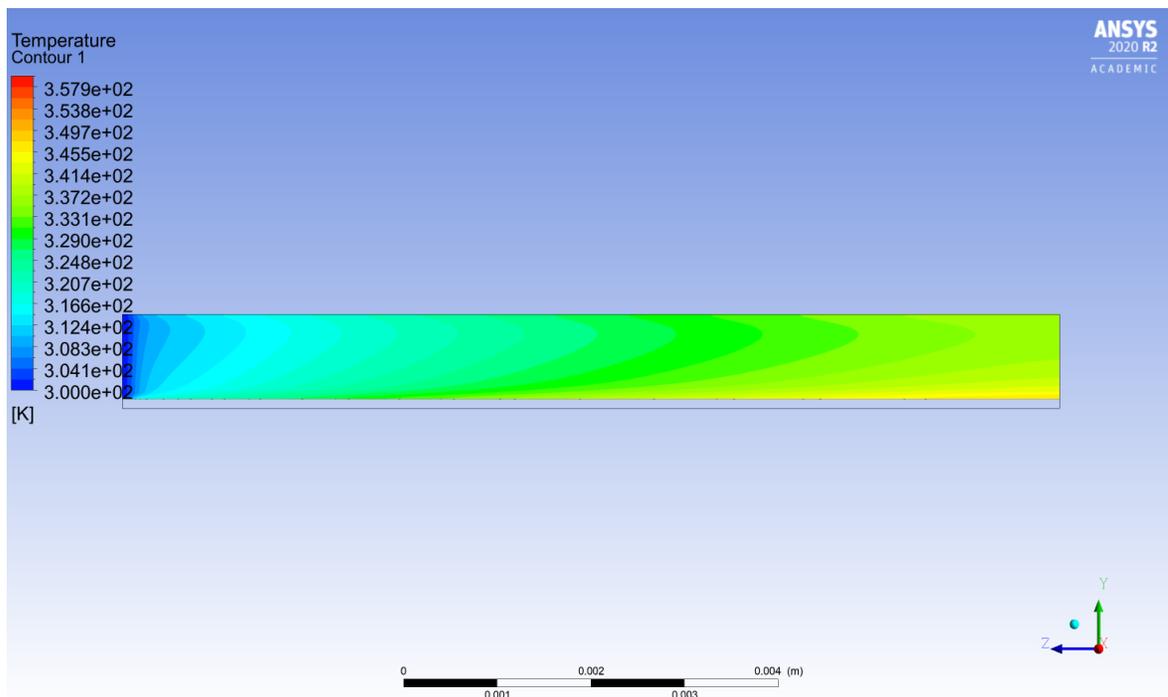


Figura B.13: Microcanal de cobre.

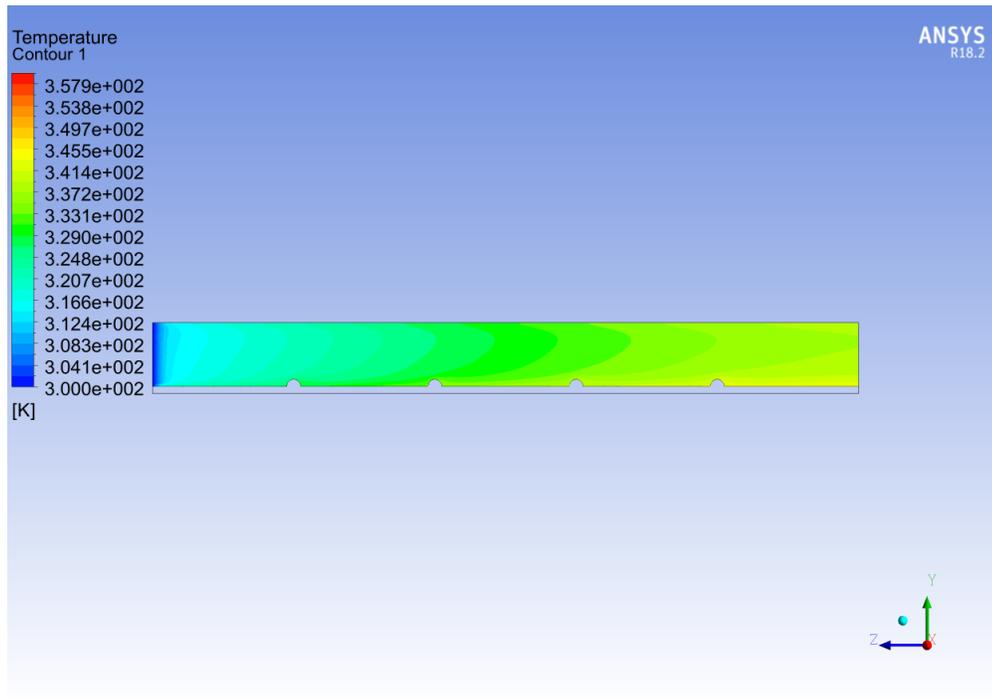


Figura B.14: Cilindros en base.

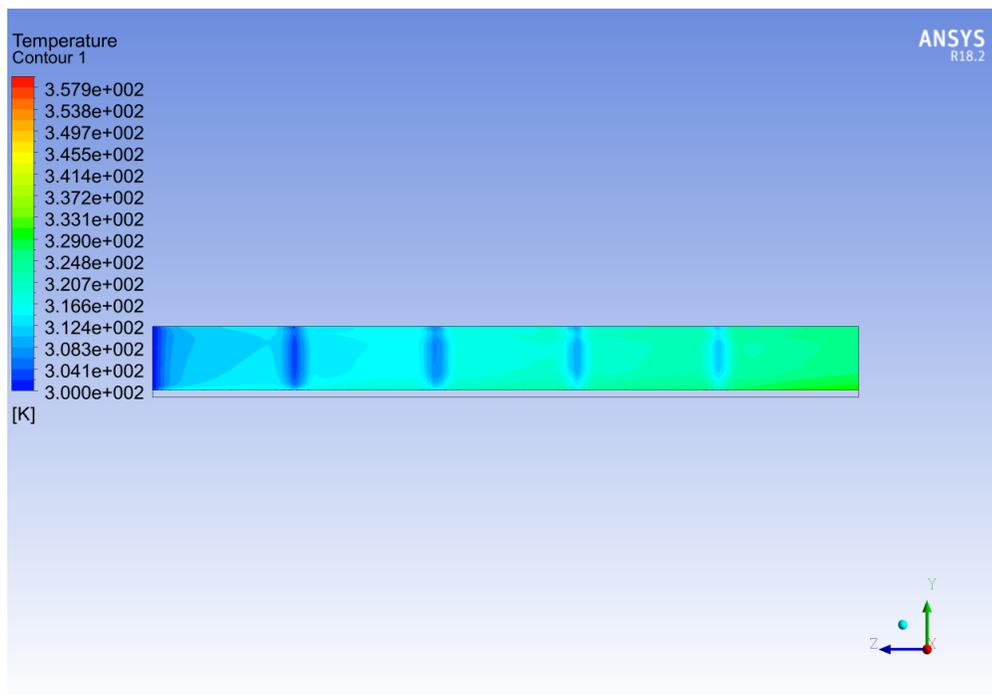


Figura B.15: Cilindros en centro.

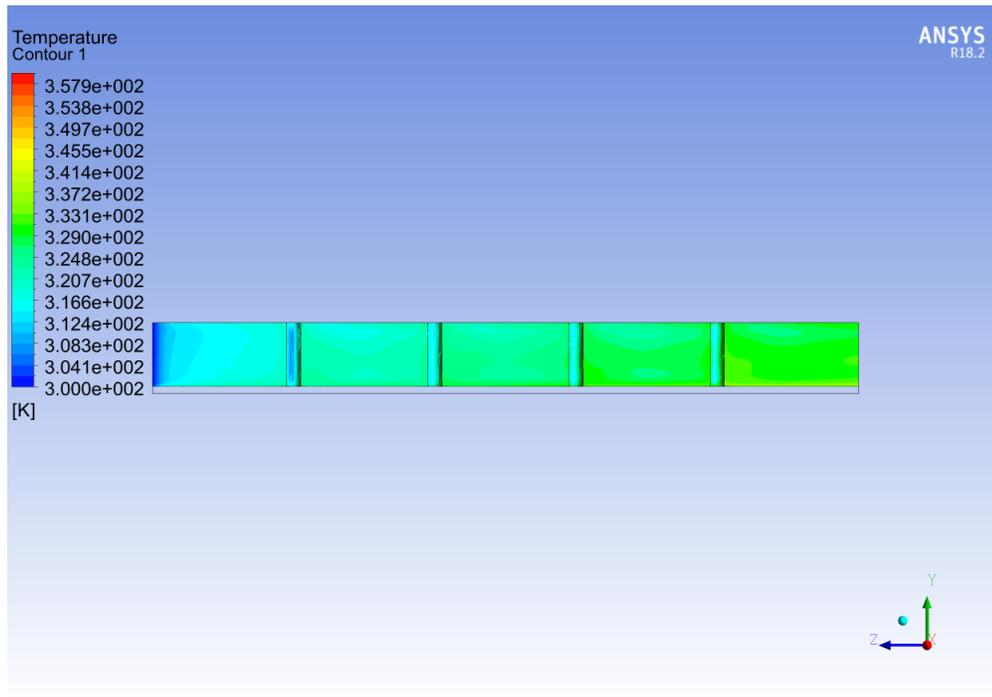


Figura B.16: Cilindros en paredes.

B.1.5. Reynolds 160

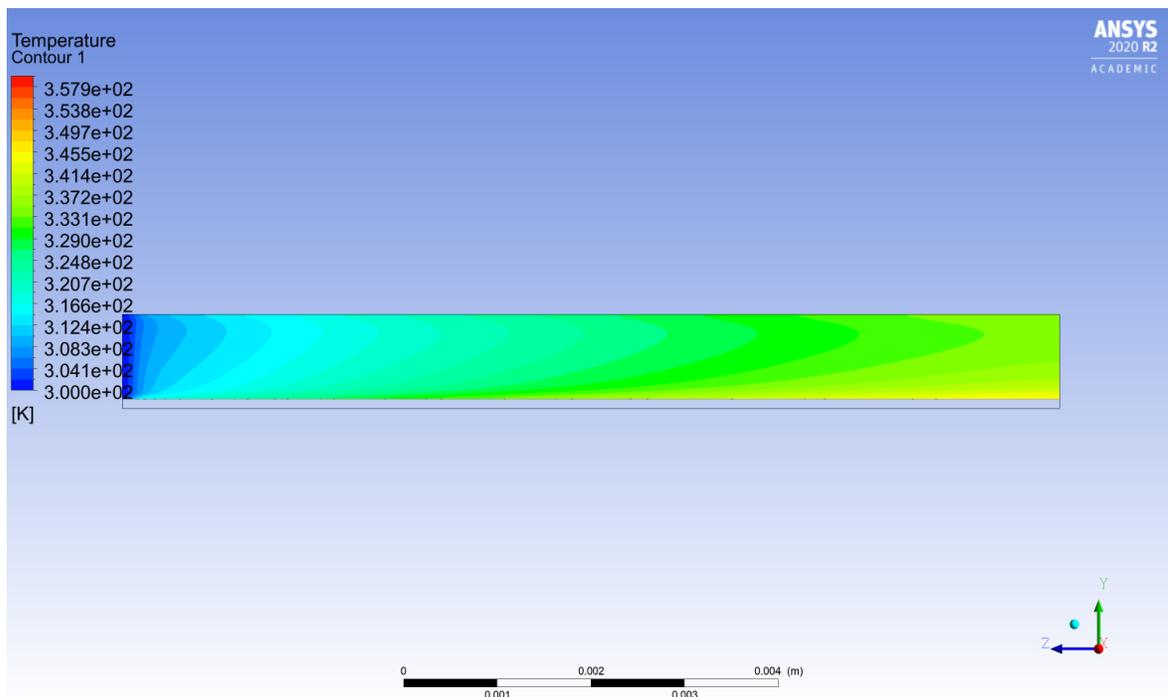


Figura B.17: Microcanal de cobre.

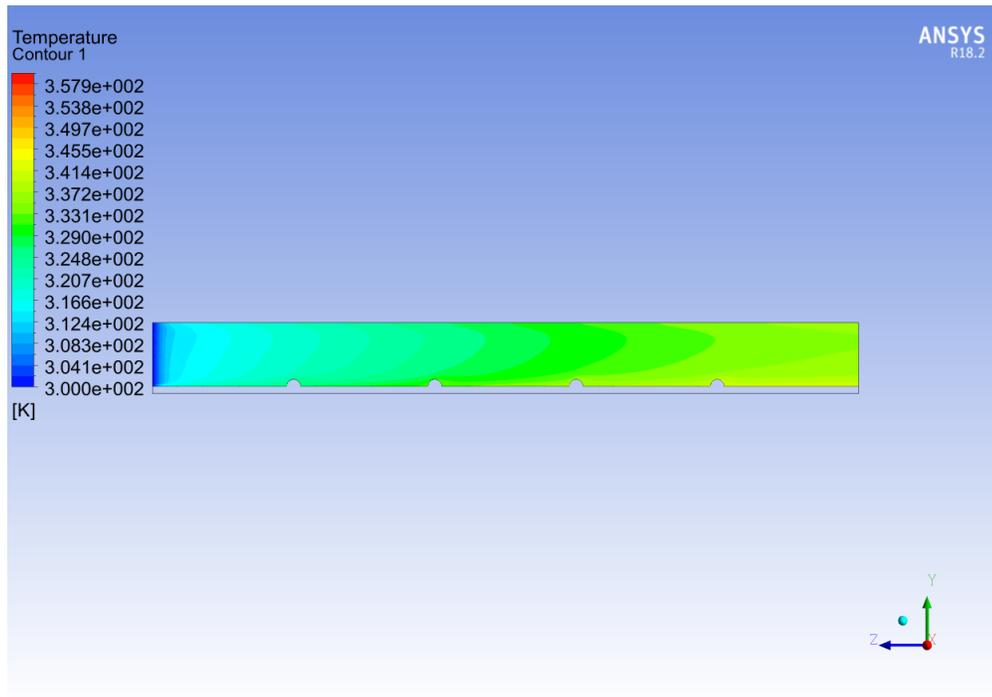


Figura B.18: Cilindros en base.

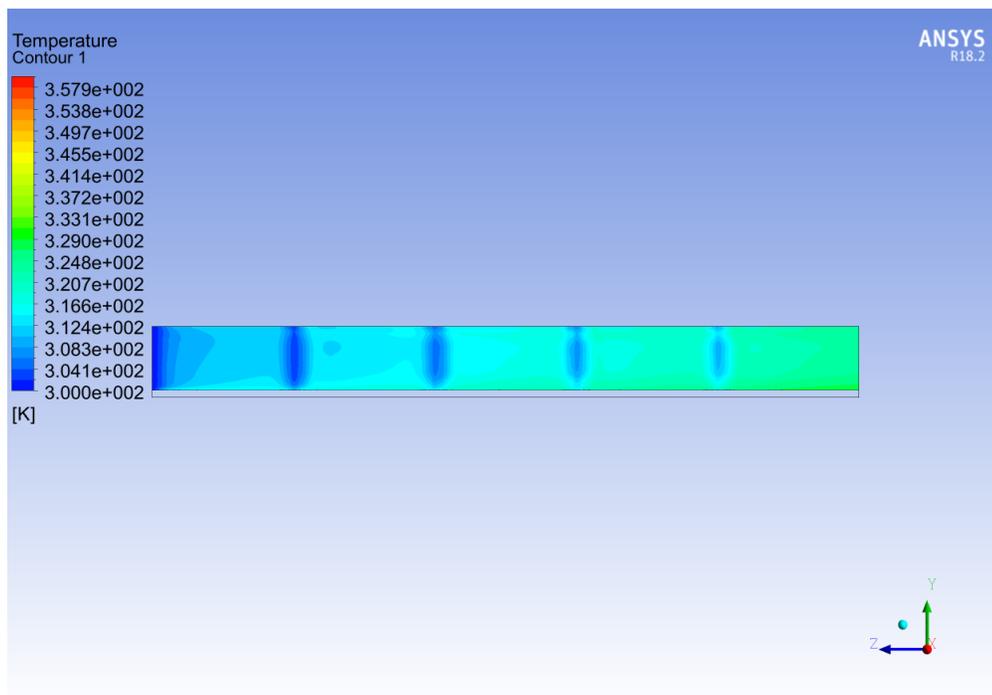


Figura B.19: Cilindros en centro.

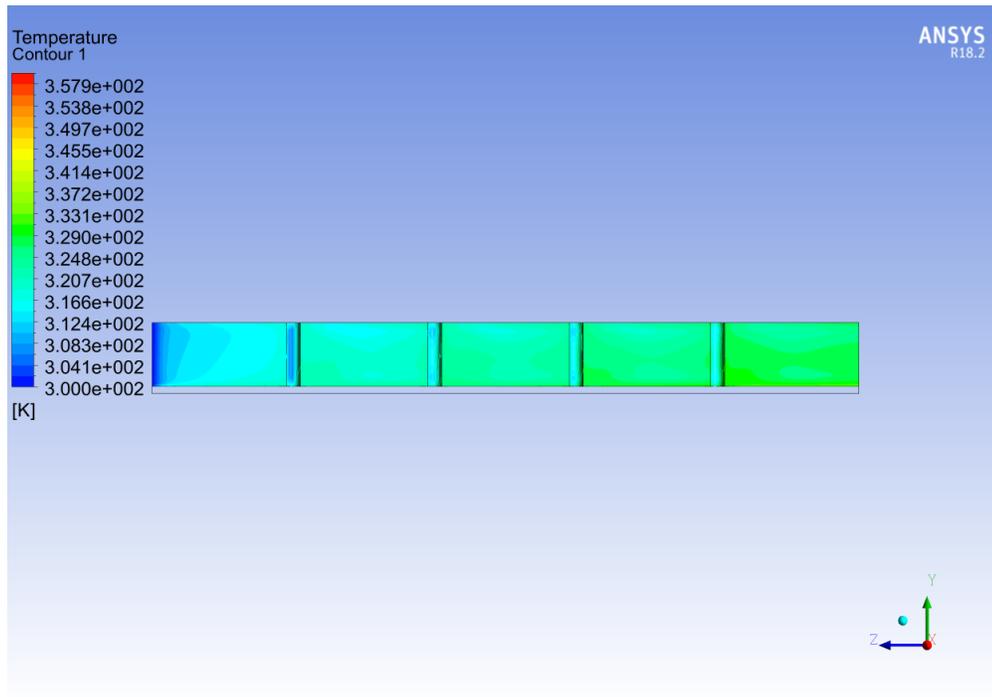


Figura B.20: Cilindros en paredes.

B.1.6. Reynolds 200

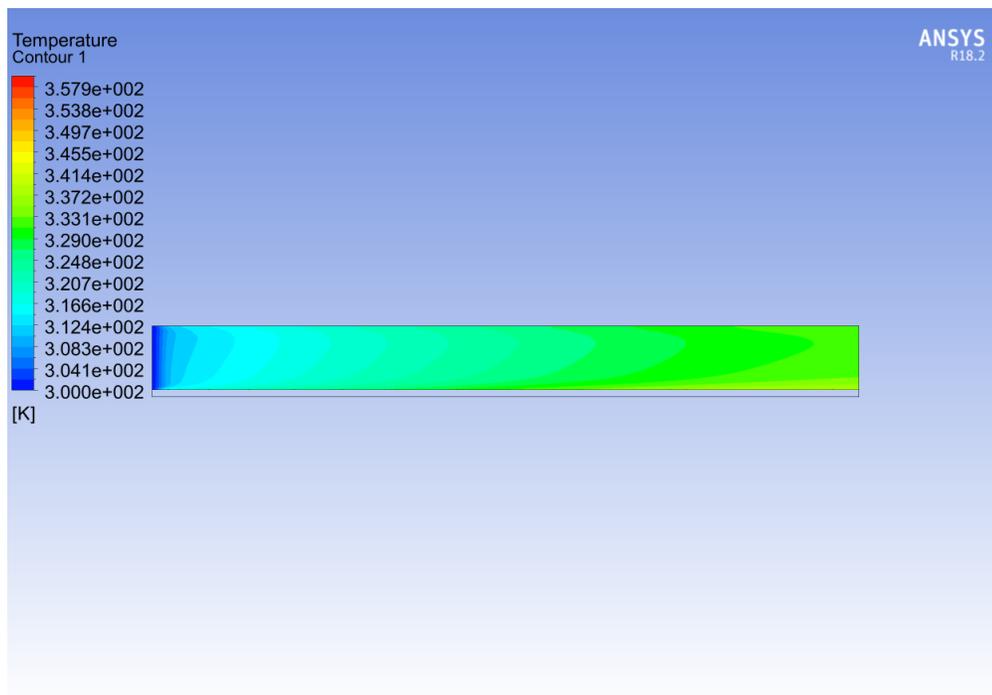


Figura B.21: Microcanal de cobre.

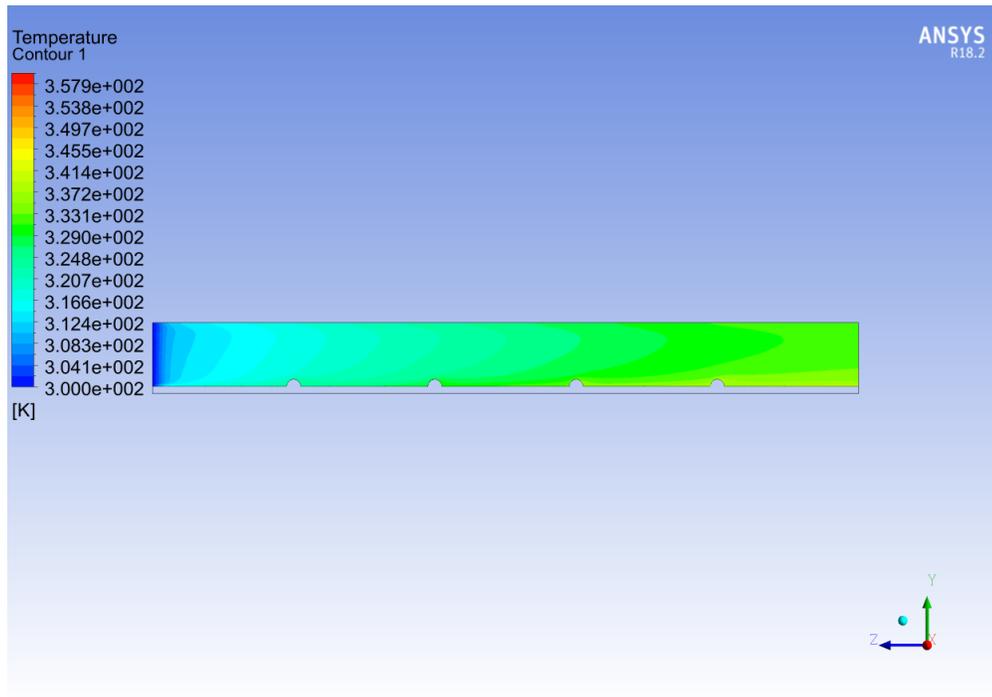


Figura B.22: Cilindros en base.

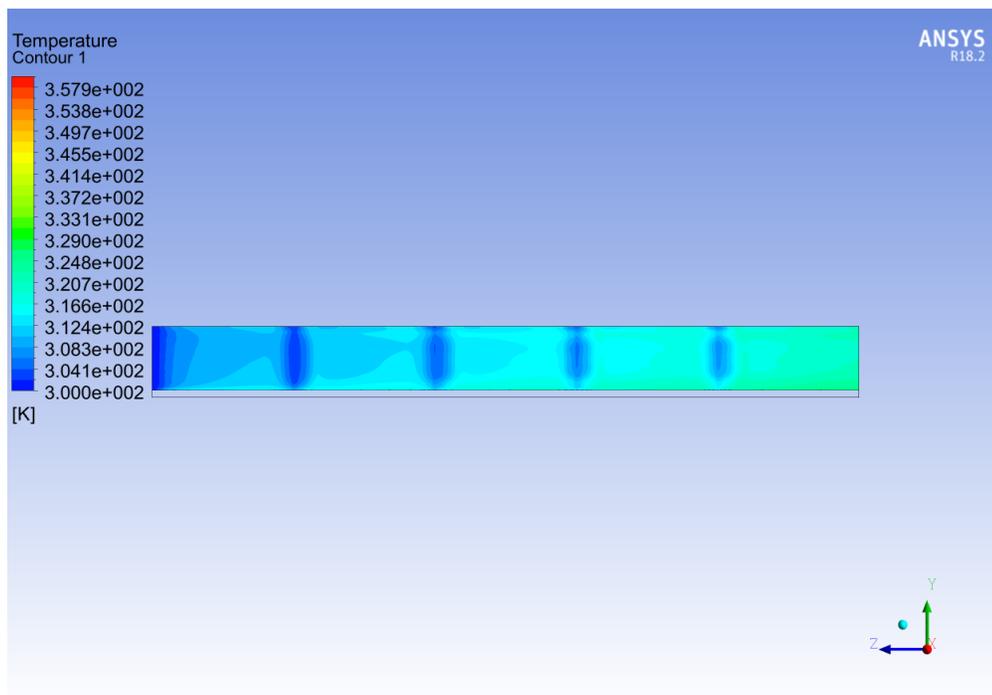


Figura B.23: Cilindros en centro.

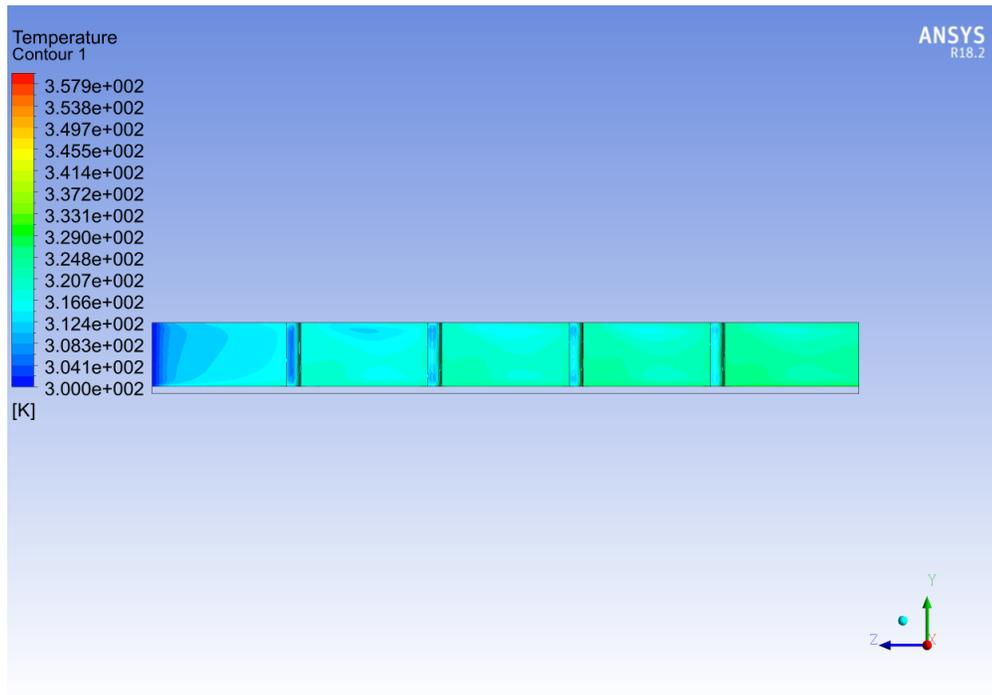


Figura B.24: Cilindros en paredes.

B.1.7. Reynolds 600

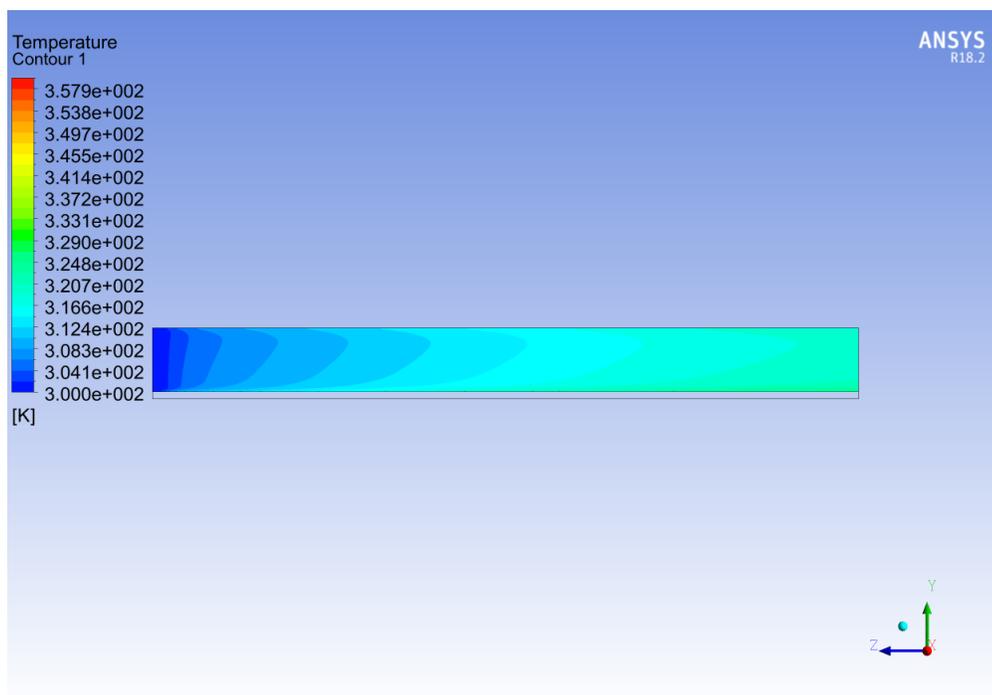


Figura B.25: Microcanal de cobre.

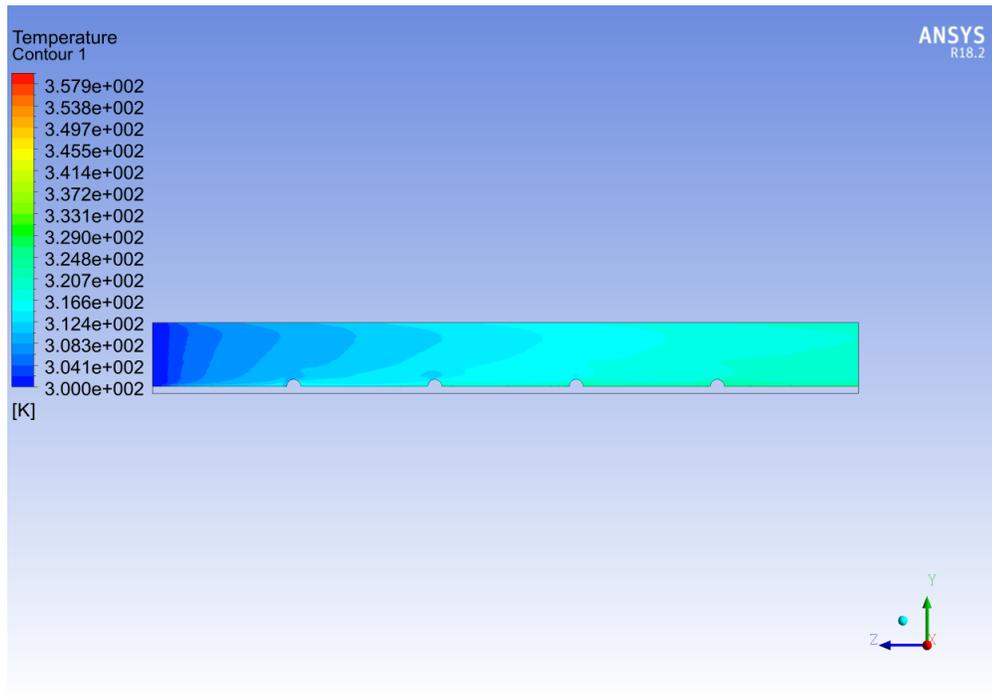


Figura B.26: Cilindros en base.

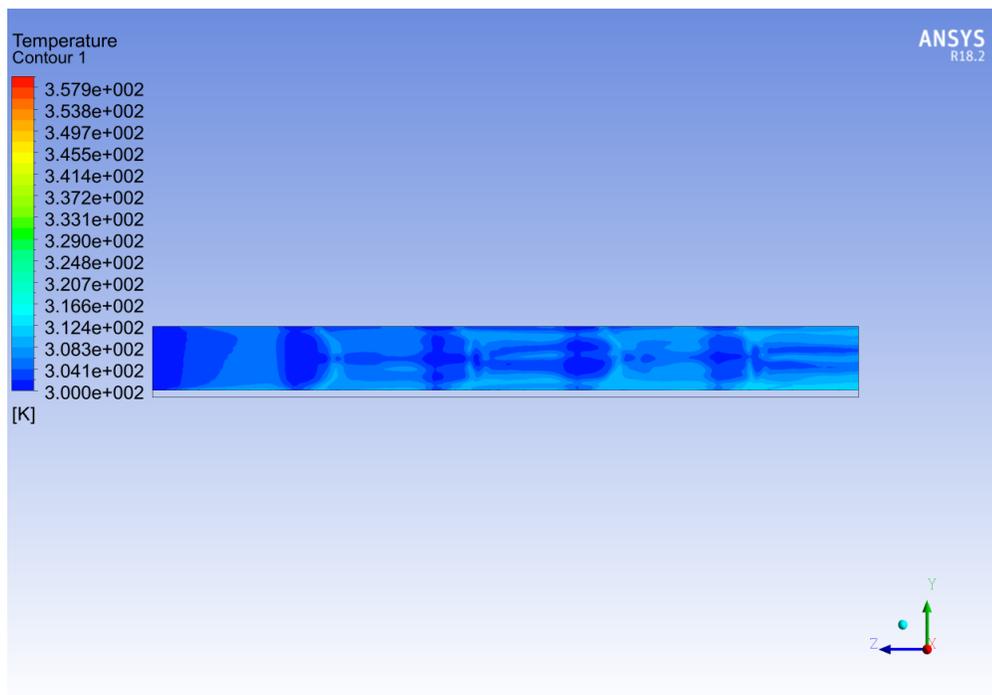


Figura B.27: Cilindros en centro.

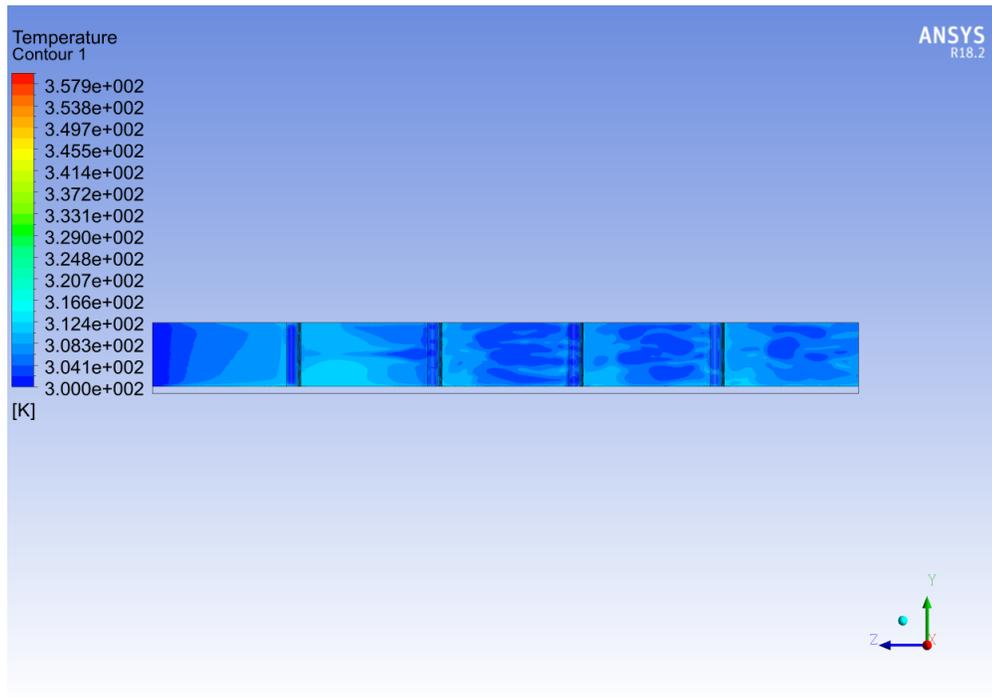


Figura B.28: Cilindros en paredes.

B.1.8. Reynolds 1000

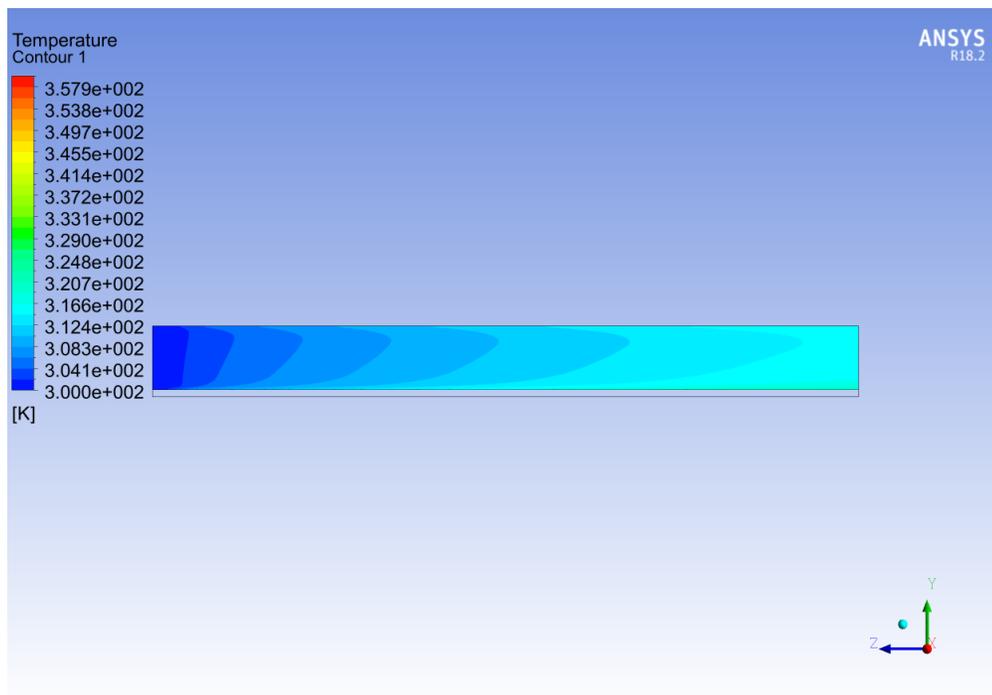


Figura B.29: Microcanal de cobre.

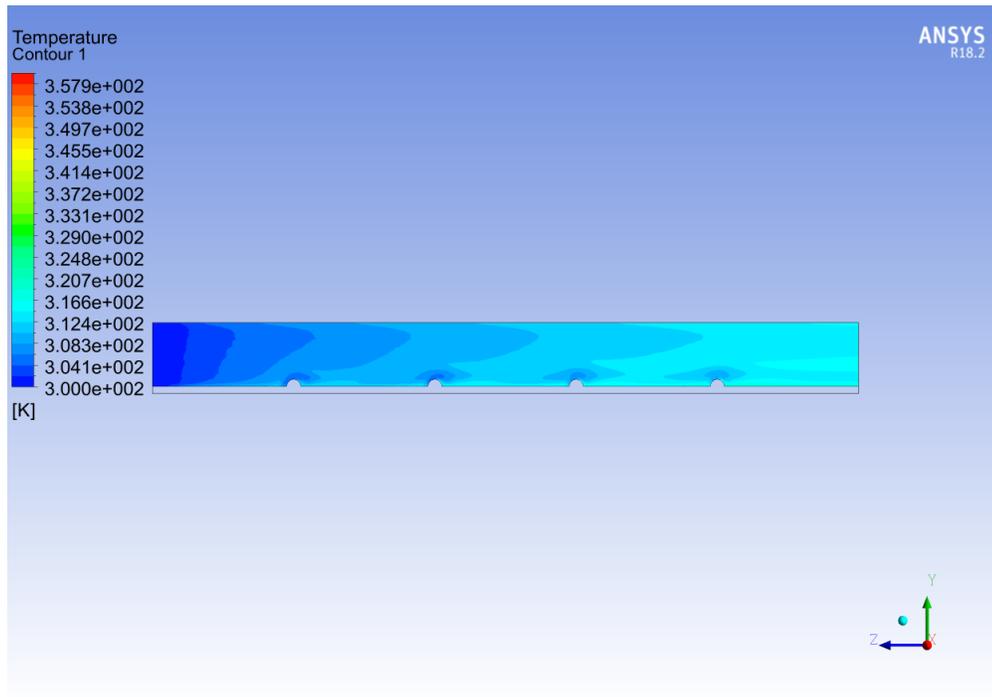


Figura B.30: Cilindros en base.

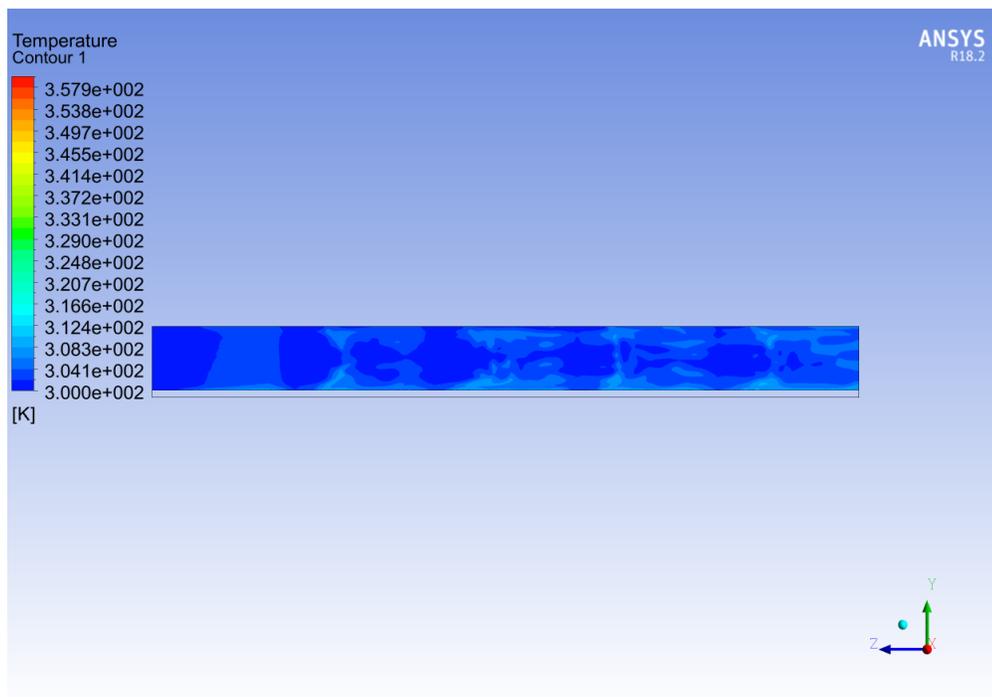


Figura B.31: Cilindros en centro.

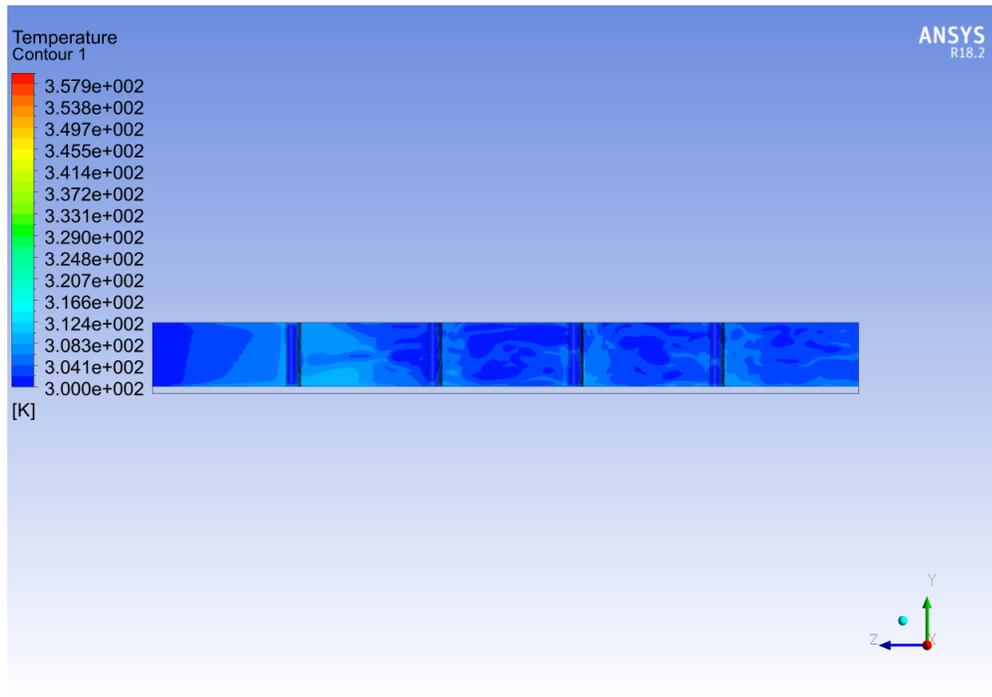


Figura B.32: Cilindros en paredes.

B.1.9. Reynolds 1400

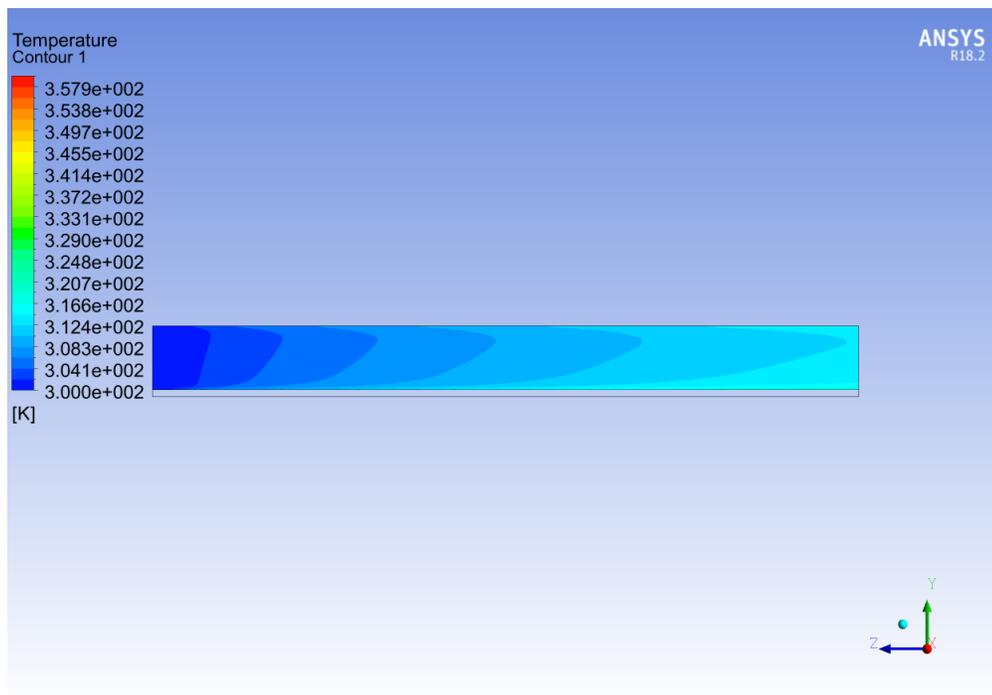


Figura B.33: Microcanal de cobre.

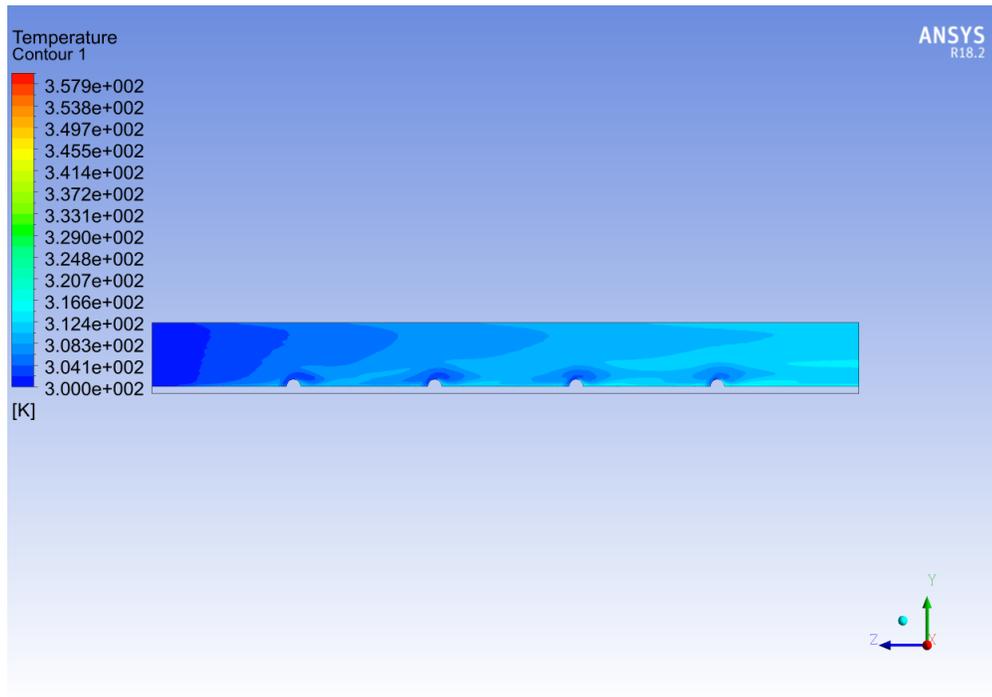


Figura B.34: Cilindros en base.

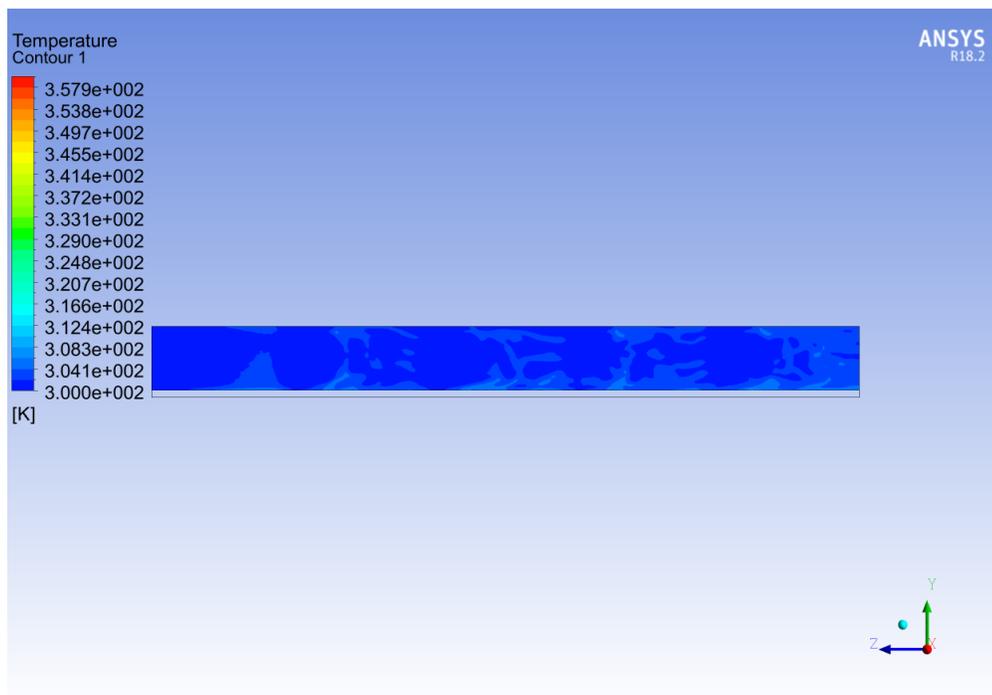


Figura B.35: Cilindros en centro.

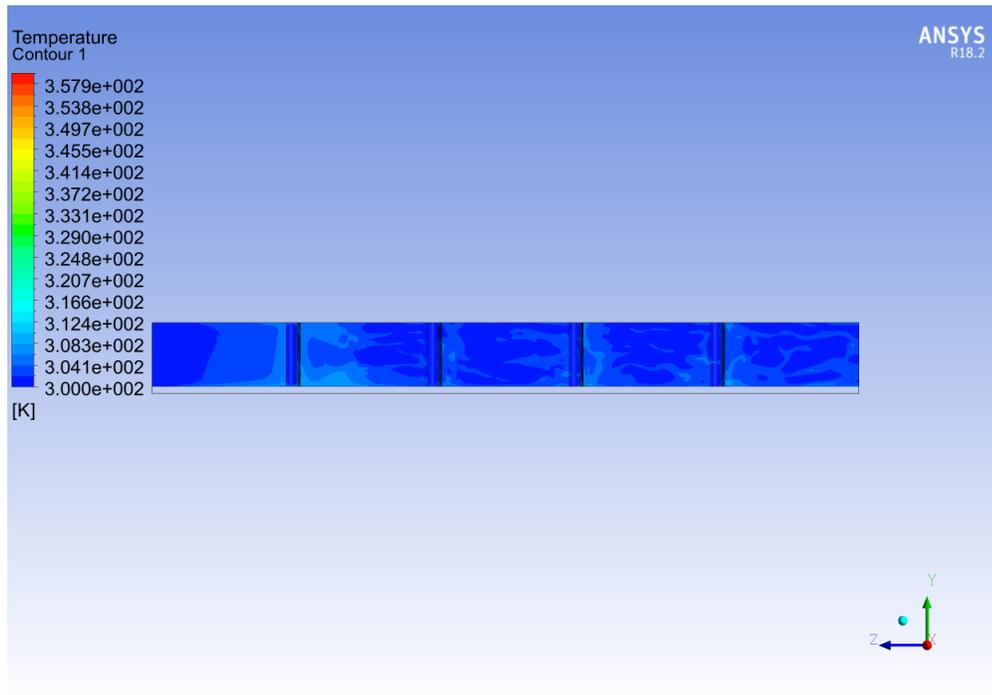


Figura B.36: Cilindros en paredes.

B.2. Perfiles de salida

B.2.1. Reynolds 80

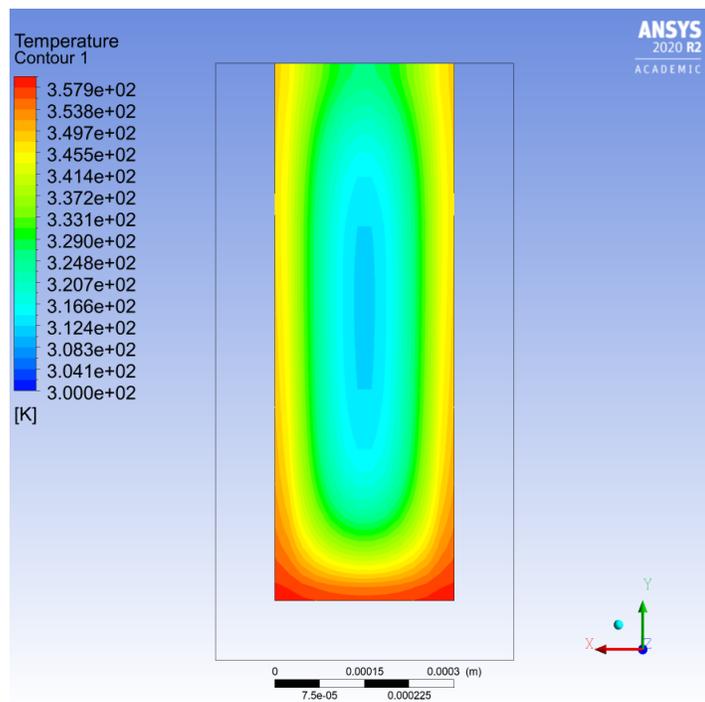


Figura B.37: Microcanal de cobre.

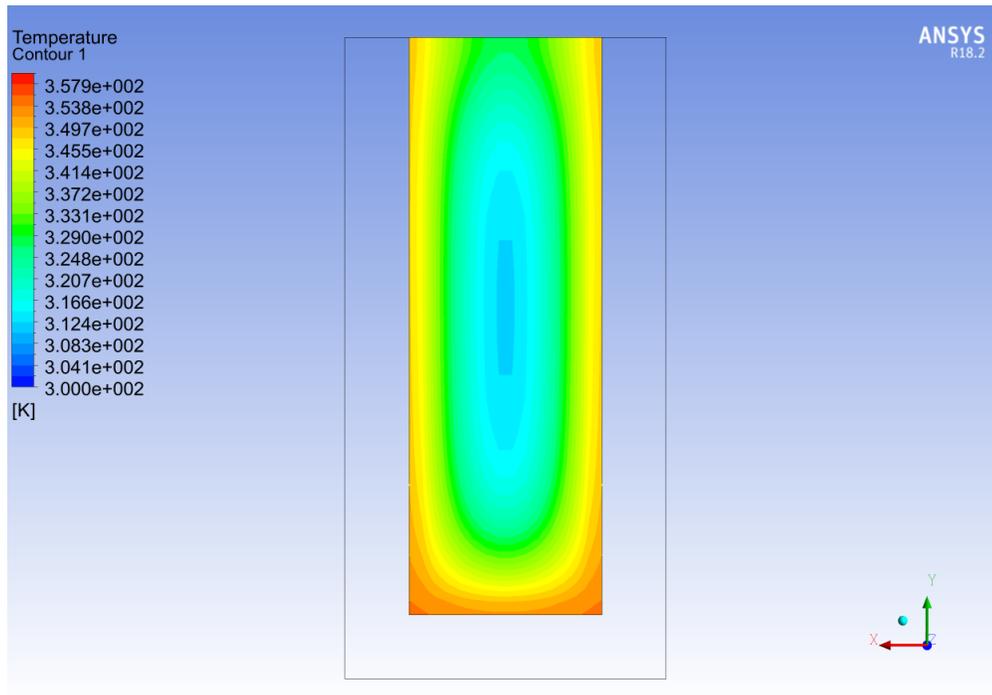


Figura B.38: Cilindros en base.

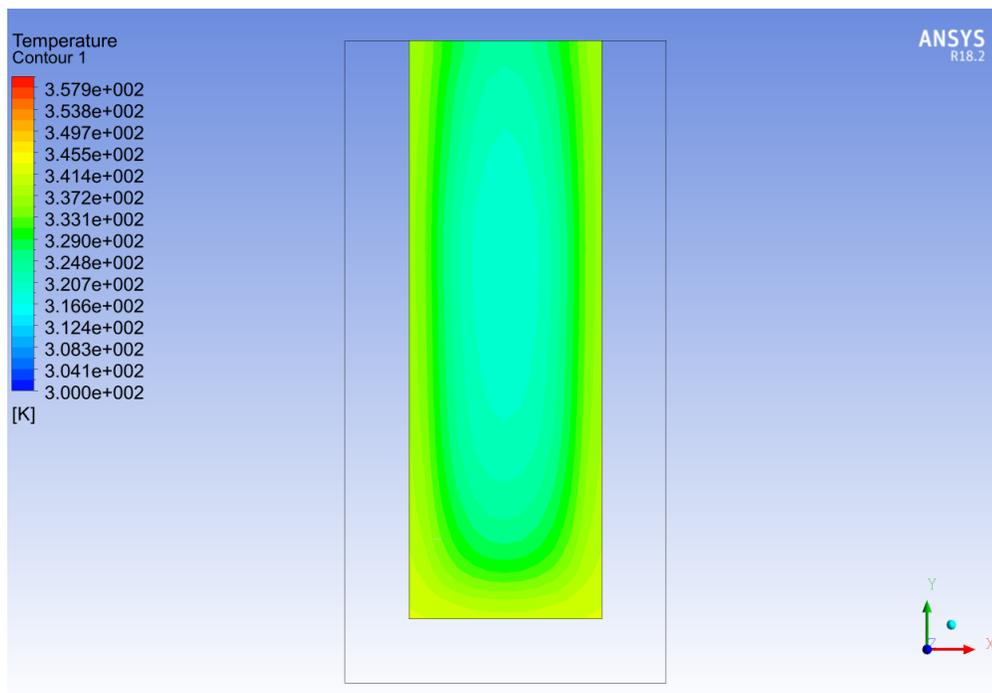


Figura B.39: Cilindros en centro.

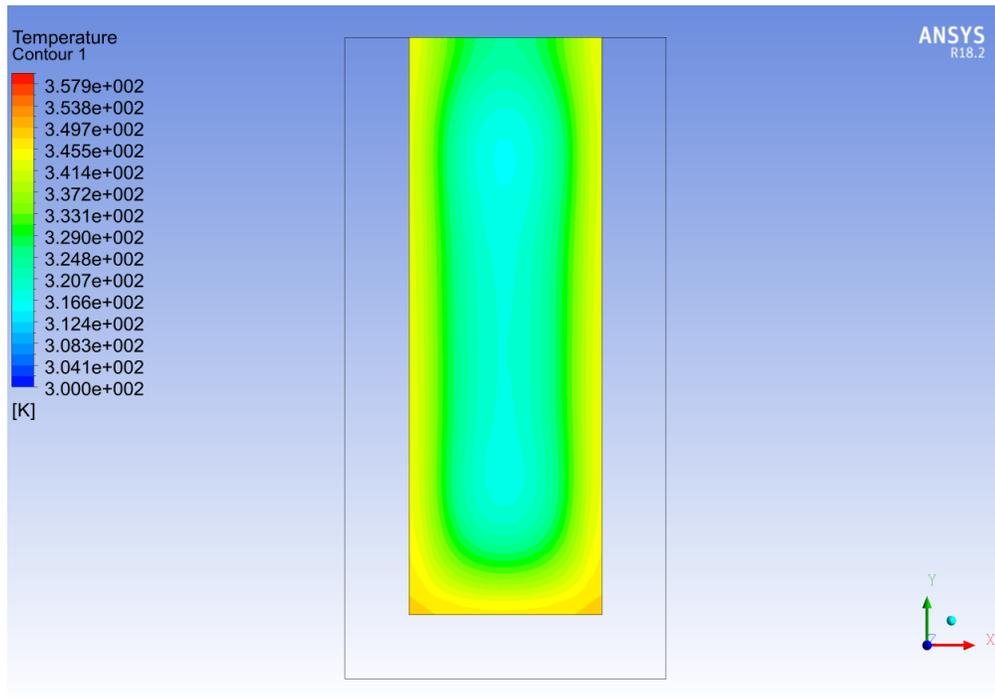


Figura B.40: Cilindros en paredes.

B.2.2. Reynolds 100

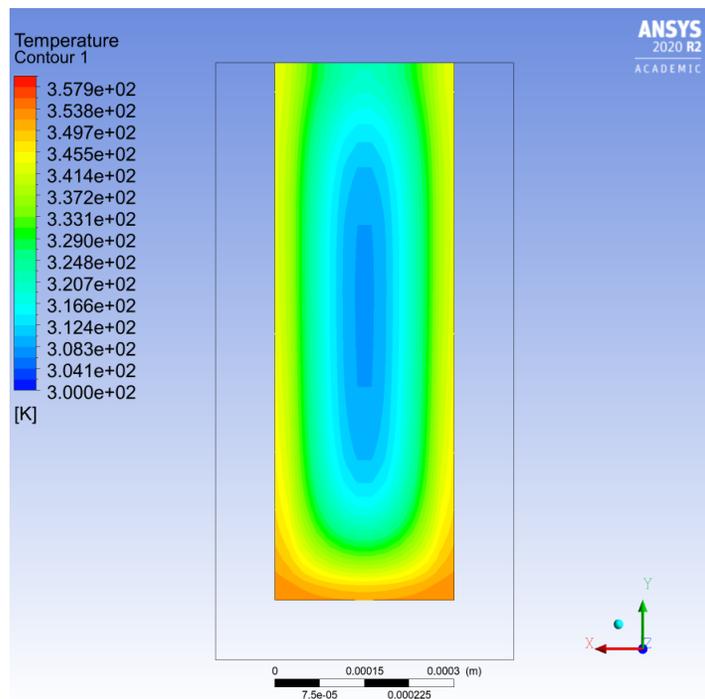


Figura B.41: Microcanal de cobre.

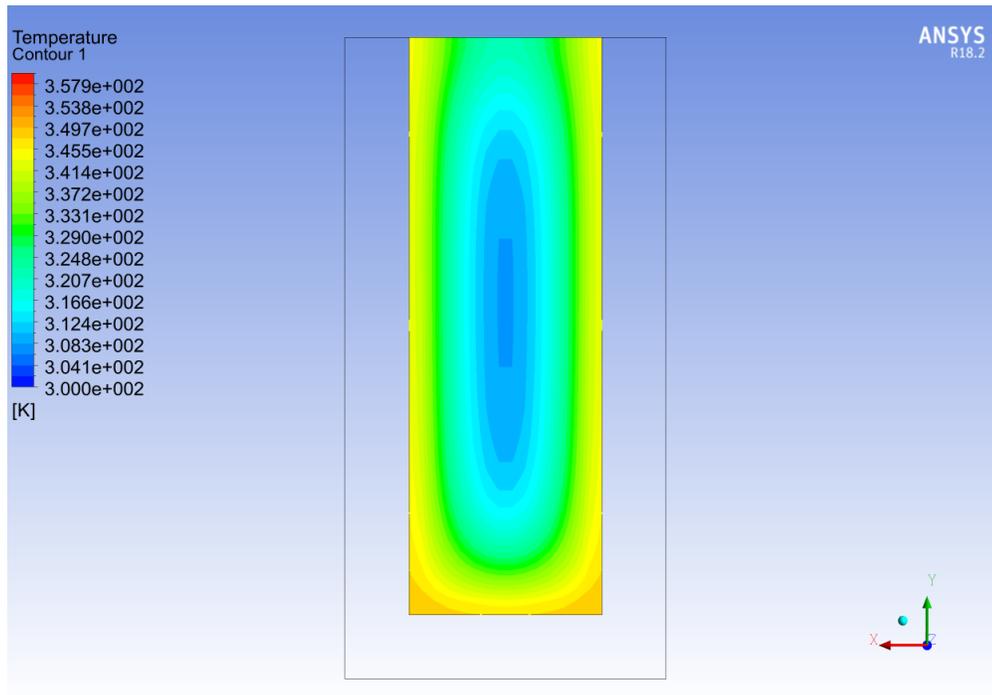


Figura B.42: Cilindros en base.

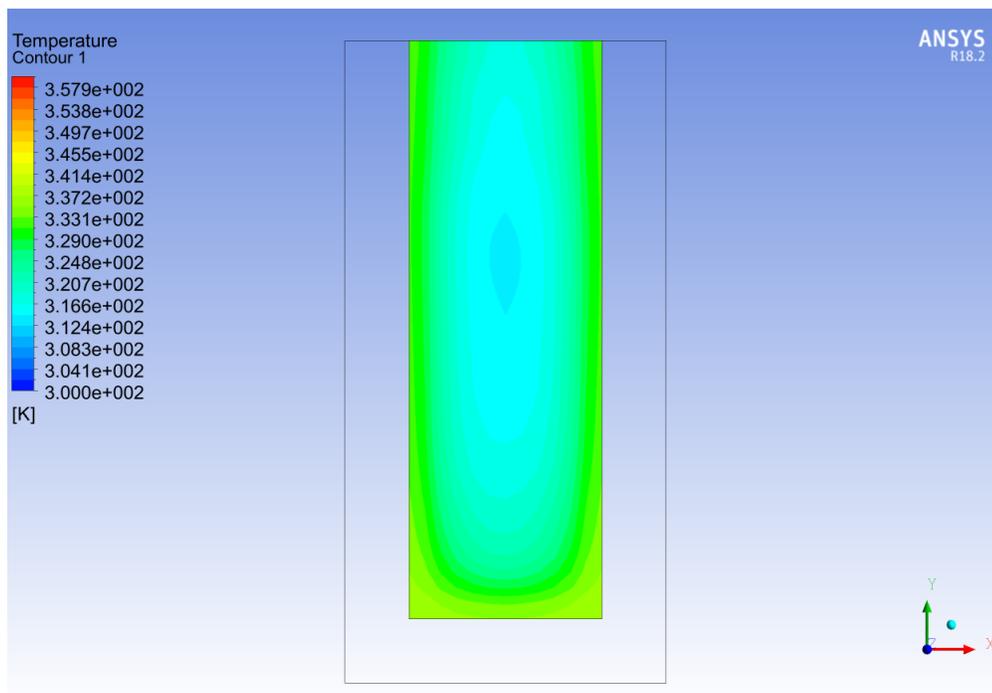


Figura B.43: Cilindros en centro.

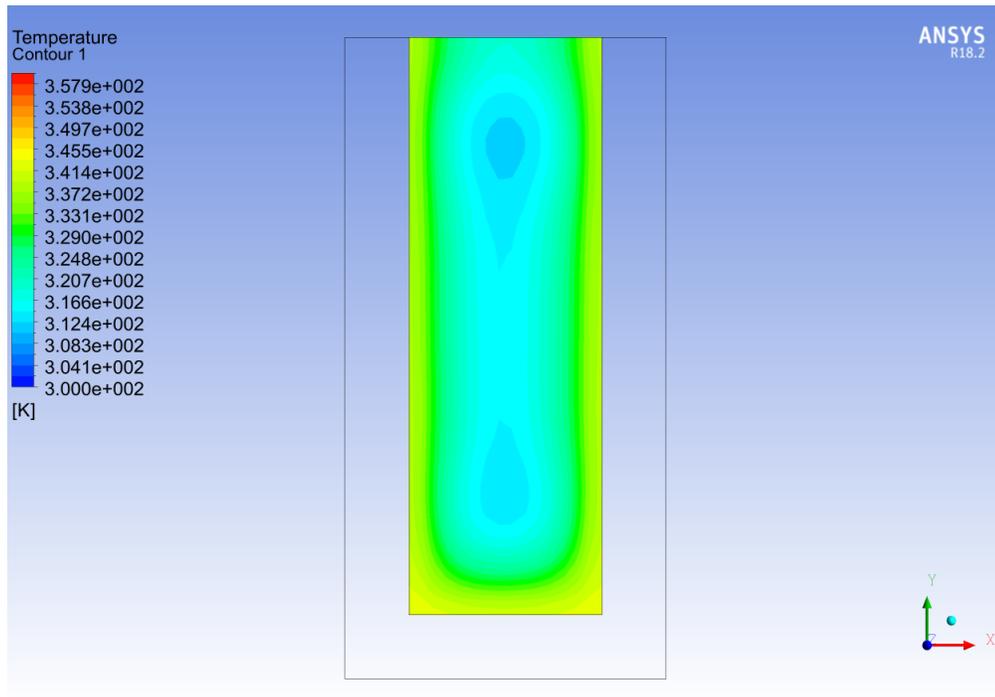


Figura B.44: Cilindros en paredes.

B.2.3. Reynolds 120

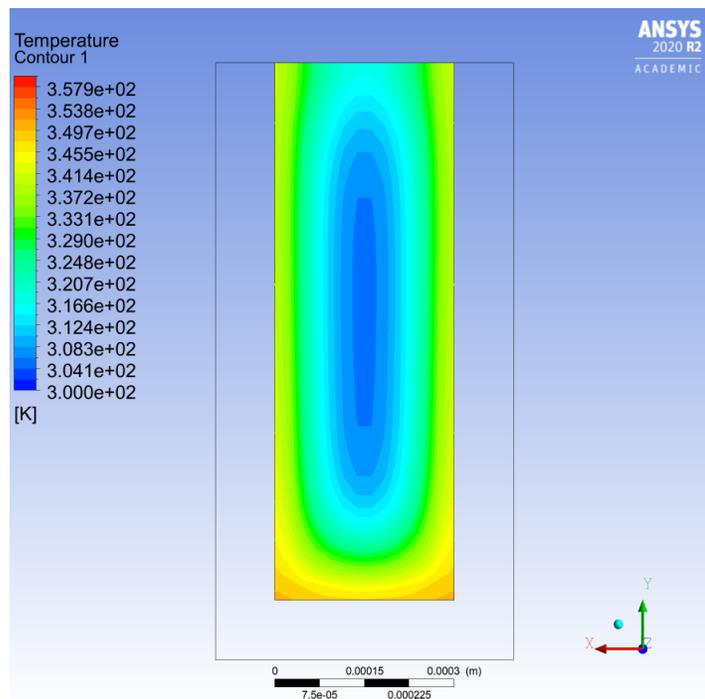


Figura B.45: Microcanal de cobre.

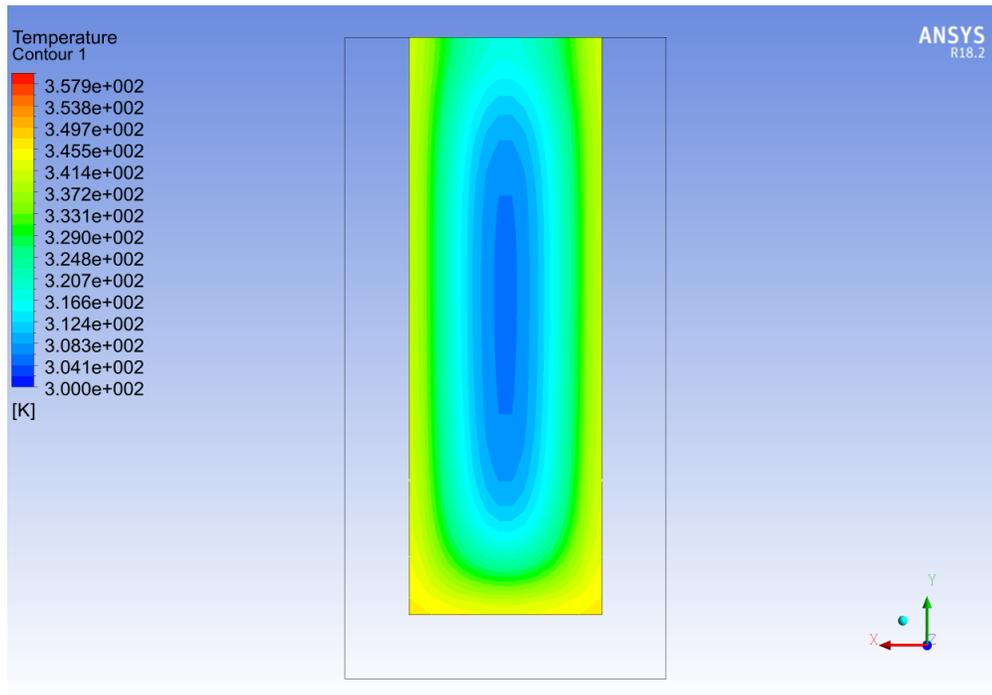


Figura B.46: Cilindros en base.

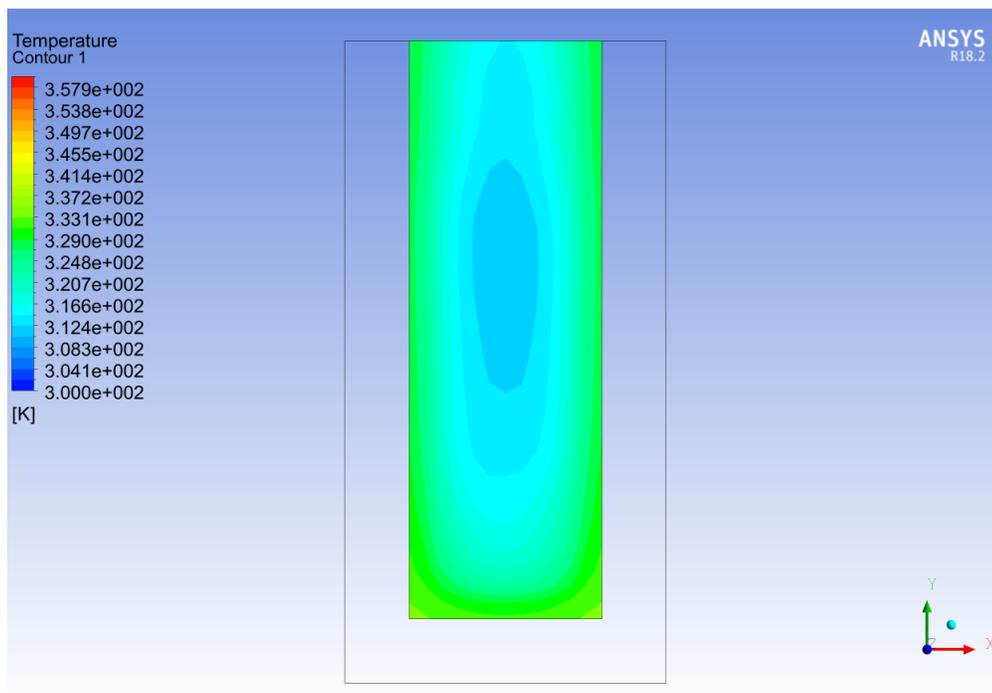


Figura B.47: Cilindros en centro.

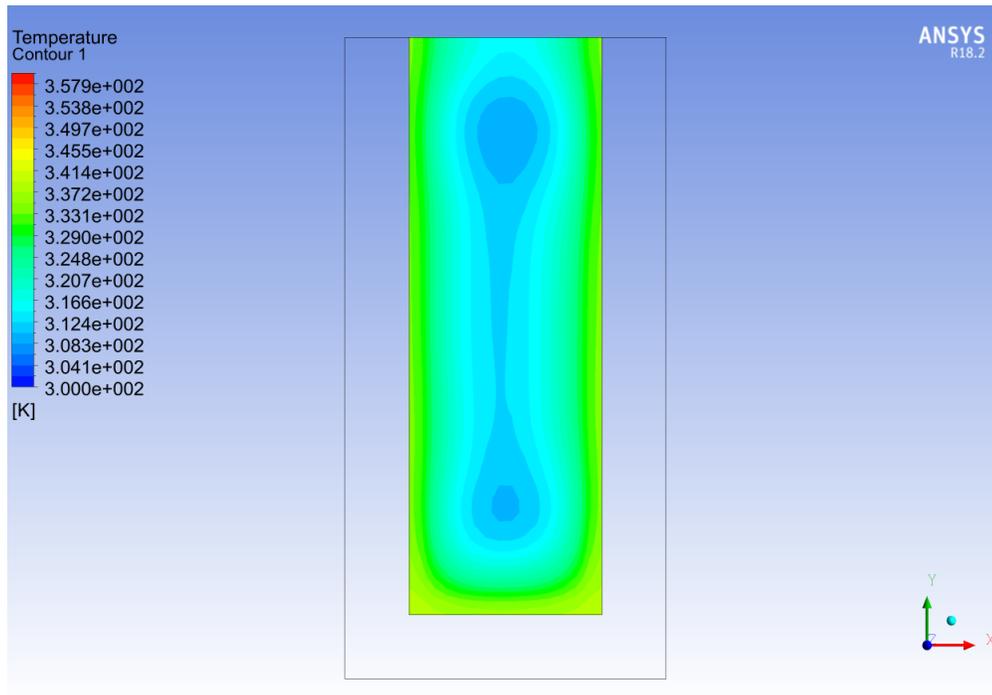


Figura B.48: Cilindros en paredes.

B.2.4. Reynolds 140

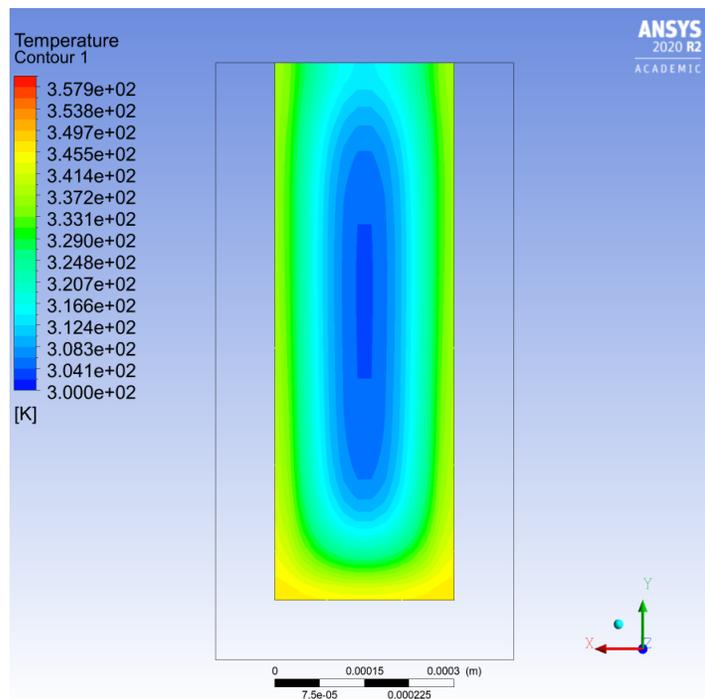


Figura B.49: Microcanal de cobre.

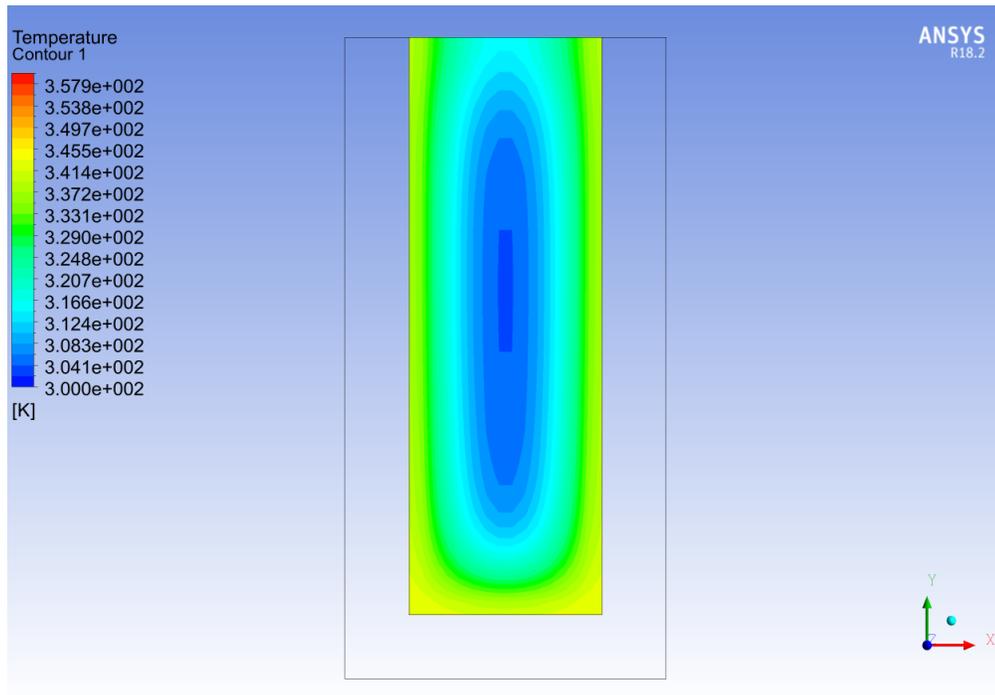


Figura B.50: Cilindros en base.

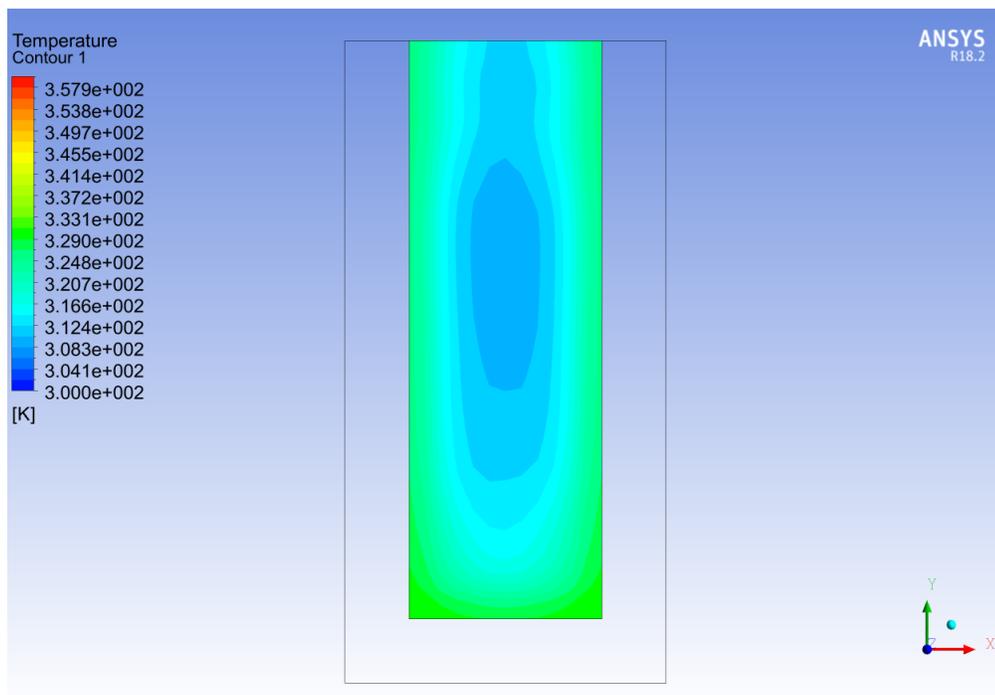


Figura B.51: Cilindros en centro.

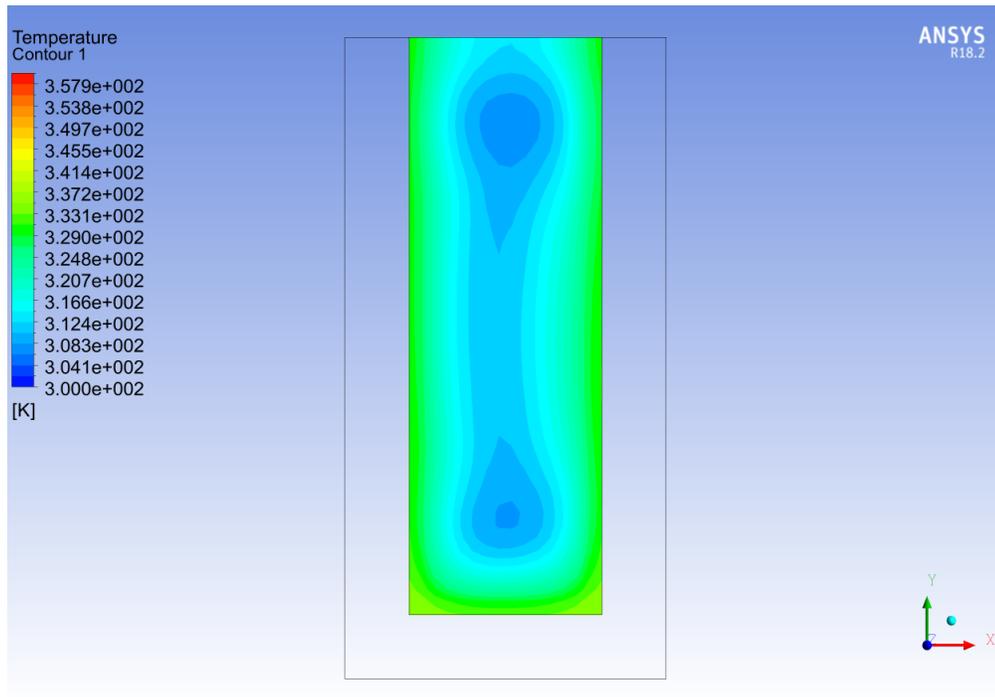


Figura B.52: Cilindros en paredes.

B.2.5. Reynolds 160

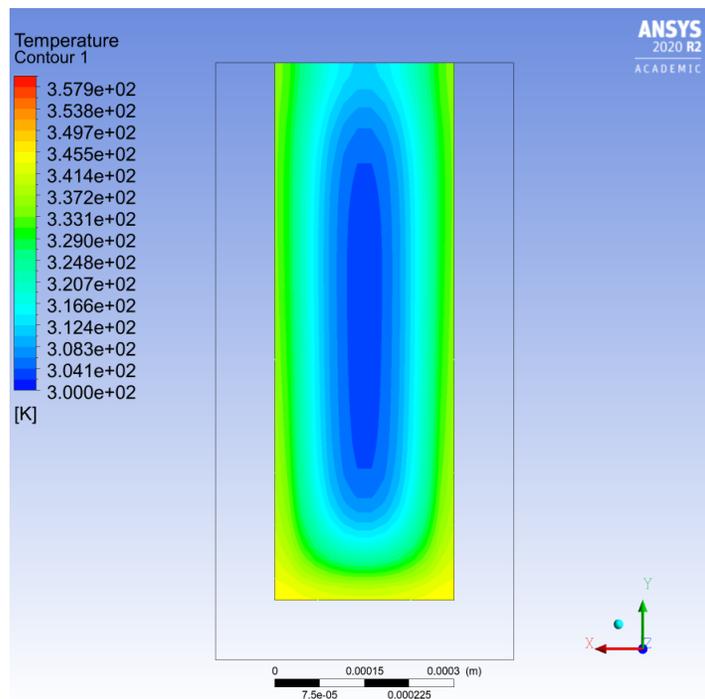


Figura B.53: Microcanal de cobre.

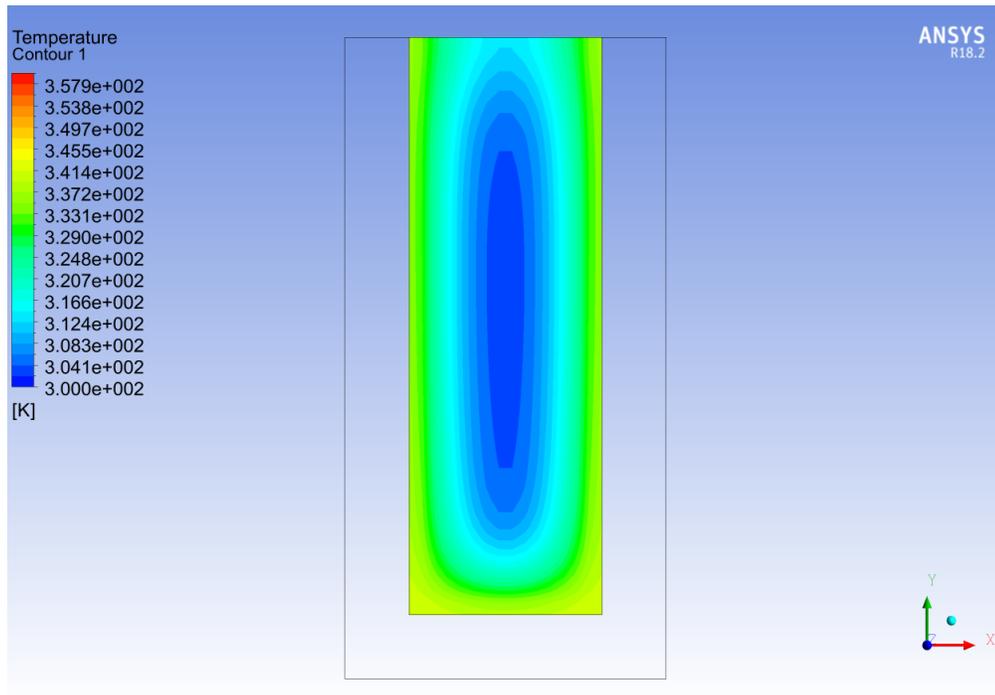


Figura B.54: Cilindros en base.

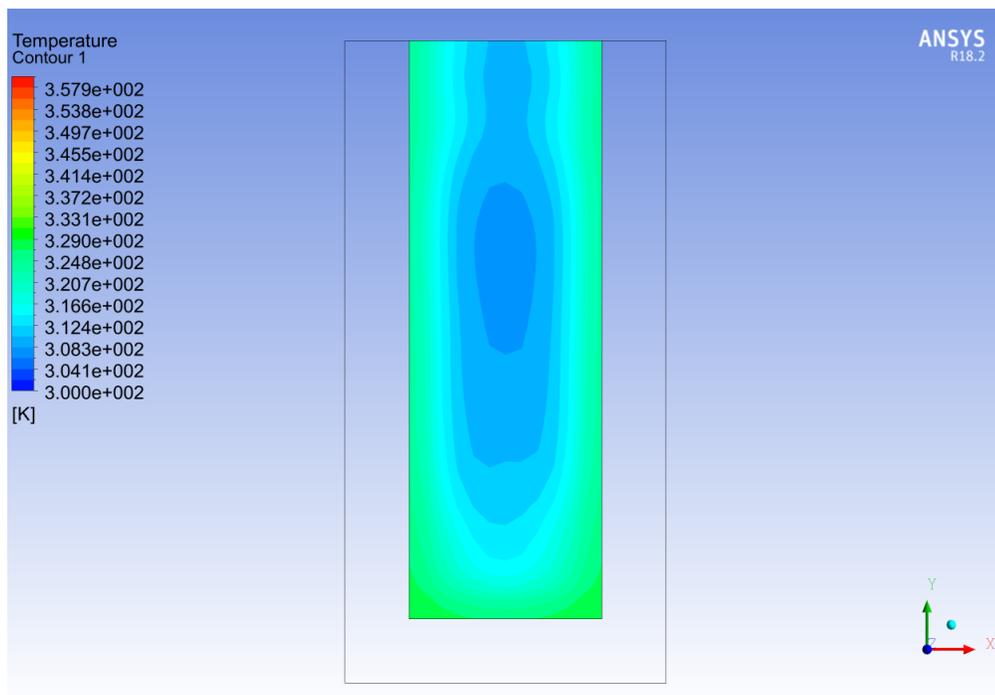


Figura B.55: Cilindros en centro.

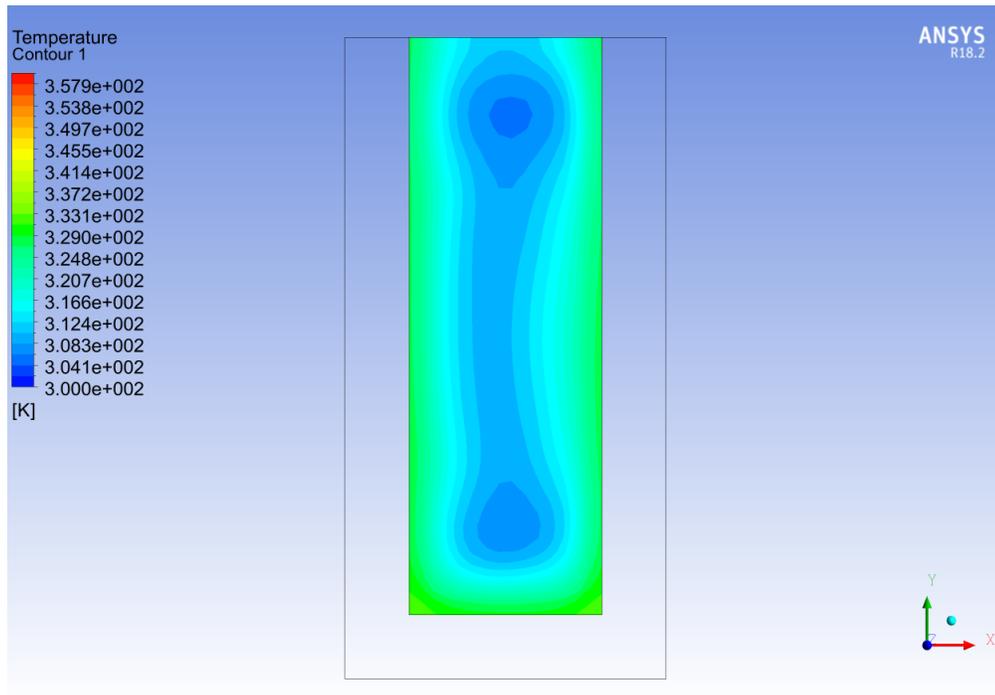


Figura B.56: Cilindros en paredes.

B.2.6. Reynolds 200

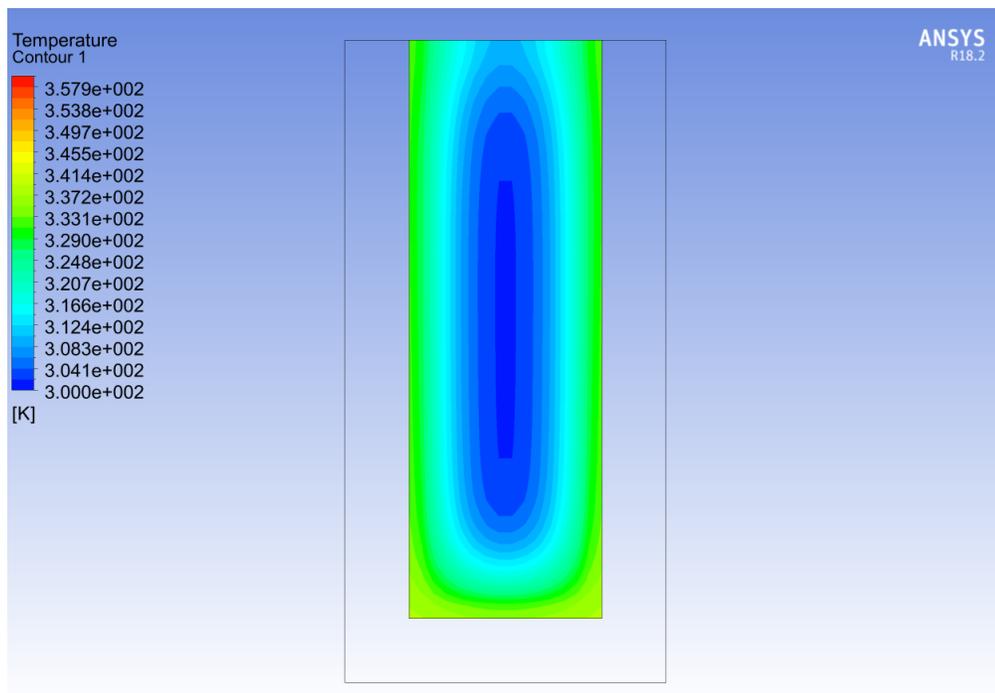


Figura B.57: Microcanal de cobre.

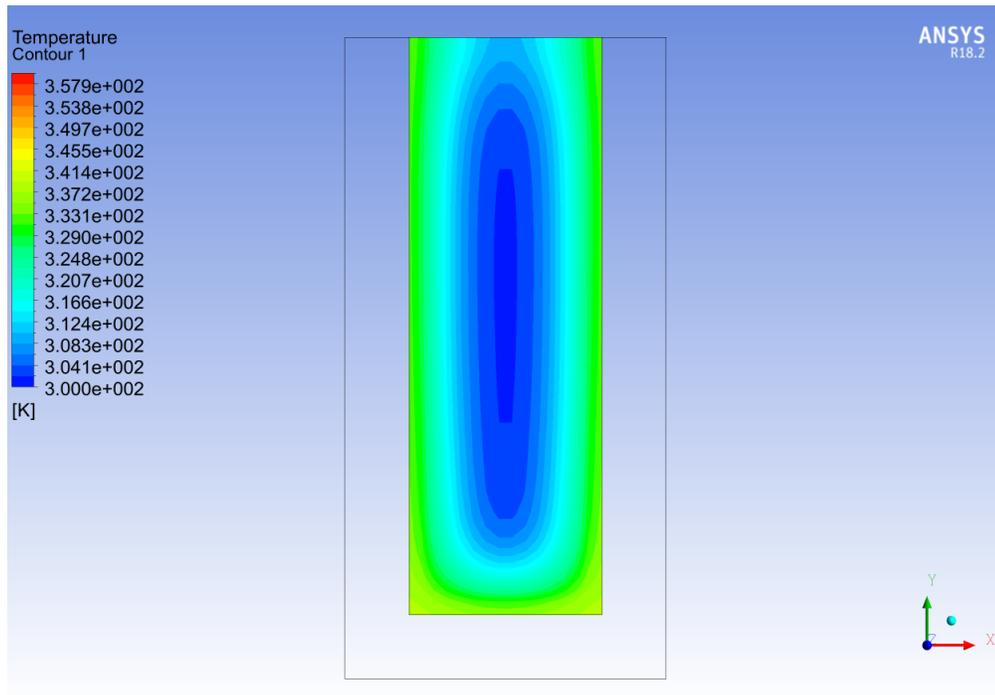


Figura B.58: Cilindros en base.

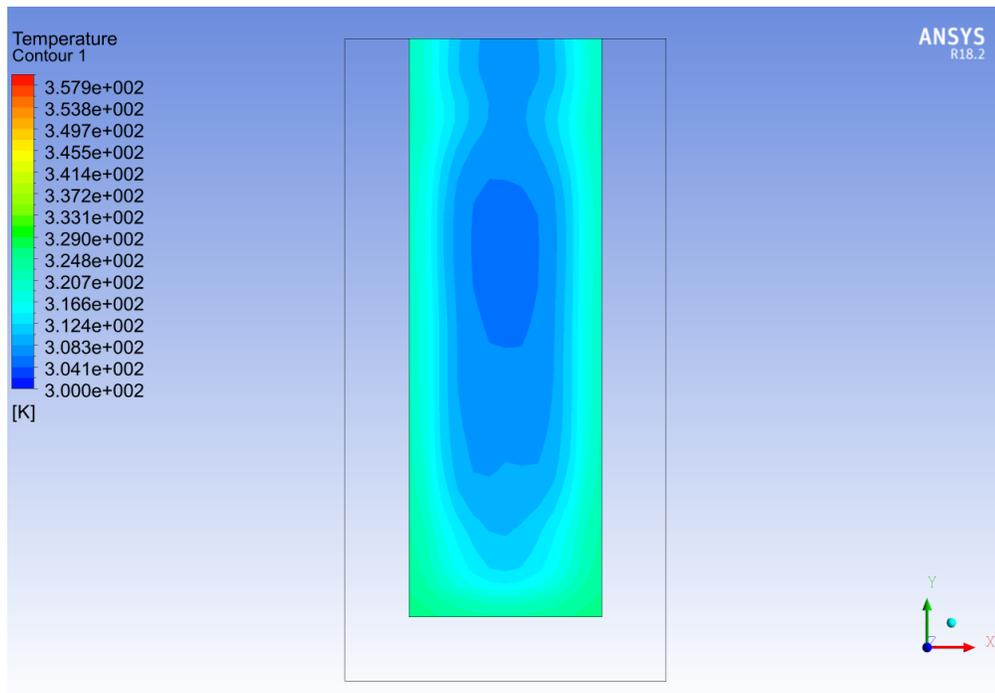


Figura B.59: Cilindros en centro.

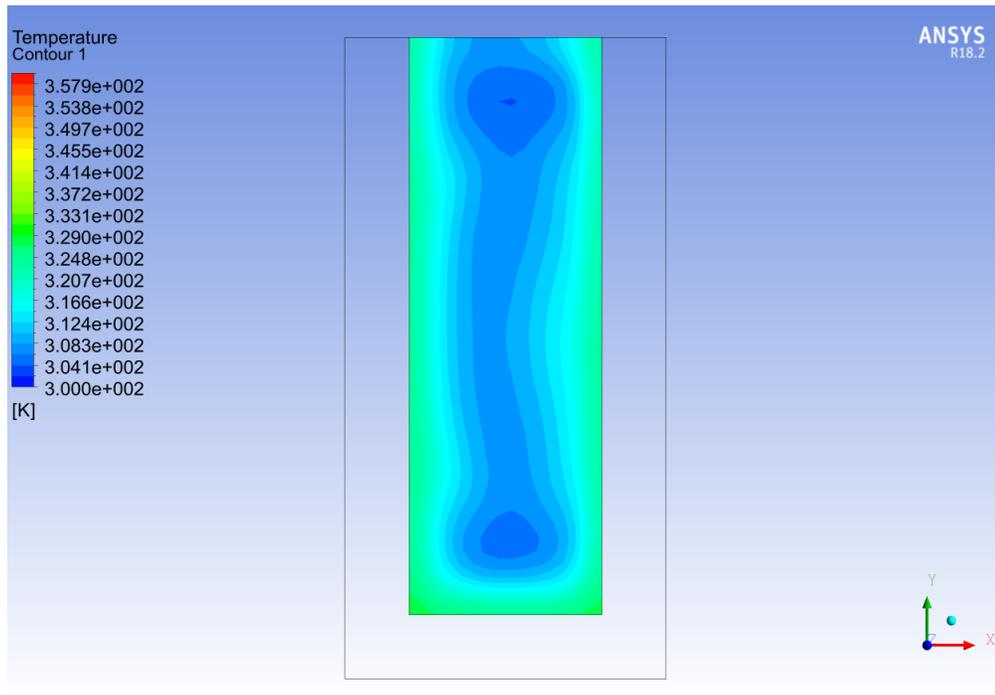


Figura B.60: Cilindros en paredes.

B.2.7. Reynolds 600

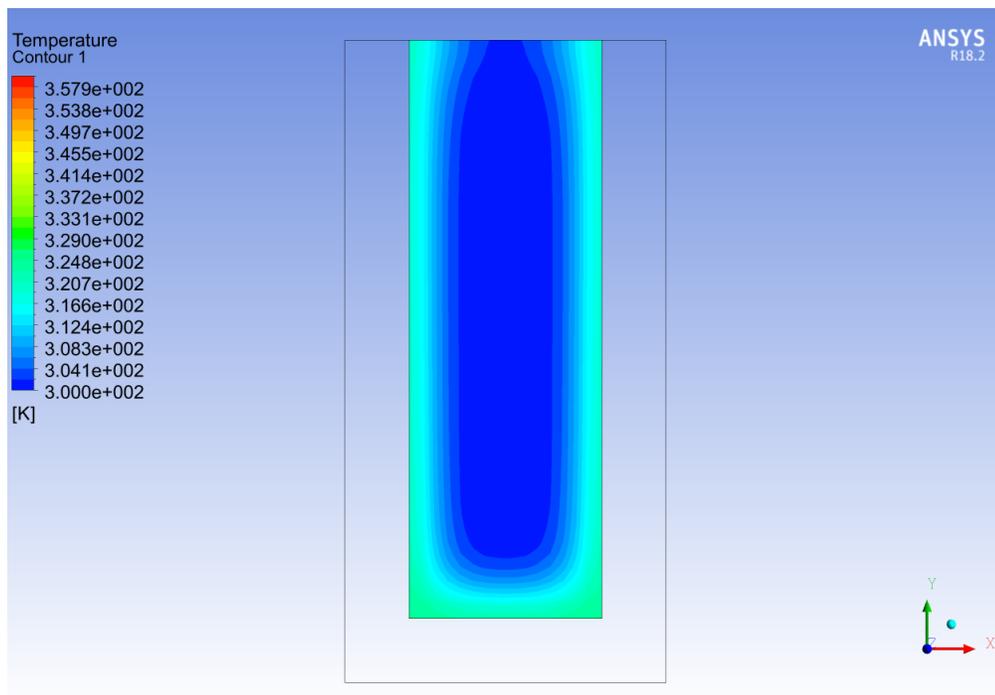


Figura B.61: Microcanal de cobre.

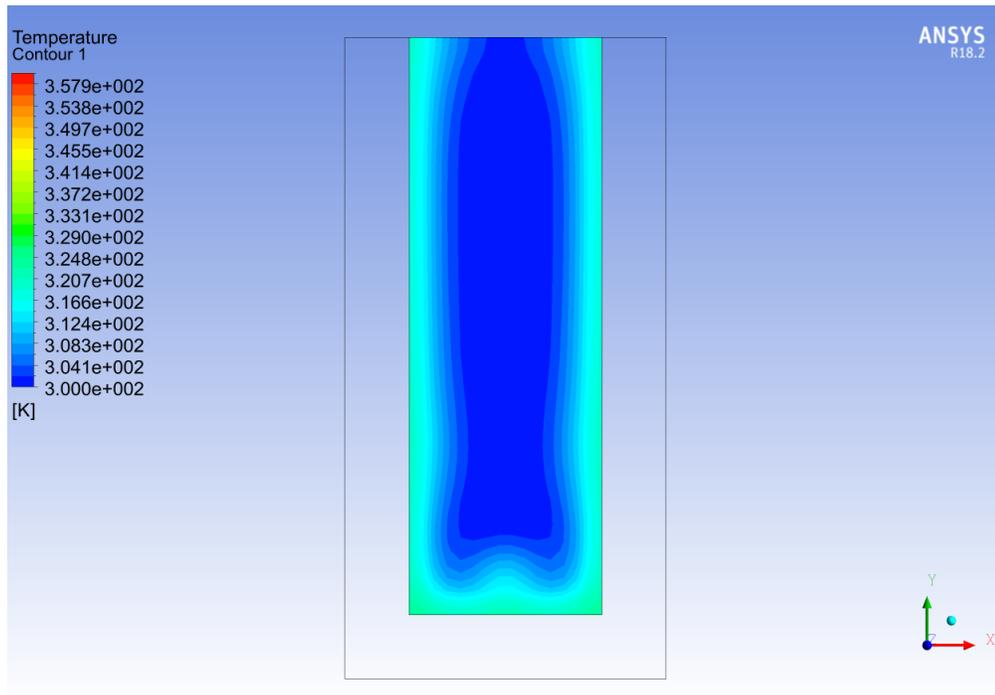


Figura B.62: Cilindros en base.

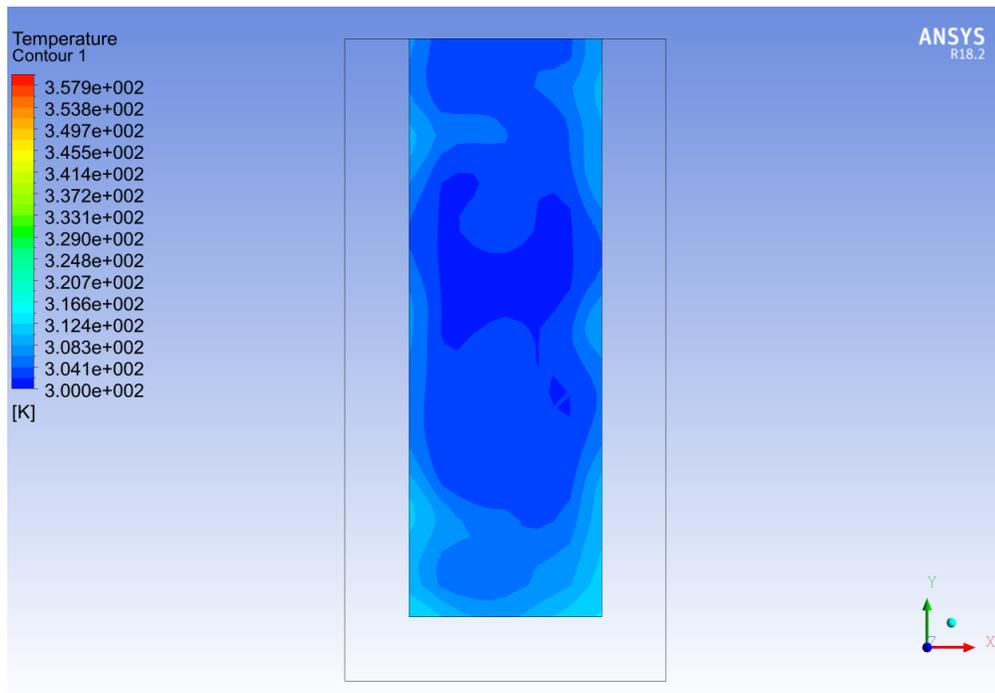


Figura B.63: Cilindros en centro.

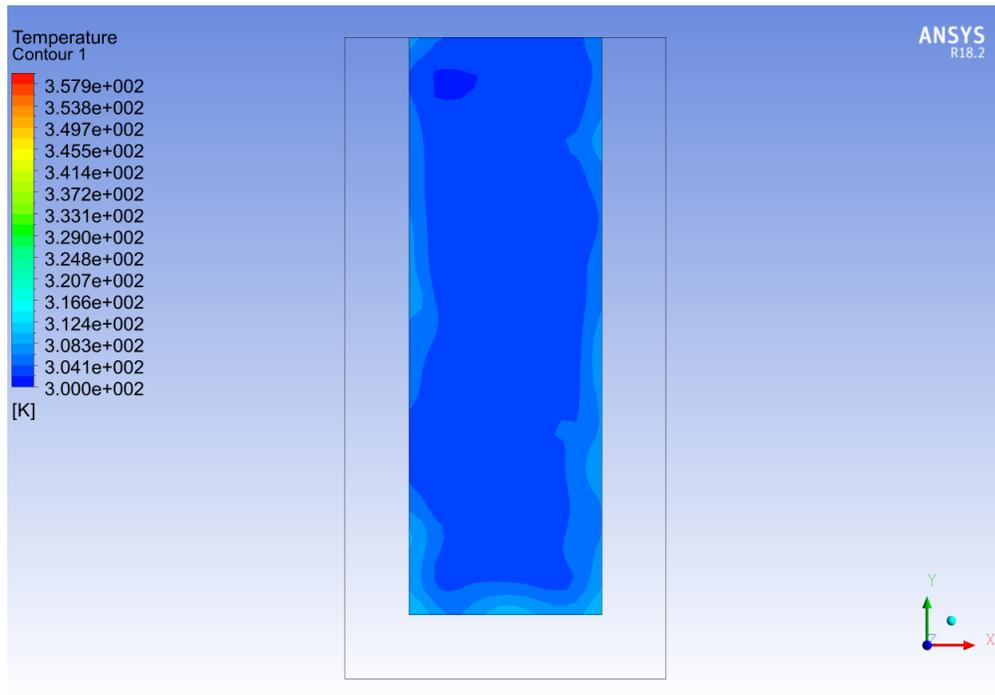


Figura B.64: Cilindros en paredes.

B.2.8. Reynolds 1000

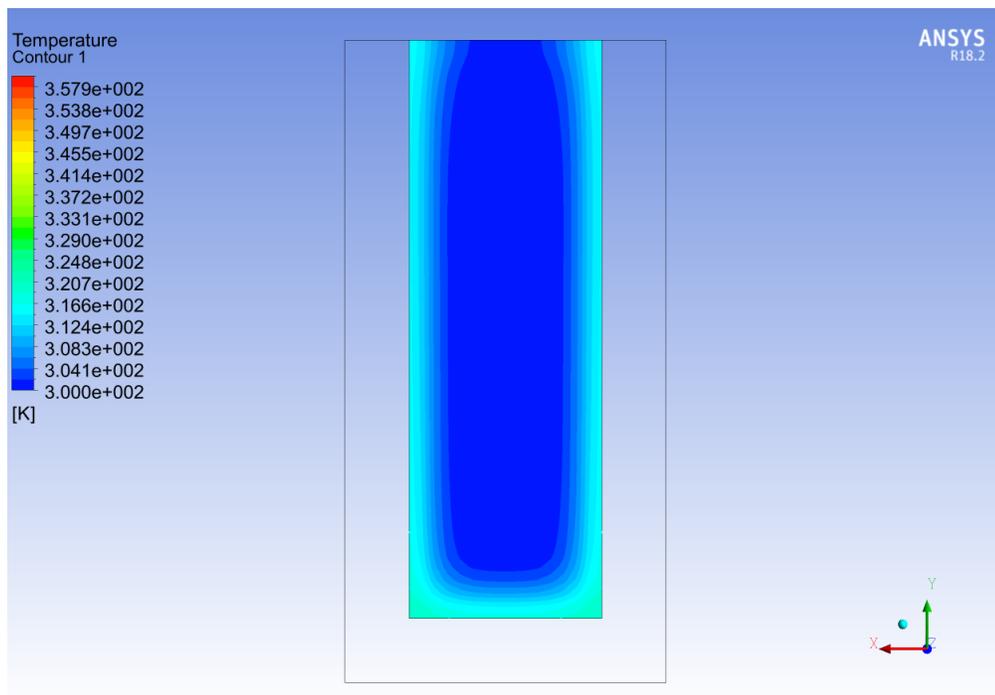


Figura B.65: Microcanal de cobre.

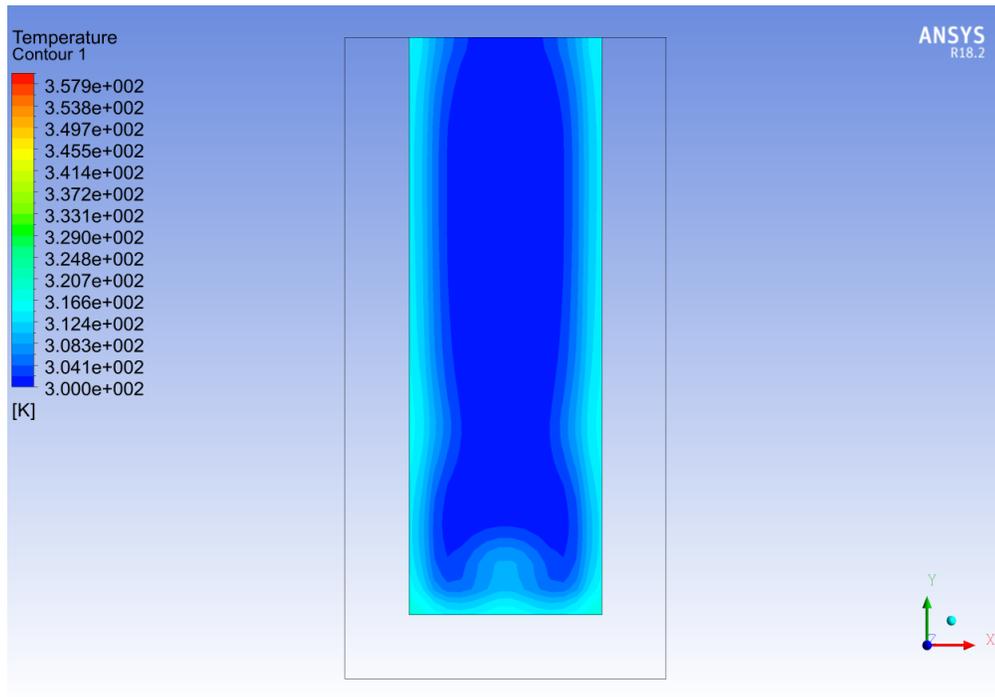


Figura B.66: Cilindros en base.

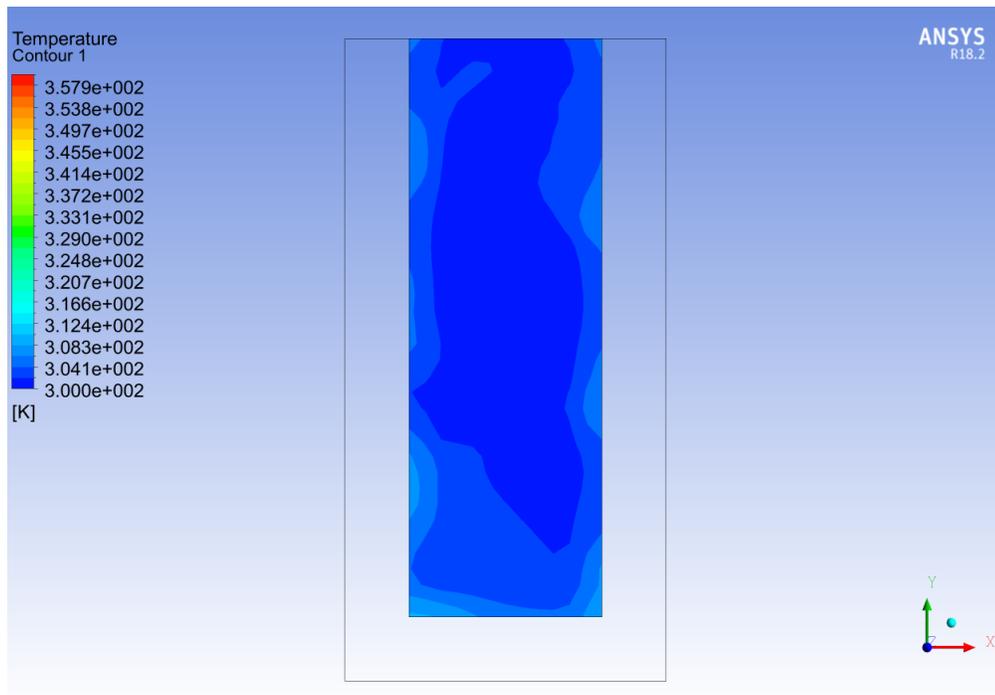


Figura B.67: Cilindros en centro.

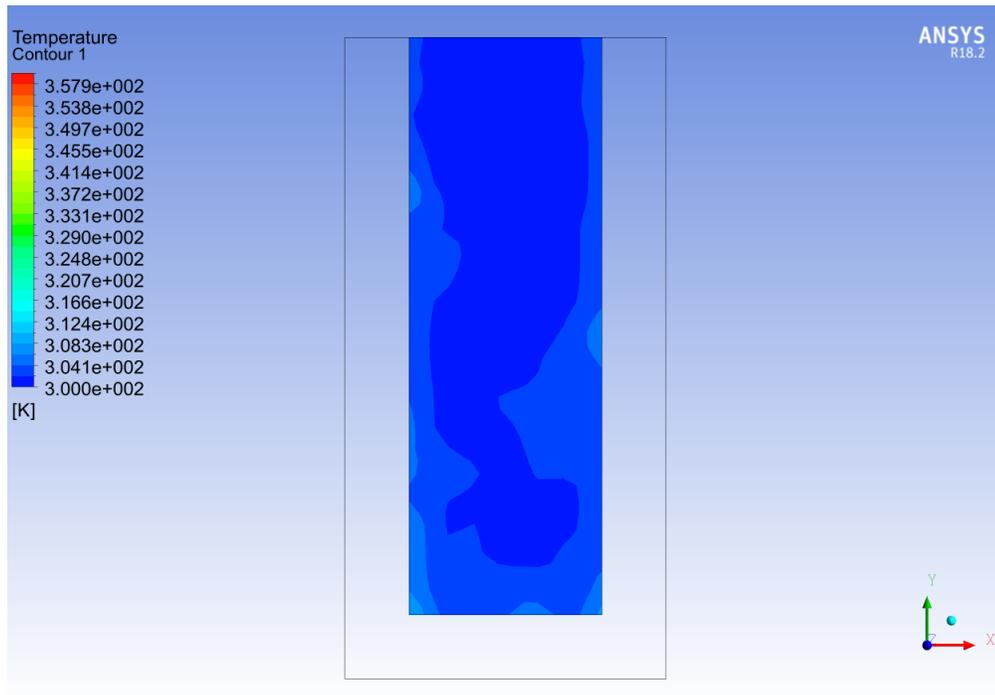


Figura B.68: Cilindros en paredes.

B.2.9. Reynolds 1400

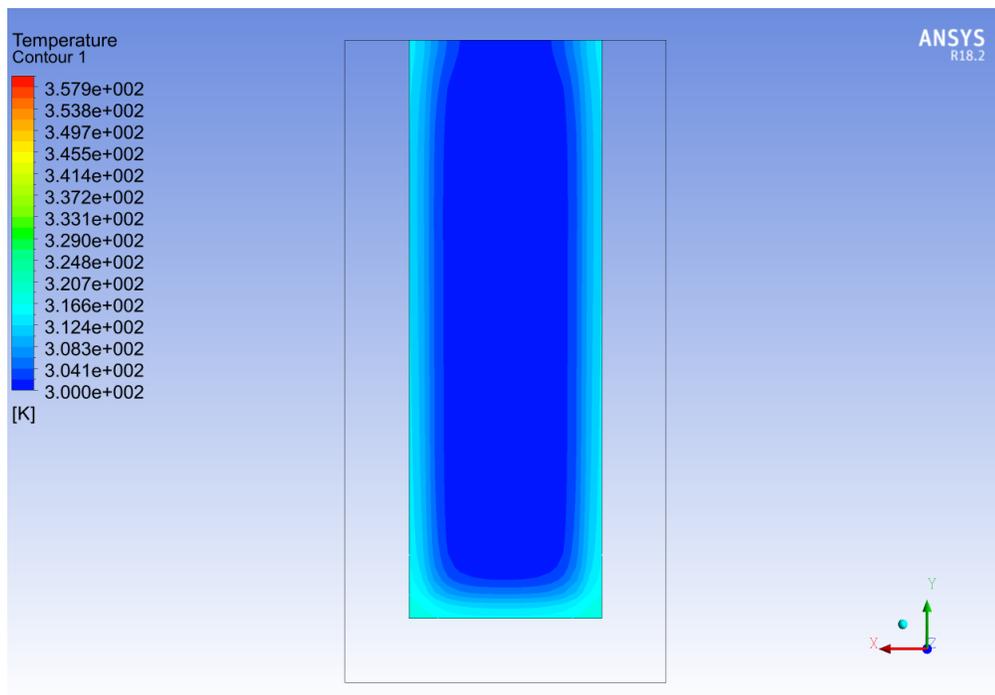


Figura B.69: Microcanal de cobre.

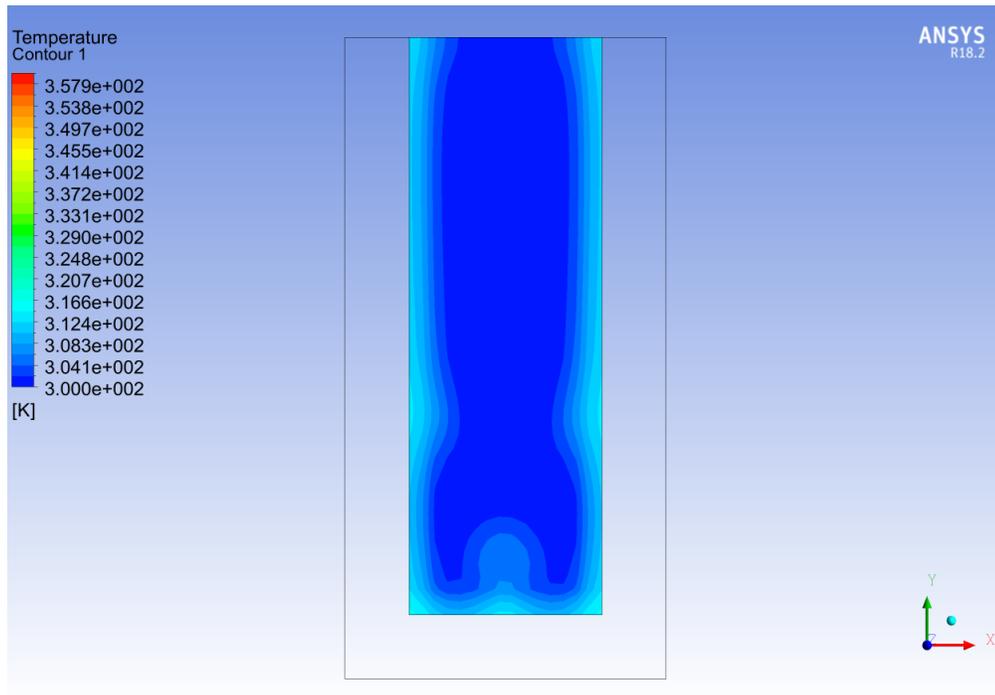


Figura B.70: Cilindros en base.

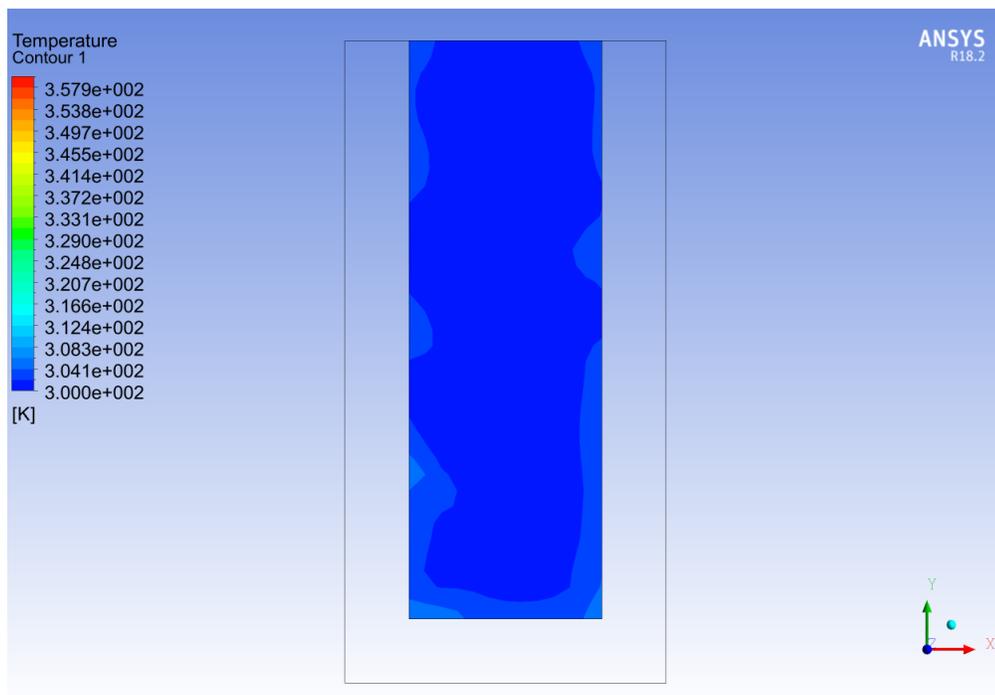


Figura B.71: Cilindros en centro.

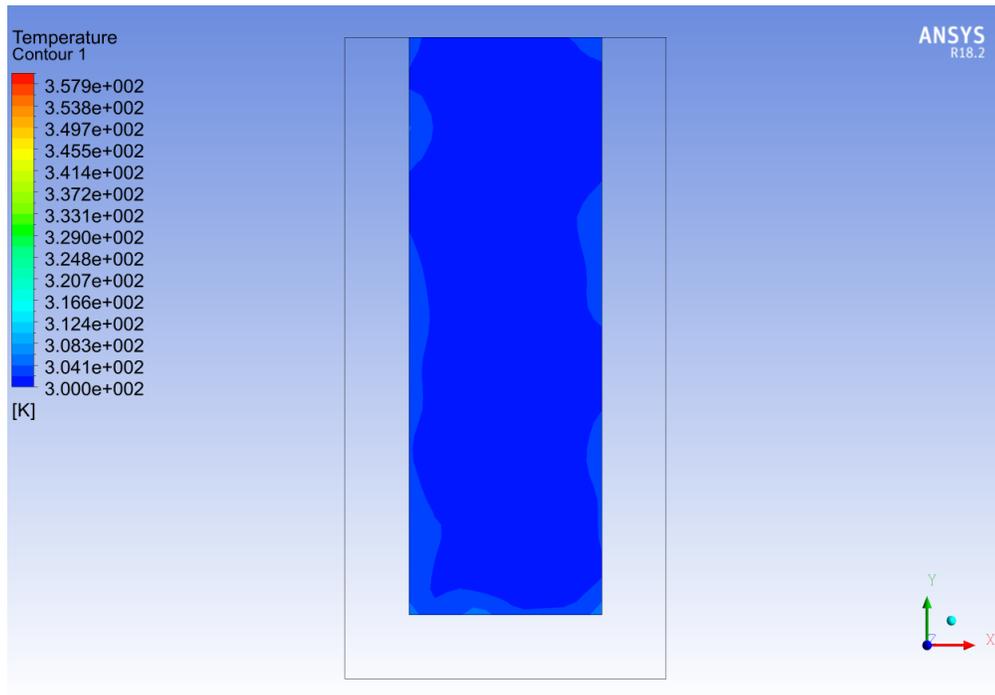


Figura B.72: Cilindros en paredes.

B.3. Perfiles superiores

B.3.1. Reynolds 80

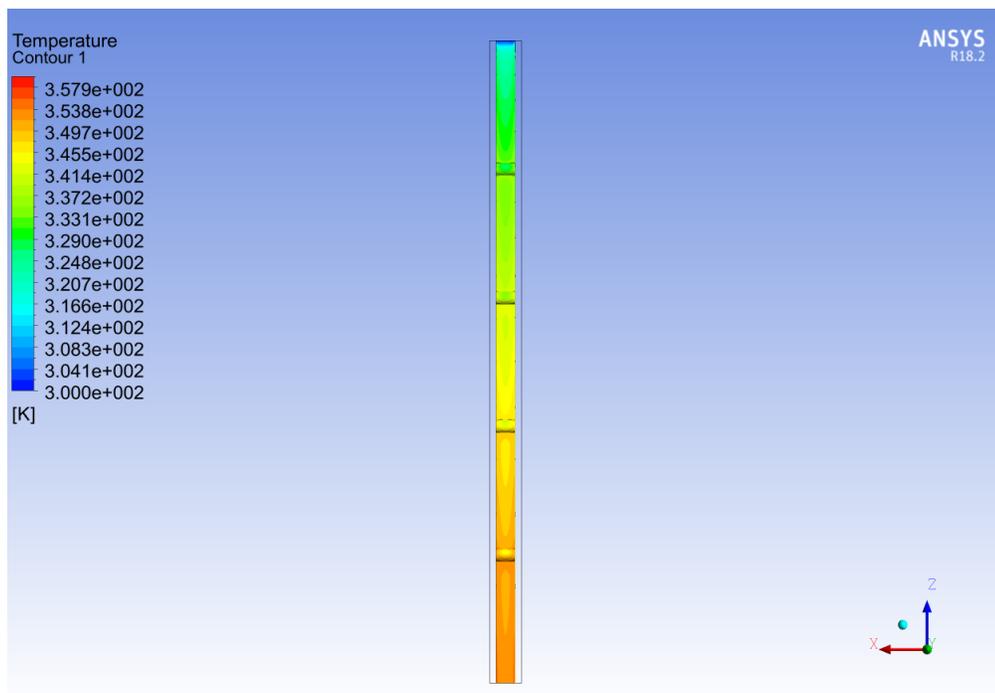


Figura B.73: Cilindros en base.

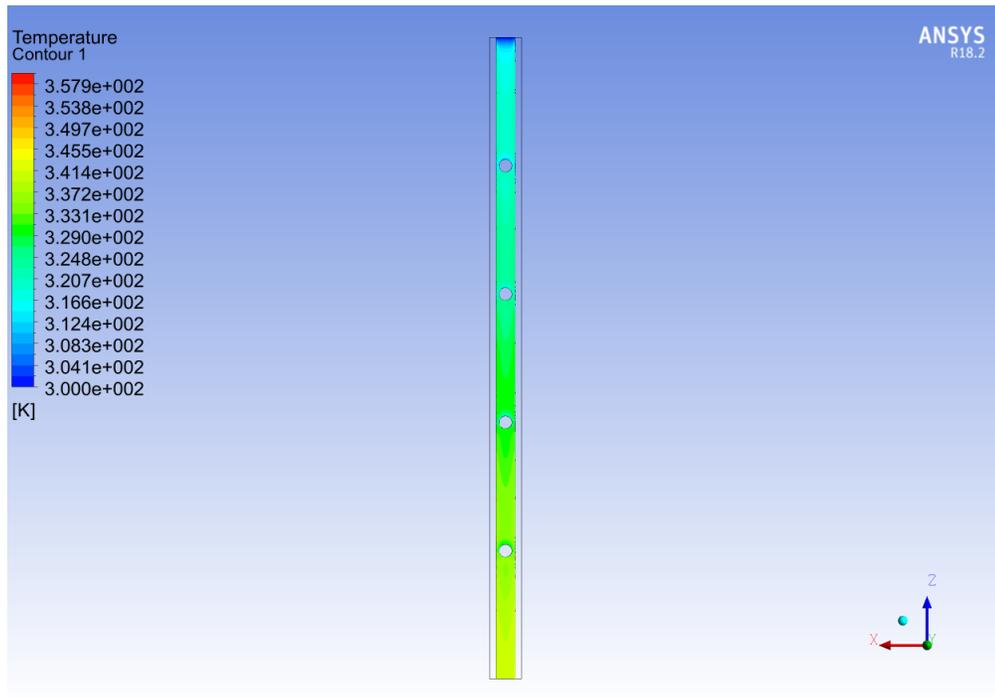


Figura B.74: Cilindros en centro.

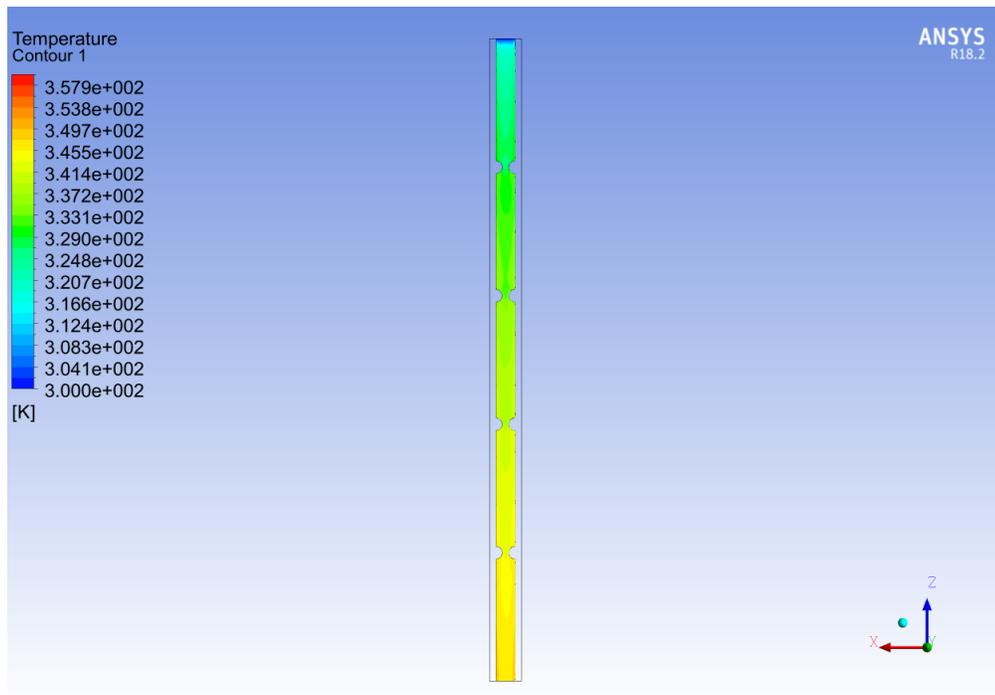


Figura B.75: Cilindros en paredes.

B.3.2. Reynolds 100

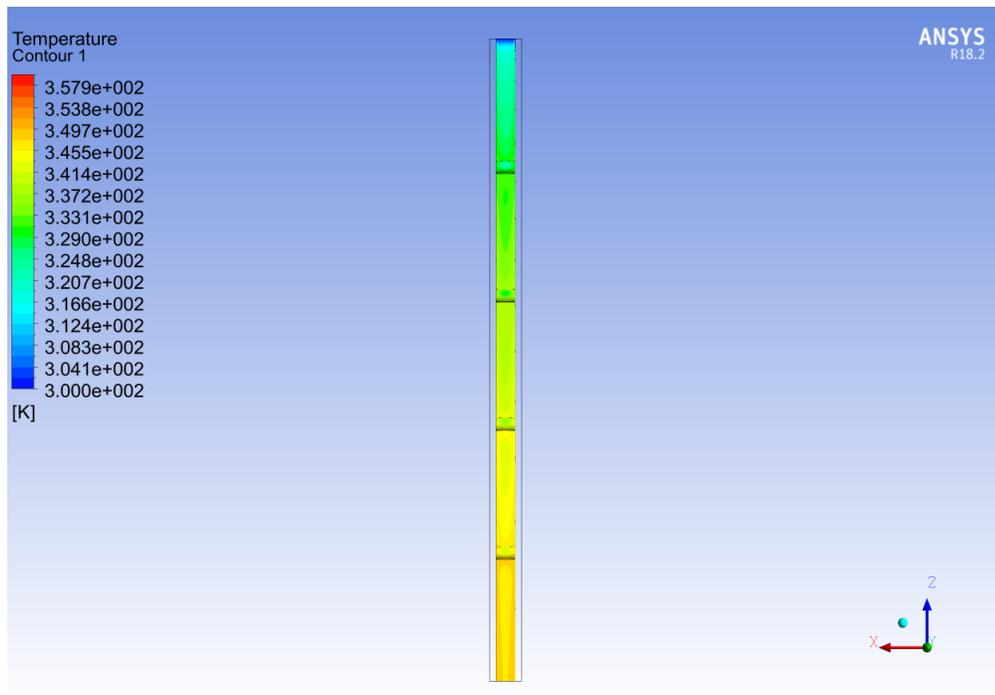


Figura B.76: Cilindros en base.

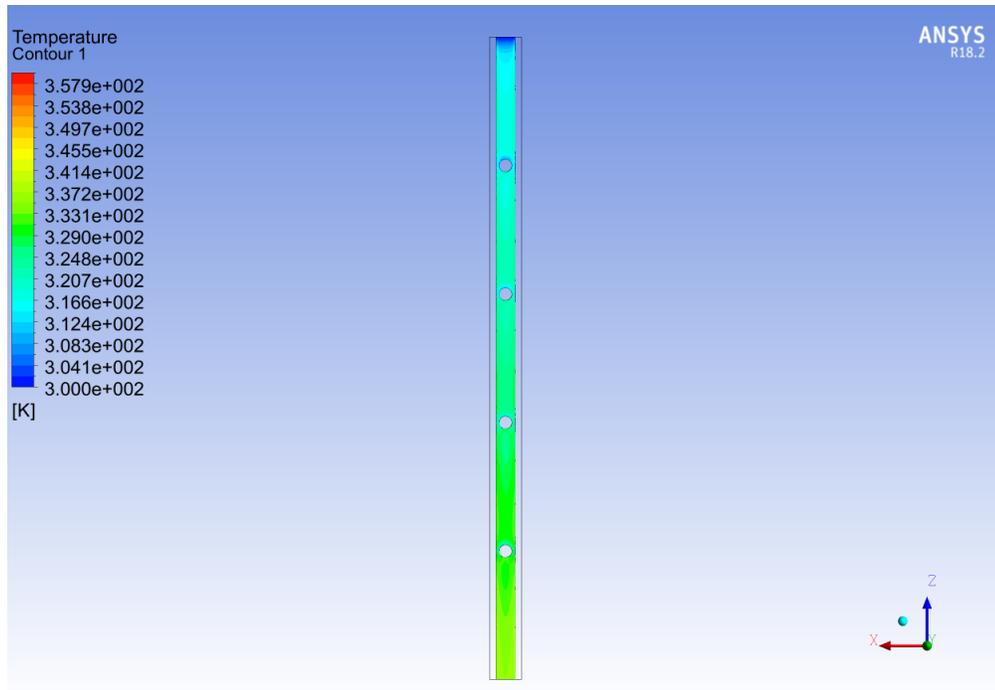


Figura B.77: Cilindros en centro.

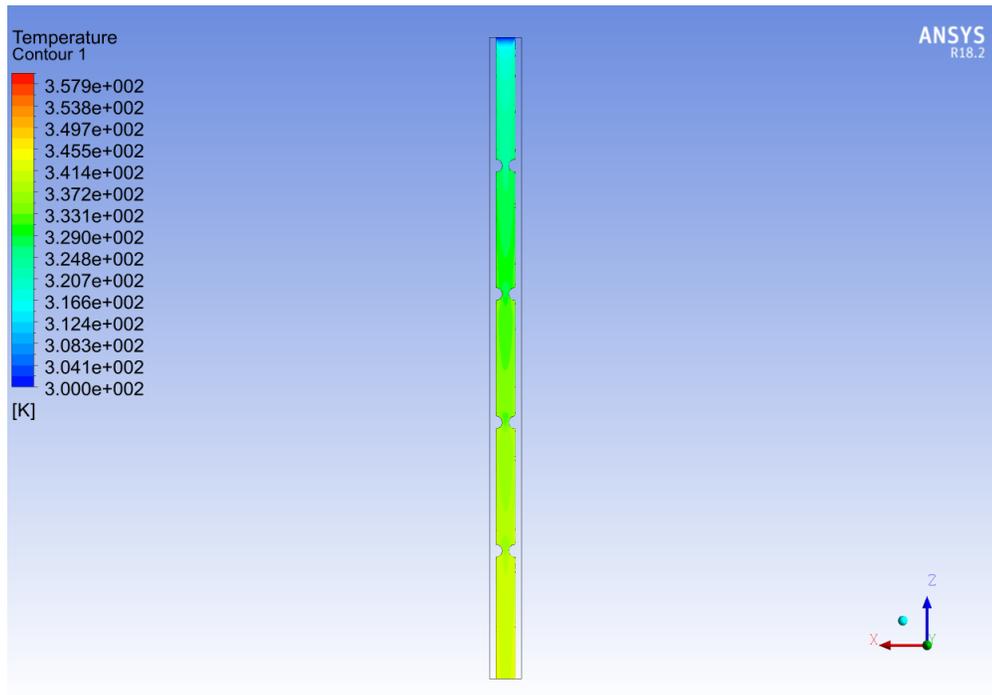


Figura B.78: Cilindros en paredes.

B.3.3. Reynolds 120

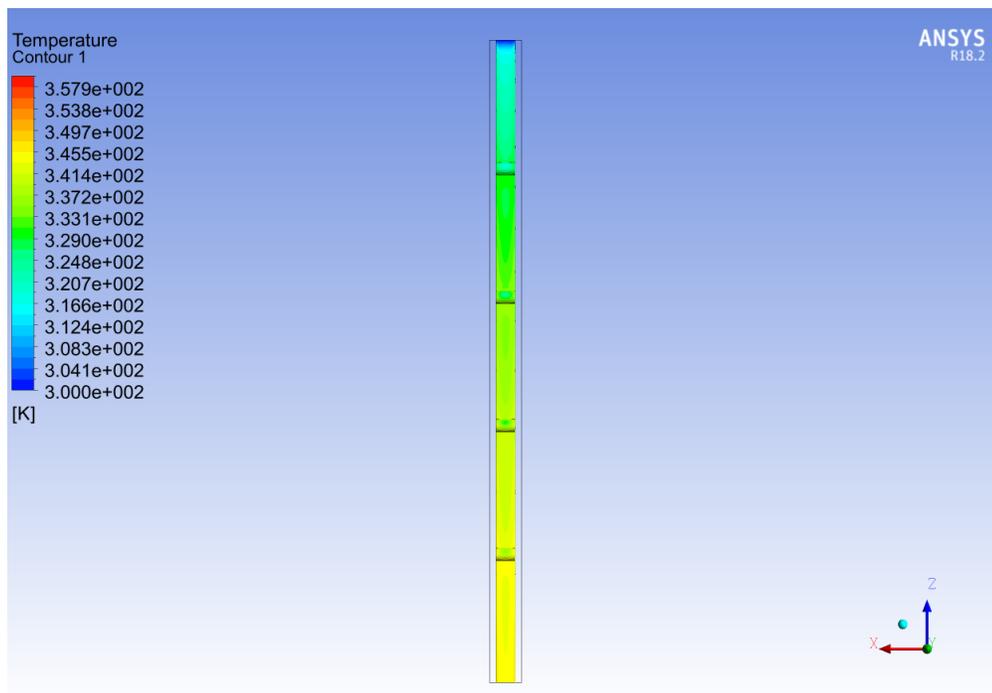


Figura B.79: Cilindros en base.

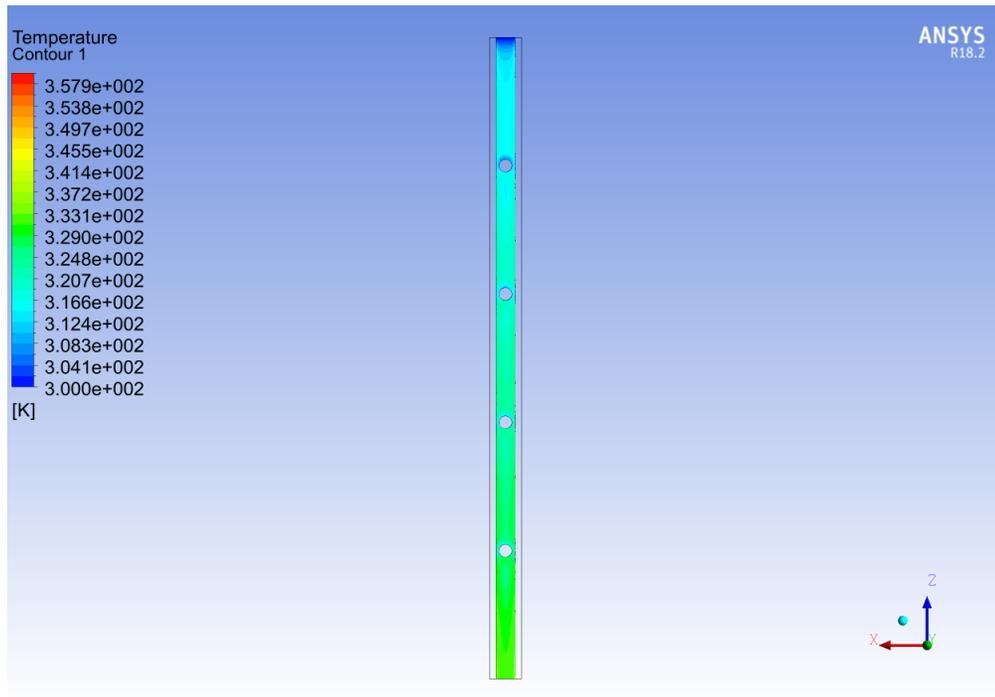


Figura B.80: Cilindros en centro.

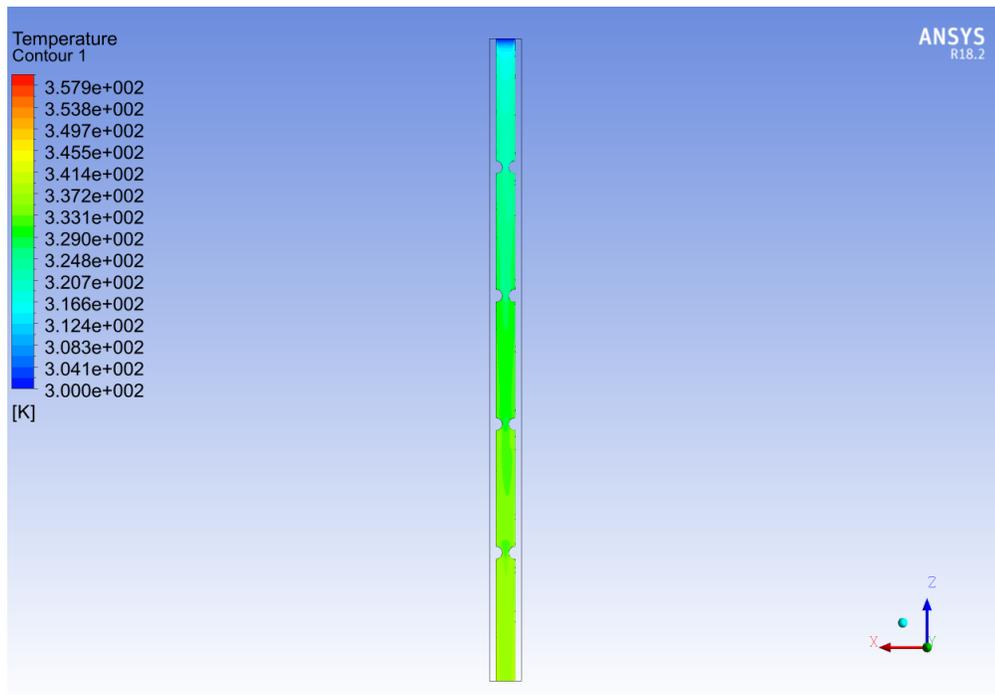


Figura B.81: Cilindros en paredes.

B.3.4. Reynolds 140

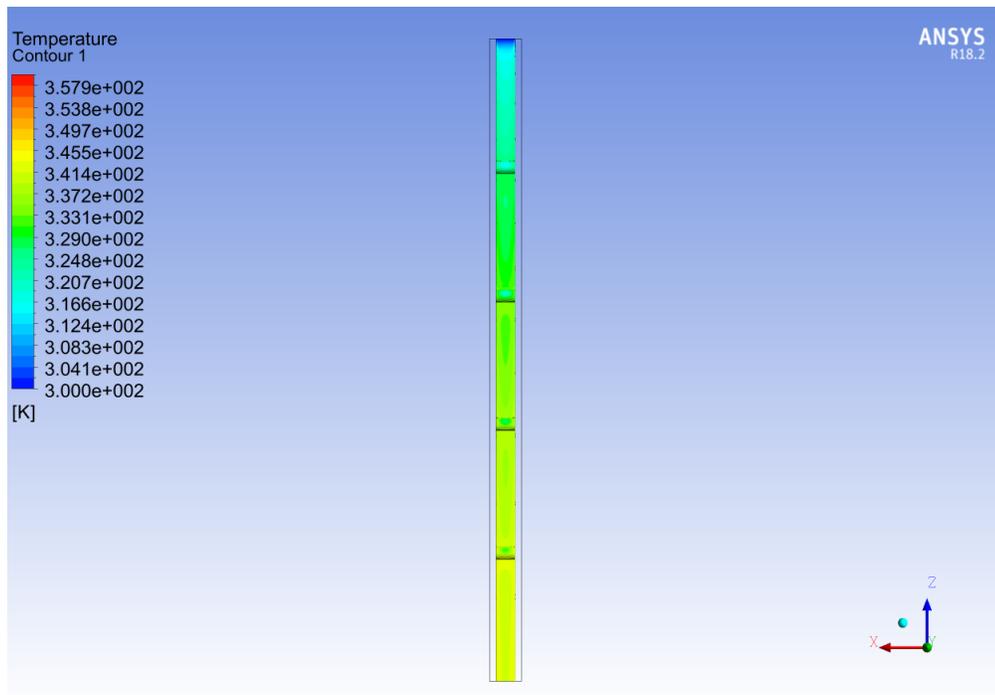


Figura B.82: Cilindros en base.

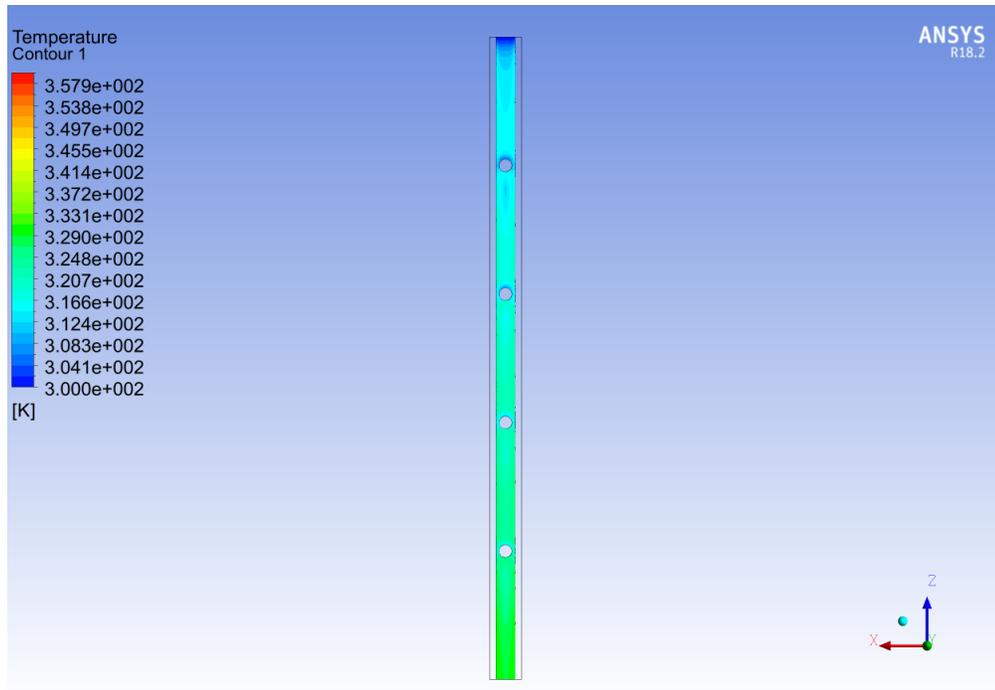


Figura B.83: Cilindros en centro.

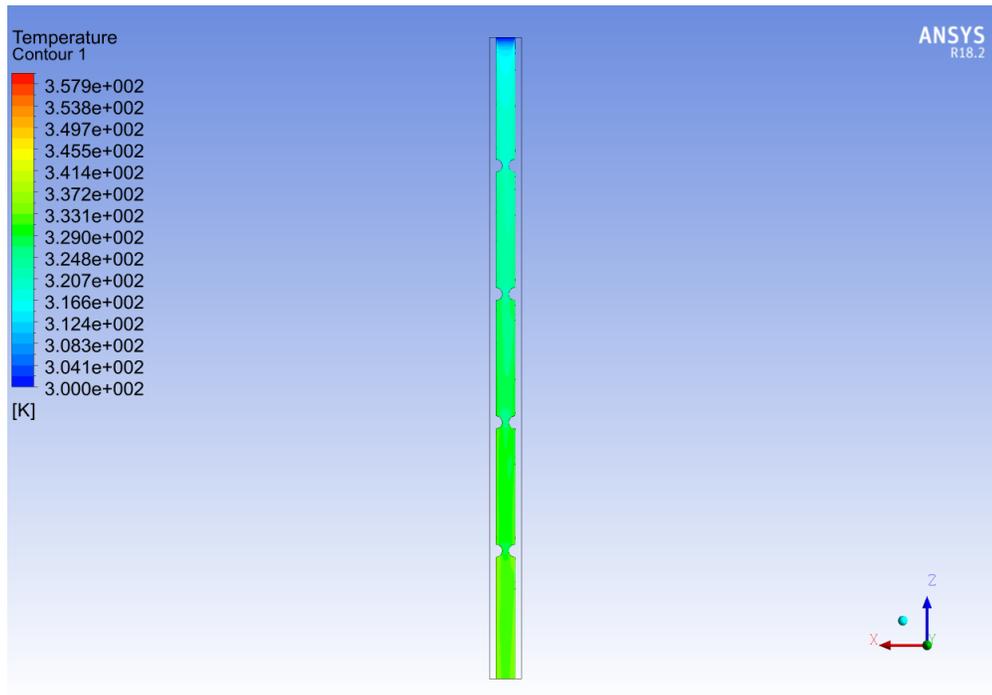


Figura B.84: Cilindros en paredes.

B.3.5. Reynolds 160

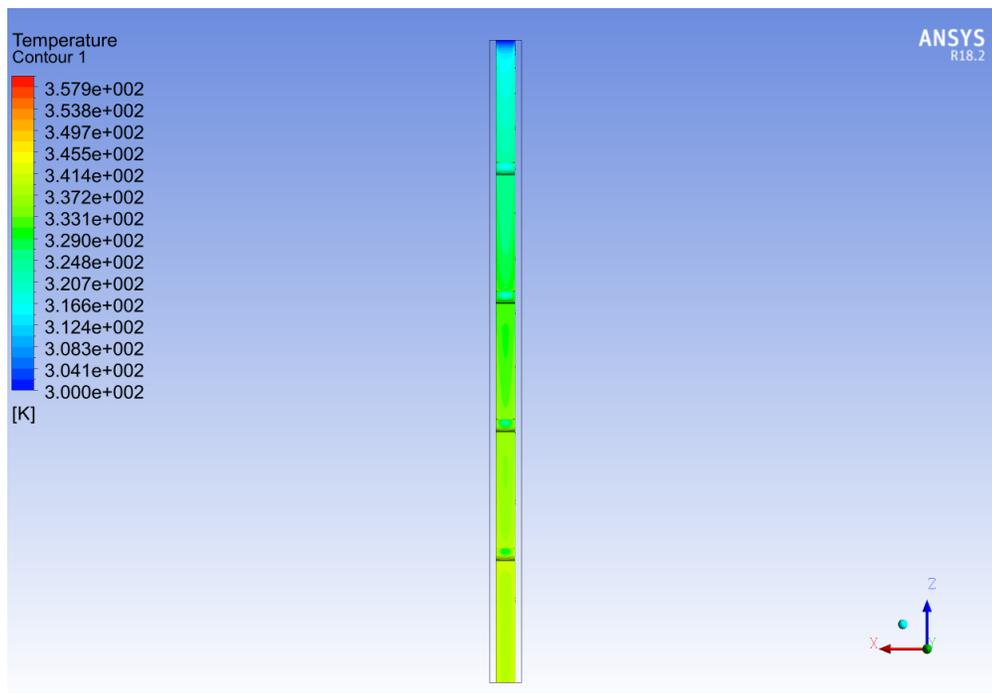


Figura B.85: Cilindros en base.

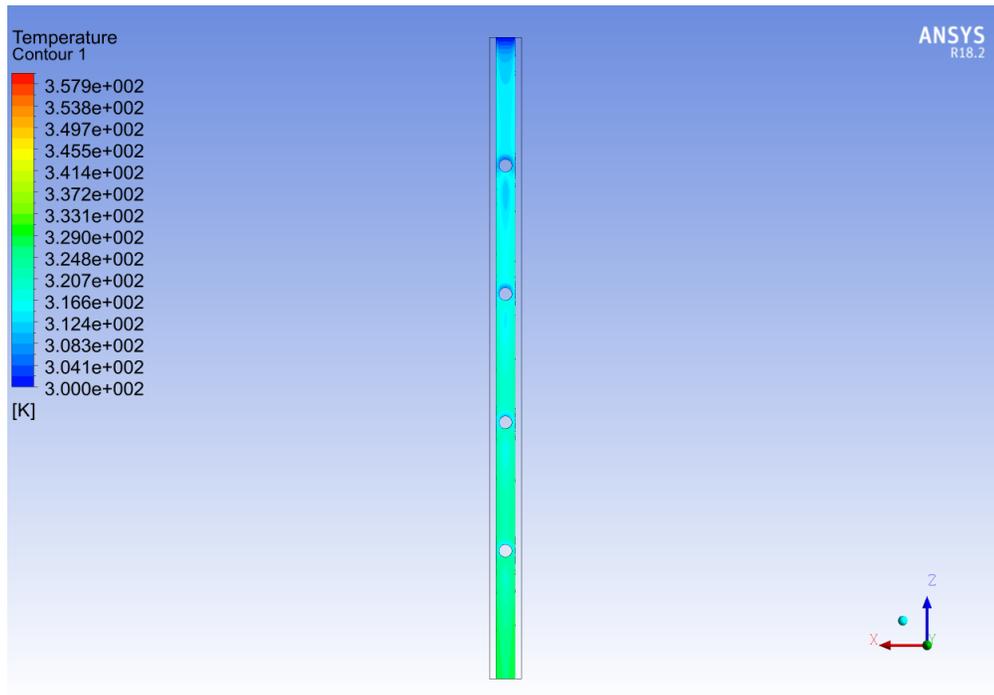


Figura B.86: Cilindros en centro.

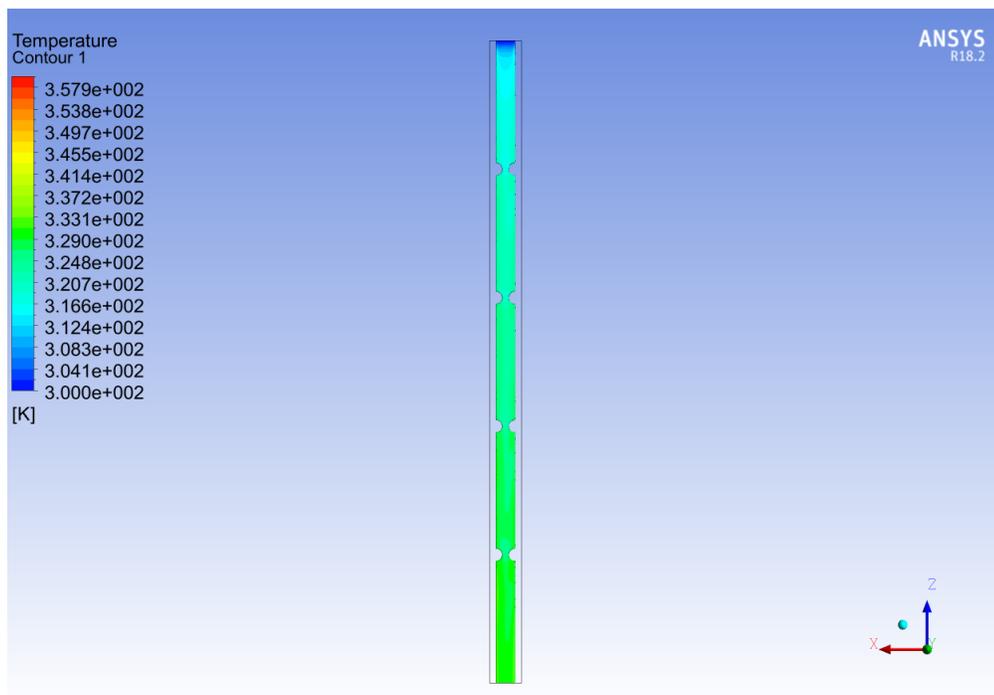


Figura B.87: Cilindros en paredes.

B.3.6. Reynolds 200

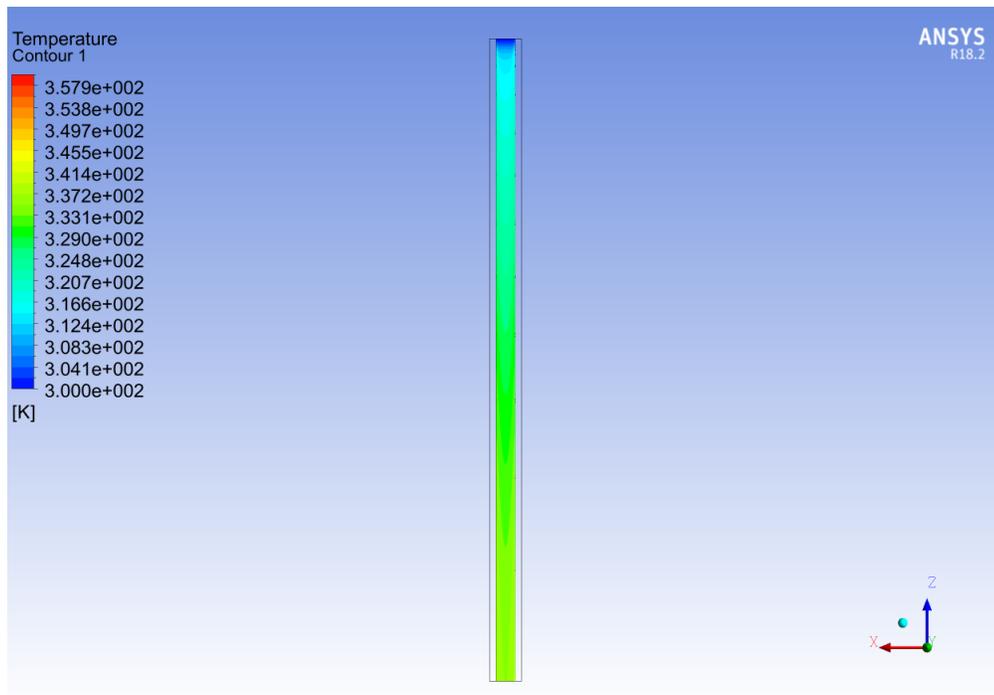


Figura B.88: Microcanal de cobre.

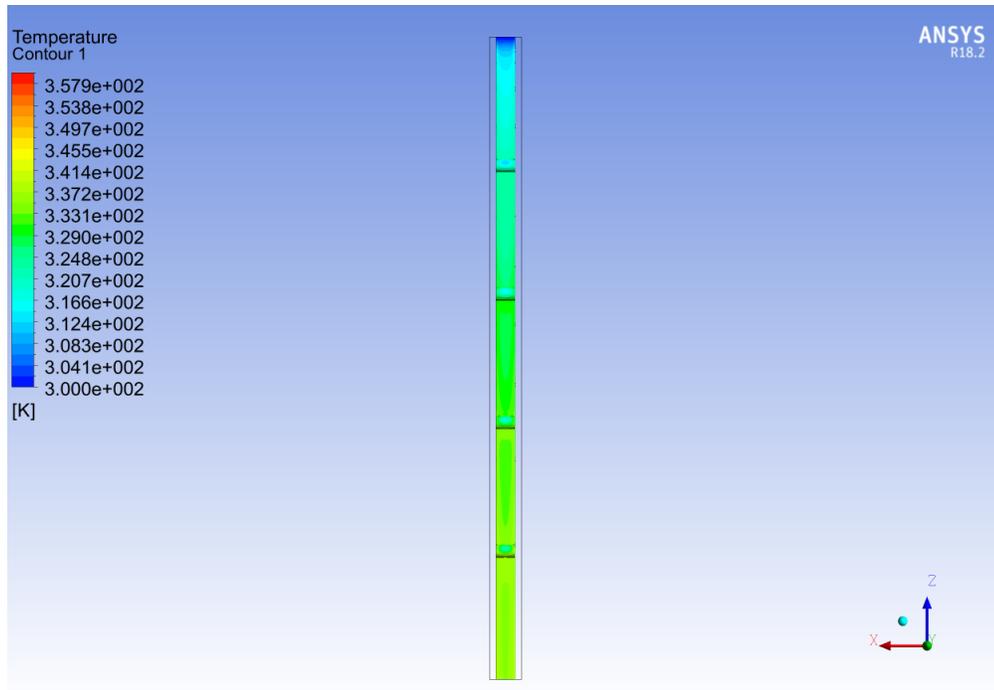


Figura B.89: Cilindros en base.

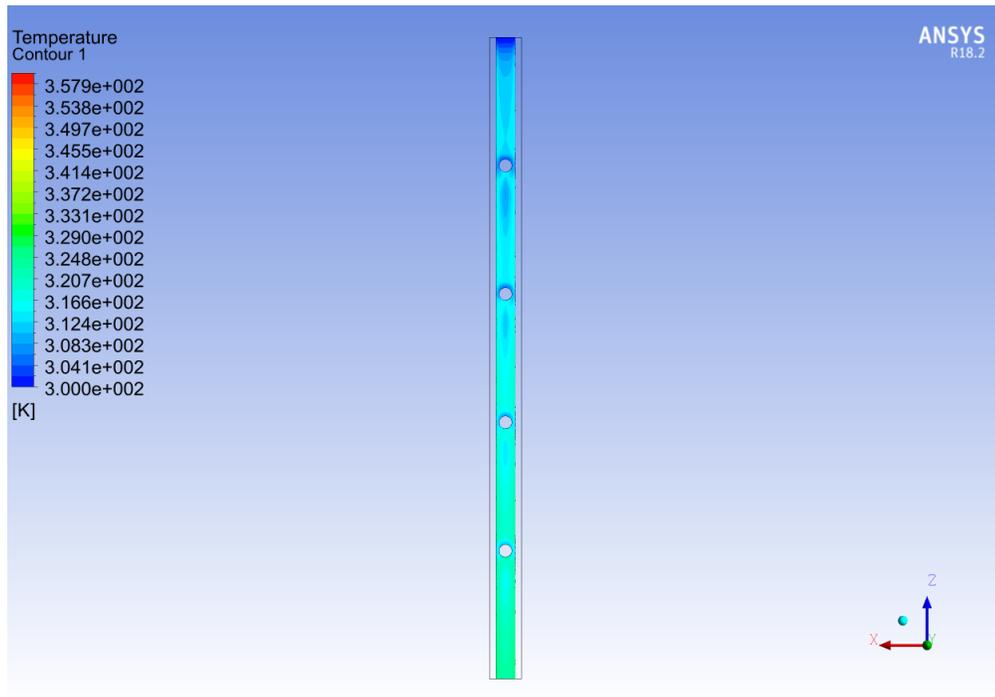


Figura B.90: Cilindros en centro.

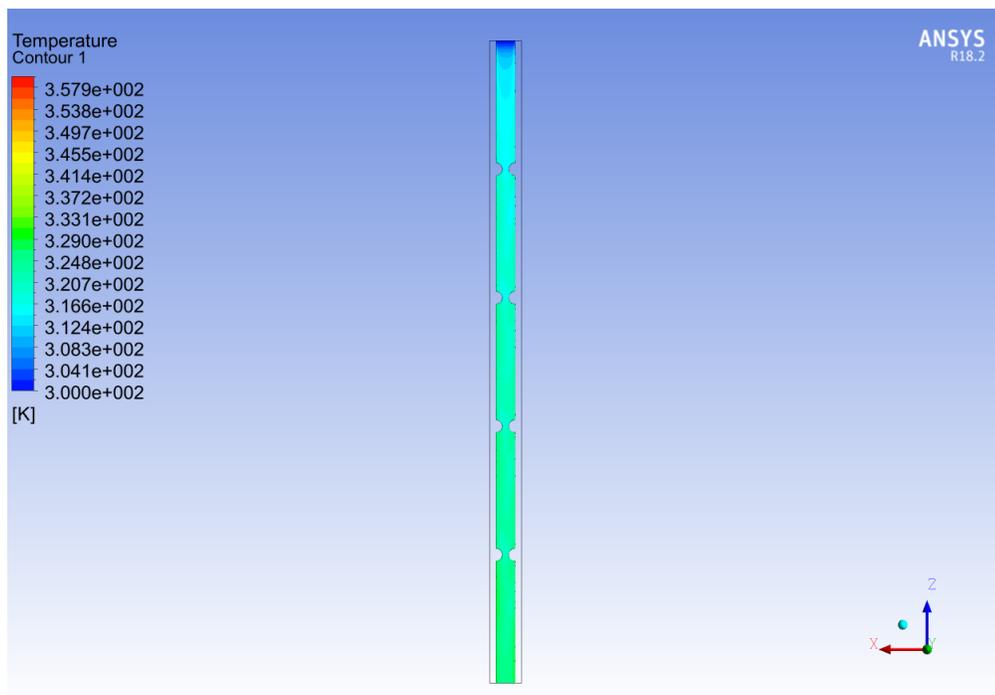


Figura B.91: Cilindros en paredes.

B.3.7. Reynolds 600

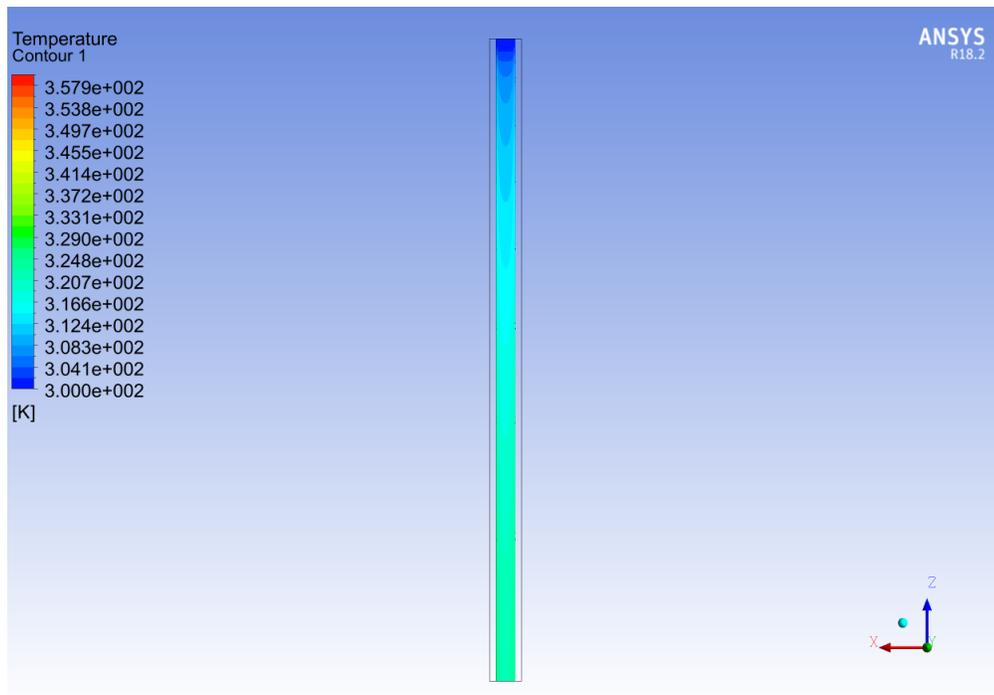


Figura B.92: Microcanal de cobre.

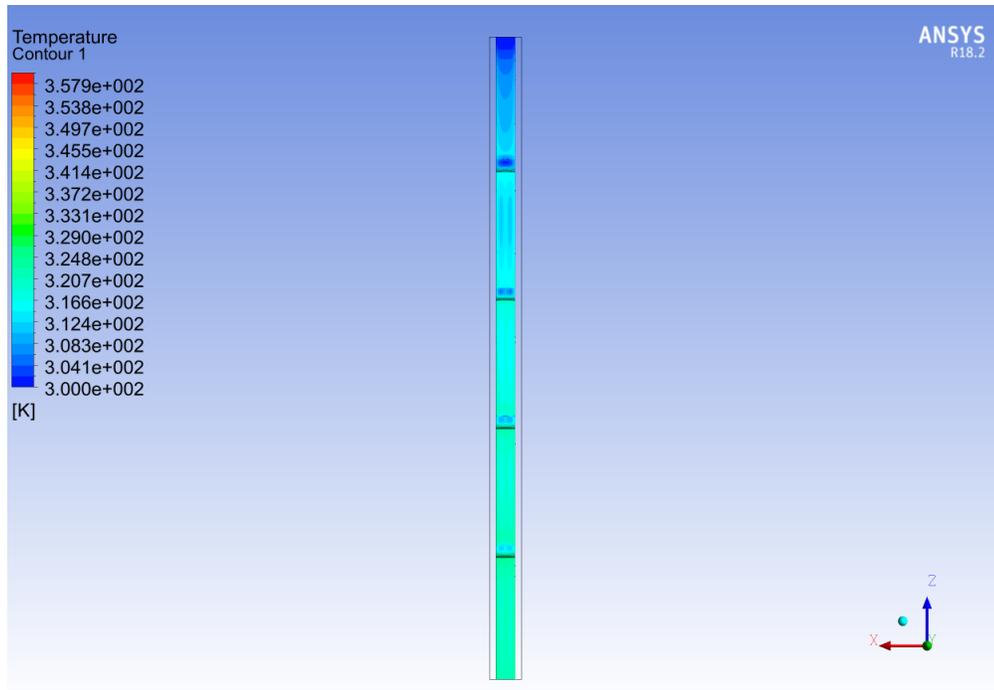


Figura B.93: Cilindros en base.

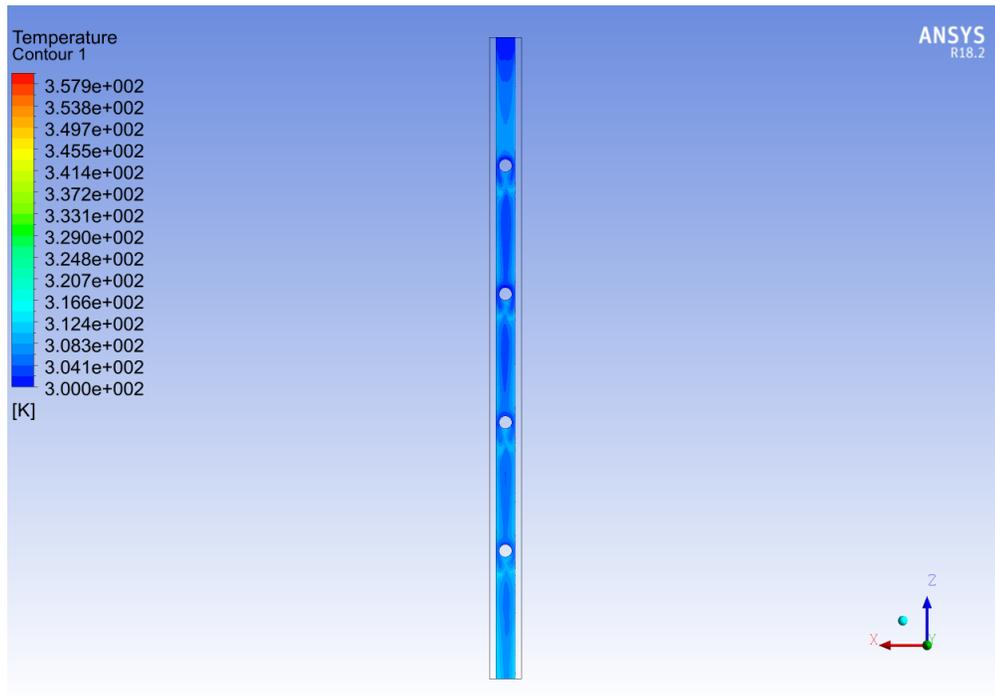


Figura B.94: Cilindros en centro.

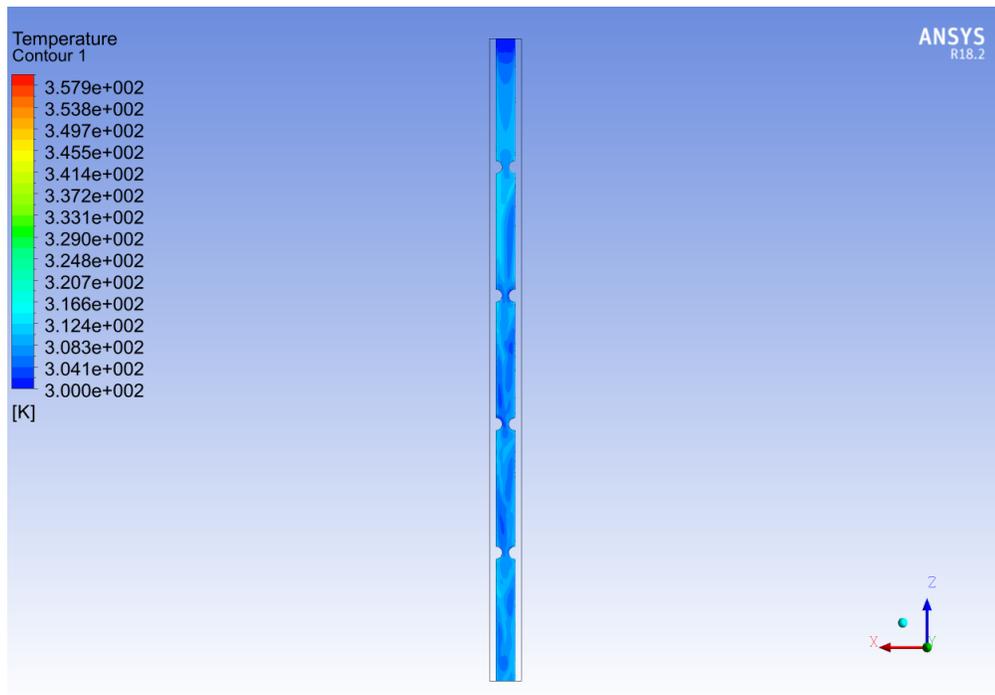


Figura B.95: Cilindros en paredes.

B.3.8. Reynolds 1000

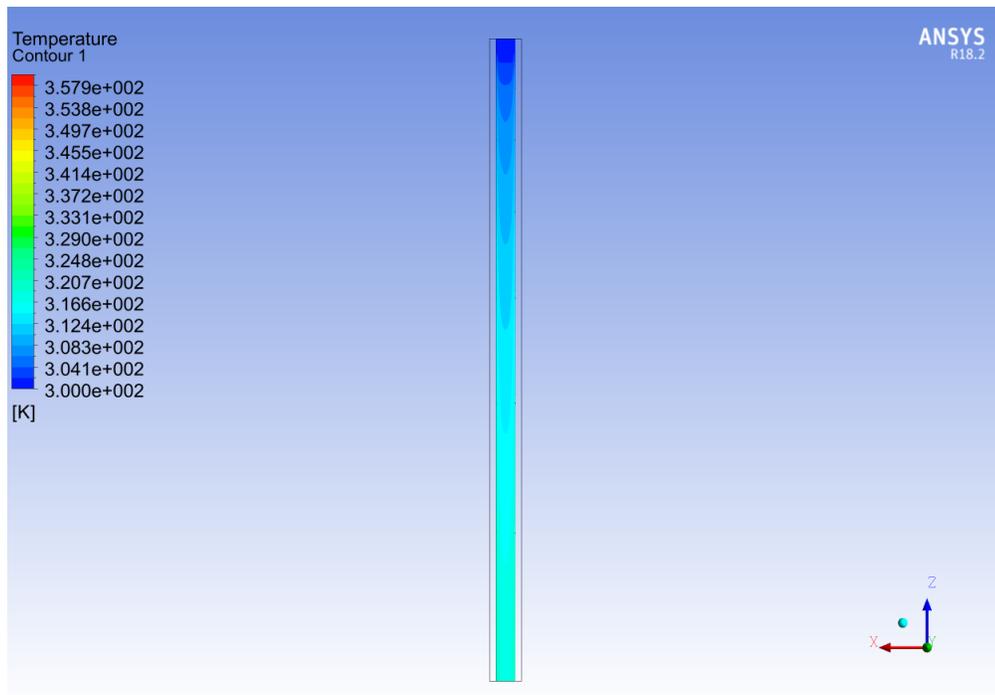


Figura B.96: Microcanal de cobre.

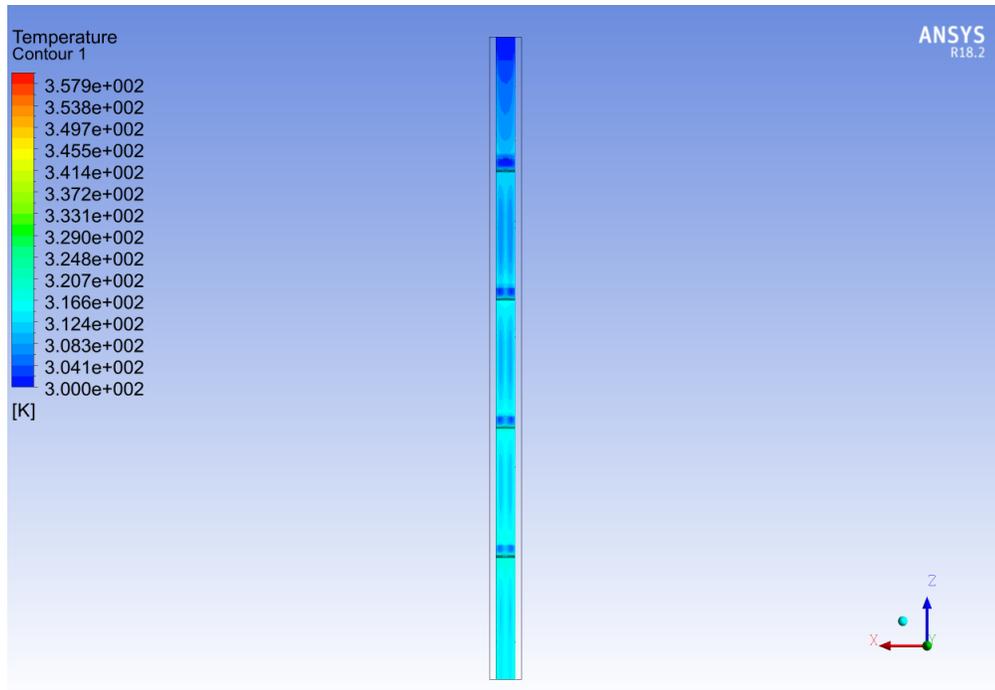


Figura B.97: Cilindros en base.

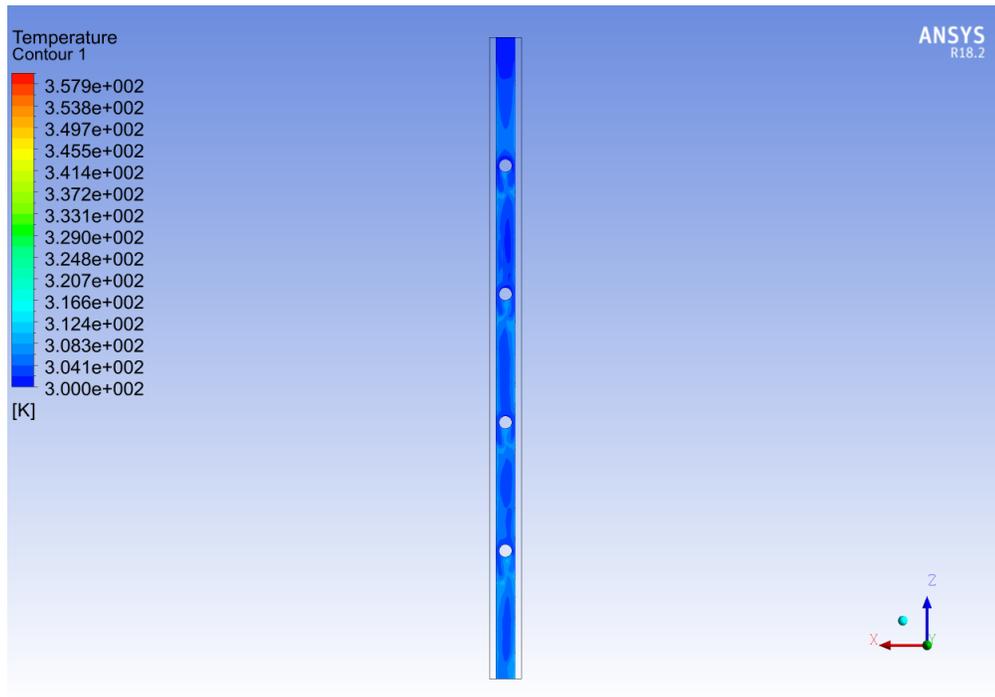


Figura B.98: Cilindros en centro.

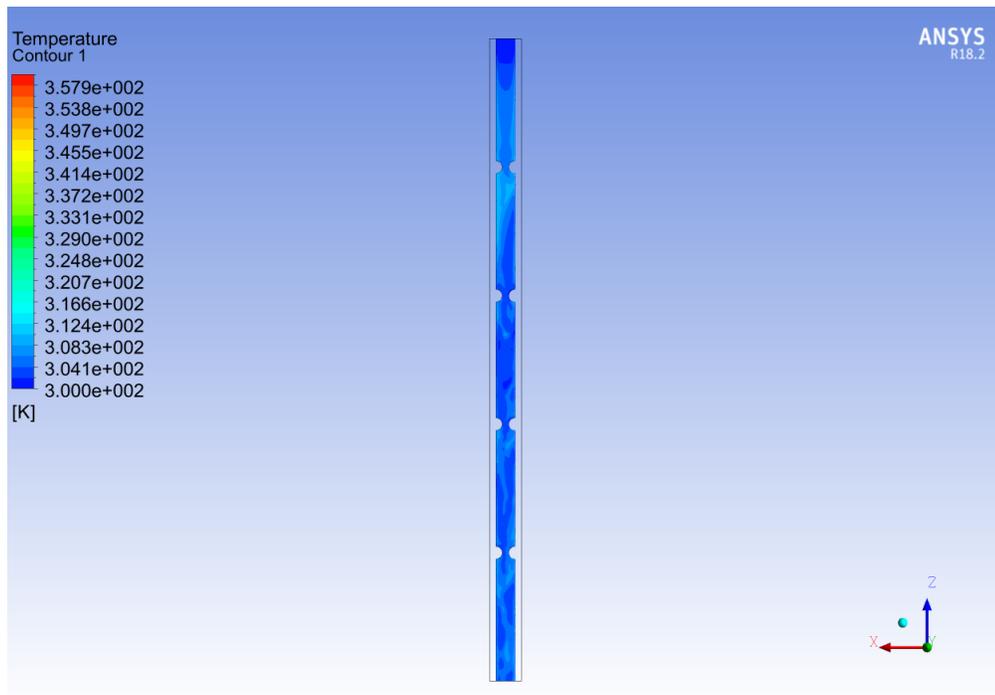


Figura B.99: Cilindros en paredes.

B.3.9. Reynolds 1400

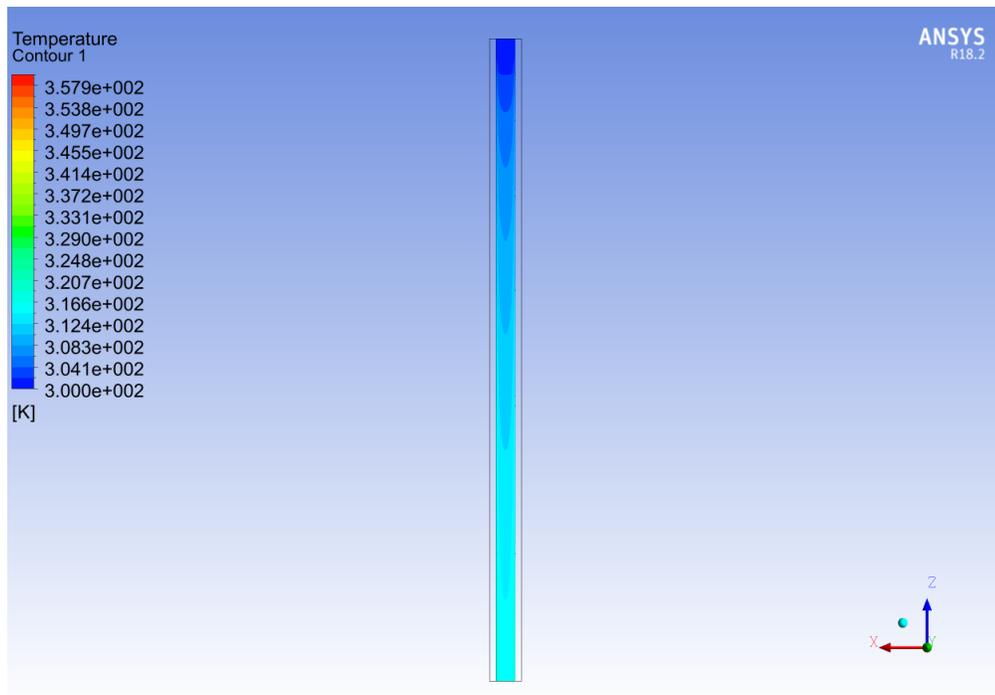


Figura B.100: Microcanal de cobre.

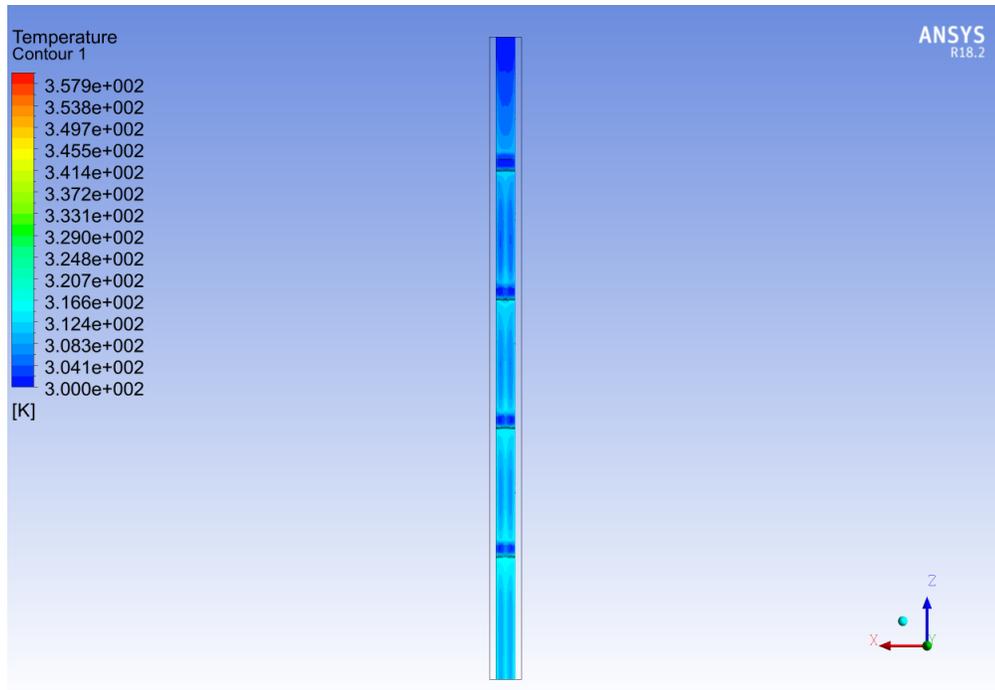


Figura B.101: Cilindros en base.

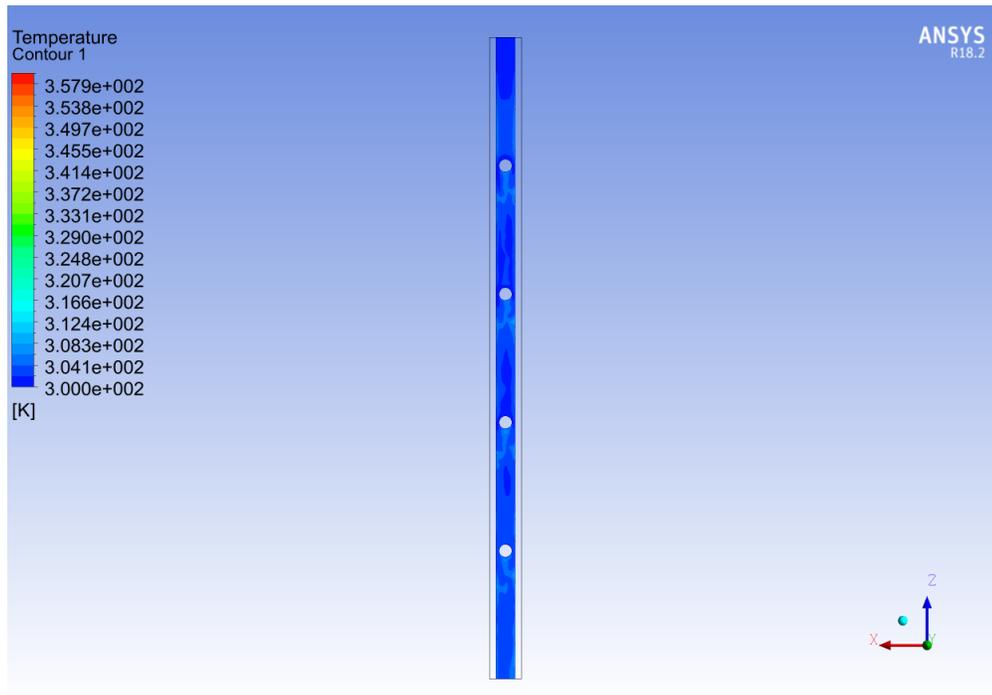


Figura B.102: Cilindros en centro.

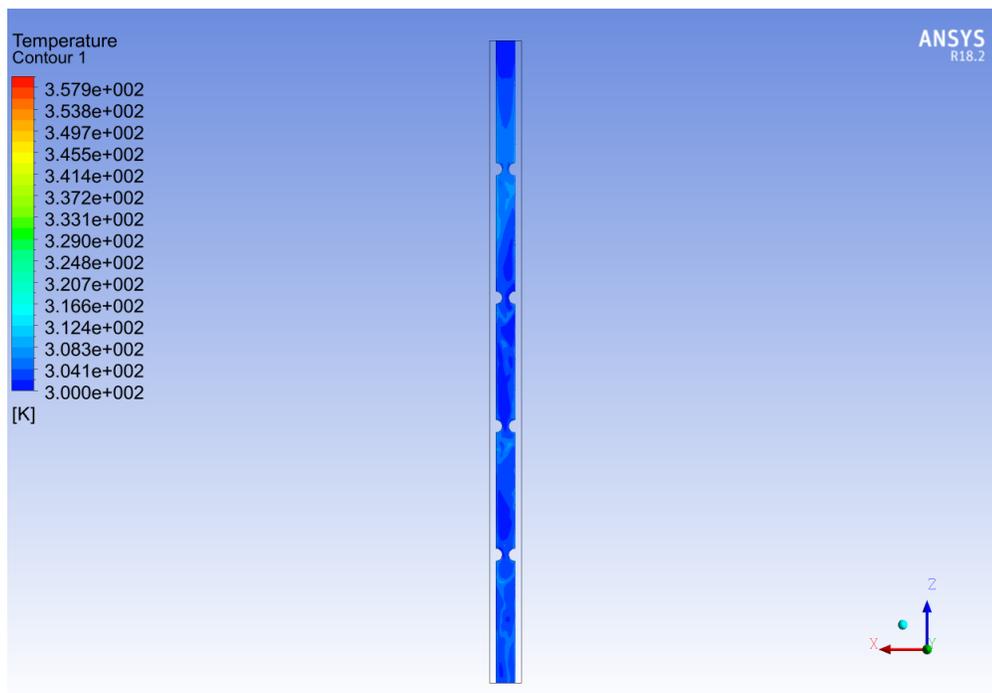


Figura B.103: Cilindros en paredes.

Anexo C

Líneas de corriente

C.0.1. Reynolds 80

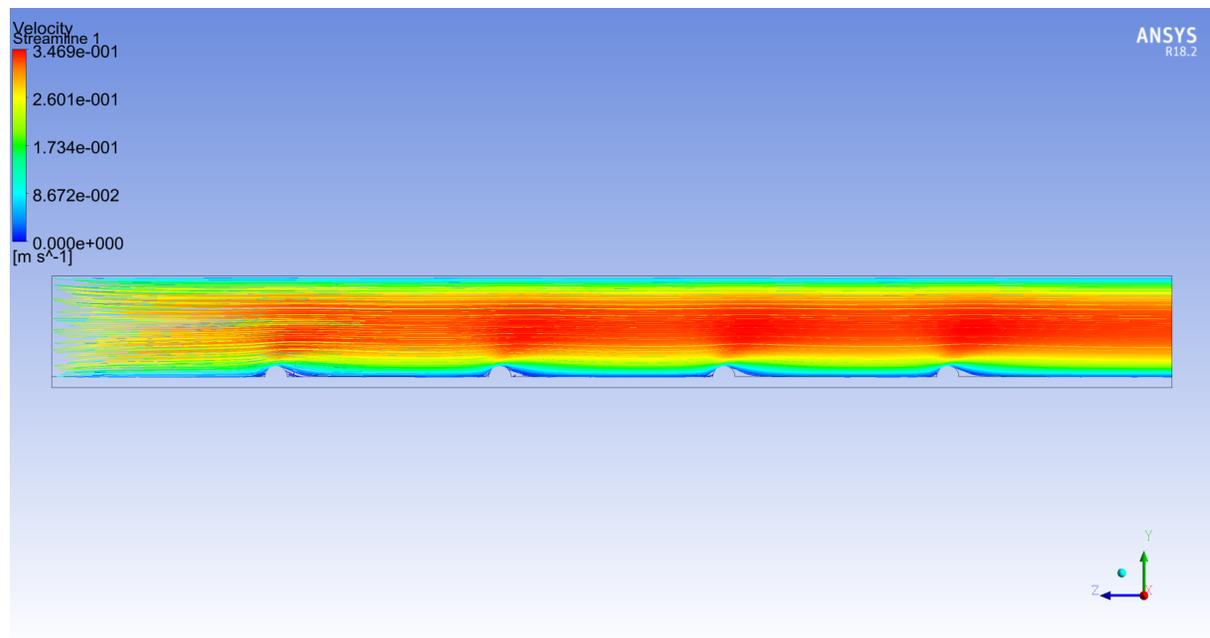


Figura C.1: Cilindros en base.

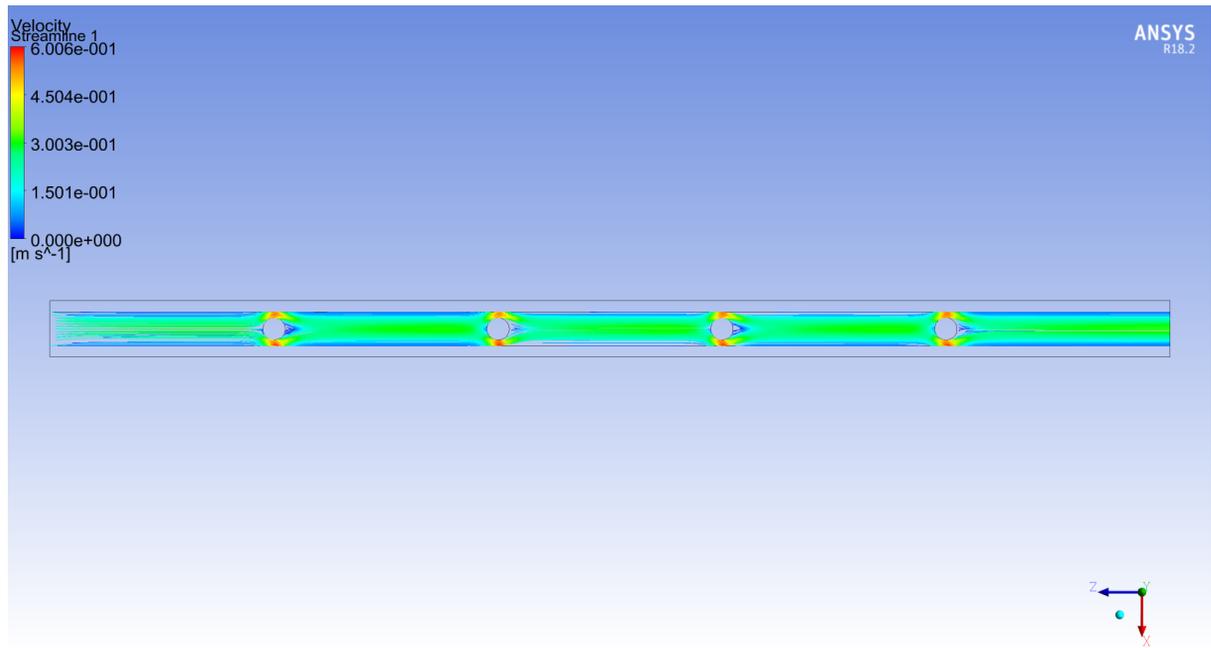


Figura C.2: Cilindros en centro.

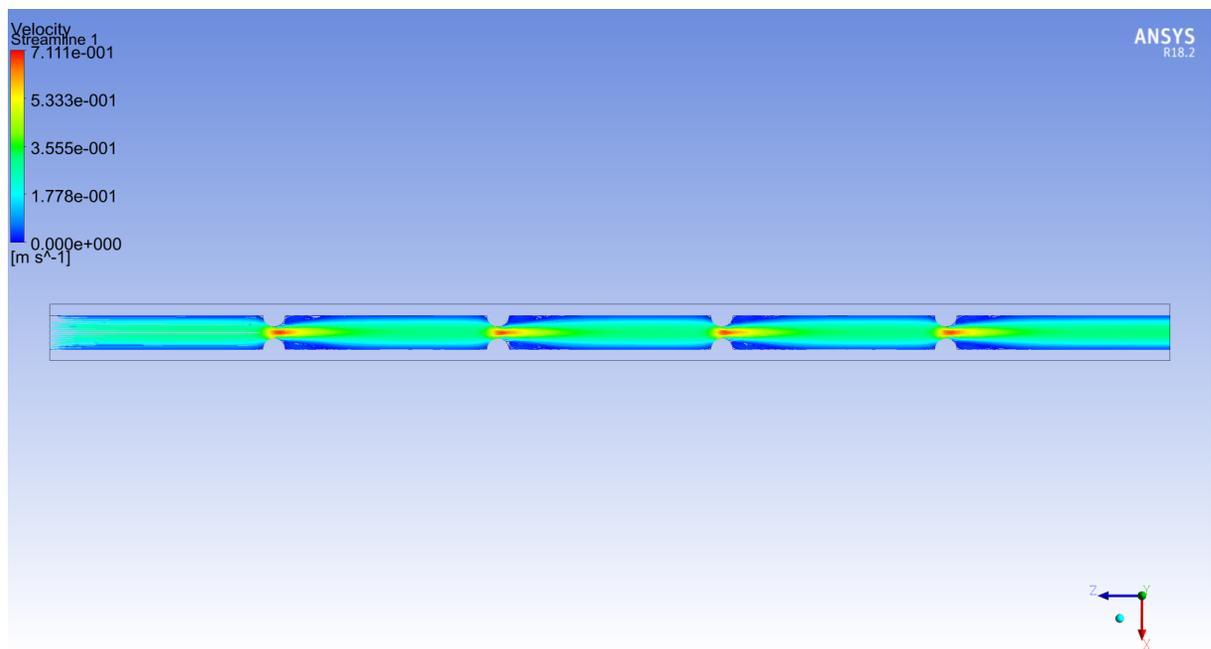


Figura C.3: Cilindros en paredes.

C.0.2. Reynolds 100

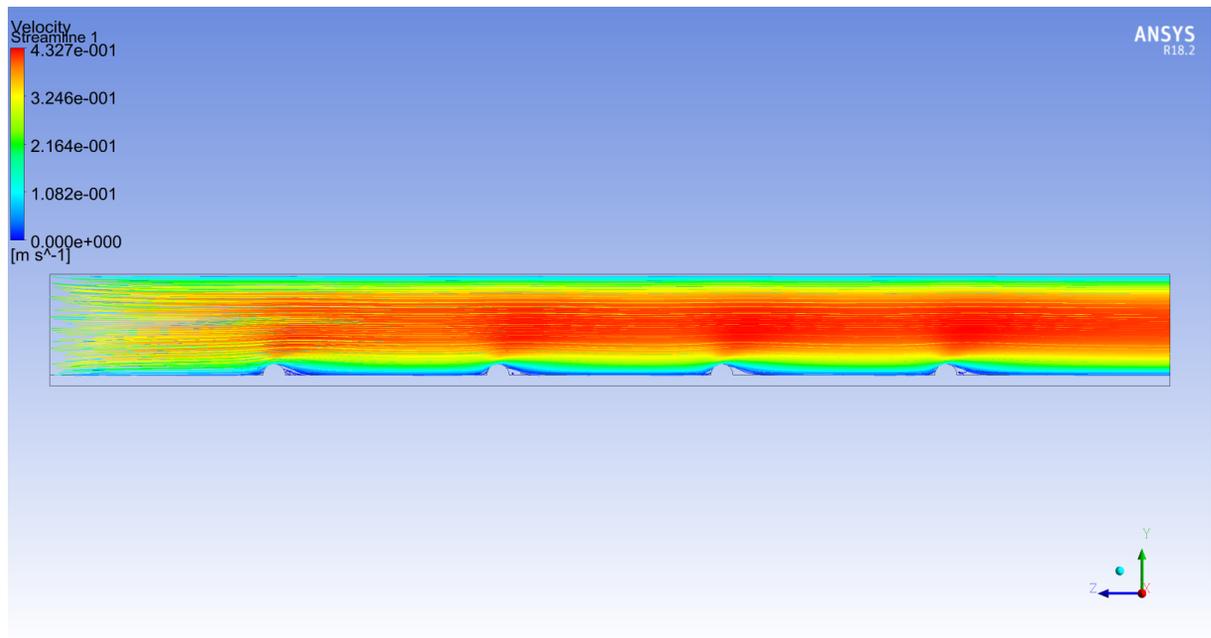


Figura C.4: Cilindros en base.

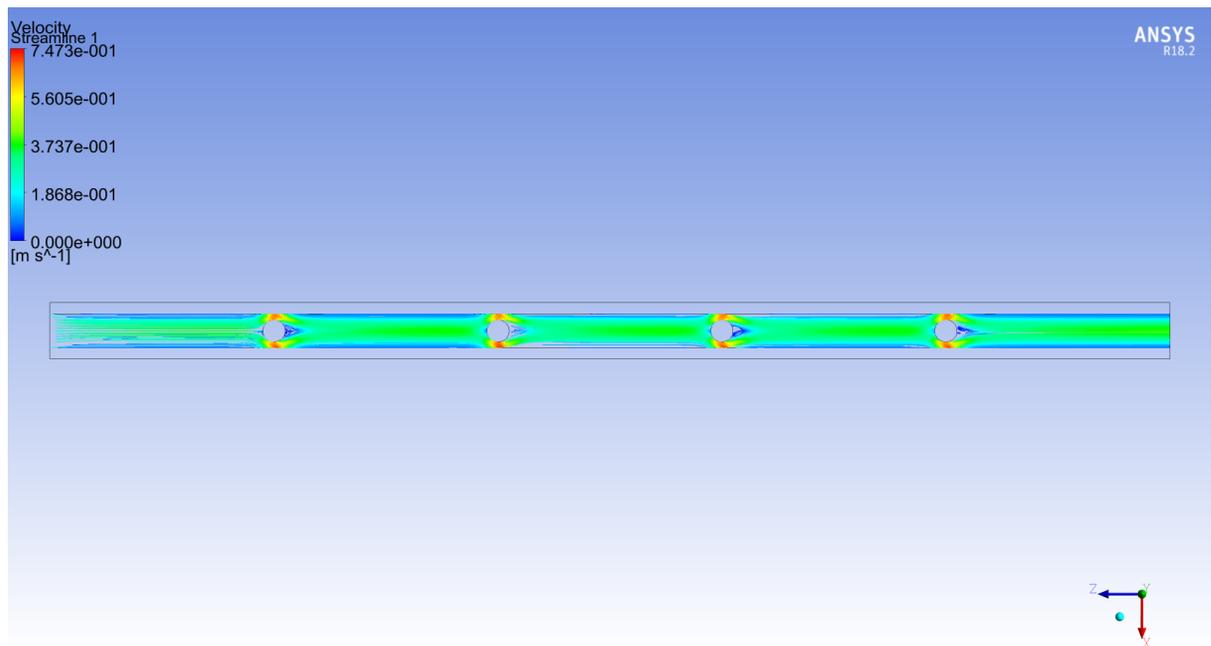


Figura C.5: Cilindros en centro.

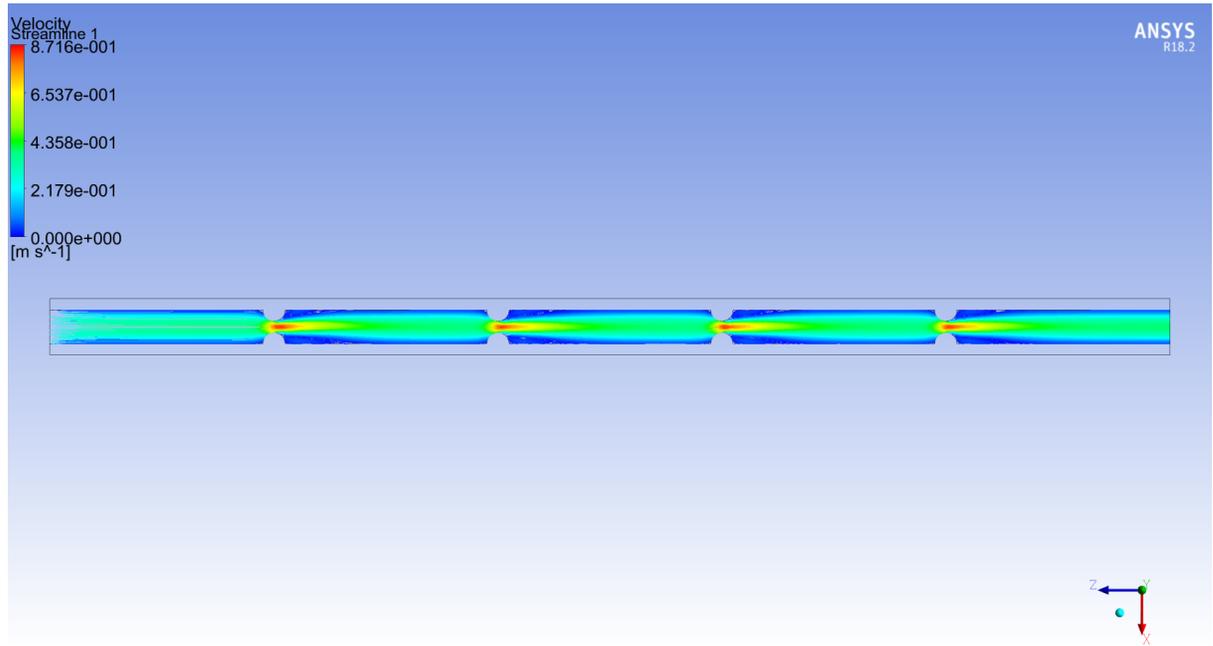


Figura C.6: Cilindros en paredes.

C.0.3. Reynolds 120

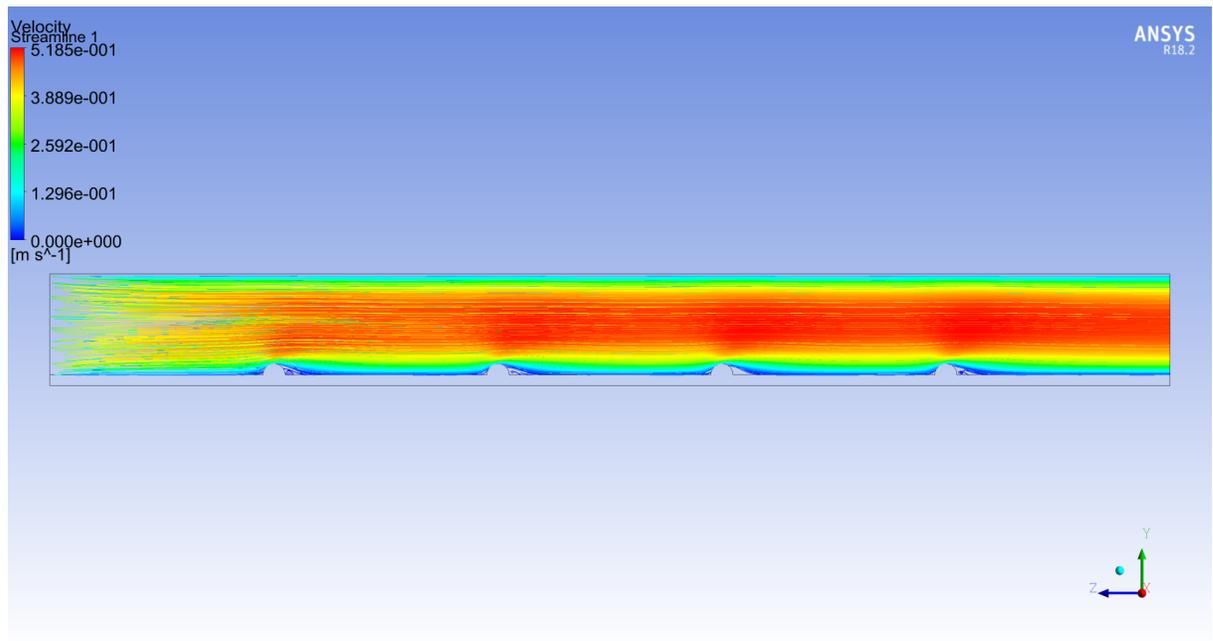


Figura C.7: Cilindros en base.

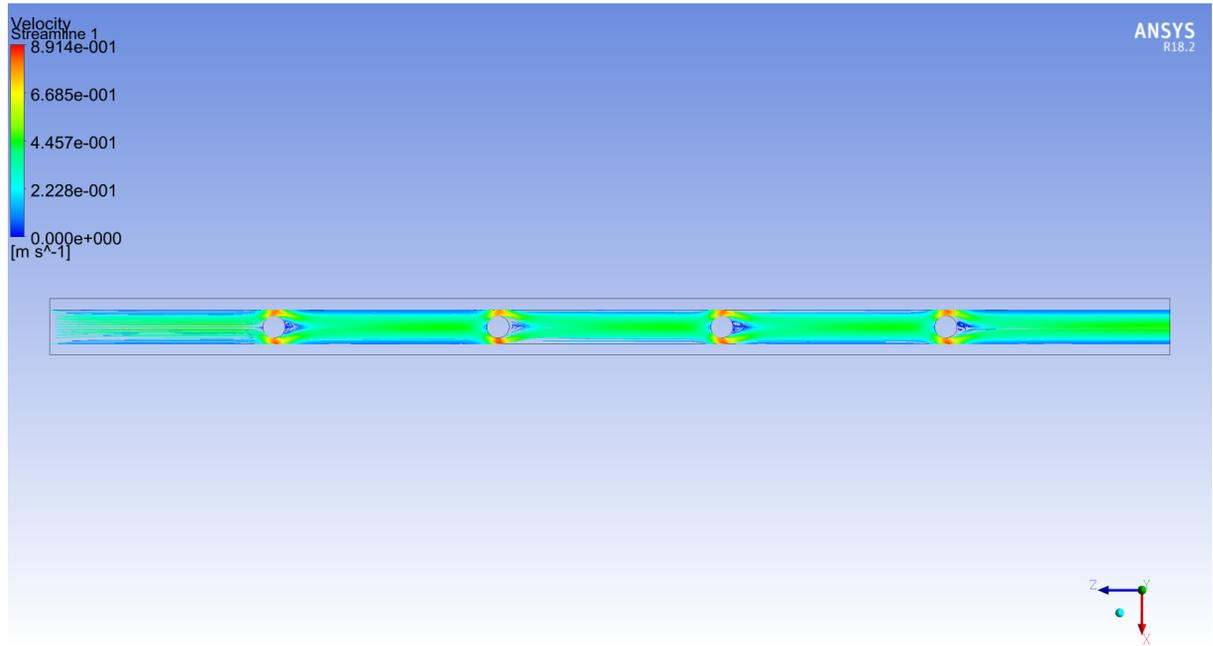


Figura C.8: Cilindros en centro.

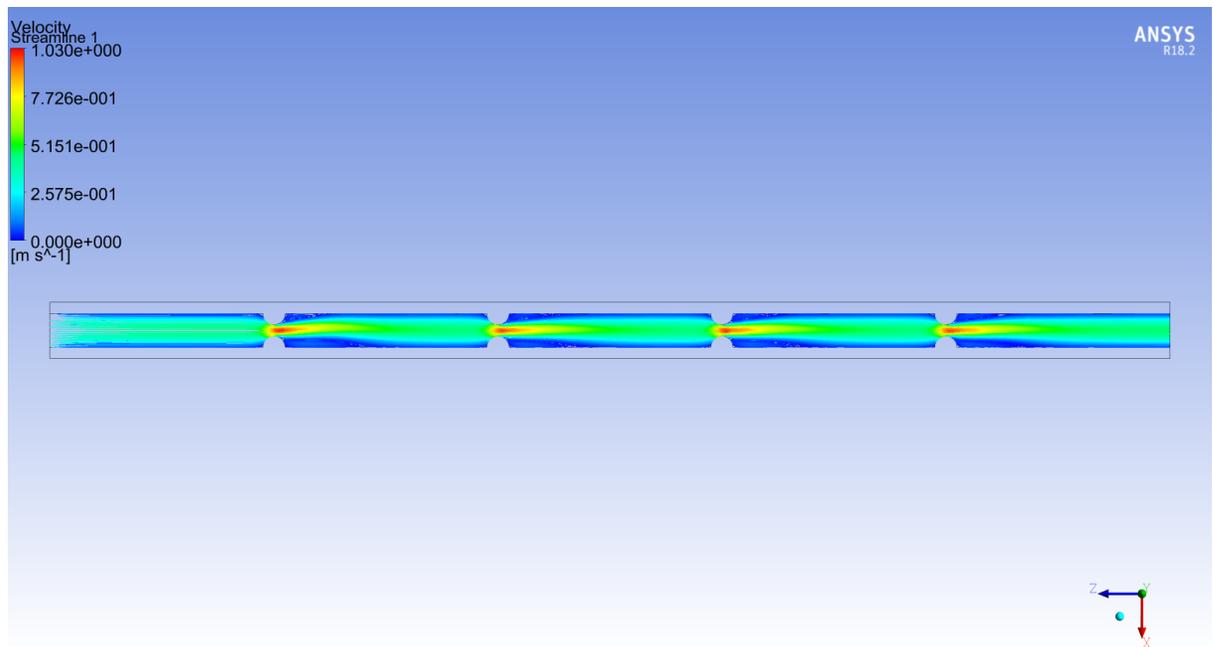


Figura C.9: Cilindros en paredes.

C.0.4. Reynolds 140

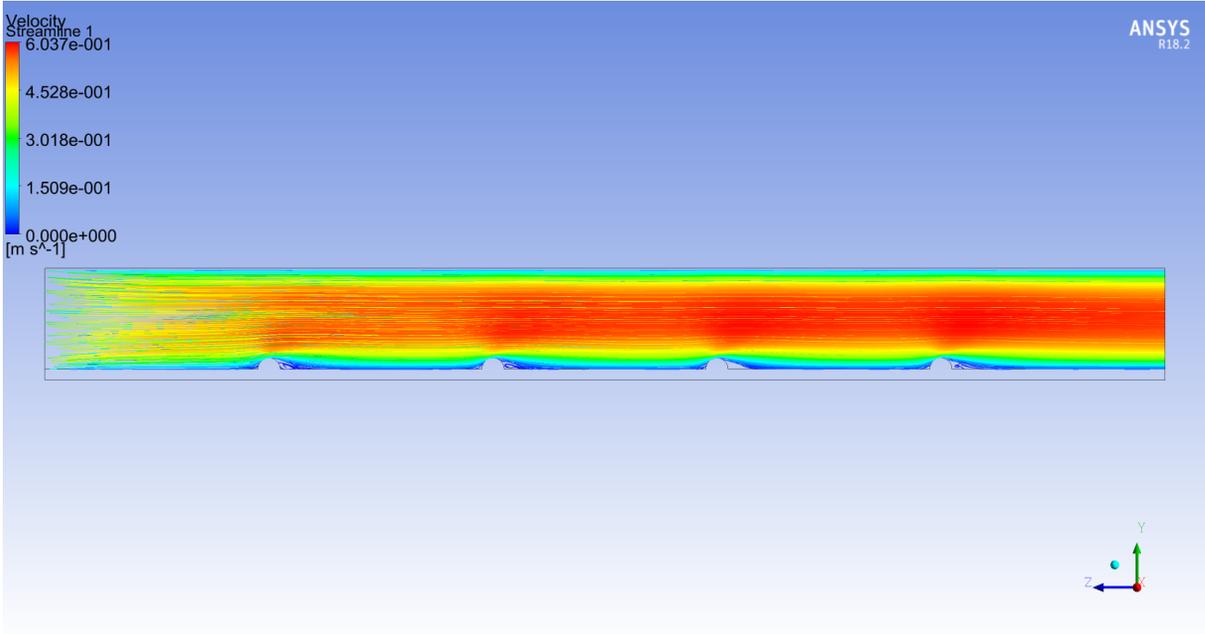


Figura C.10: Cilindros en base.

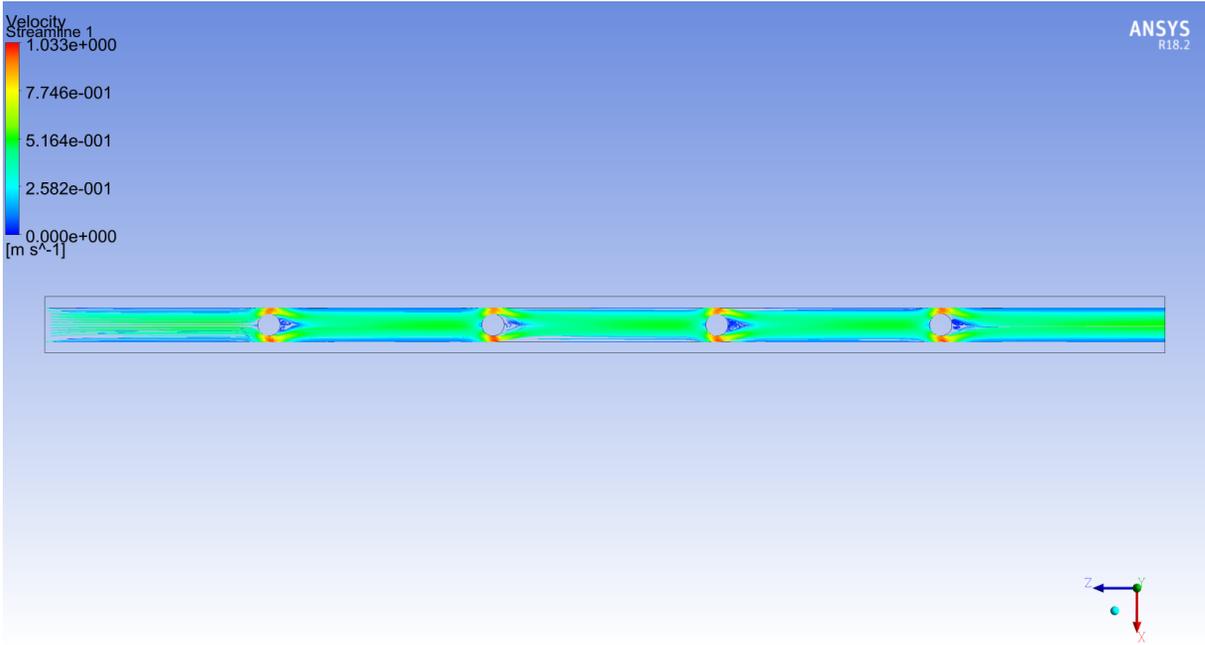


Figura C.11: Cilindros en centro.

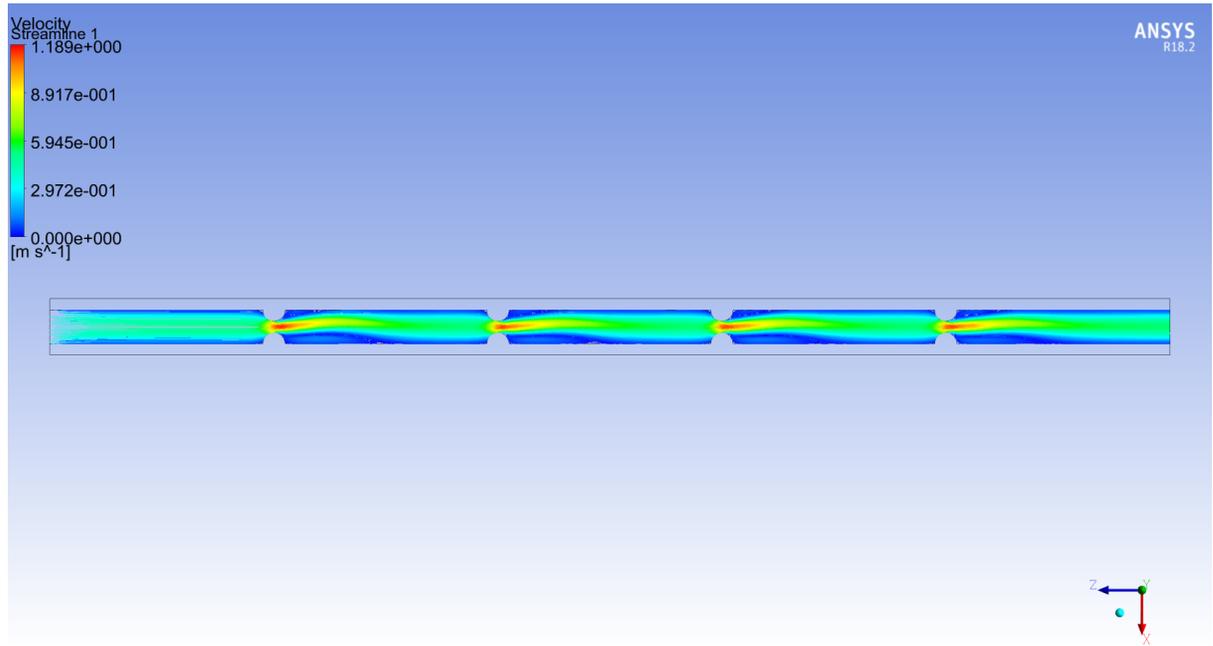


Figura C.12: Cilindros en paredes.

C.0.5. Reynolds 160

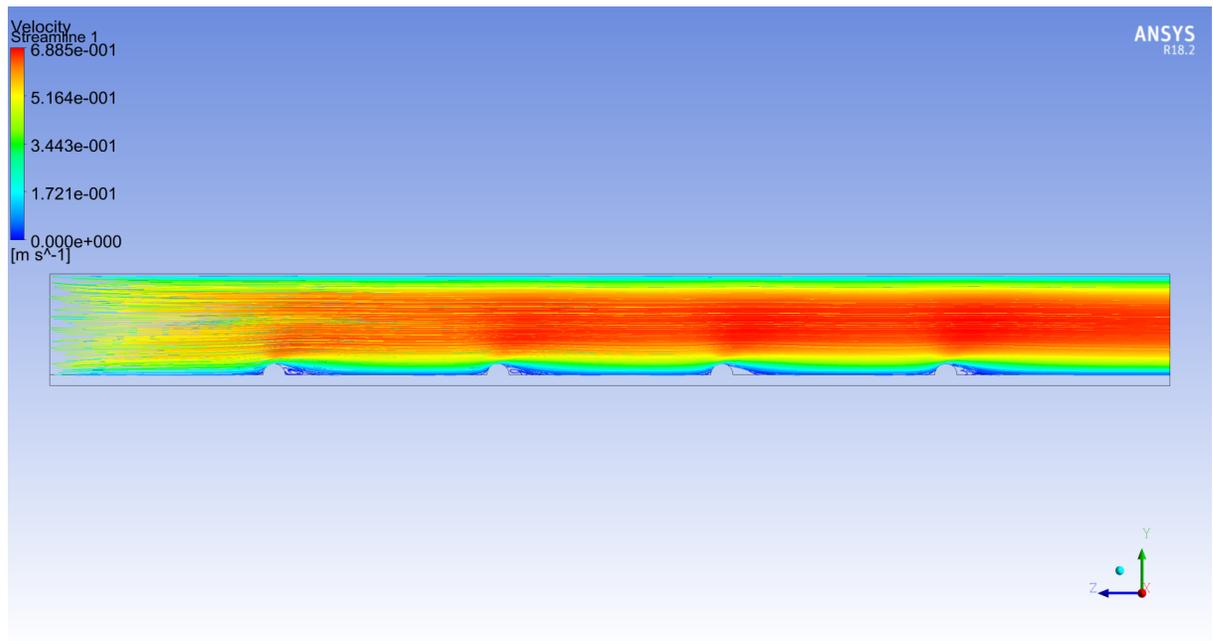


Figura C.13: Cilindros en base.

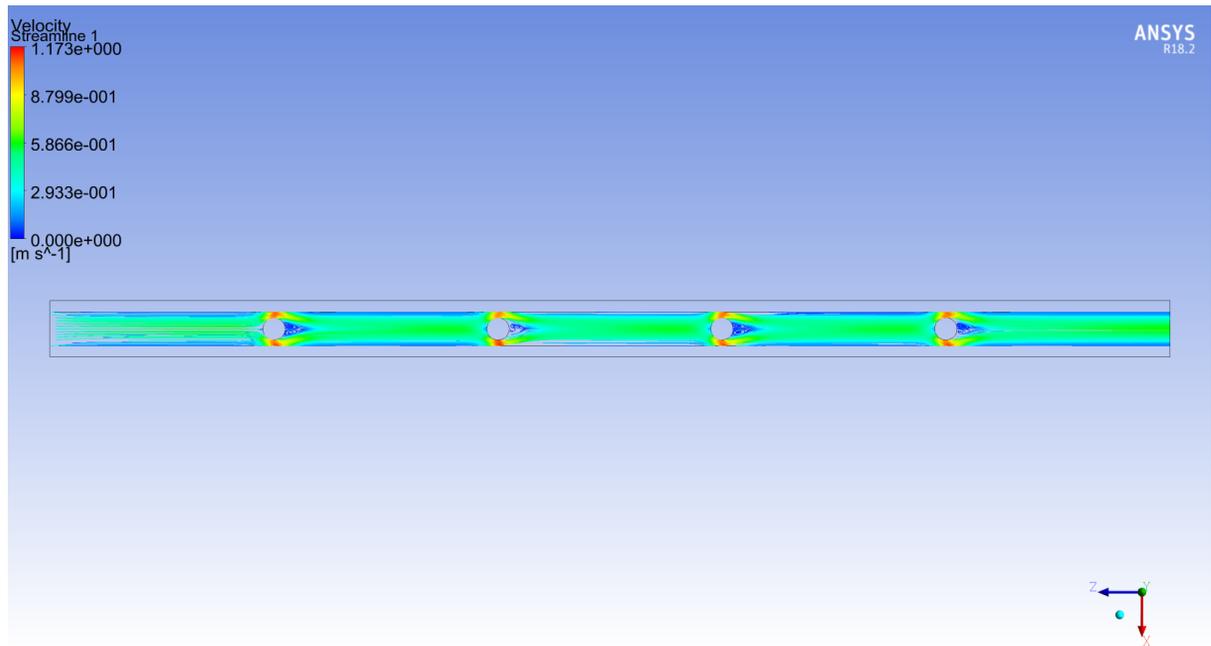


Figura C.14: Cilindros en centro.

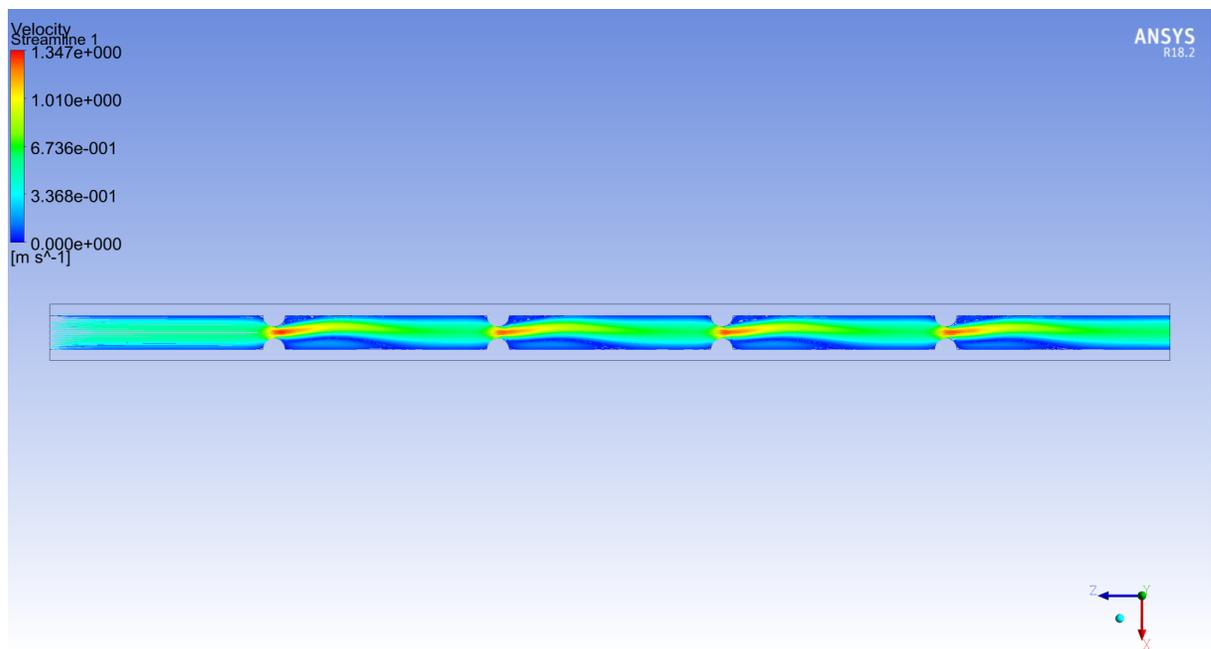


Figura C.15: Cilindros en paredes.

C.0.6. Reynolds 200

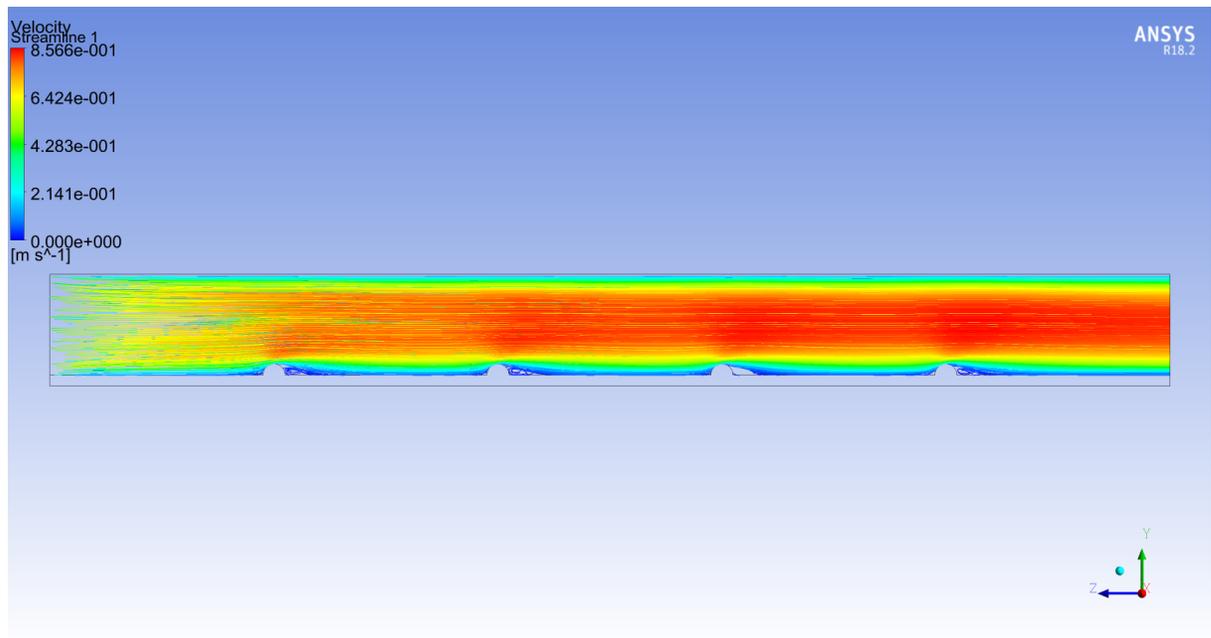


Figura C.16: Cilindros en base.

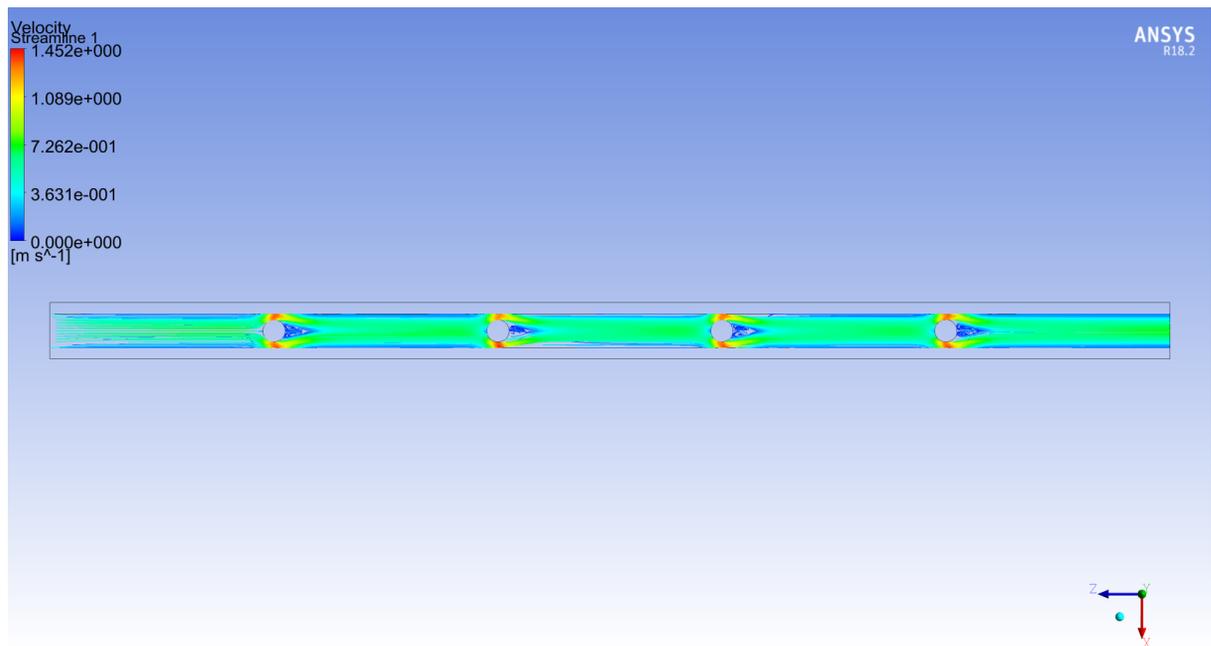


Figura C.17: Cilindros en centro.

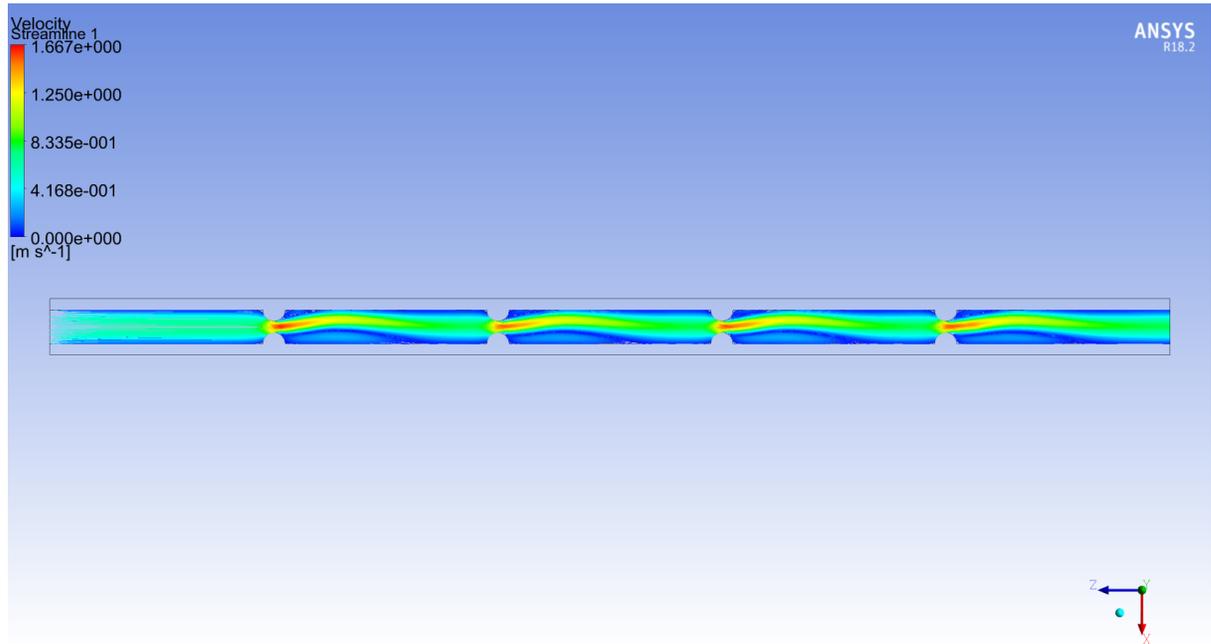


Figura C.18: Cilindros en paredes.

C.0.7. Reynolds 600

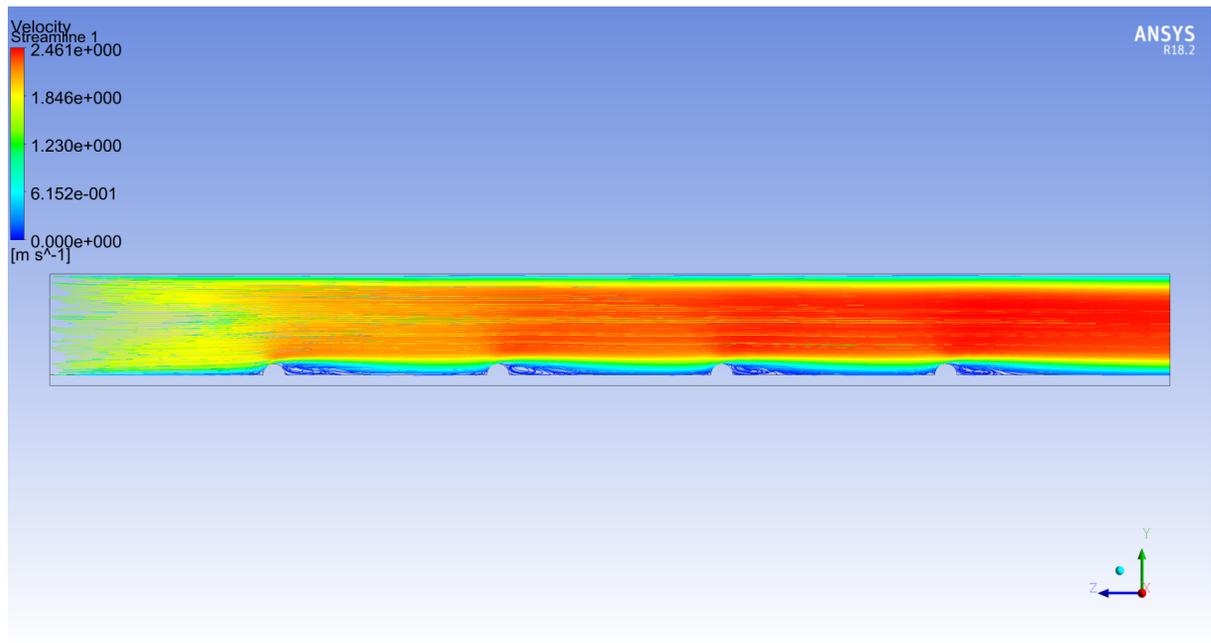


Figura C.19: Cilindros en base.

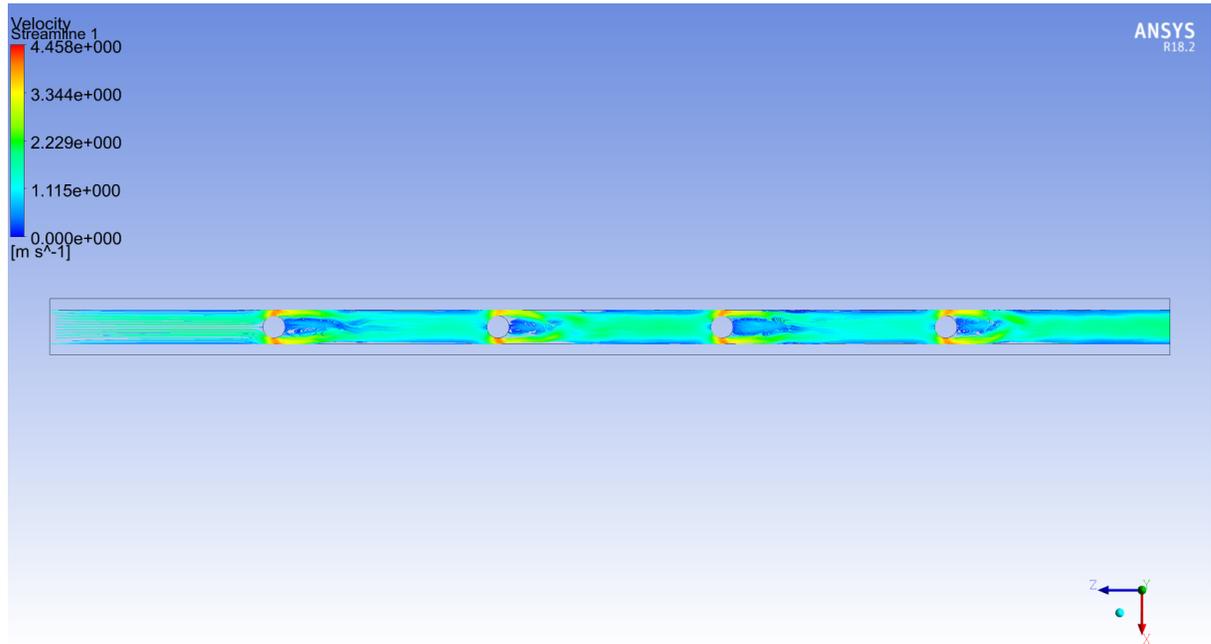


Figura C.20: Cilindros en centro.

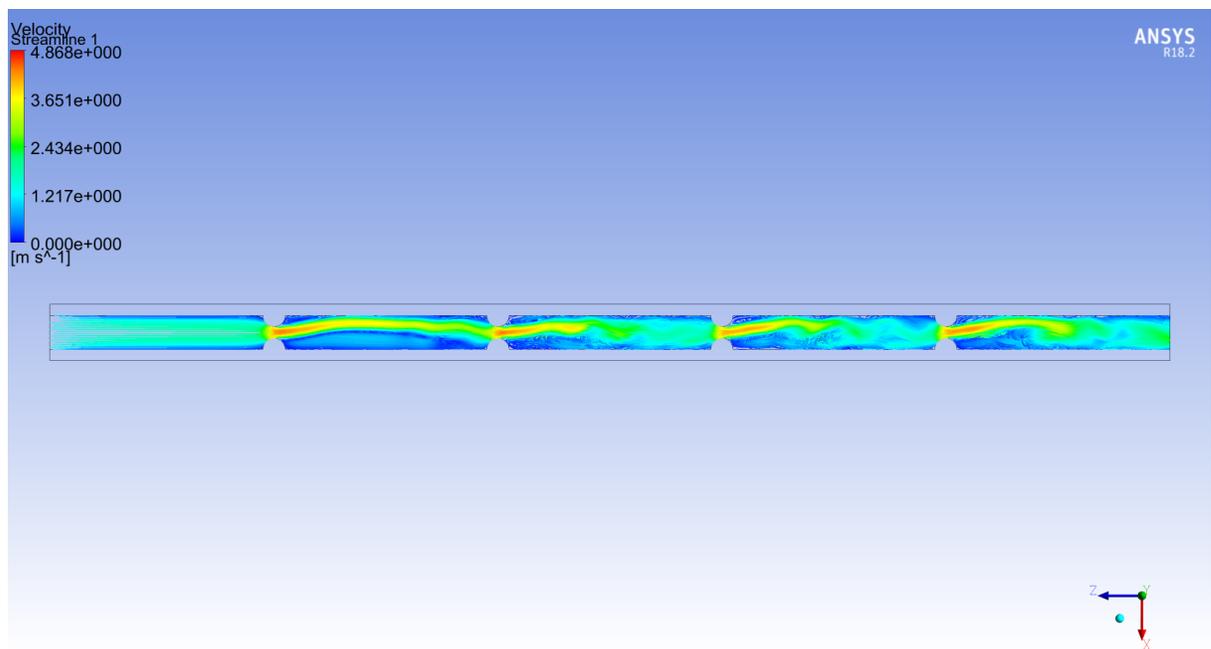


Figura C.21: Cilindros en paredes.

C.0.8. Reynolds 1000

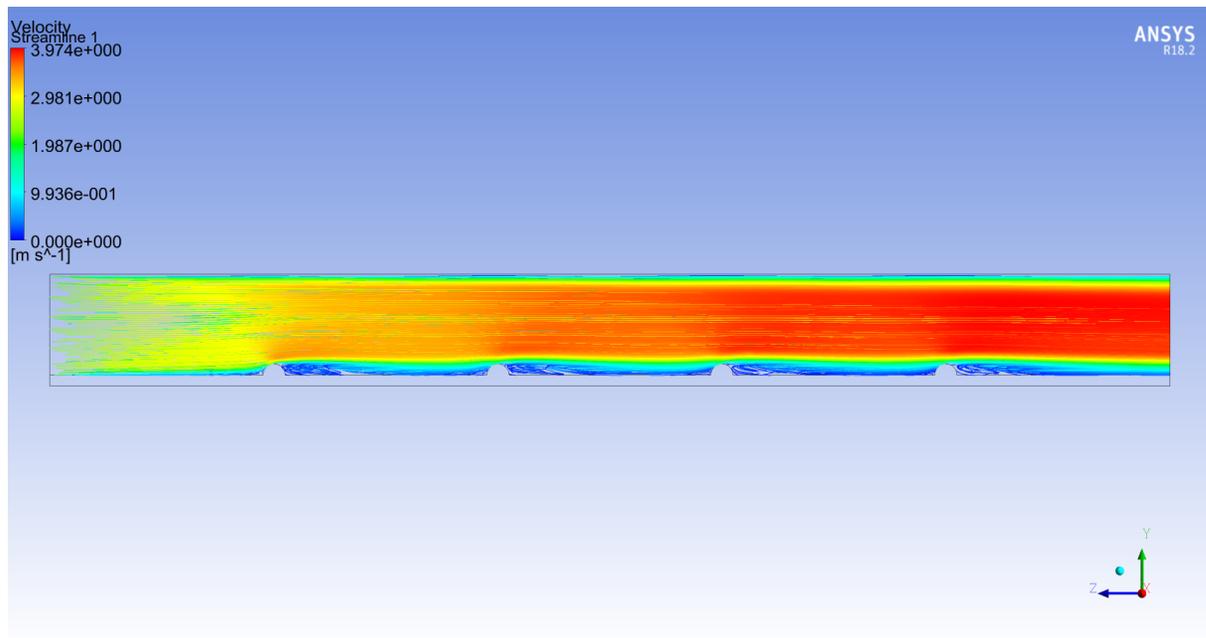


Figura C.22: Cilindros en base.

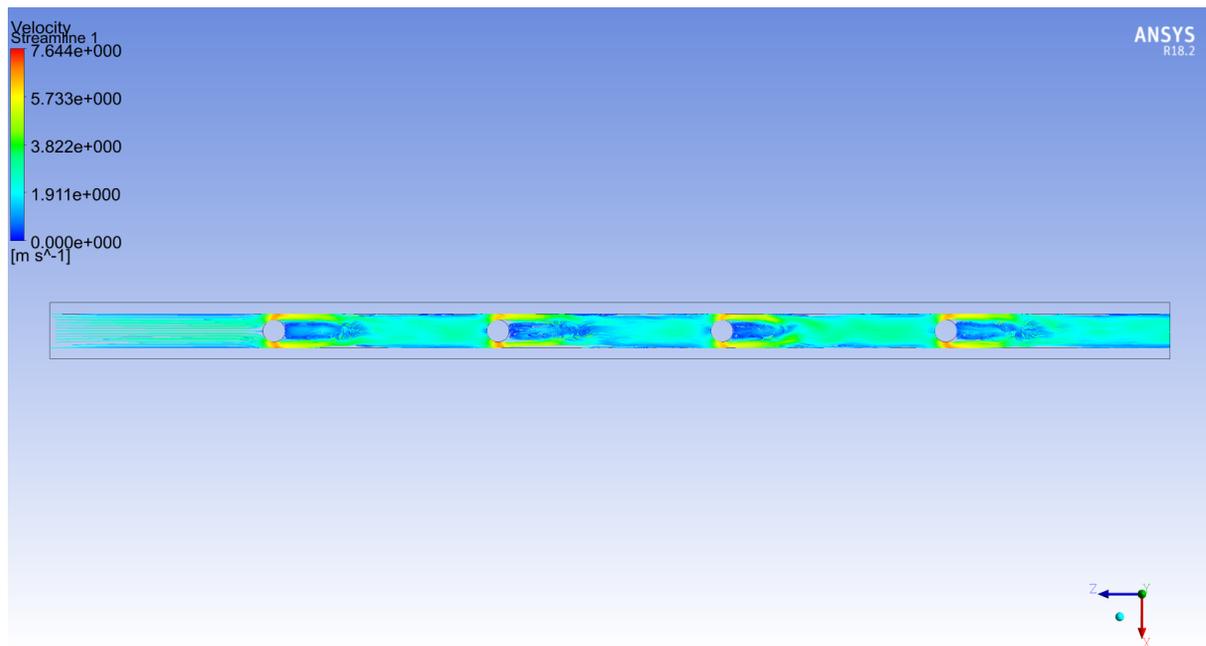


Figura C.23: Cilindros en centro.

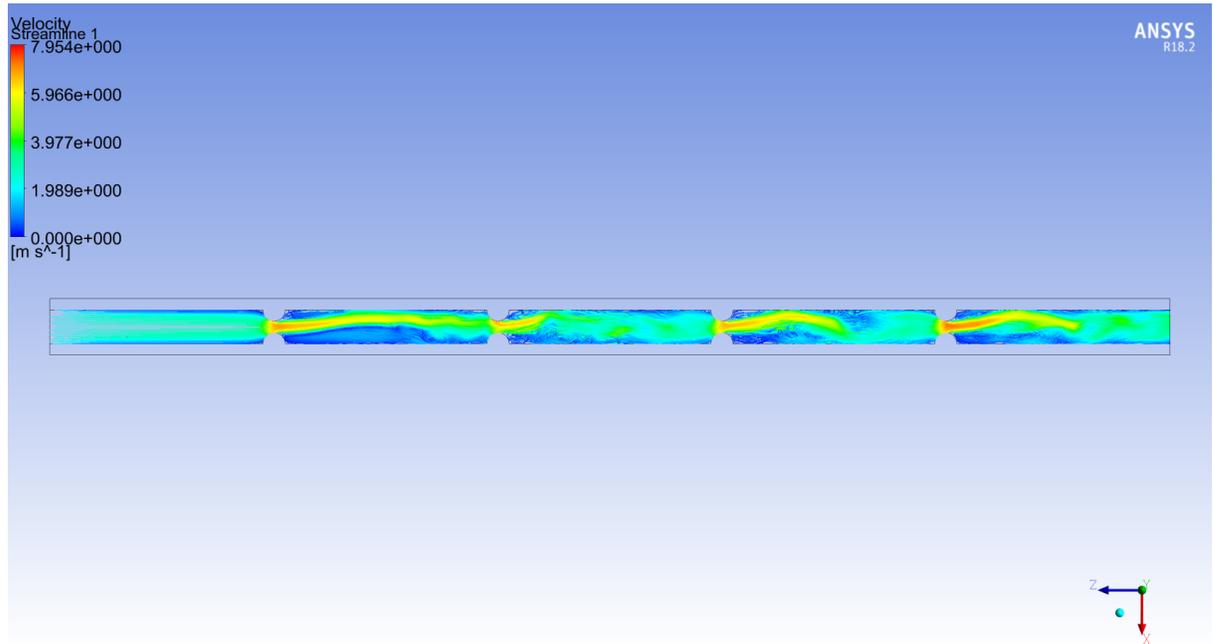


Figura C.24: Cilindros en paredes.

C.0.9. Reynolds 1400

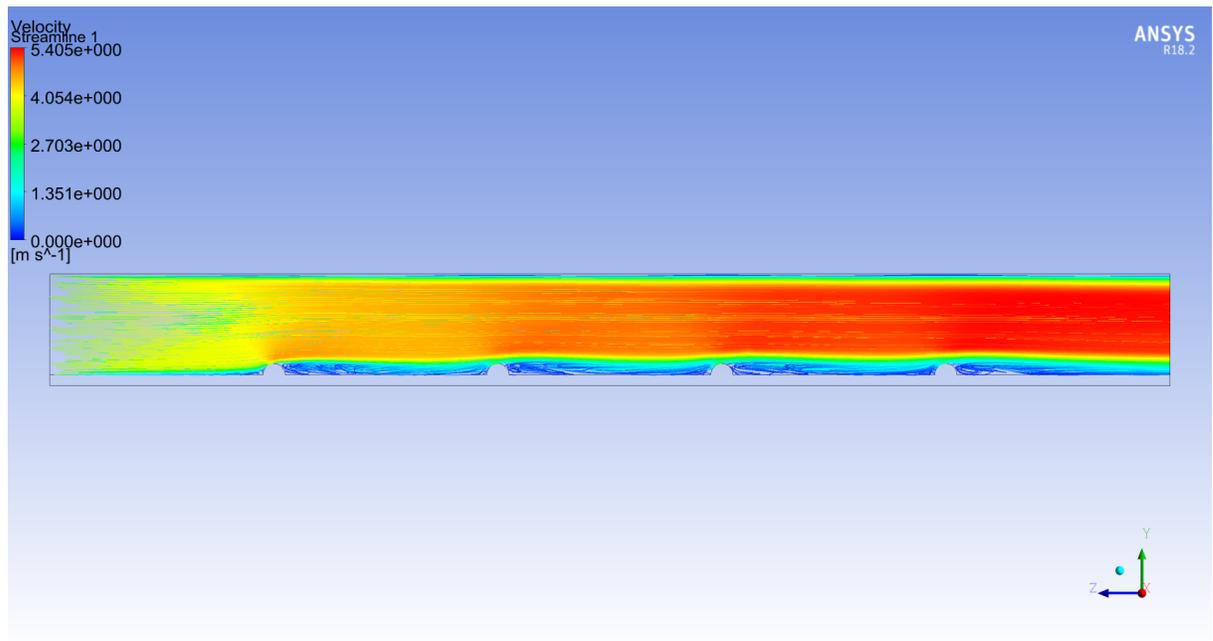


Figura C.25: Cilindros en base.

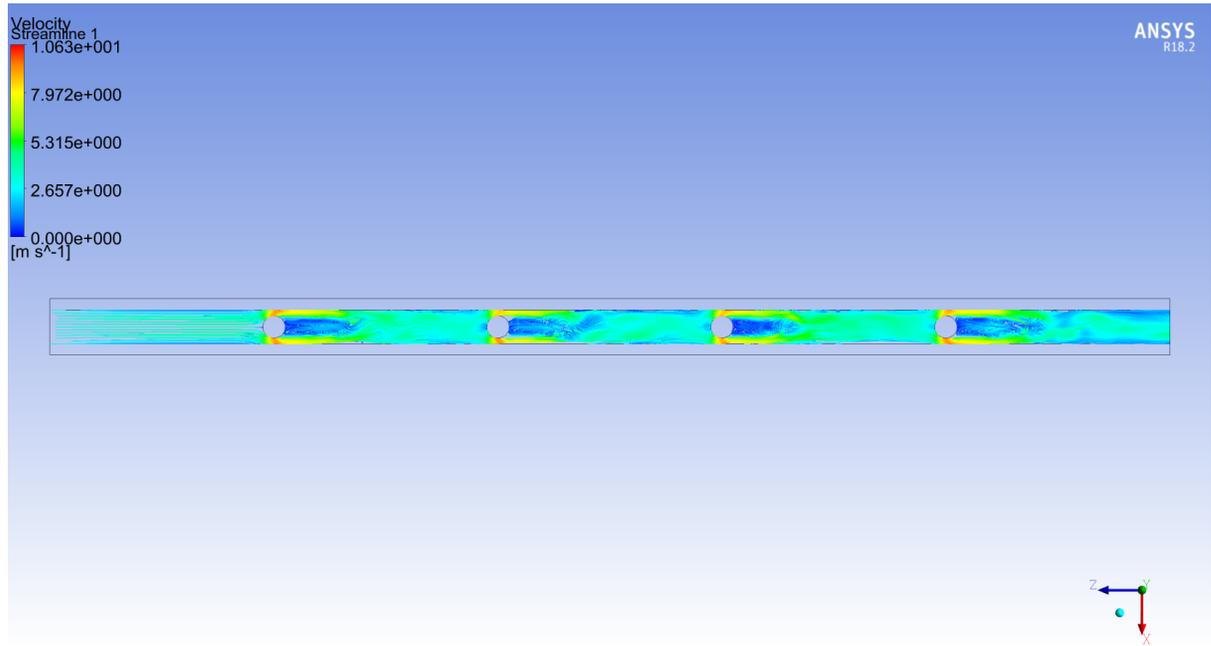


Figura C.26: Cilindros en centro.

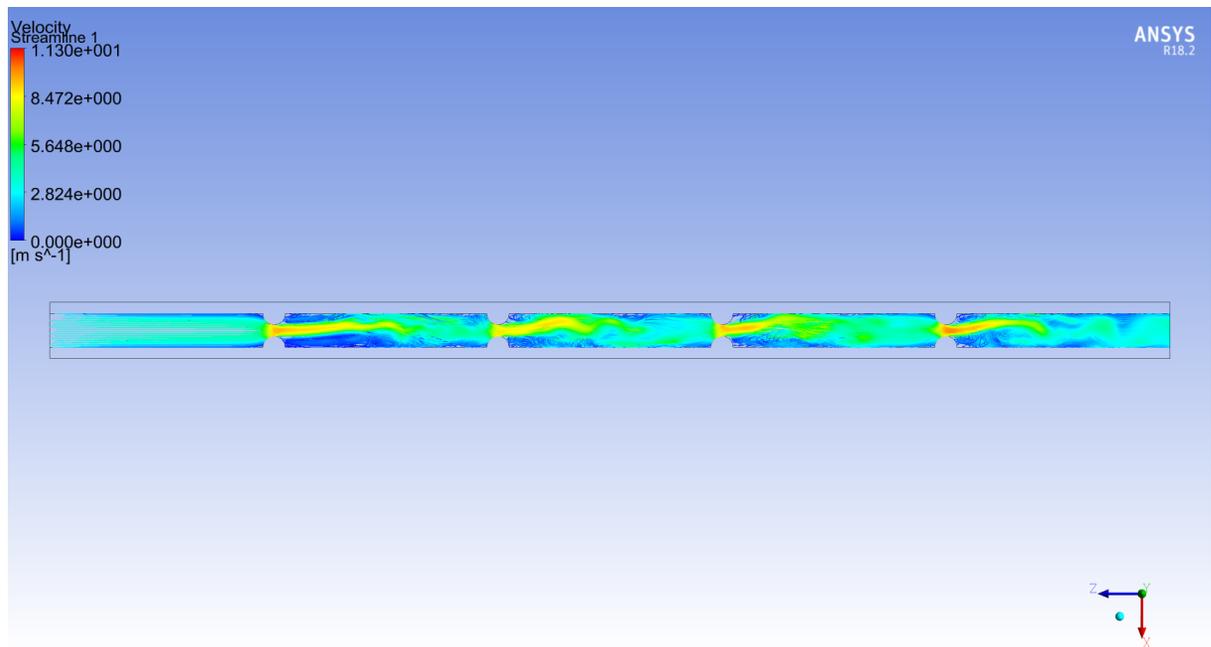


Figura C.27: Cilindros en paredes.