

UNIVERSIDAD DE COSTA RICA  
SISTEMA DE ESTUDIOS DE POSGRADO

DISEÑO Y EVALUACIÓN MEDIANTE SIMULACIÓN DE UNA  
ARTICULACIÓN INTELIGENTE DE ALTO DESEMPEÑO PARA ROBOTS  
HUMANOIDES

Tesis sometida a la consideración de la Comisión del Programa de  
Estudio de Posgrado en Ingeniería Eléctrica para optar al grado de  
Maestría Académica en Ingeniería Eléctrica

MAURICIO RODRÍGUEZ CALVO

Ciudad Universitaria Rodrigo Facio, Costa Rica

2021

“Esta tesis fue aceptada por la Comisión del Programa de Estudios de Posgrado en Ingeniería Eléctrica de la Universidad de Costa Rica, como requisito parcial para optar al grado y título de Maestría Académica en Ingeniería Eléctrica.”

---

Dr. Jaime Cascante Vindas  
**Representante del Decano  
Sistema de Estudios de Posgrado**

---

Dr. Federico Ruiz Ugalde  
**Profesor Guía**

---

Dr. Francisco Siles Canales  
**Lector**

---

Dr. Juan Luis Crespo Mariño  
**Lector**

---

Dr. Mauricio Espinoza Bolaños  
**Representante del Director del  
Programa de Posgrado en Ingeniería Eléctrica**

---

Mauricio Rodríguez Calvo  
**Sustentante**

# Índice General

<b>Portada</b>	<b>i</b>
<b>Hoja de aprobación</b>	<b>ii</b>
<b>Índice General</b>	<b>v</b>
<b>Resumen</b>	<b>vi</b>
<b>Abstract</b>	<b>vii</b>
<b>Índice de cuadros</b>	<b>ix</b>
<b>Índice de figuras</b>	<b>xiv</b>
<b>Lista de abreviaturas</b>	<b>xv</b>
<b>Lista de definiciones</b>	<b>xvi</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 Justificación . . . . .	3
1.2 Planteamiento del problema . . . . .	5
1.3 Hipótesis . . . . .	6
1.4 Objetivos . . . . .	7
1.4.1 Objetivo general . . . . .	7
1.4.2 Objetivos Específicos . . . . .	7
1.5 Metodología . . . . .	8
1.6 Aportes . . . . .	11
1.7 Alcances y limitaciones . . . . .	11
<b>2 Antecedentes y marco teórico</b>	<b>14</b>
2.1 Robots humanoides . . . . .	14
2.2 Brazos robóticos . . . . .	17
2.3 Motor BLDC . . . . .	19
2.3.1 Circuito magnético del motor . . . . .	20
2.3.2 Relación del peso al <i>torque</i> aplicado . . . . .	22

2.3.3	Modelado del entrehierro . . . . .	22
2.3.4	Modelado de la ranura . . . . .	24
2.3.5	Aislamiento del devanado . . . . .	25
2.4	Comportamiento térmico en máquinas eléctricas . . . . .	26
2.4.1	Refrigeración térmica en autos eléctricos . . . . .	29
2.4.2	Refrigeración térmica en robots humanoides . . . . .	30
2.4.3	Enfriamiento directo del devanado . . . . .	32
2.5	Optimización multiobjetivo . . . . .	36
2.5.1	Algoritmo evolutivo e-MOGA . . . . .	36
2.6	Impedancia mecánica . . . . .	38
<b>3</b>	<b>Requerimientos e infraestructura de diseño</b>	<b>43</b>
3.1	Diseño de los requerimientos . . . . .	43
3.1.1	Escenarios de pruebas . . . . .	43
3.1.2	Escenario 1: supermercado . . . . .	44
3.1.3	Escenario 2: Bodega . . . . .	45
3.1.4	Escenario 3: Mesa de trabajo . . . . .	45
3.1.5	Centro de masa de los objetos a manipular . . . . .	46
3.2	Infraestructura . . . . .	48
3.2.1	Programa de diseño y simulación . . . . .	49
3.2.2	Selección de componentes comerciales . . . . .	53
3.2.2.1	Reducción mecánica . . . . .	55
3.2.2.2	Rodamientos . . . . .	58
3.2.2.3	Imanes . . . . .	59
3.2.3	Manufactura de componentes y materiales . . . . .	61
<b>4</b>	<b>Diseño de la maqueta de brazo robótico</b>	<b>66</b>
4.1	Estructura de brazo robótico . . . . .	66
4.1.1	Cálculo del <i>torque</i> para el brazo completo . . . . .	66
4.2	Selección y diseño de la geometría térmica de refrigeración . . . . .	71
4.2.1	Comparación de las soluciones térmicas . . . . .	72
4.2.2	Resultados comparativos de las soluciones térmicas . . . . .	75
4.3	Diseño del sensor de <i>torque</i> . . . . .	77
4.3.1	Diseño e infraestructura experimental . . . . .	78
4.3.2	Definición de Linealidad . . . . .	84
4.4	Modelado 3D de la articulación . . . . .	86
4.5	Criterio de dimensionamiento del brazo . . . . .	89
4.6	Implementación de la técnica de impregnación forzada . . . . .	93
4.6.1	Consideraciones de diseño e infraestructura experimental . . . . .	94



<b>5</b>	<b>Montaje experimental</b>	<b>105</b>
<b>6</b>	<b>Escalamiento del actuador</b>	<b>110</b>
6.0.1	Pérdidas en el cobre . . . . .	110
6.0.2	Constante de motor . . . . .	115
6.0.3	Radio del rotor . . . . .	119
6.0.4	Relación térmica . . . . .	120
6.0.4.1	Análisis del volumen del actuador . . . . .	125
6.0.4.2	Generación de <i>torque</i> y potencia según la geometría del motor . . . . .	127
6.1	Optimización multiobjetivo . . . . .	130
6.1.1	Optimización la <i>Potencia vs Volumen</i> . . . . .	132
6.1.2	Optimización multiobjetivo del <i>potencia vs peso</i> . . . . .	134
<b>7</b>	<b>Resultados experimentales</b>	<b>137</b>
7.1	Resultados simulados . . . . .	137
7.1.1	Resultados de la optimización <i>potencia vs volumen</i> . . . . .	138
7.1.2	Resultados de la optimización <i>potencia vs peso</i> . . . . .	141
7.1.3	Simulación electromagnética del actuador . . . . .	145
7.1.3.1	Motor BLDC de 40 mm de longitud . . . . .	149
7.1.3.2	Motor BLDC de 20 mm de longitud . . . . .	153
7.1.4	Simulación de la geometría térmico sellado . . . . .	159
7.1.5	Resultados simulados del sensor de <i>torque</i> . . . . .	163
7.1.5.1	Simulación del <i>torque</i> con respecto a los ejes X, Y, Z. . . . .	171
7.1.5.2	Análisis de la sensibilidad y el “crosstalk” . . . . .	174
7.2	Modificaciones finales del prototipo . . . . .	188
7.2.1	Tiempo de simulación de los programas seleccionados . . . . .	192
7.3	Geometría térmica implementada . . . . .	195
7.3.1	Motor BLDC de 20 mm de longitud refrigerado con aire y aceite . . . . .	195
7.3.2	Motor BLDC de 40 mm de longitud refrigerado con aire y aceite . . . . .	198
<b>8</b>	<b>Conclusiones y Recomendaciones</b>	<b>203</b>
8.1	Trabajo futuro . . . . .	208
	<b>Referencias bibliográficas</b>	<b>210</b>

# Resumen

El porcentaje de personas adultas mayores en el planeta ha aumentado considerablemente en la última década<sup>1</sup>. En 2020 se estimaba una población adulta mayor de 727 millones alrededor del mundo. Se espera que para 2050 se pase de un 9.3 % a un 16 % de persona adultas mayores en la sociedad, para mediados de siglo una de cada 6 personas en el mundo tendría más de 65 años, esto se traduce en menos personas disponibles para atender a las personas adultas mayores y para sustentar la sociedad mundial. La respuesta que la ciencia, y más específicamente, desde el punto de vista ingenieril, ha sido integrar asistentes artificiales a nuestra sociedad para liberar a las personas de tareas tediosas, peligrosas o repetitivas.

Se prantea atacar estos problemas demostrando una articulación más fuerte, que sea posible colocar en un manipulador (liviana y compacta) y al mismo tiempo que permita la implementación de control por impedancia (con el diseño de una celda de carga). Uno de los problemas más importantes para lograr esto es lograr “inyectar” más energía a la articulación controlando la temperatura de la misma y manteniendo el tamaño lo más compacto posible.

En esta tesis se propone un diseño que logra ser compacto, liviano, que incorpora una celda de carga, y que al mismo tiempo logra mantener la temperatura del motor en un punto aceptable para un uso de larga vida. Para lograr esto se combinan ideas sobre el uso de una camisa térmica para refrigerar automóviles eléctricos (Popescu y cols., 2015), el enfriamiento con líquido para máquinas industriales (Davin y cols., 2015) y el uso de una camisa térmica para robots humanoides (Ito y cols., 2014), además se realizan estudios con simulación y pruebas reales sobre un prototipo semifuncional.

---

<sup>1</sup>De acuerdo a un estudio de las Naciones Unidas llamado “World Population Ageing 2020 Highlights”.

# Abstract

The percentage of older adults on the planet has increased considerably in the last decade<sup>2</sup>. Was estimated that by 2020 the adult population around the world would be 727 million. It is expected that by 2050 the number of elderly people in society will go from 9.3% to 16%. By the middle of the century, one of every six people in the world would be more than 65 years old, as a result, fewer people would be available to care for older adults and sustain global society. To attack the problem, it is proposed to integrate artificial assistants into our society to free people from tedious, dangerous or repetitive tasks.

We propose to attack these problems by demonstrating a stronger joint, which is able to be placed in a manipulator (light and compact) and at the same time that allows the implementation of impedance control (with the design of a load cell).

One of the most important problems in achieving this is being able to inject more energy into the joint by controlling the temperature of the joint and keeping the size as compact as possible.

In this thesis we present a design that manages to be compact, lightweight, that incorporates a load cell, and at the same time manages to keep the motor temperature at an acceptable maximum for long-life use. To achieve this, we take ideas from the use of a thermal jacket to cool electric cars (Popescu y cols., 2015), liquid cooling for industrial machines (Davin, Pellé, Harmand, y Yu, 2015) and the use of a thermal jacket for humanoid robots (Ito y cols., 2014). In addition, simulation studies and real tests are carried out on a semi-functional prototype.

---

<sup>2</sup>According to a study conducted by the United Nations called “World Population Aging 2020 Highlights”.

## Índice de cuadros

2.1	Comparación entre materiales de impregnación. . . . .	26
3.1	Objetos propuestos a manipular en un supermercado. . . . .	45
3.2	Objetos propuestos a manipular en una bodega comercial. . . . .	46
3.3	Objetos propuestos a manipular en una mesa de trabajo de un taller. . . . .	47
3.4	Objetos a manipular en una mesa de trabajo por un brazo robótico. . . . .	47
3.5	Características de la reducción mecánica armónica SHD-25-160-2sh. . . . .	57
3.6	Características de la reducción mecánica armónica SHD-32-160-2sh. . . . .	58
3.7	Precio de los componentes comerciales a adquirir para construir la articulación robótica. . . . .	62
4.1	Valores iniciales de <i>torque</i> para manipular un objeto de 25 kg. . . . .	70
4.2	Geometría térmica con canales refrigerantes. . . . .	76
4.3	Comportamiento de extracción de calor de la geometría térmica sellado. . . . .	77
6.1	Aceite dieléctrico ISO 32. . . . .	123
6.2	Condiciones iniciales para la optimización multiobjetivo. . . . .	131
6.3	Restricciones de diseño para la optimización de la geometría del motor. . . . .	132
6.4	Características químicas del aceite y el aire. . . . .	134
7.1	Resultados geométricos de la optimización de la potencia vs volumen. . . . .	140
7.2	Resultados geométricos de la optimización de la potencia vs peso. . . . .	144
7.3	Estudio electromagnético para un motor BLDC 40 mm, 27 ranuras y 32 polos. . . . .	150
7.4	Estudio electromagnético para un motor BLDC 20 mm, 27 ranuras y 32 polos. . . . .	158

7.5	Resumen del “crosstalk” en cada grado de libertad evaluado en el sensor de <i>torque</i> . . . . .	185
7.6	Valores geométricos finales para el actuador de la articulación. . . . .	189
7.7	Valores finales de torque para manipular un objeto de 25 kg. . . . .	191
7.8	Comparación del tiempo de convergencia de resultados de cada programa de simulación usado. . . . .	194

# Índice de figuras

1.1	Metodología para el desarrollo del proyecto. . . . .	10
2.1	Robot humanoide Jouhou System Kougaku Laboratory (JSP). . . .	15
2.2	Robot humanoide con alta potencia energética. . . . .	16
2.3	Robots humanoides con varios tipos de estructuras. . . . .	17
2.4	Circuito magnético de un motor eléctrico. . . . .	21
2.5	Motor con un número entero de ranuras. . . . .	21
2.6	Máquina eléctrica enfriada por goteo. . . . .	34
2.7	Máquina eléctrica enfriada con placas refrigerantes. . . . .	35
2.8	Articulación refrigerada con canales térmicos. . . . .	35
2.9	Impedancia mecánica en un grado de libertad. . . . .	39
3.1	Reducción mecánica armónica SHD-25-160-2sh. . . . .	56
3.2	Reducción mecánica armónica SHD-32-160-2sh. . . . .	57
3.3	Rodamiento de sujeción para el rotor del actuador. . . . .	59
3.4	Imán de neodimio a implementar en el prototipo. . . . .	60
3.5	Acople de la reducción mecánica al actuador. . . . .	63
4.1	Diseño dinámico de una maqueta de brazo robótico de 7 DOF. . .	68
4.2	Soluciones térmicas para la refrigeración del actuador para la arti- culación robótica. . . . .	72
4.3	Versión completa del canal de enfriamiento utilizando aire. . . . .	73
4.4	Versión completa del canal de enfriamiento con aceite. . . . .	74
4.5	Versión completa del diseño de enfriamiento que aplica aislamiento para sellar el actuador con Aceite. . . . .	74

4.6	Versión completa del diseño de enfriamiento que aplica aislamiento para sellar el actuador con Aire. . . . .	75
4.7	Distribución de cargas en un brazo robótico de 7 grados de libertad.	79
4.8	<i>Torque</i> y momento generados por la carga y el peso del brazo. . . .	79
4.9	Cargas axial y radial generadas por el objeto y el peso del brazo. .	80
4.10	Pose crítica al manipular un objeto con una maqueta de brazo robótico. . . . .	80
4.11	Primer prototipo de sensor de <i>torque</i> para una la articulación de un brazo robótico humanoide. . . . .	81
4.12	Segundo prototipo de sensor de <i>torque</i> para una la articulación robótica. . . . .	82
4.13	Tercer prototipo de sensor de <i>torque</i> para una la articulación de brazo robótico humanoide. . . . .	83
4.14	Resultados del análisis del primer prototipo de sensor de <i>torque</i> . .	85
4.15	Cuarta versión de sensor de <i>torque</i> . . . . .	86
4.16	Primer prototipo de articulación robótica. . . . .	87
4.17	Segundo prototipo de articulación robótica. . . . .	88
4.18	Primera versión de maqueta de brazo robótico con eslabones tubulares	89
4.19	Estructura alámbrica 3D mostrando la base y el primer eslabón del primer prototipo de brazo robótico humanoides. . . . .	90
4.20	Simulación no línea de la base de la estructura de brazo robótico. .	92
4.21	Proceso de devanado del actuador. . . . .	95
4.22	Proceso de devanado de prueba en un estator de 27 ranuras. . . . .	96
4.23	Aislamiento del devanado y el estator usando barniz dieléctrico. . .	98
4.24	Rotores mecanizados en aluminio 6061-T6. . . . .	100
4.25	Dos actuadores del tipo BLDC de 20 mm y 40 mm de longitud. . .	102
4.26	Devanado del motor del estator BLDC. . . . .	102
4.27	Motor BLDC sellado con el sistema de distribución de aceite. . . .	103
5.1	Bucle de bombeo de líquido refrigerante y su sistema de control. . .	107

5.2	Banco de pruebas del actuador de la articulación robótica implementada. . . . .	108
6.1	Corte transversal de un motor eléctrico mostrando las variables de dimensionamiento. . . . .	116
6.2	Estructura geométrica de un solo diente del estator. . . . .	125
6.3	Estructura geométrica del rotor. . . . .	126
6.4	Relación del set de ecuaciones que describe el escalamiento de un motor eléctrico enfriado por aceite. . . . .	130
7.1	Resultados comparativos de la normalización de la potencia con respecto al volumen de la articulación enfriada con camisa térmica y la articulación enfriada forzando aceite en su interior. . . . .	140
7.2	Resultados comparativos de la <i>potencia vs peso</i> entre la articulación enfriada con camisa térmica y la articulación que usa aceite. . . . .	144
7.3	Comparación del tiempo de convergencia de los resultados durante la optimización de la potencia vs peso y la optimización de la potencia vs volumen. . . . .	146
7.4	Motor 40mm: a) Densidad de flujo magnético, b) Intensidad del flujo magnético . . . . .	151
7.5	Motor 40mm: Amplitud de la densidad de corriente. . . . .	152
7.6	Comportamiento térmico del motor de 40 mm. . . . .	152
7.7	Motor 40mm: Flujo de calor. . . . .	153
7.8	Motor BLDC 27 ranuras y 32 polos y una vista previa del mallado en el análisis FEM. . . . .	154
7.9	Motor 20mm: a) Densidad del flujo magnético, b) Intensidad del flujo magnético. . . . .	156
7.10	Comportamiento térmico del motor de 20 mm. . . . .	157
7.11	Motor 20mm: a) Flujo de calor en el motor, b) Flujo de calor en el estator. . . . .	158



7.12	Diseño de la geometría de refrigeración térmica para la articulación robótica usando el diseño sellado. . . . .	160
7.13	Diseño de los orificios de distribución en la geometría térmico sellado.	161
7.14	Simulación de la segunda versión de geometría de refrigeración térmica para la articulación robótica. . . . .	162
7.15	Presión, velocidad y temperatura interna del actuador. . . . .	164
7.16	Gráficas de temperatura del aceite y aire en el estudio CFD. . . . .	165
7.17	Puntos de sujeción para el análisis de elementos finitos en primera versión de articulación. . . . .	166
7.18	Resultados del análisis del segundo prototipo de sensor de <i>torque</i> . . . . .	168
7.19	Resultados del análisis del tercer prototipo de sensor de <i>torque</i> . . . . .	169
7.20	a) Aplicando una fuerza en Z de 884 N, b) Aplicando una fuerza en Y de 884 N, Aplicando una fuerza en X de 884 N. Debajo de los 11,376 MPa. . . . .	170
7.21	Resultados del análisis del tercer prototipo de sensor de <i>torque</i> . . . . .	172
7.22	Tercer diseño del sensor de <i>torque</i> . . . . .	174
7.23	Posición de las galgas para la cuarta versión de sensor de <i>torque</i> . . . . .	175
7.24	A la izquierda se muestra una galga extensiométrica de torsión/cizalladura y a la derecha de una galga extensiométrica de lámina. . . . .	176
7.25	Tensión y compresión del elemento elástico de las vigas de la cuarta versión de sensor de <i>torque</i> . . . . .	177
7.26	Carga Axial en +Y para la posición 1 y 2. . . . .	178
7.27	Carga Axial en -Y para la posición 1 y 2. . . . .	179
7.28	Carga radial en +X para la posición 1 y 2. . . . .	181
7.29	Carga radial en -X para la posición 1 y 2. . . . .	182
7.30	Carga en <i>torque</i> en el sentido horario (SH) para la posición 1 y 2. . . . .	183
7.31	Carga en <i>torque</i> en el sentido antihorario (SAH) para la posición 1 y 2. . . . .	184
7.32	Carga en momento en el sentido horario (SH) para la posición 1 y 2.	186

7.33	Carga en momento en el sentido antihorario (SAH) para la posición 1 y 2. . . . .	187
7.34	Última versión de articulación robótica. . . . .	190
7.35	Última versión de maqueta de brazo robótico. . . . .	191
7.36	Temperatura de la fase A en condiciones de aire y aceite, motor de 20 mm de longitud. . . . .	196
7.37	Temperatura de la cabeza del devanado en condiciones de aire y aceite, motor de 20 mm de longitud. . . . .	197
7.38	Temperatura en el estator en condiciones de aire y aceite, motor de 20 mm de longitud. . . . .	197
7.39	Temperatura de la cabeza del devanado en condiciones de aire y aceite, motor de 40 mm de longitud . . . . .	198
7.40	Temperatura de la fase A en condiciones de aire y aceite, motor de 40 mm de longitud. . . . .	199
7.41	Temperatura del estator en condiciones de aire y aceite, motor de 40 mm de longitud. . . . .	199
7.42	Temperatura de la fase A, cabeza de motor y el estator en condi- ciones de aire y aceite, motor de 20 mm de longitud. . . . .	200
7.43	Temperatura de la fase A, cabeza de motor y el estator en condi- ciones de aire y aceite, motor de 40 mm de longitud. . . . .	201

## Lista de abreviaturas

**BLDC:** Siglas en inglés de Brushless Direct Current Motor. Esto se traduce al español como motor de corriente directa sin escobillas he imanes permanentes.

**ARCOS-Lab:** Viene de las siglas en inglés de “Autonomous Robots and Cognitive Systems Laboratory”, lo que se traduce al español como Laboratorio de Investigación en Robots Autónomos y Sistemas Cognitivos de la Escuela de Ingeniería Eléctrica, el Instituto de Investigación en Ingeniería y el Programa de Posgrado en Ingeniería Eléctrica de la Universidad de Costa Rica.

**MO:** Siglas en inglés de Multiobjective Optimization. Esto se traduce al español como “Optimización multiobjetivo.”

**FEA:** Siglas en inglés de Finite Element Analysis. Esto se traduce al español como “Análisis de elementos finitos.”

**CFD:** Siglas en inglés de Computational fluid dynamics. Esto se traduce al español como “Dinámica de fluidos computacional.”

## Lista de definiciones

**Articulación de alto desempeño:** Se refiere a una articulación que es potente con respecto a su peso y tamaño para ser usada en una extremidad robótica de siete grados de libertad.

**Torque:** Momento de fuerza provocado por fuerzas externas (en el caso de la celda de carga y par motor (en el caso de ser provocado por el motor de la articulación).

**Refrigeración directa por impregnación líquida:** Describe una técnica para enfriar máquinas eléctricas de nivel industrial, inyectando líquido refrigerante en el devanado de un motor eléctrico usando la gravedad para que las gotas de líquido caigan y pasen por la cabeza del devanado. Posteriormente el líquido entra a un contenedor donde es enfriado, finalmente una bomba devuelve el líquido al motor.

**Devanado concentrado-fraccionado:** Los devanados fraccionados tienen un número de polos, por fase por ranura igual a 1. Esta técnica hace posible aumentar significativamente la inductancia de la máquina para lograr la condición crítica y proporcionar amplios rangos de velocidad de operación y de potencia constante, además crea una estructura más definida y compacta en el devanado del motor.

**Articulación robótica:** Es el mecanismo que le permite llevar a cabo el movimiento angular a un brazo robótico o alguna extremidad de un robot, en particular esta tiene un eje hueco para trasladar cables a través de la extremidad robótica y darle un acabado final más limpio al diseño del robot.

**Escenario de pruebas:** Define el ambiente y las características más importantes donde un robot humanoide podría desempeñar una tarea que requiera una alta exigencia energética. En cada escenario se definen los posibles objetos a manipular.

**Yoke del estator:** Es el ancho del marco del estator  $w_{sy}$ , que va desde el radio externo de la ranura al radio externo del estator, figura 6.2.

**Yoke del rotor:** Es el ancho del marco del rotor  $w_{ry}$ , que va desde el radio externo del agujero del eje del rotor  $R_{rb}$ , hasta la superficie donde se posicionan los imanes en el rotor  $R_a$ , figura 6.3.

**Diente del estator:** Es la parte del estator donde se envuelven los alambres de cobre para generar el devanado. Su estructura geométrica está dada por el ancho  $w_{tb}$  y el largo  $d_{sht}$  del diente, figura 6.2.

**Zapata del estator:** Es la parte del diente del estator que evita que los alambres de cobre se salgan de la ranura. Su estructura geométrica está dada por el largo  $d_r$  y ancho  $d_{hr}$  de la zapata, figura 6.2.

**Shear stress:** Es el producto de la carga magnética y la carga eléctrica procedente del devanado.

**Cabeza del devanado:** Es la sección del devanado que está más cercana a los rodamientos donde los alambres de cobre salen de una ranura para ingresar a la otra ranura.

**Backlash:** Holgura o pérdida de movimiento en un mecanismo causado por espacios entre las piezas.



**Autorización para digitalización y comunicación pública de Trabajos Finales de Graduación del Sistema de Estudios de Posgrado en el Repositorio Institucional de la Universidad de Costa Rica.**

Yo, Mauricio Rodríguez Calvo, con cédula de identidad 206640982, en mi condición de autor del TFG titulado Diseño y evaluación mediante simulación de una articulación inteligente de alto desempeño para robots humanoides

Autorizo a la Universidad de Costa Rica para digitalizar y hacer divulgación pública de forma gratuita de dicho TFG a través del Repositorio Institucional u otro medio electrónico, para ser puesto a disposición del público según lo que establezca el Sistema de Estudios de Posgrado. SI  NO \*

\*En caso de la negativa favor indicar el tiempo de restricción: \_\_\_\_\_ año (s).

Este Trabajo Final de Graduación será publicado en formato PDF, o en el formato que en el momento se establezca, de tal forma que el acceso al mismo sea libre, con el fin de permitir la consulta e impresión, pero no su modificación.

Manifiesto que mi Trabajo Final de Graduación fue debidamente subido al sistema digital Kerwá y su contenido corresponde al documento original que sirvió para la obtención de mi título, y que su información no infringe ni violenta ningún derecho a terceros. El TFG además cuenta con el visto bueno de mi Director (a) de Tesis o Tutor (a) y cumplió con lo establecido en la revisión del Formato por parte del Sistema de Estudios de Posgrado.

**INFORMACIÓN DEL ESTUDIANTE:**

Nombre Completo: Mauricio Rodríguez Calvo

Número de Carné: B69472 Número de cédula: 206640982

Correo Electrónico: mauriciolj33@gmail.com

Fecha: 31/08/2021 Número de teléfono: 83049439

Nombre del Director (a) de Tesis o Tutor (a): Dr. Federico Ruiz Ugalde

**FIRMA ESTUDIANTE**

Nota: El presente documento constituye una declaración jurada, cuyos alcances aseguran a la Universidad, que su contenido sea tomado como cierto. Su importancia radica en que permite abreviar procedimientos administrativos, y al mismo tiempo genera una responsabilidad legal para que quien declare contrario a la verdad de lo que manifiesta, puede como consecuencia, enfrentar un proceso penal por delito de perjurio, tipificado en el artículo 318 de nuestro Código Penal. Lo anterior implica que el estudiante se vea forzado a realizar su mayor esfuerzo para que no sólo incluya información veraz en la Licencia de Publicación, sino que también realice diligentemente la gestión de subir el documento correcto en la plataforma digital Kerwá.

# Introducción

En la actualidad la población mundial envejece cada vez más rápido sin miras a que exista una desaceleración pronta. La comunidad científica propone integrar asistentes artificiales que permitan solventar este problema y asistir a las personas en cualquier tipo de tarea. Estas tareas exigen capacidades cognitivas y de manipulación muy altas, deseables en un robot colaborativo al humano. Un robot podría asistir a una persona realizando tareas repetitivas, peligrosas o simplemente levantando objetos pesados, librándolo de cargar objetos mientras el robot realiza la tarea de manipulación más compleja, donde se desarrolle un ambiente colaborativo humano-robot. Este escenario, permitiría liberar a las personas de tareas que puedan provocar desgastes progresivos a su salud.

Estos robots deben poder actuar de forma segura mientras realizan tareas de manipulación; de modo que se brinde un contacto seguro con el ambiente y los seres humanos. Para esto, debe poder emularse las propiedades propioceptivas del ser humano para darle la capacidad a un manipulador robótico de actuar en función de disturbios externos y ofrecer un entorno seguro a las personas. Comúnmente esto se logra por medio del control suave o control por impedancia (Fasse, 1996). El término “inteligencia” en este trabajo se define como la característica de un robot que le permite ser amigable con su entorno emulando las propiedades propioceptivas de las personas, dotándolo con lo que en adelante llamaremos “propiocepción de torque”.

Para que estos robots puedan fungir como asistentes efectivos a la sociedad deben ser pequeños para que puedan trasladarse por los mismos espacios que el ser humano, y livianos para que dediquen menos potencia en levantar su propio peso y más potencia en manipular objetos pesados; de modo que se tenga un robot con más eficiencia energética, además estos robots deben poder lograr una versatilidad de

movimiento que le permita realizar las tareas de manipulación de forma versátil y oportuna (Li, 2011).

Dotar a un robot con más versatilidad de movimiento significa agregar más articulaciones a sus extremidades, lo que lleva a reducir su capacidad de carga final. Es importante poder incrementar la capacidad de carga del robot sin comprometer su versatilidad de movimiento al desplazarse por un entorno compartido con personas.

Para aumentar la potencia de salida de las extremidades de un robot, se debe incrementar la potencia de salida de la articulación que está más cercana a su base. Típicamente esto se logra por medio de dos métodos: El primero se centra en aumentar el campo magnético del actuador, este sugiere que la intensidad del campo magnético está directamente relacionado a la cantidad de corriente que atraviesa el devanado del motor y el número de vueltas de alambre de cobre. Al aumentar la cantidad de cobre en cada ranura aumenta el campo magnético del estator, también se puede aumentar el campo magnético presente en el motor agregando imanes más grandes al rotor. Ambos métodos incrementan la potencia de salida del actuador, sin embargo, también incrementa su peso y tamaño, lo cual no es conveniente para un robot móvil articulado.

La otra posibilidad consiste en aumentar la corriente en el devanado del motor, pero esto aumenta su temperatura y podría dañar el motor permanentemente. Por lo tanto, tratar de aumentar la potencia del motor al agregar más cobre al estator o agregando imanes más grandes al rotor no logra atacar el objetivo de este trabajo, ya que significa aumentar el peso y tamaño del motor, sin embargo, aumentar la corriente del motor enfriándolo de manera forzada, si representa una forma de atacar este problema.

Una de las formas más usadas en la industria para enfriar un motor eléctrico es por medio de la integración de aspas en el eje del actuador para aprovechar el giro del rotor y forzar aire en su interior, sin embargo, esto agrega peso y volumen al



motor con la integración de este elemento adicional (Moore, 1950).

Un método para enfriar un motor eléctrico sin agregar aspas a su rotor se centra en integrar una camisa térmica para enfriar la parte externa del actuador. Este método es mayormente usado para automóviles eléctricos (Popescu y cols., 2015), además se han desarrollado extremidades robóticas que usan camisas térmicas para enfriar las articulaciones del robot y obtener mayor capacidad de carga (Ito y cols., 2014). Un método adicional enfría el devanado de un máquina eléctrica industrial dejando caer gotas de aceite en la cabeza del devanado. El aceite se almacena en un contenedor y luego es direccionado de nuevo al motor (Davin y cols., 2015), lo que reduce su temperatura interna. Estos estudios se consideran cruciales para esta tesis y sirven como base para el estudio de la técnica de refrigeración usada en este trabajo.

En este trabajo se propone inyectar líquido de forma forzada a través de las ranuras de un actuador aprovechando su factor de llenado para reducir de forma controlada su temperatura interna e incrementar su potencia de salida de modo que no se optimice su volumen y peso. Se usan ecuaciones de escalamiento que relacionan la estructura geométrica del actuador al tipo de fluido que se usa para enfriar la articulación y definir un tamaño y volumen mínimo.

## 1.1. Justificación

La diversidad de productos que salen al mercado actual, con formas y pesos distintos, requiere un mayor nivel de detalle a la hora de llevar a cabo su manufactura en la industria, lo cual, puede significar que se desarrollen escenarios de trabajo que requieran el manejo de herramientas y piezas pesadas en una mesa de trabajo. Una forma de facilitar este tipo de labores es añadiendo asistentes artificiales al proceso.

Un robot asistente puede trabajar en una línea de producción al lado de un

operario realizando el manejo de los objetos más pesados, los cuales, pueden afectar su salud a corto o largo plazo; de forma que se deleguen las labores más refinadas al humano. En el mercado actual, son escasos los robots que cumplen exitosamente con la manipulación de objetos de manera segura y que al mismo tiempo tengan una alta eficiencia energética; donde se optimice la *potencia vs peso*, así como la *potencia vs volumen* de sus articulaciones.

Otro escenario donde un robot colaborativo debe ser capaz de interactuar de forma correcta con los objetos que se encuentra es el hogar. En este escenario es natural encontrar una gran variedad de objetos de diversos tamaños y pesos, por lo cual, se requiere que los robots asistentes posean cualidades de manipulación que le permitan maniobrar objetos sin que se comprometa su integridad y la de las personas a su alrededor. Esto se logra por medio de un control suave y amigable con el ambiente.

La complejidad de los diversos escenarios en los que puede verse envuelto un robot asistente a la hora de llevar a cabo una tarea en particular, exigen, que cuente con brazos robóticos de muchos grados de libertad. Esto permite conferirle la versatilidad de movimientos típicamente deseados. El hecho de tener muchos grados de libertad en un brazo robótico sugiere que, conforme se agregan articulaciones, este va aumentando de peso y requiere una mayor energía para mover el brazo por parte de las articulaciones que conforman el robot. Por lo que, tener más grados de libertad en un robot, significa utilizar más energía para mover el peso del brazo robótico, dejando menos energía disponible para manipular el objeto.

Actualmente se están llevando a cabo investigaciones en motores eléctricos utilizados para aplicaciones en robots humanoides. Las articulaciones de estos robots son modificadas mecánicamente para integrar una camisa térmica (Morris, 1948), (Urata et al., 2010), (Ito y cols., 2014), (Urata y cols., 2008), (Schiefer y Doppelbauer, 2015b). Esta camisa térmica integra un sistema de control de flujo de líquido refrigerante que al tener contacto con el chasis del motor baja su temperatura, y se

obtiene mayor par motor a la salida del sistema. Aunque esta solución consiste en la modificación de motores eléctricos ya disponibles en el mercado actual, lamentablemente los mismos no están diseñados para admitir ningún tipo de modificaciones adicionales posiblemente necesarias para un robot asistente eficiente.

Se propone que mezclando las características más importantes del enfriamiento por líquido de los motores eléctricos en robots humanoides y la técnica de enfriamiento por camisa térmica utilizada en automóviles eléctricos, se puede crear una articulación robótica con menos peso y con el mismo desempeño y volumen que soluciones actuales similares descritas en la literatura hasta el momento.

## 1.2. Planteamiento del problema

¿Qué diseño integral de una articulación robótica humanoide mejora la *potencia vs peso* y *potencia vs volumen*, y que al mismo tiempo sea seguro con su entorno?

La cantidad de variables existentes en un entorno de trabajo, exigen que se necesiten robots asistentes que sean capaces de manipular objetos pesados de forma segura, ya que lo que se desea es que los robots sean asistentes efectivos al ser humano en cualquier tipo de escenario. Para esto, el robot debe ser pequeño para que se pueda desplazar por los mismos espacios que el ser humano, y liviano para que se dedique la mayor capacidad de carga a levantar uno o varios objetos y menos capacidad de carga del brazo para levantar el peso de la extremidad robótica.

Una forma de lograr aumentar la capacidad de carga del robot es incrementando la potencia de los motores sin incrementar su peso. La forma común de lograrlo es aumentando la cantidad de vueltas del devanado de cada motor para aumentar su par motor, aumentando al mismo tiempo el peso de la articulación, provocando un mayor esfuerzo para mover el brazo robótico. Esto a su vez ocasiona que el robot aumente de tamaño, por lo cual, no va a poder desplazarse tan fácilmente en lugares

accesibles por las personas o en su espacio de trabajo. Se requiere que un robot tenga muchos grados de libertad para que tenga más versatilidad de movimiento al manipular objetos y desplazarse por su entorno.

Algunas soluciones actuales han logrado mejorar el momento de fuerza (*torque* o par motor)<sup>1</sup> de una articulación robótica enfriando un motor eléctrico comercial, por medio de la unión de una camisa térmica que lo envuelve (Morris, 1948),(Urata et al., 2010), (Ito y cols., 2014), (Urata y cols., 2008), (Schiefer y Doppelbauer, 2015b). El hecho de agregar un componente adicional al motor va a limitar el nivel de reducción del peso y volumen de la articulación.

En otros casos (Li, 2011), (Laskaris, 2012) vemos que se ha atacado el problema con un modelo que integra el enfriamiento por líquido para reducir la temperatura del estator del motor eléctrico, pero para aplicaciones en automóviles eléctricos y no para robots humanoides en particular.

### 1.3. Hipótesis

Aprovechando el factor de llenado de las ranuras del estator de un motor eléctrico del tipo BLDC con devanado concentrado para forzar líquido refrigerante a través de los espacios que se crean entre el devanado y la ranura, aplicando una técnica de refrigeración térmica por impregnación, se va a obtener una mejora en *potencia vs peso y volumen* de un 2.52% con respecto a un motor BLDC que usa una camisa térmica, para realizar tareas de manipulación de objetos en un ambiente simulado con pesos de hasta 25 kg en el brazo de un robot humanoide.

---

<sup>1</sup>En el resto del documento, por conveniencia, se utiliza *torque* para referirse, tanto al momento de fuerza como al par motor.

## 1.4. Objetivos

### 1.4.1. Objetivo general

Diseñar una articulación robótica de alto desempeño, compacta y liviana que integre propiedades propioceptivas de *torque* en aplicaciones prácticas para robótica humanoide.

### 1.4.2. Objetivos Específicos

- Identificar las características más relevantes, desde el punto de vista de desempeño y capacidades de control suave, de las articulaciones robóticas que integran los robots humanoides actuales.
- Diseñar un prototipo preliminar de articulación robótica que integre las características más importantes de las soluciones anteriormente estudiadas.
- Derivar conclusiones y características de diseño resultantes por medio de simulaciones y cálculos analíticos.
- Modificar el prototipo propuesto en función del comportamiento de los resultados analíticos obtenidos en la etapa de simulación y optimización.
- Estudiar comparativamente el prototipo de articulación diseñado con respecto a su desempeño, usando distintas técnicas de refrigeración en un escenario de pruebas propuesto.

## 1.5. Metodología

Como primer paso se realiza un estudio bibliográfico en las revistas, conferencias y centros de investigación más relacionados en el área de robótica humanoide, específicamente sobre los robots humanoides que han logrado obtener resultados más concluyentes en la forma como han logrado incrementar la potencia en articulaciones robóticas con respecto a su peso y tamaño, usando motores eléctricos. Basados en este estudio se desarrolla un diseño preliminar de una articulación robótica que integre las características más importantes de los diseños más relevantes, donde se integre un sistema de refrigeración que extraiga el calor interno del actuador de una articulación robótica, con el fin de mejorar las capacidades de carga del prototipo de un brazo robótico.

El diseño preliminar de articulación robótica funciona como diseño base para definir las dimensiones adecuadas de una maqueta de brazo robótico, el cual está conformado por siete articulaciones, las cuales representan los 7 grados de libertad de un brazo robótico humanoide. Esta maqueta de brazo permite definir la sumatoria de *torques* acumulados en este brazo para levantar un objeto de 25 kilogramos. Estos valores de *torque* representan los valores iniciales de diseño para el actuador de la articulación.

Se estudia el tipo de experimento que se desarrollaría y se obtiene la velocidad angular a la cual se movería el brazo, lo que daría la potencia máxima de la articulación más cercana a la base del brazo. Se derivan conclusiones sobre las características geométricas de la articulación. Sobre estos valores se genera un diseño inicial de articulación y maqueta de brazo robótico para estudiar la técnica de extracción de calor para extraer el calor interno del actuador de forma más eficiente. Sobre este diseño preliminar de articulación robótica se realizan simulaciones CFD y FEA para evaluar cual técnica de extracción de calor es más idónea y estudiar el comportamiento

del sensor de *torque*. Los datos resultantes se usan como datos iniciales de diseño para generar una optimización multiobjetivo de la *potencia vs peso y la potencia vs volumen* para encontrar los valores geométricos mínimos del actuador que cumpla con la potencia requerida teniendo un peso y volumen mínimos.

Sobre los resultados de la optimización se comparan los datos geométricos de ambas simulaciones y se seleccionan los parámetros finales de la articulación y la maqueta de brazo robótico. Este ajuste modifica las dimensiones de ambos prototipos, estos nuevos datos de peso y volumen del brazo modifican los requerimientos de potencia del brazo para realizar la tarea de manipular el objeto de 25 kilogramos.

Finalmente, se toma un motor con el mismo número de ranuras que el definido en la optimización y se construyen un rotor, tapas y un sistema de refrigeración e inyección de líquido en un banco de pruebas para validar la técnica de extracción de calor definida en este trabajo. Se inyecta corriente directamente en los devanados del motor para aumentar su temperatura y se incrementa la velocidad del líquido que interactúa con los devanados con forme la temperatura del estator aumenta. En la figura 1.1 se muestran las actividades para el desarrollo de la metodología del proyecto.

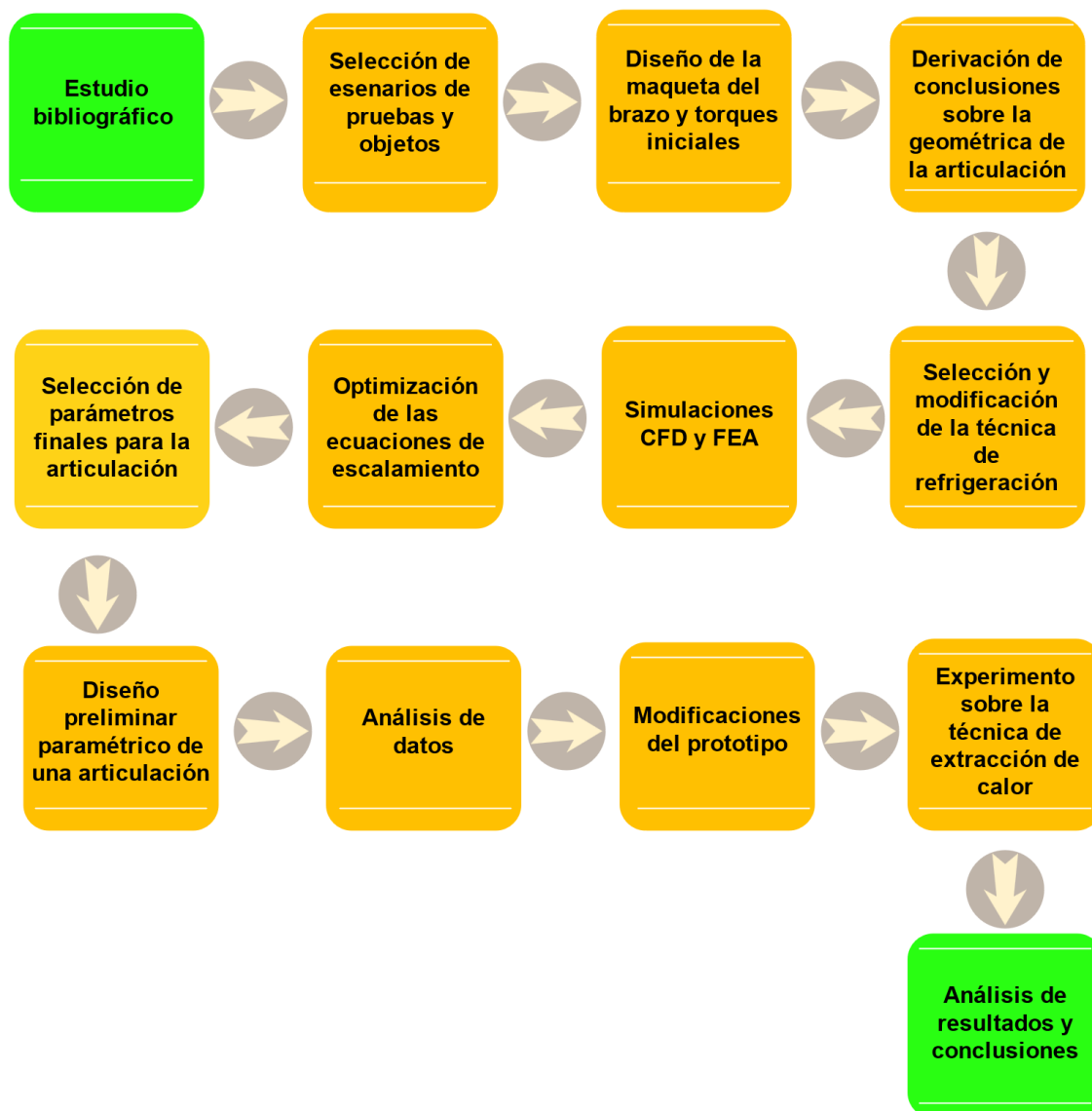


Figura 1.1. Metodología para el desarrollo del proyecto.



## 1.6. Aportes

Las contribuciones que este proyecto produce serán las siguientes:

1. El diseño de un motor eléctrico que integralmente incluya el enfriamiento por líquido refrigerante como componente principal en sus características de diseño.
2. Diseño, simulación e implementación de la geometría que sella una articulación robótica enfriada con líquido refrigerante.
3. Diseño de un prototipo de articulación robótica que mejora la relación de *potencia vs volumen y peso* para la maqueta de brazo de un robot humanoide.
4. El diseño de un sensor de *torque* con previstas para instalar sensores que midan el par motor en los puntos claves donde se es más propenso a percibir disturbios externos para dotar a la articulación robótica con propiedades propioceptivas.

## 1.7. Alcances y limitaciones

En esta investigación se propone llevar a cabo el diseño de una articulación robótica que añada líquido como agente integral para enfriar el actuador de la articulación; también se agregarán los acoples necesarios para integrar los sensores que permiten controlar la rigidez con la que se manipulan los objetos; con el fin de obtener un mayor rendimiento de la articulación y poder manejar objetos más pesados, de forma que el robot cumpla más eficientemente con su labor de asistencia a las personas.

Las simulaciones que se desarrollan para el diseño del sensor de *torque* que dotaría a la articulación con un control suave no se tomarán en cuenta para las simulaciones

con la articulación en conjunto, sin embargo, si será simulado en un estudio de esfuerzos estáticos no lineales para la definición de sus parámetros mínimos de diseño, además se generan una tabla de “crosstalk” que muestra la sensibilidad del sensor durante las pruebas simuladas. Por las limitantes del programa de simulación que se usa, no es posible mostrar la dirección de la deformación del material, lo que es clave para definir la ubicación exacta de las galgas extensiométricas. Por lo que la tabla de “crosstalk” mostraría resultados aproximados de deformación. El tamaño de las galgas extensiométricas también representa una restricción de diseño para los elementos elásticos del sensor.

Los experimentos se llevan a cabo en un ambiente simulado en los programas de simulación 2D y 3D, Solidworks, Flow simulation, EMS y Ansys; para lo cual se tendrá acceso a las licencias con las que cuenta la Escuela de Ingeniería Eléctrica de la Universidad de Costa Rica durante el desarrollo del proyecto. Es importante mencionar que los resultados están completamente ligados a la idealización que tienen preconfigurados estos programas de simulación para converger con los diversos resultados obtenidos.

Lograr realizar una simulación multifísica donde se combine un estudio dinámico, electromagnético, termoeléctrico, intercambio de calor y de esfuerzos no lineales, requiere tener o adquirir una licencia de programa especializada con la que actualmente la Escuela de Ingeniería Eléctrica no cuenta. Para evaluar la extracción de calor que se logra con la técnica de refrigeración térmica definida se construye un banco de pruebas donde se inyecta líquido dentro un motor BLDC. Esto requiere modificar el diseño geométrico de toda la articulación para ajustarlo a las medidas de los componentes comerciales que se usarían para esta labor.

Se generan optimizaciones multiobjetivo para evaluar los cambios en peso y volumen del actuador de la articulación con respecto a su potencia de salida y definir de que modo la integración de líquido como elemento refrigerante para la articulación reduce las características geométricas del actuador. En esta optimización se supone

que el aceite es un fluido newtoniano idealmente incompresible y el flujo de aceite dentro del motor sellado se supone como flujo laminar. Se comparan los datos con una articulación enfriada con una chaqueta térmica, sin embargo, esta articulación usa un motor distinto al evaluado en la optimización, además no muestra datos de peso y volumen exactos que puedan ser comparados, solo se muestran datos de temperatura y potencia máxima alcanzada. Para poder comparar ambas se toman los datos de la hoja de datos del fabricante del motor que es enfriado con chaqueta térmica.

Al realizar la optimización y las simulaciones CFD se usa el mismo factor de llenado para el motor enfriado con aire y el motor enfriado con aceite. La geometría térmica sella el motor para conducir líquido en su interior. Para hacer una comparación más adecuada se debe modificar el diseño del motor enfriado por aire para aprovechar mas espacio de aire en más cobre como normalmente sucede en el mundo real. Lo que incrementaría el peso del motor que tiene más cobre. Cabe mencionar que, en la optimización, en la simulación CFD y en el banco de pruebas se considera un radiador ideal.

En este trabajo solo se muestra una configuración de brazo robótico, pero no se va a diseñar un prototipo de brazo; solo se estudia el comportamiento de las poses críticas para obtener los posibles *torques* requeridos en cada articulación, lo que nos permite generar diseños iniciales de la articulación en estudio.

# Antecedentes y marco teórico

En este capítulo se estudian y describen los trabajos previos asociados al desarrollo de articulaciones de alto desempeño para robots humanoides, así como también referencias bibliográficas con teoría relevante utilizada en capítulos posteriores de esta tesis.

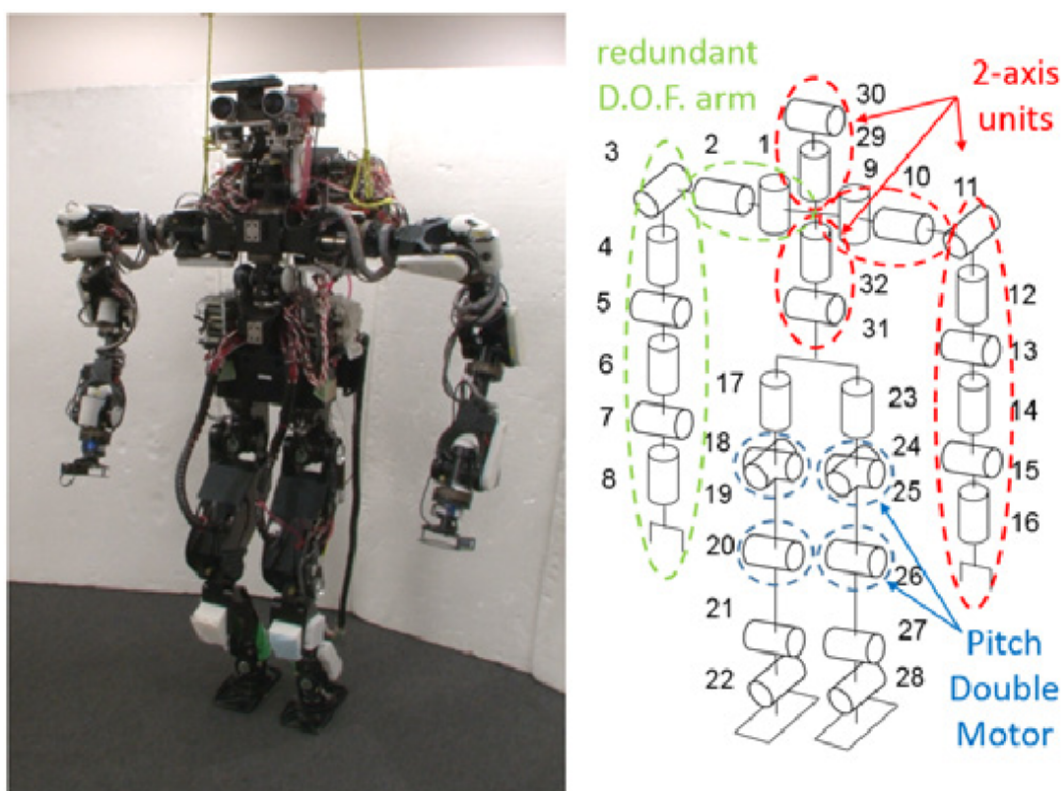
## 2.1. Robots humanoides

Los robots humanoides están diseñados y construidos para imitar la forma y el movimiento humano. En última instancia, están destinados a imitar el tamaño y las habilidades físicas de una persona para funcionar en entornos orientados a los humanos y trabajar de forma autónoma. En los últimos años, muchos investigadores han estudiado y desarrollado robots que sean capaces de fungir como asistentes al ser humano en actividades de la vida diaria. Se espera que los robots humanoides puedan realizar diversas operaciones y tareas sin ningún cambio en los entornos humanos, ya que tienen la misma estructura que el cuerpo humano (Kanehira y cols., 2002). Los robots humanoides deben poder transportar no solo objetos livianos, como platos y jarras, sino también objetos pesados, como mesas, escritorios, refrigeradores o incluso a un humano.

Los robots humanoides deben ser capaces de moverse usando todo el cuerpo, como subir escaleras y realizar tareas de manipulación mientras están atrapados durante un terremoto, lo que los puede obligar a realizar movimientos muy versátiles moviendo obstáculos o escalar escombros por ejemplo (Urata y cols., 2012). Las acciones anteriores requieren robots humanoides de alto rendimiento y alta velocidad. En la figura 2.1 se muestra el robot humanoide “HRP3” desarrollado por la

Universidad de Tokio en Japón.

Para lograr que el humanoide realice un movimiento de carga pesada, este laboratorio de investigación desarrolla todo el cuerpo con articulaciones de alto rendimiento, también desarrollaron un sistema de controlador de eje de motor de gran salida y de alta velocidad (Urata y cols., 2008). Desarrollaron un robot bípedo “HRP3-JSK-LEG” con un sistema de accionamiento de alta potencia. El robot puede realizar operaciones de salto y prevención de caídas que requieren un trabajo de pies rápido (Urata et al., 2010). El principal inconveniente se centra en su gran tamaño y en la reducida velocidad de funcionamiento que presenta al realizar tareas de manipulación. Aún cuando tiene una capacidad de carga importante, su precisión al tomar objetos no es buena.

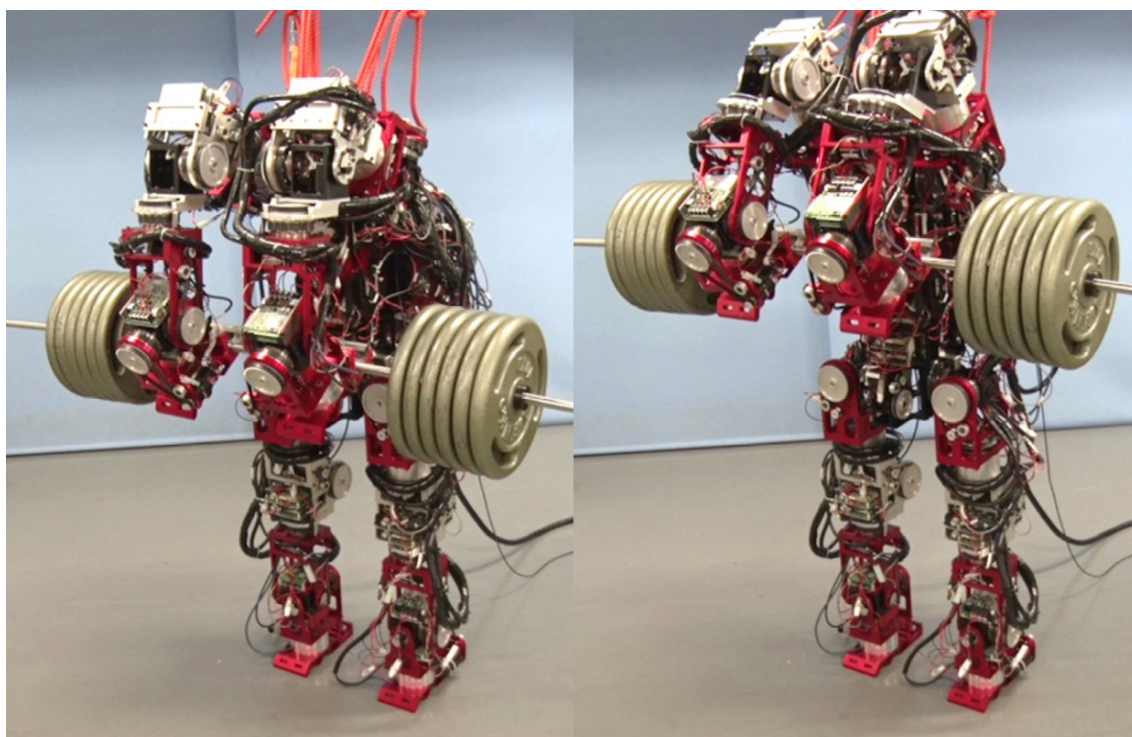


*Figura 2.1.* Robot humanoide Jouhou System Kougaku Laboratory (JSP).

Fuente: (Ito y cols., 2014).

En la actualidad existen robots con una alta salida de potencia que logran manipular objetos pesados desde el suelo hasta el pecho usando reducciones mecánicas armónicas de gran tamaño. Esto los hace realmente fuertes, sin embargo, son muy

lentos, y no son buenos para realizar manipulación conjunta con personas. En la figura 2.2 se muestra el robot humanoide levantando unas pesas de 120 kg en un lapso de un minuto (Matsuzawa y cols., 2015). Este robot humanoide fue desarrollado por el laboratorio de investigación Takanishi, de la Universidad de Waseda en Japón. Este robot está diseñado para atender escenarios de alto riesgo como terremotos, huracanes, y cualquier desastre natural que presente características peligrosas para el ser humano.



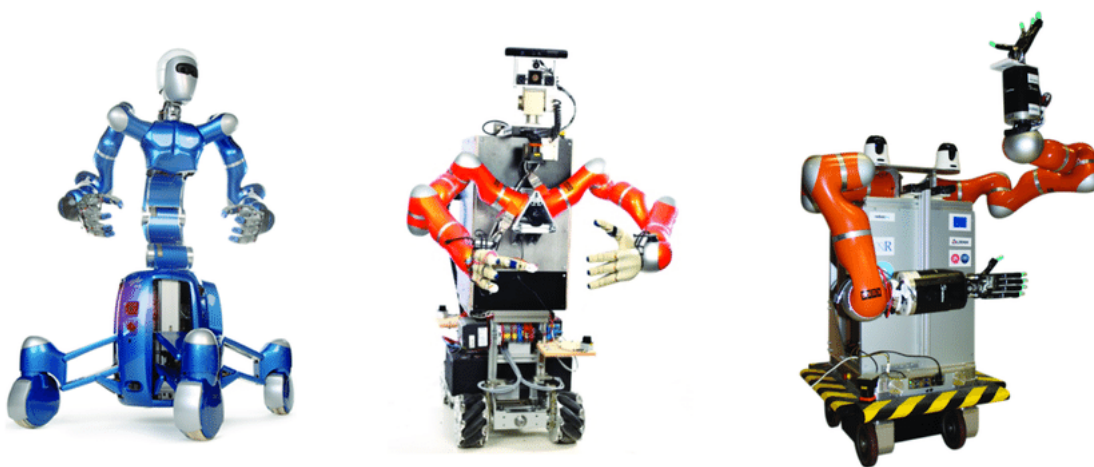
*Figura 2.2.* Robot humanoide con alta potencia energética.

Fuente: (Matsuzawa y cols., 2015).

Existe una amplia gama de robots humanoides en la actualidad que están diseñados para atender requerimientos específicos en entornos semicontrolados, o sin controlar. Cada uno desde su propio campo de estudio pretende desarrollar un área del conocimiento que nos permita reducir la brecha que existe para lograr dotar a la humanidad con asistentes robóticos que consigan fungir como colaboradores efectivos al ser humano en tareas de cualquier tipo en entornos diversos.

En los casos anteriores, se pretenden concluir con un robot con capacidades de manipulación de objetos pesado, sin embargo, es necesario que también su nivel

cognitivo sea desarrollado. Este es el caso del robot humanoide TUM-Rosie, que funciona como plataforma con un alto grado cognitivo, donde se analizan escenarios en particular para manipular objetos de forma inteligente. En la figura 2.3, se muestra el robot humanoide TUM-Rosie desarrollado por el Laboratorio de Investigación en Inteligencia Artificial de la Universidad Técnica de Munich, y el robot Rollin Justin desarrollado por la Agencia Espacial Alemana (DLR), que se creó para ser utilizado como plataforma de investigación para manipulación autónoma en ambientes con humanos. En esta misma línea de investigación se encuentran investigaciones del ARCOS-Lab, donde se desarrollan desde técnicas adecuadas para manipular objetos (Garcia-Vaglio y Ruiz-Ugalde, 2018), (Solis-Villalta y Ruiz-Ugalde, 2018), hasta estudios sobre el lenguaje natural para robots colaborativos.(F. S. Bonilla y Ugalde, 2019), (F. D. S. Bonilla y Ugalde, 2018) .



*Figura 2.3.* Robots humanoides con varios tipos de estructuras.

Fuente: (Borst y cols., 2009).

## 2.2. Brazos robóticos

Los motores eléctricos representan la principal fuerza motriz para llevar a cabo el movimiento de las diferentes partes móviles de un robot (Yoshito y Kakaoka, 2021).

Estos requieren una alta eficiencia energética para poder mover objetos de todo tipo y tamaño, así como también, para vencer el peso y la inercia de los componentes móviles del robot.

Un brazo robótico con estas características se ve más claramente en aplicaciones prácticas en robots humanoides, los cuales, deben ejecutar tareas diversas dentro y fuera de la industria y el hogar (Green, 2016), (Bäuml y cols., 2011), (Henze y Werner, 2014). Por ejemplo, ayudándole a un humano a ensamblar un motor de combustión en una fábrica de automóviles hechos a la medida, sosteniendo la culata del motor en la posición deseada y manipulándola según lo que la persona le indique en el momento, para facilitarle la manipulación al humano, mientras este atornilla los pernos al bloque del motor.

Esta autonomía exige que el robot pueda manejar altas cargas mecánicas en cada uno de los motores que participan en el movimiento completo para llevar a cabo una de las acciones requeridas (T. Zhang y Zhang, 2014), (Nozawa, 2012). Esta versatilidad al manipular diversos tipos de objetos de diferentes pesos, genera un gasto adicional de energía en el robótico; debido a que, al generar un movimiento, cada motor eléctrico debe alzar el motor que le sigue, junto con el eslabón que los une. Esto explica porque mucha de la energía de los motores se utiliza en alzarse a sí mismos y eso implica que el peso del motor sea un punto clave a tomar en cuenta a la hora de diseñar una articulación robótica (Morris, 1948).

Típicamente los brazos robóticos utilizados en la industria tienen seis grados de libertad a lo sumo; sin embargo, un robot humanoide requiere de brazos robóticos de siete grados de libertad. Esto es necesario porque este debe contar con mucha habilidad de manipulación y flexibilidad (Li, 2011). Un robot con este tipo de brazos ejerce una presión muy fuerte cerca de la base del brazo, puesto que tiene que elevar a todos los demás motores; esto provoca que exista menos fuerza disponible para finalmente levantar objetos con su mano. El efecto de intentar darle más capacidad de carga al robot, afecta cada vez más fuertemente a cada uno de los motores que



integran el brazo robótico, eso provoca que sea muy importante disminuir el peso de los motores para lograr más par motor y fuerza con ellos mismos. Es posible reducir el peso de un robot mediante la utilización de materiales ligeros, esta reducción de peso puede llegar a ser de hasta un 40% (Hirzinger et al., 2001) considerando el peso a manipular y las propiedades físicas y mecánicas de la estructura del brazo robótico.

### 2.3. Motor BLDC

Cuando un motor tiene una forma de onda trapezoidal en su campo electromagnético contrario, el motor es comúnmente llamado “motor de corriente directa sin escobillas”, en adelante llamado “BLDC”, por otro lado, cuando el campo electromagnético contrario es sinusoidal el motor es comúnmente llamado motor síncrono de imanes permanentes, en adelante llamado “PMSM”. La producción de *torque* de ambos es idéntica, sin embargo, los cálculos que describen ambos motores puede ser muy distinta. Un motor BLDC aproxima el comportamiento de un PMSM usando electrónica de potencia lo que toma el lugar de las escobillas. El termino PMSM describe un motor síncrono de corriente alterna cuyo campo de excitación es producido por imanes permanentes. Por esta diferencia ambos motores comúnmente son calificados como distintos en su totalidad. Lo que los distingue es la matemática habitualmente usada para describirlos.

Típicamente el PMSM no tiene un devanado concentrado si no que usa un devanado distribuido mientras que el motor BLDC comúnmente tiene un devanado concentrado. En adelante nos podríamos referir a cualquiera de los dos de manera equivalente, pero preferiremos el uso del BLDC debido a que tiene una utilización más directa con el devanado concentrado.

La etapa de diseño del motor contiene todos los cálculos relacionados a las di-

mensiones de los componentes físicos, mecánicos y eléctricos concernientes al valor de *torque* y potencia deseado según el cálculo de las variables relacionadas al movimiento completo de un brazo robótico de 7 grados de libertad, las cuales representan los componentes más importantes según el objetivo principal del proyecto.

El diseño de motor que se desarrolla está basado en el concepto de diseño del “Motor con un número entero de ranuras”, figura 2.4; en donde su número de ranuras por polo y por fase es  $N_r p f = N_r / N_p / N_f = 1$ , lo cual es un resultado característico de un motor con 12 ranuras  $N_r = 12$ , 4 polos magnéticos  $N_p = 4$  y 3 fases  $N_f = 3$ ; donde el campo electromagnético contrario de todas las bobinas que componen el devanado están en fase entre ellas.

### 2.3.1. Circuito magnético del motor

La conceptualización y los términos específicos de diseño del motor eléctrico se basan en el diseño universal de diseño de motores eléctricos estudiados en (Hanselman, 2003), donde se analiza la forma cómo interactúa el campo magnético del estator y el rotor visto desde análisis de circuitos para simplificar el cálculo.

El área del entrehierro del estator y rotor se modelan como reluctancia  $R_l$  y  $R_s$ . Las dos magnetos están modelados como una fuente de flujo  $\theta_r$  y la reluctancia de los magnetos  $R_m$ , donde la dirección de la fuente del flujo dicta la polaridad magnética. El flujo magnético pasando de un magnético al otro se le llama flujo magnético de fuga, este pasa a través de la reluctancia  $R_l$ . En la figura 2.5 se muestra la vista transversal de un motor trifásico con un número entero de ranuras.

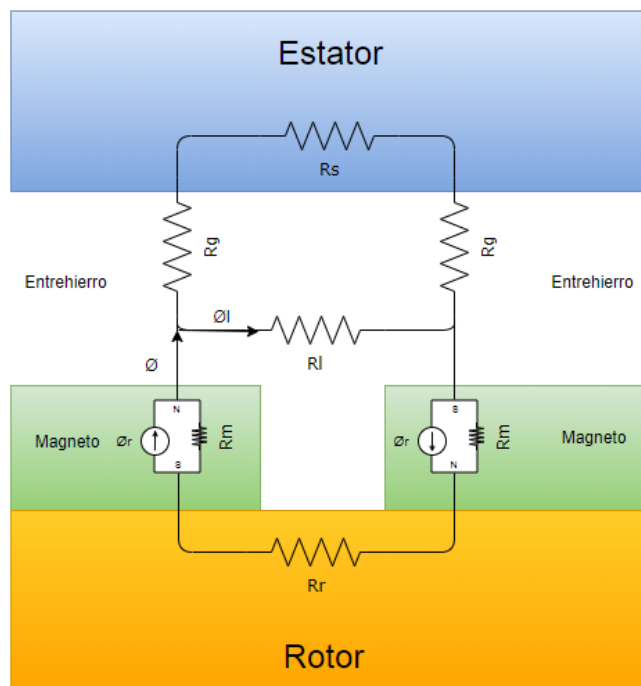


Figura 2.4. Circuito magnético de un motor eléctrico.

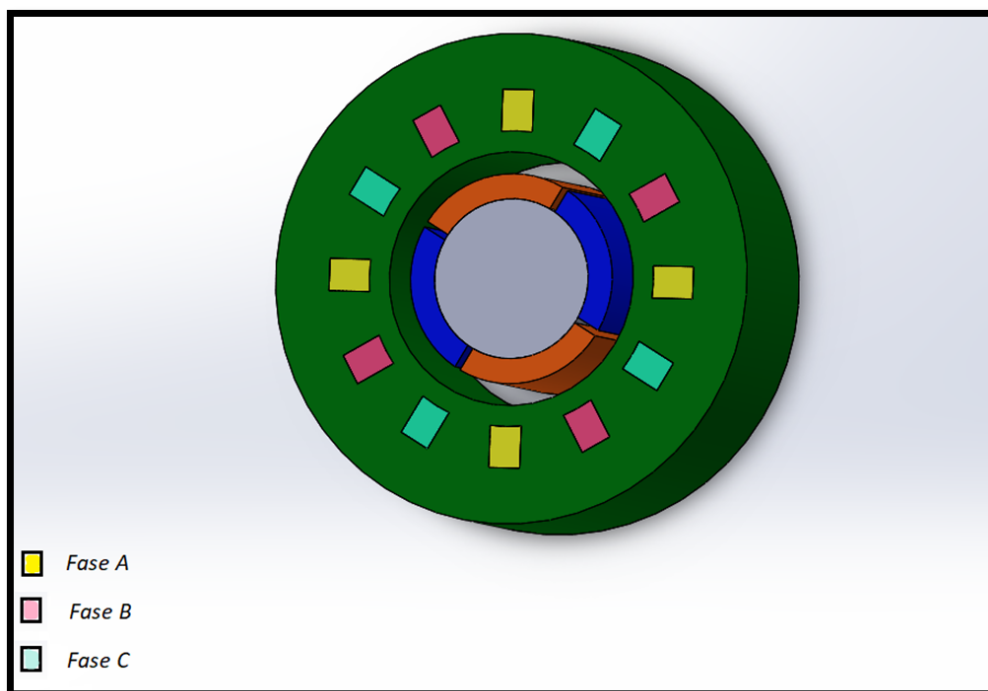


Figura 2.5. Motor con un número entero de ranuras.

### 2.3.2. Relación del peso al *torque* aplicado

En el estudio preliminar realizado en el primer escenario de pruebas se analiza el *torque* requerido en la articulación que demanda ejercer más *torque* para poder levantar el peso del brazo sumado al peso del objeto que finalmente se quiere manejar. Con esto es posible encontrar el *torque* requerido en la articulación que está más cercana al torso del robot humanoide, este valor nos permite conocer el diámetro y la distancia que debe tener el rotor del actuador usando la ecuación1:

$$T = L_{st} R_{ro}^2 k_m \quad (1)$$

Donde  $T$ , es el *torque*,  $k_m$  es una constante del motor,  $R_{ro}$ , es el diámetro del rotor y  $L_{st}$  es el largo del motor. Es posible relacionar a la potencia mecánica del motor como:

$$P = \frac{dW_m}{dt} = T \frac{d}{dt} = T\omega \quad (2)$$

Donde  $P$  es la potencia mecánica del motor,  $W_m$  es la energía mecánica y  $\omega$  es la velocidad rotacional del rotor.

### 2.3.3. Modelado del entrehierro

La distancia entre el rotor y el estator designado por  $g$  es un dato crítico a la hora de diseñar las ranuras de un motor ya que esta distancia afecta de forma directa las pérdidas del núcleo si se tiene un espacio muy reducido y a las pérdidas de cobre si se tiene un espacio muy ancho. Para calcular  $g$  se debe calcular primero

la permeabilidad del material por medio de su fórmula general:

$$g = \frac{\mu A_f}{L_{st}} \quad (3)$$

Donde  $\mu$  es la permeabilidad del cobre  $4\pi 10^{-7}$ ,  $A_f$  es el área del material al frente de la distancia entre el rotor y el estator y  $L_{st}$  es el largo del estator.

Analizando el caso para una permeabilidad de un material para aplicaciones en un motor del tipo BLDC se tiene que la permeabilidad se describe como  $P_g$ , en términos específicos se tiene que  $\mu_0$  es igual a  $\mu$ . Despejando  $g$  de la ecuación 4, tenemos que  $g = 1,25mm$

$$g = \frac{\mu_0 A_f}{P_g} \quad (4)$$

Este resultado es una aproximación pobre ya que la permeabilidad relativa de la ranura es de órdenes de magnitud menor que la del material del bloque del estator, por lo cual se usa el valor de  $g$  aproximado como referencia para usar el coeficiente de Cater (Neville, 1967), el cual está basado en una forma más efectiva del cálculo de la distancia del rotor al estator  $g_e = k_h g$ . Cater observó que el flujo magnético cruza el espacio sobre la ranura a una distancia mayor antes de llegar al material. Desde entonces se han investigado modificaciones al método para mejorar este coeficiente  $k_h$ . El método usado está basado en una mejora a la relación del ancho de la ranura  $\omega_s$  y su relación de distancia entre el diente y la ranura  $\tau_s$ .

$$k_h = \left( 1 - \frac{\omega_s}{\tau_g} + \frac{4g}{\pi\tau_s} \log\left(\frac{\pi\omega_s}{4g}\right) \right)^{-1} \quad (5)$$

Al tener un segmento de imán permanente a lo largo del entrehierro, y siendo el estator un material laminado conformado por un material dieléctrico, es necesario

tomar en cuenta el largo del imán  $L_m$  y la permeabilidad relativa del material ferromagnético, la cual es  $\tau_r = 4000 \times 10^{10} u/u_o$  para el caso del acero al silicio usado para el laminado del motor. Este nuevo componente cambia el coeficiente de Cater. Al realizar este cambio es necesario cambiar también el  $g$  de la ecuación 5 por  $g + \frac{L_m}{\mu_r}$ , en dado caso, se tiene que  $g = 1,25015mm$

Al resolver la ecuación 4 se tiene que  $k_h = 1,60215$ , por lo cual el nuevo  $g$  evaluado tomando en cuenta el material ferromagnético y el coeficiente de Cater es,  $g = g_e = 2,00mm$ . Sustituyendo  $g$  por  $g_e$  en la ecuación 4 se tiene que el coeficiente de permeabilidad cambia a  $P_g = 2,91 \times 10^{-4} H/m$ , lo cual resulta ser una mejora ya que una alta permeabilidad promueve un alto flujo magnético a través del material. Esto valida el usar el set de ecuaciones seleccionados.

### 2.3.4. Modelado de la ranura

El factor de llenado de la ranura es afectado por la forma cilíndrica del conducto de cobre, ya que al llevar a cabo el bobinado en los dientes del estator se dejan espacios vacíos entre cada conductor, esto limita la capacidad de colocar giros de forma uniforme, lo cual se traduce en restricciones fundamentales en el diseño del motor. Como resultado, es conveniente relacionar el área transversal de la ranura con el área transversal del cobre en conjunto para definir un factor de llenado de la ranura del cobre desnudo.

$$k_{wb} = \frac{NA_{wb}}{A_s} \quad (6)$$

Donde  $N$  es el número de vueltas del conductor en la ranura,  $A_s$  es el área transversal de la ranura,  $A_{wb}$  es el área trasversal del cobre desnudo. Puesto que el cobre tiene un componente de impregnación aislante es necesario modificar esta ecuación para que este dada en función del área del conductor con el aislante, el

cual se representa como  $A_{wc}$

$$k_{wc} = \frac{NA_{wc}}{A_s} \quad (7)$$

Teniendo un área transversal por hilo de cobre cubierto con aislante de  $A_{wc} = 0,7542mm^2$ , un número de vueltas igual a  $N = 42$ , y sabiendo que  $A_s = 53,12mm^2$ , es posible calcular  $k_{wb} = 65\%$ . El valor de  $k_{wb}$  por lo general, oscila entre porcentajes bajos de factor de llenado  $50\% < k_{wb} < 79\%$ , el porcentaje bajo de factor de llenado depende de la tecnología utilizada para enrollar el alambre de cobre dentro de las ranuras y el presupuesto que se tenga disponible para pagar este procedimiento.

Un factor de llenado de ranura bajo nos permite contar con un espacio más estructurar para conducir el líquido refrigerante a través del estator. Aunque en consecuencia se tendría un campo magnético menor por la reducción del porcentaje de cobre presente en al ranura.

### 2.3.5. Aislamiento del devanado

El material más usando comúnmente en las máquinas de baja densidad de potencia como aislamiento para el conductor de cobre es el barniz, debido a su fácil proceso de fabricación y al bajo precio, pero este tiene una bajo conductividad térmica  $0,25[W/mk]$ . Dado que las características de esta articulación requieren momentos de alto rendimiento en instantes variables de tiempo, se valora usar Epoxy como aislante térmico para el devanado, ya que tiene una conductividad térmica mayor a la del barniz  $0,85[W/mk]$ . Con un aumento adicional en las densidades de par, se necesita un material con características de transferencia de calor más efectivas. Al adquirir alambre de cobre para estructurar el devanado en el motor, este ya viene impregnado con barniz, la conductividad térmica mostrada nos puede ayudar a seleccionar el epoxy cómo aislante principal para sellar el motor.

Existen estudios relacionados a la conductividad térmica del aislamiento para el devanado, en (Nategh et al., 2014) se estudia el “Silicon-based thermally conductive material” o (SbTCM), el cual tiene una conductividad térmica de  $3,2[W/mk]$  y es comparado con el barniz y el epoxy bajo pruebas de esfuerzo aplicado al devanado de una máquina eléctrica para estudiar su comportamiento térmico. En la tabla 2.1 se muestran las propiedades eléctricas y térmicas de estos tres materiales.

Se denota que si bien es cierto, se obtiene una ganancia considerable en la conductividad térmica usando SbTCM se reduciría el componente dieléctrico y aumenta la viscosidad, todo a un mayor precio. En (Tomášková y cols., 2016) se introduce un compuesto multicomponente que combina las ventajas del componente SbTCM. Esto se logran combinando epoxy con microrellenos con alta conductividad térmica como el silicio ( $SiO_2$ ). La mezcla entre ambos produce una conductividad térmica de  $1,5[W/mk]$  con un porcentaje de relleno de 1%, aunado a una mejora en la capacidad dieléctrica comparada con el epoxy puro.

Cuadro 2.1

*Comparación entre materiales de impregnación.*

Materiales	Barniz	Epoxylite	SbTCM
Conductividad Térmica ( $W/mk$ )	$\sim 0.25$	$\sim 0.85$	3.20
Fuerza Dieléctrica ( $KV/mm$ )	$\sim 0.80$	$\sim 20$	$\sim 10$
Resistividad volumétrica ( $\Omega cm$ )	$> 10^{15}$	$> 10^{14}$	$> 10^{14}$
Viscosidad (Pa.s)	-	3.5	25
Price (Pu)	1.0	$\sim 2.0$	$\sim 4.0$

## 2.4. Comportamiento térmico en máquinas eléctricas

La forma de obtener más energía de un motor eléctrico viene más comúnmente relacionada a dos posibilidades. Una de estas, sugiere que la intensidad del campo magnético está directamente relacionada con la corriente que pasa a través del



devanado del motor y la cantidad de vueltas del devanado. Por lo cual, es posible aumentar el campo magnético agregando un mayor número de vueltas al devanado del motor (Boldea, 2009). Al aumentar la potencia de salida utilizando este método, se aumenta el peso del motor. Lo significa que este va a ser más grande y difícil de manipular a la hora de utilizarlo en un brazo robótico. El peso adicional también va a provocar que el robot aumente de tamaño y que no sea tan accesible a los lugares donde las personas desarrollan labores comunes en su entorno de trabajo o en el hogar.

La otra posibilidad se refiere al aumento de la corriente que pasa por el devanado del motor, sin embargo, una mayor corriente aplicada genera una temperatura mayor en la parte interna del motor, la cual, no puede aumentar de 180 °C por un tiempo prologado, ya que este es el punto de fusión del barniz aislante con el que comúnmente cuentan los motores eléctricos más utilizados en robótica; de lo contrario, se podría producir un corto circuito en el motor y dañarlo permanentemente (Tong, 2014). Se tiene una limitante de la corriente que se puede inyectar al devanado del motor debido al punto de fusión del material aislante con el que este está hecho (Bell y Wells, 1985), (Tallam, 2007). Por lo tanto, tratar de aumentar el par motor agregando más devanado no logra atacar el objetivo de este trabajo, ya que significa aumentar el peso del motor, sin embargo, aumentar la corriente del motor enfriándolo de manera forzada, sí representaría una forma de abordar este problema.

Una de las primeras formas de enfriar un motor eléctrico para poder inyectarle más corriente es presentada por R. C. Moore (Moore, 1950), quien agregó un abanico en la parte trasera de un motor eléctrico conectado a su rotor. De esta manera se saca el calor y se mantiene el calor interno por debajo del rango de temperatura que provoca más daños al devanado del motor, aumentando su vida útil. Para este caso se ve que, de nuevo, se está aumentando el peso y tamaño del motor con la integración de un elemento grande y pesado adicional.

Los motores eléctricos industriales típicamente han utilizado abanicos para enfriar el motor, con esto, han logrado aumentar el rendimiento del motor en un 1.21 % (Tong, 2014). En investigaciones más recientes donde se han llevado a cabo estudios de las estructuras de flujo que reduce la eficiencia de enfriamiento, se ha logrado reducir el calor interno del motor en un 7.5 % (Moon, 2013). Es muy importante saber con exactitud la temperatura interna del motor eléctrico para lograr concluir con una estimación de temperatura más precisa. Uno de los métodos utilizados para lograr la estimación de temperatura, es el método de estimación directa, que requiere de cableado conectado a partes móviles a través de carbonos, anillos giratorios o un sistema de transmisión inalámbrica (Reigosa et al., 2015), (Ganchev et al., 2013), (Ganchev et al., 2013), los cuales se utilizarían para conectar sensores como termistores o termocuplas. Dicho método es caro y no es confiable ya que requiere modificaciones mecánicas importantes en el estator y rotor del motor para implementar los sensores y la distribución interna y externa del cableado. Dadas sus desventajas el método de estimación directa no es frecuentemente utilizado en máquinas estándar.

Muchos documentos sobre análisis térmico muestran que los puntos calientes se producen en los devanados dentro de la máquina (Liu et al., 2017), (Lindh y cols., 2016). La dificultad en el enfriamiento del devanado es que la mayoría de los devanados están dentro de las ranuras, y debido al material de impregnación recubierto fuera de los cables, es difícil transferir el calor al disipador de calor exterior. El pequeño espacio de aire también impide la transferencia de calor, además, la máquina eléctrica está completamente encerrada en la carcasa por razones de seguridad, lo que hace que el diseño del intercambio de calor sea más desafiante. Debido a los desafíos anteriores, los métodos de enfriamiento tradicionales como el enfriamiento por aire podrían no ser suficientes para las máquinas de alta densidad de potencia del futuro.

### 2.4.1. Refrigeración térmica en autos eléctricos

Con el rápido desarrollo de los vehículos eléctricos, las máquinas eléctricas con altas densidades de par y tamaños más pequeños están ganando cada vez más atención (Fodorean et al., 2014) y (Pellegrino et al., 2012). Están surgiendo rápidamente nuevos diseños con diferentes topologías, cómo la máquina de imán permanente interior (IPM) (EL-Refaie y cols., 2010), la máquina de imán permanente de superficie (SPM) (Cros et al., 2003) y la máquina de imán permanente de conmutación de flujo (FSPM) (Huan et al., 2015). Muchos investigadores en la literatura se centran en los aspectos del diseño electromagnético y la optimización. Sin embargo, la gestión térmica es otro desafío para las máquinas de alta densidad de par. La mejora de las densidades de *torque* típicamente requiere una mayor carga eléctrica en los devanados del inducido. La corriente máxima requerida para la aceleración frecuente genera una gran cantidad de calor en poco tiempo. Si los devanados no se enfrían adecuadamente, las pérdidas excesivas degradan la vida de los devanados y eventualmente dañan la máquina. En el contexto de la aplicación, las limitaciones de peso y volumen agregan más desafíos al diseño de enfriamiento.

Un estudio que aplica refrigeración térmica en automóviles eléctricos, ha diseñado un motor eléctrico que utiliza el enfriamiento por líquido de forma forzada que se inyecta por los espacios libres que se crean al realizar el bobinado del estator del motor (Schiefer y Doppelbauer, 2015b). Para aprovechar de mejor forma el espacio que se genera en esta área se sustituye el cable de cobre redondo y en su lugar, se instala cable de cobre plano, esto crea espacios con un área más estructurada a través del devanado y permite generar una mejor estructura para diseñar los conductos refrigerantes. Este diseño permite disminuir la temperatura del devanado de forma localizada, permitiendo atacar los puntos más propensos a aumentar de temperatura. Pero el hecho de usar cables de cobre plano para el devanado agrega pérdidas adicionales debidas al desplazamiento de corriente a frecuencias altas.

Adicionalmente existen estudios donde se combinan las características de funcionamiento del motor síncrono de imán permanente (PMSM), el cual, contiene imanes adheridos de forma permanente a su rotor y las máquinas síncronas de polo saliente (SPSM), las cuales, utilizan electroimanes dentro del rotor en lugar de imanes permanentes para controlar el campo magnético giratorio que proviene de su rotor; lo que le permite al rotor desarrollar el par de forma eficiente a velocidades más altas en comparación con el PMSM(Doppelbauer y Winzer, 2017). Esta combinación se realiza diseñando un rotor que tenga imanes permanentes y polos salientes con devanado de cobre para alinear la fuerza total pico del campo magnético generado por el rotor y el estator en un mismo punto del ciclo para mejorar la potencia del motor en un 14 % (Doppelbauer y Winzer, 2017).

#### **2.4.2. Refrigeración térmica en robots humanoides**

Existen sistemas que utilizan los efectos combinados del enfriamiento por líquido y reducciones mecánicas para elevar el par motor y sostener varias articulaciones robóticas a la vez que llevan a cabo una tarea conjunta, reduciendo en gran medida la masa del sistema (Urata et al., 2010). Estos sistemas son distintos a los grandes motores industriales confeccionados a la medida para aplicaciones específicas con un sistema de distribución térmica en el chasis del motor para reducir su temperatura interna; cómo lo menciona (Fasquelle, 2017), (Zhang et al., 2017), donde la refrigeración interna de un motor de imán permanente se lleva a cabo por medio del proceso de enfriamiento de placas metálicas haciendo pasar líquido a través del entrehierro del motor. Dada la complejidad del sistema para llevar a cabo una labor en específico, es que este tipo de motores no son aplicables a robots humanoides ya que en estos requieren que las articulaciones manejen su propio peso, junto con el peso del torso, cabeza, extremidades superiores e inferiores y cualquier carga útil adicional utilizando motores de bajo costo (Subburaman y Tsagarakis, 2016), (Leidner et al., 2016).

Un ejemplo del uso de motores eléctricos que utilizan reducciones mecánicas y son refrigerados térmicamente en robótica humanoide lo menciona (Urata y cols., 2008), donde se utiliza un sistema de encapsulado del chasis de dos motores eléctricos para minimizar la cantidad de calor que se genera en el chasis de ambos motores y de esta forma poder entregar una mayor cantidad de corriente al devanado de los motores, incrementando la corriente de funcionamiento del motor, y por ende, su *torque* en un lapso de tiempo determinado. Este encapsulado hecho a la medida, también lo vemos en (Urata y cols., 2008), donde se hace circular líquido refrigerado por medio de los conductos del encapsulado que envuelve la parte externa del estator del motor utilizando un sistema de enfriamiento que posee un radiador, una bomba centrífuga, servo acondicionador, una carga mecánica y un sistema de control de flujo del líquido refrigerante.

Otro método que utiliza el mismo tipo de tecnología lo podemos encontrar en (Paine, 2015) donde se utiliza una técnica de control de flujo del líquido refrigerante retroalimentado con un conjunto de sensores que permiten el control térmico y también la medición directa de la potencia de entrada y la potencia de salida, para de esta forma, encontrar la eficiencia general del sistema.

Para ambos métodos se estudia la forma de reducir la temperatura total del motor tomando en cuenta el análisis térmico del comportamiento de las pérdidas óhmicas, junto con la resistencia y capacitancia térmica del rotor, relacionada con la resistencia y capacitancia térmica del estator, añadiendo la temperatura ambiente, vistas como un modelo del comportamiento térmico del motor (Tao, 2014), (Borges et al ., 2008). El diseño propuesto pretende no ser invasivo, de manera que se estima la temperatura del núcleo utilizando el modelo a partir de la información del sensor utilizado.

Este tipo de diseños térmicos, donde se pretende obtener la potencia máxima del motor durante lapsos determinados de tiempo son cada vez más utilizados en robótica humanoides (Ito y cols., 2014). Los resultados del desempeño consecuente

son ampliamente puestos a prueba en los robots “JAXON” y “STARO” del equipo NEDO-JSK en la “DARPA Robotics Challenge competition”. En (Kakiuchi, 2015), (Kojima, 2015) se muestra la construcción del robot humanoide JAXON, el cual, está equipado con motores de corriente directa MAXON de 200W que utilizan un sistema de acondicionamiento con una camisa térmica que envuelve el motor. El sistema de accionamiento de la articulación consiste en un motor, una placa auxiliar para el motor, una placa de comunicación y de control, un acople de enfriamiento por agua y un encoder absoluto.

### **2.4.3. Enfriamiento directo del devanado**

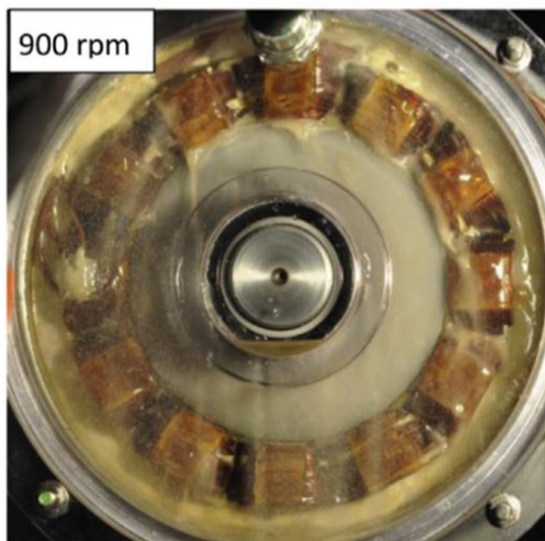
Una forma eficiente y confiable de enfriar los devanados de un motor eléctrico es eliminar el calor directamente de las bobinas. Con la creciente demanda de formas más efectivas para eliminar el calor, se han propuesto diferentes topologías de enfriamiento directo. Como su nombre indica, el refrigerante está en contacto directo con los devanados, por lo tanto, la elección del refrigerante es más crítica en comparación con la refrigeración líquida sin contacto, como la camisa térmica. El líquido refrigerante debe ser no conductor y no corrosivo, la viscosidad y la densidad del fluido también son factores importantes para un alto rendimiento y eficiencia. En la mayoría de los casos, se usa refrigerante a base de aceite.

El enfriamiento por impregnación de aceite se ha aplicado a unidades de potencia de alto rendimiento durante mucho tiempo. Este sistema utiliza boquillas para inyectar aceite directamente en los devanados para eliminar el calor. Se coloca un depósito en la parte inferior de la carcasa para recoger el líquido refrigerante caído y se utiliza un intercambiador de calor adicional para disipar el calor del líquido refrigerante al ambiente, se coloca una bomba a un lado y circula el líquido refrigerante desde el depósito hasta la boquilla nuevamente. El enfriamiento por impregnación de aceite resulta ser una forma extremadamente eficiente de disipar el calor. La litera-

tura investiga esta tecnología de enfriamiento con análisis computacional de fluidos dinámicos (CFD) y experimenta para predecir el flujo de refrigerante (Tanguy et al., 2014). La figura 2.6 presenta un ejemplo de enfriamiento por impregnación de aceite en el devanado final. En la literatura, cuando el caudal de aceite es alto, este método se refiere al enfriamiento por salpicadura de aceite.

Aunque esta es una forma efectiva de enfriar los devanados, su inconveniente es obvio: necesita boquillas adicionales dentro de la carcasa, lo que requerirá espacio adicional. Típicamente, el tamaño del sistema de enfriamiento por impregnación de aceite es una compensación con la reducción del tamaño de la máquina eléctrica debido al aumento de la carga eléctrica, además para máquinas de alta velocidad, el aceite rociado debe estar bien controlado y debe evitar interferir con las piezas giratorias, además de la transferencia de calor monofásica, se presentan dos fases de pulverización de aceite en según lo indica (Jia et al., 2008). El cambio de fase del refrigerante aumenta aún más que la disipación de calor. Sin embargo, se necesita instalar un condensador adicional para el cambio de fase, por lo tanto, este método es más práctico para máquinas eléctricas a gran escala, como el generador de energía hidráulica (Zhenguo et al., 2015) (Zhenguo, Lin, y Longyao, 2015).

Otro estudio introduce un intercambiador de calor de devanado directo (DWHX) para una máquina de alta densidad de par (Semidey y Mayor, 2014). Consiste en canales de micro placas colocados entre los devanados como se muestra en la Figura 2.7. Las micro placas en los canales tienen un coeficiente de transferencia de calor de hasta 10,000 [W/m<sup>2</sup>K]. El terminal de cada canal está conectado a un material aislante para reducir la corriente inducida. El material del canal debe elegirse cuidadosamente para evitar cortocircuitos entre fases. El canal está hecho de cobre y, por lo tanto, se aplica otra capa de material aislante al espacio entre el canal y el devanado. El canal de enfriamiento tiene un pequeño diámetro hidráulico de 0.1 mm a 0.5 mm, lo que requiere una potencia de bombeo significativa para lograr un cierto nivel de caudal. Por lo tanto, el sistema general puede ser voluminoso debido a la



*Figura 2.6.* Máquina eléctrica enfriada por goteo.

Fuente: (Tanguy, Harmand, Pelle, y Yu, 2014).

gran fuente de energía de bombeo.

Se ha propuesto otro tipo de enfriamiento en la ranura en (Schiefer et al., 2015), donde se utiliza un conductor plano. Los canales de enfriamiento se insertan en el espacio entre los devanados para eliminar el calor directamente como se muestra en la Figura 2.8 de la izquierda. El uso de alambre rectangular ayuda a aumentar el factor de llenado de la ranura y, por lo tanto, reduce la pérdida de cobre. Un concepto similar se ha introducido en (Lindh et al., 2016), donde el canal de enfriamiento está incrustado directamente en el cable, como se muestra en la Figura 2.8 de la derecha. Similar al intercambiador de calor de devanado directo, este sistema de enfriamiento también requiere una gran fuerza de bombeo para impulsar el refrigerante. Se debe tener en cuenta en cuenta que este método solo puede eliminar el calor de los devanados, el calor en el estator y el rotor debido a la pérdida del núcleo aún debe disiparse a través de otra ruta de calor.



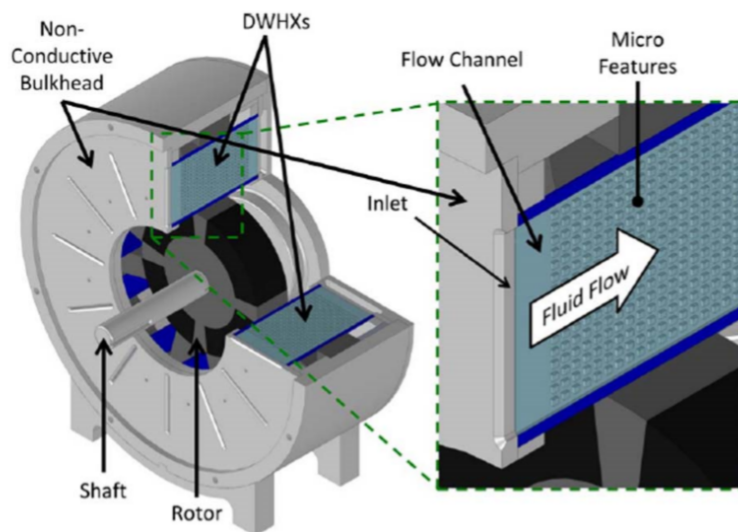


Figura 2.7. Máquina eléctrica enfriada con placas refrigerantes.

Fuente: (Semidey y Mayor, 2014).

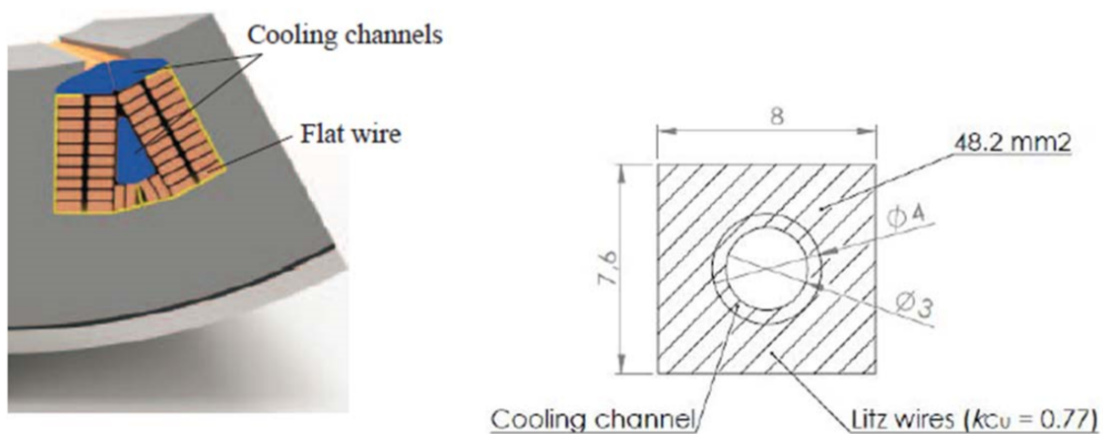


Figura 2.8. Articulación refrigerada con canales térmicos.

Fuente: (Schiefer y Doppelbauer, 2015a).

## 2.5. Optimización multiobjetivo

La optimización multiobjetivo es un área de toma de decisiones de criterios múltiples, en relación con problemas de optimización matemática que involucran más de una función objetivo para ser optimizada simultáneamente. La optimización multiobjetivo se ha aplicado a muchos campos de la ciencia y la ingeniería, donde se deben tomar decisiones óptimas en presencia de compensaciones entre dos o más objetivos que pueden estar en conflicto. De hecho, en muchas aplicaciones prácticas de ingeniería, los diseñadores toman decisiones entre objetivos de conflicto, como maximizar el rendimiento y minimizar el consumo de combustible y la emisión de contaminantes de un vehículo. En estos casos, se debe realizar un estudio de optimización multiobjetivo, que proporciona múltiples soluciones que representan las compensaciones entre las funciones objetivo (Abraham y Jain, 2005).

### 2.5.1. Algoritmo evolutivo e-MOGA

Los métodos de optimización multiobjetivo (MO) brindan al diseñador la posibilidad de una mejor selección de la solución final, ya que no se ignora ninguna parte del espacio de búsqueda. Las soluciones proporcionadas por algoritmos MO deben ser representativas del espacio total de las variables de diseño. Dado que los algoritmos computacionales realizan una búsqueda discreta en el espacio de las variables de diseño, las soluciones encontradas deben distribuirse de manera uniforme para evitar sobre explorar áreas bajo exploración. Por otro lado, ese conjunto de soluciones no debe contener soluciones no óptimas, ya que esta situación podría hacer que la toma de decisión seleccione una inapropiada.

La solución de un problema de optimización multiobjetivo a menudo conduce a una familia de puntos óptimos de pareto, donde cualquier mejora en un objetivo da como resultado la degradación de uno o más de los otros objetivos. Estos puntos, re-

presentados en el espacio de función objetivo conforman el llamado frente de pareto. Por lo tanto, cualquier punto es mejor que otro en este frente.

En (Herrero et al., 2007), se analizan algoritmos de optimización multiobjetivo basados en optimización numérica y búsqueda aleatoria y se propone un nuevo método de optimización numérica, la Restricción Normalmente Normalizada (NNC). Este genera frentes de pareto bien distribuidos, sin embargo, la solución obtenida depende en gran medida de las condiciones iniciales de optimización, ya que utiliza un método de Gauss-Newton basado en la búsqueda. Una variante modificada del NNC (MNNC) se presenta en (Herrero et al., 2007), que utiliza un algoritmo genético (GA) para obtener soluciones óptimas globales. El método Modificado de Restricción Normalmente Normalizada presenta una alta carga computacional ya que se necesita una optimización independiente para cada punto que pertenece al frente.

Otras alternativas para resolver problemas de optimización multiobjetivo son mediante el uso de algoritmos evolutivos mutiobjetivos (MOEA). Este tipo de algoritmos produce simultáneamente, en paralelo y en una sola ejecución, varios elementos del frente de pareto, gracias a su naturaleza poblacional. Los resultados obtenidos con los MOEA y su capacidad para manejar una amplia variedad de problemas explican por qué actualmente es una de las áreas donde se está progresando más.

El algoritmo evolutivo mutiobjetivo llamado MOGA ha sido diseñado para lograr una representación reducida pero bien distribuida del frente de pareto. El algoritmo ajusta dinámicamente los límites del frente de pareto y evita que se pierdan las soluciones que pertenecen a los extremos del frente.

La optimización multiobjetivo puede ser expresada de la siguiente forma:

$$\theta \in \text{Dim}_{RL} \min J(\theta) = \theta \in \text{Dim}_{RL} \min [J_1(\theta), J_2(\theta), \dots, J_s(\theta)] \quad (8)$$

Donde  $J_1(\theta), i \in B := [1...s]$ , representa los objetos a optimizar y  $\theta$  es la solución en  $L$  soluciones dimensionales en el espacio  $D$ .

## 2.6. Impedancia mecánica

La distribución entre la cinemática de deformación (desplazamiento / velocidad generalizada) y la dinámica resultante (fuerza / par generalizado) se denomina impedancia mecánica y se define cómo la rigidez lineal o rotacional y las características de amortiguación del sistema en consideración. El concepto de impedancia fue introducido por primera vez en problemas mecánicos por Firestone (Firestone, 1938). En su forma más simple, la rigidez se define cómo la relación entre el cambio de fuerza y el cambio de desplazamiento (Kim y Park, 2011). Los componentes de impedancia (rigidez, masa efectiva y amortiguación) son particularmente importantes para la función de las extremidades, ya que contrarrestan los efectos de las cargas aplicadas y las perturbaciones.

Considerando un sistema robótico representado por una sola masa, controlada por un controlador de impedancia básico como se muestra en la figura 2.9. Se tiene que la energía total del sistema está definida por la suma de la energía cinemática de la masa y la energía potencial del resorte.

$$E_{tot} = T_k + V_p = \frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}kx_e^2 \quad (8.1)$$

Donde  $x_e = x_d - x$  es el error de movimiento dado un punto de sujeción  $x_d$ ,  $m$  es la masa del modelo simplificado y  $\dot{x}$  es la velocidad. Conociendo la energía total del sistema, es posible diseñar un controlador que perciba la cantidad de energía que un ser humano puede tolerar sin ser dañado. Esto se puede lograr diseñando un controlador que limite la energía que se intercambia con la persona ajuntando la

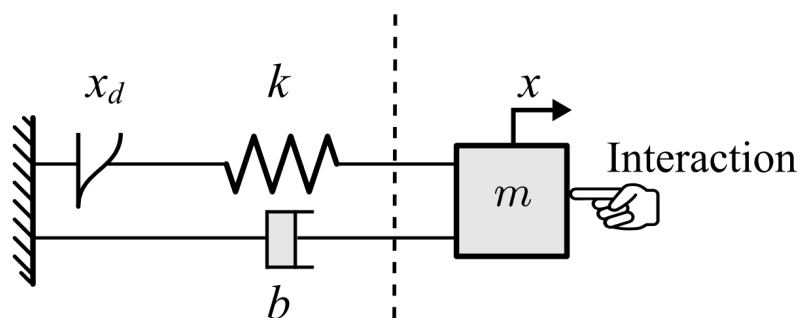


Figura 2.9. Impedancia mecánica en un grado de libertad.

Fuente: (Raiola y cols., 2018) .

rigidez  $k$  con respecto a la energía máxima (Raiola, Cardenas, Tadele, De Vries, y Stramigioli, 2018). Basados en este modelo, es posible lograr que un motor eléctrico emule un resorte torsional con rigidez variable o resorte virtual.

Debe hacerse una distinción entre impedancia y admitancia: mientras que el primero relaciona la cinemática de entrada con la dinámica de salida resultante del sistema, el segundo relaciona la dinámica de entrada con la cinemática de salida resultante. La analogía eléctrica de estos dos términos se relaciona a la resistencia y conductancia que, cómo en los sistemas mecánicos, también dependen de la frecuencia. En los sistemas lineales, estas dos representaciones suelen ser equivalentes e intercambiables. Sin embargo, en problemas no lineales, cómo los relacionados con la manipulación de objetos, estos dos no son intercambiables (Hogan, 1984). Por ejemplo, para un controlador híbrido implementado en el diseño de un manipulador controlado por *torque* para identificar la dinámica de la articulación de la muñeca, la inercia y la amortiguación se implementaron por admitancia y la rigidez por impedancia (Schouten et al., 2006).

Una definición más simple de impedancia hace referencia a la rigidez promedio, definida como la relación entre la fuerza generalizada (fuerza o par) y el desplazamiento general (lineal o angular) para el sistema en consideración (extremidad o articulación). Del mismo modo, la amortiguación promedio se obtiene como la

relación entre la fuerza generalizada y la tasa de desplazamiento generalizada.

En una revisión de los sistemas agrupados en modo resorte-amortiguador, los modelos se clasificaron como pasivos o activos. En los modelos pasivos, las propiedades mecánicas (rigidez y amortiguación) se tratan como constantes, y en los modelos activos, se considera que las propiedades mecánicas se adaptan a las cargas externas (Nikooyan y Zadpoor, 2011). Sin embargo, esta categorización contradice otros estudios, que mostraron que las no linealidades de rigidez y amortiguación se pueden encontrar también en el estado pasivo.

El generar movimiento en un sistema robótico en función del par generado por disturbios externos, también es conocido como control por impedancia. En un manipulador robótico se perciben las fuerzas aplicadas a la mano, así como las que se perciban en todo el manipulador con un factor de error muy bajo. Se ha realizado intenso trabajo para mejorar el control de par en articulaciones robóticas, cómo lo describen (Wu y Paul, 1980), quienes proponen un servosistema de *torque* simple, que utiliza un sensor de *torque* de unión basado en un extensómetro. Otro ejemplo lo muestra (Hirzinger, 2001), donde cada articulación de un brazo robótico tiene un sensor de *torque* que usa galgas extensiométricas, sensores de posición y un freno piezoeléctrico, lo que le da una capacidad más amplia para adaptarse a su entorno. Otra aproximación la muestran (Sakaki y Iwakane, 1992) quienes emulan el control por impedancia usando un controlador de motor eléctrico con sensor de par magnetostrictivo.

Según (Godler et al., 2001) es posible percibir un par externo en un sistema robótico a través de la elasticidad de la lámina flexible presente en las reducciones mecánicas armónicas sin perder estructura mecánica y la rigidez en un brazo robótico humanoide, sin embargo las galgas extensiométricas deben estar instaladas en este material flexible, lo que complica su instalación y agrega vibraciones que perturba la captación de datos de deformación provenientes de este material, además los sensores se ven más afectados por la temperatura que se genera.

Existen varias técnicas para incorporar la medición que permite calcular *torque* en articulaciones robóticas y brazos robóticos en general. Dentro de ellas están las técnicas eléctricas que están asociadas a la incorporación de galgas extensiométricas y sensores capacitivos y piezoeléctricos. Cuando se aplica fuerza, la tensión cambia la resistencia eléctrica de las galgas proporcionalmente a la carga, estas son usadas mayormente para tener una alta sensibilidad. En el segundo caso se usan fenómenos electromagnéticos producidos por sensores inductivos, magnetostricción y el efecto magneto elástico de algunos sensores para generar los datos del sensor de *torque*, cómo lo muestra (Vischer y Khatib, 1995). Este tipo de sensores ofrece una muy buena resolución (0.1 u/m) y una precisión que ronda el 0.2%. La alta fiabilidad se deriva de su principio de funcionamiento basado en transferencia magnética.

Existen métodos que estudian fenómenos ópticos para captar datos para un sensor de *torque*. Los fotosensores son los más usados para generar los datos en un sensor de par en función de un objeto móvil, su principal desventaja es la no linealidad y lo susceptibles que son a ciertas temperaturas. La implementación de un sensor óptico como sensor de *torque* lo muestra (Hirose y Yoneda, 1990).

El control por impedancia ha sido ampliamente utilizado en el área de robótica. Como por ejemplo en (Chen, 2014), donde se presenta un estudio experimental sobre el control por impedancia para la compensación de fricción en movimientos altamente no lineales para una mano robótica con un tamaño similar a la mano humana, basado en una retroalimentación del par de apriete. También se estudia el modo como interactúa el robot con el ambiente desde el punto de vista del control por impedancia, donde se utiliza un sensor externo adaptativo de alta ganancia, lo que elimina los costos por implementación de las galgas extensiométricas al sistema y las mediciones de velocidad conjunta.

Un robot con este tipo de sensores lo vemos en (Kwok, 2013), donde tenemos una base móvil omnidireccional que incorpora un sistema de control por impedancia integrado en el eje de los motores que le proporcionan la dirección donde debe

dirigirse después de experimentar una fuerza externa. Esta técnica proporciona un método de retroalimentación al sistema de control, utilizando galgas extensiométricas para lograr que la base móvil reaccione y se mueva de forma contraria a la fuerza percibida por parte del disturbio externo. En casos que lo requieran, este sistema también permite adaptar el mecanismo para que simule un resorte virtual, en donde el método de control y el sistema de accionamiento del movimiento reaccionan aplicando fuerza a un objeto que se desea mover. Este tipo de bases móviles se utilizan como plataforma de tracción motriz para cargar el torso, cabeza y las extremidades superiores en robots humanoides (Philippsen, 2013).

No es de nuestro conocimiento que exista un robot humanoide que integre la técnica de inyección de líquido forzando aceite y el control por impedancia en sus articulaciones robóticas como parte de un diseño integral para incrementar la eficiencia de *potencia vs peso y volumen* del robot. Por lo cual, existe un nicho de investigación y conocimiento importante para ser explotado.



## Requerimientos e infraestructura de diseño

En esta sección se detalla cómo se seleccionan los experimentos para cada diseño desarrollado en el proyecto. Se muestran los escenarios de pruebas considerados, así como los posibles objetos a manipular, finalmente se describe la infraestructura de software para realizar las simulaciones, así como la selección de los componentes comerciales a integrar en los diseños.

### 3.1. Diseño de los requerimientos

A continuación, se detallan los escenarios de pruebas evaluados en este trabajo. De estos se selecciona un escenario de pruebas y el objeto a manipular para definir criterios de diseño iniciales para una maqueta de brazo robótico.

#### 3.1.1. Escenarios de pruebas

Cuando se diseñan extremidades robóticas se consideran factores de diseño que requieren seleccionar un actuador comercial que debe adquirirse según la carga que deba manejar cada articulación y las tareas de manipulación que deba realizar el robot. Las capacidades de manipulación en términos de capacidad de carga del robot dependen de la potencia que pueda entregar la articulación a la que se le exija más potencia.

Comúnmente los brazos robóticos comerciales se diseñan con características específicas y su capacidad de carga y potencia de salida se limitan a ciertos parámetros que finalmente son limitados por el actuador de cada articulación. Luego, cada usuario coloca el robot donde mejor desarrolle tareas según sus capacidades ya es-

tablecidas.

Si se requiere tener robots colaborativos al ser humano, estos deben ser diseñados para realizar tareas específicas que demanden manejar objetos de varios pesos y tamaños en cualquier tipo de escenario. Por lo que, es necesario conocer mejor estos escenarios para definir los requerimientos de diseño y definir los parámetros de diseño de cada articulación del brazo robótico que estaría llevando a cabo la tarea de manipulación de los objetos presentes en ese escenario. De modo que se analice el problema y se busque una solución para evitar hacer lo contrario como sucede en la actualidad.

A continuación, se describen tres escenarios de pruebas con posibles objetos a manipular para finalmente definir un objeto y una pose crítica en la que se podría ver envuelto un brazo robótico al realizar una tarea sencilla. Luego se lleva a cabo los ensayos y comparan los resultados con otra articulación que también usa una técnica de refrigeración para incrementar su potencia.

### **3.1.2. Escenario 1: supermercado**

En este escenario se propone levantar una maya de naranjas que estaría situada en un estante, la cual tendría un peso de 7 a 16 kg, una vez que se toma el objeto, el robot debe colocarla dentro de un carrito de compras; la diferencia de altura entre el estante y el carrito es de 48 cm y la distancia que se recorre a la hora de manipular el objeto sería de alrededor de los 78 cm. El brazo tendría un gancho del cual se toma la malla de naranjas. En la tabla 3.1 se describen los objetos y el peso de cada uno.

Cuadro 3.1

*Objetos propuestos a manipular en un supermercado.*

Número	Esenario 1: supermercado	
	Objetos	Peso
1)	Maya con naranjas	6 kg
2)	Caja de 12 botellas 700ml	9 kg
3)	Tarima de madera	18 kg
4)	Caja con 12 cartones de leche	12 kg
5)	Paca de ropa	19 kg
6)	Galón de desinfectante	4 kg
7)	Lata con pintura	6 kg
8)	Tarro plástico de pintura	15 kg
9)	Mancuerna de hierro	20 kg
10)	Bolsa con monedas	7kg

### 3.1.3. Escenario 2: Bodega

En el segundo escenario de pruebas se propone levantar una batería de automóvil comercial que tendrá un peso aproximado de 14kg desde el suelo, para luego colocarla en una mesa de trabajo que está a un metro de altura. Este escenario de pruebas está más relacionado a una bodega de un taller automotriz, por lo cual, en la tabla 3.2 se describen los objetos que están más relacionados a este ambiente.

### 3.1.4. Escenario 3: Mesa de trabajo

Para el tercer escenario se propone levantar una caja de herramientas con un peso aproximado de 25 kg desde un estante que está a 1 metro de altura para luego colocarlo en el suelo en un tiempo de 9 segundos. Al igual que en los otros escenarios de pruebas se contará con un gancho al final del brazo robótico para sujetar y levantar la caja de herramientas. Es importante destacar que el escenario de pruebas de la mesa de trabajo está relacionado a labores que se realizan a un taller automotriz, por lo cual, en la tabla 3.3 se muestran objetos relacionados a

Cuadro 3.2

*Objetos propuestos a manipular en una bodega comercial.*

Número	Escenario 2: Bodega	
	Objetos	Peso
1)	Compresor hidráulico	17 kg
2)	Escalera de aluminio	7 kg
3)	Batea con tonillos	18 kg
4)	Caja con 12 cartones de leche	12 kg
5)	Banco de metal giratorio	12 kg
6)	Aspiradora en seco	5 kg
7)	Rollo de embalaje de plástico	4 kg
8)	Extintor	6 kg
9)	Caja con productos	25 kg
10)	Batería de automóvil	7kg

tareas de manipulación en esta área.

### 3.1.5. Centro de masa de los objetos a manipular

Es necesario tomar en cuenta el centro de masa de los objetos al definir la tarea sencilla a llevar a cabo para generar la base de conocimiento que se necesita para seleccionar el objeto más idóneo a usar para el diseño de la maqueta de brazo robótico.

En la tabla 3.4 se muestran las dimensiones de varios objetos escogidos de cada escenario de prueba. De la lista se tienen varios objetos que tienen un centro de masa muy cercano su centro geométrico, lo que los hace viables para realizar la tarea de manipulación. La mancuerna de hierro tiene un buen centro de masa pero su punto de sujeción está en una posición que la hace susceptible a girar mientras es desplazada a su localización final.

La máquina de soldar y la caja de herramientas tienen características geométricas similares, su principal diferencia se observa en la distribución de los componentes que

Cuadro 3.3

*Objetos propuestos a manipular en una mesa de trabajo de un taller.*

Número	Escenario 3: Mesa de trabajo	
	Objetos	Peso
1)	Base mecánica para levantar autos	22 kg
2)	Taladro de mano	6 kg
3)	Máquina de soldar	15 kg
4)	Llave francesa	7 kg
5)	Llave de cubro con torquímetro	8 kg
6)	Cabezote de un motor de combustión	13 kg
7)	Caja de herramientas	25 kg
8)	Platinas de hierro/caja de cubos	7 kg
9)	Mazo de hierro	9 kg
10)	Prensa de banco	10kg

Cuadro 3.4

*Objetos a manipular en una mesa de trabajo por un brazo robótico.*

Número	Centro de masa de los objetos a manipular					
	Objetos	Peso	Alto	Ancho	Largo	Centrod masa
1)	Culata de un motor de combustión	13 kg	12 cm	17 cm	25 cm	16 cm
2)	Máquina de soldar	15 kg	35 cm	32 cm	37 cm	12 cm
3)	Llave francesa	7 kg	1 cm	5 cm	24 cm	6 cm
4)	Caja de herramientas	25 kg	20 cm	20 cm	50 cm	26 cm
5)	Mancuernas de hierro	25 kg	10 cm	10 cm	26 cm	13 cm

los conforman. La máquina de soldar tiene un transformador interno que representa el 65 % de su peso (W. Zhang, 2003), y está ubicado en un extremo de la estructura de la herramienta. Esto hace que tienda a moverse de un lado cuando se mueve a una velocidad promedio. La caja de herramientas tiene sus componentes internos distribuidos en secciones que distribuyen el peso y tamaño de los objetos. Esto lo hace más estable al realizar una tarea de manipulación, además es el componente más pesado presente en la lista de objetos seleccionados de los escenarios. Por ende, se selecciona la mesa de trabajo como el escenario de pruebas y la caja de herramientas como el objeto que se usaría para diseñar la articulación robótica y la maqueta de brazo.

## 3.2. Infraestructura

Para iniciar el análisis se consideran 3 escenarios de pruebas donde un robot colaborativo podría asistir a las personas en distintos tipos de tareas. De estos escenarios se selecciona un escenario de pruebas y un objeto del que se obtiene su masa. Conociendo el peso del objeto se genera una estructura de brazo robótico que integra 7 grados de libertad, con el fin de que esté diseñado para que logre manipular este objeto, adaptando una pose que requiera una alta exigencia energética. Sobre el cálculo de la sumatoria de *torques*, se obtienen los *torques* necesarios para que el brazo realice la tarea de manipulación.

Se toma el *torque* de la articulación que está más cercana a la base del brazo y se usa para definir una versión de actuador inicial que se usa como base de diseño para diseñar la técnica de refrigeración más idónea; se seleccionan y evalúan dos técnicas de refrigeración “Geometría térmica con canales refrigerantes” y “Técnica de impregnación forzada”. Basado en estos datos se diseña la primera versión de sensor de *torque* y se diseñan los componentes mecánicos iniciales para la articulación, integrando los componentes comerciales. Luego, se genera la primera maqueta de brazo robótico en 3D para obtener datos de peso, volumen y largo de los eslabones y articulaciones.

Seguidamente, se generan ecuaciones de escalamiento que relacionan la potencia de salida de la articulación y sus características geométricas con el tipo de refrigeración que se aplica. Basados en estas ecuaciones se generan dos problemas de optimización multiobjetivo, donde se relaciona la *potencia vs peso* y *potencia vs volumen* de la articulación. De modo que se obtiene un tipo de actuador con potencia, peso y volumen distinto si es enfriado con aceite u aire.

De la optimización se obtiene la geometría final del actuador para la articulación que entrega la potencia necesaria para manipular el objeto de 25 kilogramos.

Luego, se generan modificaciones la geometría termica sellada, el sensor de *torque* y la maqueta de brazo robótico. Estos nuevos datos se ingresan en la sumatoria de *torques* que, a su vez, entregan los requerimientos de *torque* y potencia final para la articulación en estudio.

Para cada versión de articulación se trabaja paralelamente en la forma geométrica más idónea para la técnica de refrigeración seleccionando. De la simulación electromagnética se obtiene el comportamiento térmico y la la temperatura de entrada para la simulación CFD sobre las piezas que encapsulan el motor para enfriarlo con aceite, además se diseñan varias versiones de sensor de *torque* para definir la versión final que mejor se adapte a la articulación.

Finalmente, se valida el desempeño de la técnica de impregnación forzada en dos motores eléctricos del tipo BLDC, donde se suministra la misma intensidad de corriente directamente a los devanados del estator y se extrae el calor interno de forma forzada. Se muestran gráficas de temperatura en condiciones de refrigeración con aire y aceite.

### **3.2.1. Programa de diseño y simulación**

El diseño mecánico de la articulación propuesta es desarrollado en el programa de diseño CAD Solidworks, ya que permite crear sólidos usando ecuaciones en las cotas de cada medida para cada objeto completamente definido. El relacionar las dimensiones de cada diseño mecánico permite parametrizar los cambios que fuesen necesarios aplicar durante la etapa de experimentación. Esto facilita realizar ajustes para correr nuevas pruebas, además se disminuye el tiempo de implementación de los experimentos que están ligadas a cambios importantes en los diseños por separado y en conjunto. Esta versatilidad agiliza la ejecución de modificaciones en los sólidos y ensambles.

El principal criterio de selección para escoger el programa de simulación, se basa en que este debe permitir realizar pruebas de simulación de varios tipos en el prototipo de la articulación de forma conjunta, lo que se conoce como simulación multifísica. Este tipo de simulación podría permitir inyectar una corriente durante un tiempo de muestreo al actuador de la articulación. Esta produciría un campo magnético giratorio en el estator que interactuaría con los imanes del rotor. Se podría poner una carga a la salida del eje del rotor para emular la carga mecánica que produciría el objeto a manipular, asumiendo que se tiene una reducción mecánica con características específicas. Consecuentemente, se generaría calor en el devanado del actuador que podría ser disipado usando aire o aceite sellando el motor con una estructura de tapas para evitar fugas.

Este procedimiento representa la metodología ideal de simulación que nos permitiría cambiar la geometría del mecanismo y producir cambios en función de los requerimientos de peso y volumen deseados con respecto a la potencia máxima que se pueda obtener a la salida del actuador. Los programas de simulación más usados en ingeniería que permitirían lograr realizar una simulación multifísica son los programas comerciales ANSYS y COMSOL. Actualmente no existe un software de uso libre con estas sus mismas características.

ANSYS permite realizar análisis de esfuerzos mecánicos, estructurales, térmicos, eléctricos y de campo magnético de forma separada en una interface gráfica a la que se le llama “WorkBench”. En esta interface se pueden ligar varios tipos de simulación, los resultados de cada simulación pueden funcionar como variables de entrada para la siguiente simulación. Para lograr ligar las simulaciones de distintos tipos de elementos de esta forma se debe contar un tipo de licencia específica para cada tipo de simulación que se quiera realizar. Por ejemplo, para una que simula el efecto electromagnético de un motor se debe adquirir la licencia Maxwell del programa.

El ARCOS-Lab tiene acceso al programa Ansys workbench y Ansys Electronics



por medio de la Escuela de Ingeniería Eléctrica. La utilidad Maxwell está asociada a Ansys Electronics pero este no tiene forma de ligarse con Ansys workbench que es donde están el resto de utilidades que permiten simular el comportamiento físico del resto de elementos. Al no contar con esta licencia se descarta el uso del programa para realizar simulaciones multifísicas, sin embargo, algunas simulaciones de la dinámica de fluidos computacionales de una de las soluciones térmicas se simulan en este programa.

El programa COMSOL permite realizar simulaciones a partir de una geometría en 2D o 3D. Aquí se usa una sola consola gráfica para configurar los distintos tipos de simulaciones que se necesitarían para validar los cambios en el actuador y los componentes mecánicos de la articulación. En el caso de COMSOL solo se necesita un tipo de licencia para realizar las simulaciones, sin embargo tiene limitantes importantes a la hora de poder ligar las variables de los tipos de simulaciones que se necesitan realizar a la vez. Por ejemplo, presenta errores de traslape al configurar una simulación electromagnética con un análisis de elementos finitos no lineales.

En ambos programas las oportunidades de cambiar variables de entrada y salida son limitadas ya que existen parámetros preconfigurados que no puede variarse, lo que representa una limitante para validar los diseños propuestos al usar este programa.

Para ambos programas el tiempo de simulación es un factor limitante. Se realizaron pruebas de esfuerzo en ambos programas. Usando una computadora con un core i7, 24 Gb de RAM y una tarjeta gráfica de 2 GB para una simulación que ligaba únicamente CFD y FEA. Durante esta simulación se tarda en promedio un tiempo de 10 días para concluir con los resultados, como se mencionó anteriormente, estos no son exactos en su totalidad. Para evitar esto se cambia la estrategia de simulación del proyecto.

Las simulaciones de la dinámica de fluidos para validar la técnica de extracción

de calor se realizan por medio de una utilidad llamada “Solidworks Flow Simulation”, esta permite configurar los parámetros de frontera, condiciones iniciales, y un sistema de mallado congruente con la complejidad del diseño en estudio, esto facilita la obtención de parámetros. La ventaja de esta utilidad es que permite realizar modificaciones en el mismo programa CAD donde se diseñan las piezas mecánicas, por lo que la parametrización necesaria se puede ligar de forma más directa al diseño en estudio, lo que agiliza la obtención de resultados.

Para realizar la validación de los elementos mecánicos que conforman la articulación y el sensor de *torque* se realiza una simulación estática no lineal. Esta permite reducir el tamaño y peso de los sólidos y probar si estos pueden soportar el estrés mecánico que se le aplica a la maqueta de brazo robótico. Conforme avanzan las modificaciones del prototipo se realizan simulaciones para validar estos cambios para reducir el peso y volumen de los elementos.

Las simulaciones electromagnéticas se realizan en el programa de simulación 3D “EMS”. Este programa funciona como una utilidad más de Solidworks que le permite usar el mismo diseño para generar condiciones de frontera en relación a intensidades y fenómenos eléctricos y magnéticos a la vez. Lo que permite obtener resultados de resistencia, *torque*, fuerza, número de elementos en estudio, inductancia, enlace de flujo, energía, y gráficas de calor del comportamiento térmico, y electromagnético del diseño en estudio. Su ventaja es que permite generar un estudio de movimiento sobre el diseño para emular la interacción de los campos magnéticos en la máquina eléctrica cómo estos generan calor en el devanado. Estos datos se toman para usarse como las condiciones iniciales para el desarrollo de la solución térmica que intervendría entre la interacción térmica del devanado, el estator y el líquido en el programa Flow Simulation.

Para evitar depender únicamente de estas simulaciones y reducir el tiempo de convergencia de los resultados se usa el programa MATLAB para producir optimizaciones multiobjetivo que relacionan la *potencia vs peso* y la *potencia vs volumen* de

la articulación. Usando las ecuaciones de escalamiento se relacionan las pérdidas en el devanado al cambio de temperatura que se produce con respecto a la potencia de salida, todo en relación al fluido que está presente en el estator del actuador. Estos factores producen un radio de rotor distinto, de modo que se tiene un actuador con diámetro, número de imanes, número de ranuras, y largo distinto cuando se enfría con aire o aceite. Esta metodología permite producir un motor que reduce su peso y volumen manteniendo o aumentando la potencia de salida.

Los parámetros generales de la optimización permiten realizar las modificaciones finales a la articulación y a la maqueta de brazo robótico para concluir con todos los parámetros finales del proyecto, finalmente se valida el comportamiento térmico de un motor BLDC cuando se usa la técnica de inyección forzada estudiada en este trabajo.

### **3.2.2. Selección de componentes comerciales**

La articulación producida en este trabajo se pretende construir en etapas futuras del proyecto. En esta etapa de diseño se toman en cuenta varias consideraciones con respecto al proceso de mecanizado e integración de componentes que deben adquirirse para formar parte de la articulación. Por su aplicación y funcionalidades especializadas, algunos de estos componentes no pueden ser manufacturados localmente, sin embargo, sus características y dimensiones son muy importantes a la hora de concluir con las medidas exactas para cada pieza mecánica individual que sería manufacturada localmente.

El componente más especializado a adquirir es la reducción mecánica, la cual debe cumplir con unas dimensiones considerablemente pequeñas y soportar un alto *torque*. Al ser una pieza que conformara una articulación robótica, esta debe ser hueca, ya que es necesario que los cables que deban utilizarse en todo el brazo robótico pasen a través de toda su estructura mecánica para mantener un orden

más claro y evitar que algo se atore o dañe mientras el brazo se desplaza en el espacio. La estrategia de selección de la reducción mecánica se basa en el *torque* soportado, su forma, tamaño, peso, diámetro externo completo y diámetro externo del hueco del eje del actuador.

Al realizar un diseño paramétrico para la articulación es indispensable valorar los cambios de las dimensiones generales de todas las piezas mecánicas que van a afectar los componentes que tienen medidas comerciales, debido a los resultados obtenidos en cada iteración de las simulaciones. Esto representa una restricción de diseño que deben ajustarse a toda la articulación. Las piezas que limitan en mayor medida la flexibilidad para variar los parámetros generales de la articulación son la reducción mecánica, los magnetos, los rodamientos, el alambre de cobre, las tuberías con sus respectivas conexiones de distribución, y el cableado de los sensores de temperatura internos; en resumen, todos los componentes comerciales a integrar. Otra de las limitantes al realizar cambios de dimensiones en la articulación, está relacionada al espacio disponible para que el líquido refrigerante pase a través de cada uno de las ranuras del estator, esto afecta en su mayoría, cuando la relación de las dimensiones generales de cambio de cada diente, yoke del estator y área transversal de cobre varían en función de los requerimientos necesarios en cada experimento.

Adicionalmente, se busca que las dimensiones del actuador tengan un factor de cambio relacionado a las capacidades promedio de mecanizado e implementación en un prototipo real, teniendo en cuenta que, si bien es cierto, el estator del motor no será fabricado localmente, este sí debe tener las dimensiones mínimas que permitan su implementación en el lugar donde se fabricaría. El factor de cambio que dicta las dimensiones finales del diseño de articulación debe incluir los soportes externos de acople al resto de los componentes de la articulación, que son completamente necesarios para darle un soporte de sujeción mecánica al ensamblaje del prototipo, lo que dificulta la etapa de mecanizado.

Al definir las medidas del actuador de la articulación en el proceso de simulación,

se buscan las dimensiones comercialmente más cercanas para cada componente que debe ser adquirido para la implementación de la articulación. Teniendo estos datos, es posible diseñar las piezas adicionales por medio del uso de equipos y materiales que se pueden adquirir localmente, como diversos tipos de herramientas, CNC, torno, cortadora láser, impresora 3D y fresadora.

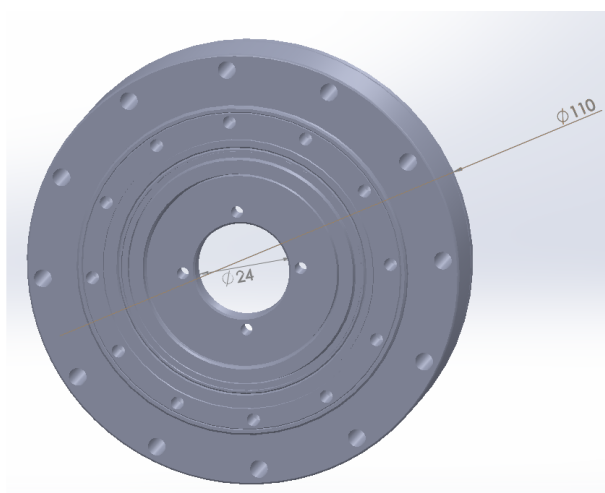
Las pruebas de requerimiento relacionadas al análisis de densidad y volumen de la articulación robótica sugieren que es necesario ser capaces de variar las dimensiones del prototipo propuesto de forma rápida y precisa cómo se mencionó anteriormente. Esta versatilidad de cambio de dimensiones generales envuelve también a los componentes que deben ser adquiridos, tomando en cuenta que estos tienen dimensiones definidas por el fabricante, lo cual dificulta la libertad para variar las dimensiones de la articulación y afecta directamente la densidad y volumen general de la articulación. Sin embargo, se tiene claridad en que, al ser un diseño de un prototipo pensado para ser manufacturado, es necesario relacionar directamente los diseños propuestos lo más cercano posible a la realidad.

### **3.2.2.1. Reducción mecánica**

Para evitar invertir tiempo adicional aplicando parametrización a los componentes con medidas comerciales se seleccionan y simulan dos diseños de reducciones mecánicas del tipo armónica SHD-25-160-2sh y SHD-32-160-2sh. Estas permiten variar el diámetro externo del actuador de la articulación desde los 60 mm hasta los 130mm. El ajuste de dimensiones en función del cambio de variables paramétricas toma un tiempo considerable, ya que todos los valores acotados deben estar relacionados unos con otros y se deben corregir los posibles errores que surjan en el proceso de pruebas paramétricas aplicando técnicas geométricas.

Un dato indispensable al seleccionar la reducción mecánica a utilizar es el diámetro del hueco del eje del motor, ya que si tiene un diámetro muy reducido se limita

la cantidad de cables y conductos que se pudiesen pasar a través de la articulación. Considerando que el diseño de la articulación requiere pasar conductos refrigerantes adicionales en todo el brazo robótico, es necesario que su diámetro no sea reducido. El diámetro del hueco del eje del motor varía solamente 10 mm entre las dos reducciones mecánicas armónicas seleccionadas; sin embargo, el *torque* que soporta cada una varía considerablemente. Esto requiere que se ajuste el volumen y densidad del brazo robótico propuesto a la potencia necesaria para finalmente manipular el objeto en los escenarios de prueba propuestos.



*Figura 3.1.* Reducción mecánica armónica SHD-25-160-2sh.

Los criterios de selección para las reducciones mecánicas se basan mayormente en la capacidad de *torque* que pueden soportar, velocidad máxima de funcionamiento, diámetro externo completo, diámetros externo del agujero del eje (no menor a 20 mm ), así como su volumen y densidad, aunado a que estas no deben tener un costo elevado, ya que el propósito de este prototipo tiene fines constructivos. En la figura 3.1 y 3.2 se muestra una ilustración de cada una de las reducciones mecánicas en estudio.

En las tablas 3.5 y 3.6 se muestran las características más importantes de las dos reducciones mecánicas seleccionadas, donde se observan los rangos de tolerancia soportados según los criterios del fabricante. Uno de los parámetros más relevantes a considerar esta relacionando a la masa completa de las reducciones mecánicas y

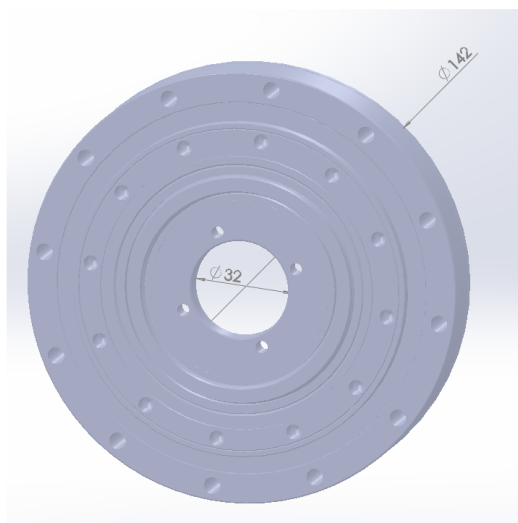


Figura 3.2. Reducción mecánica armónica SHD-32-160-2sh.

Cuadro 3.5

*Características de la reducción mecánica armónica SHD-25-160-2sh.*

Criterios	Serie: SHD-25-160-2sh
	Magnitudes
Límite del par medio	75 Nm
Límite para el par de torsión pico repetido	123Nm
Límite de momento de par pico	204 Nm
Par inicial	33 Nm
Par de retroceso	64 Nm
Velocidad de entrada media	3500 rpm
Resolución standard	1 arc min
Masa total	0,91 kg

Cuadro 3.6

*Características de la reducción mecánica armónica SHD-32-160-2sh.*

Criterios	Serie: SHD-32-160-2sh
	Magnitudes
Límite del par medio	151 Nm
Límite para el par de torsión pico repetido	216 Nm
Límite de momento de par pico	445 Nm
Par inicial	47 Nm
Par de retroceso	91 Nm
Velocidad de entrada media	3500 rpm
Resolución standard	1 arc min
Masa total	1.87 kg

cómo esta afecta a la masa completa de la articulación. Actualmente, el porcentaje de peso adicional que podría aportar una reducción mecánica como esta ronda el 37,4 % de la masa total de la articulación robótica, esto para el caso de la reducción SHD-25-160-2sh, y un 23,5 % al usar la reducción SHD-32-160-2sh considerando la primera versión de articulación.

Una de las características más relevantes en relación a las capacidades de las reducciones seleccionadas es el *torque* momentáneo que soporta la reducción ante un esfuerzo aplicado. Este limita el *torque* durante los periodos de prueba, lo que obligaría a modificar los diseños de llegar a requerir un *torque* que supere ese valor. Esto representa una limitante de diseño importante, ya que se estima que para la primera versión de articulación se requieran 315 Nm en la salida de la articulación que más *torque* requiere entregar para mover el objeto seleccionado.

### 3.2.2.2. Rodamientos

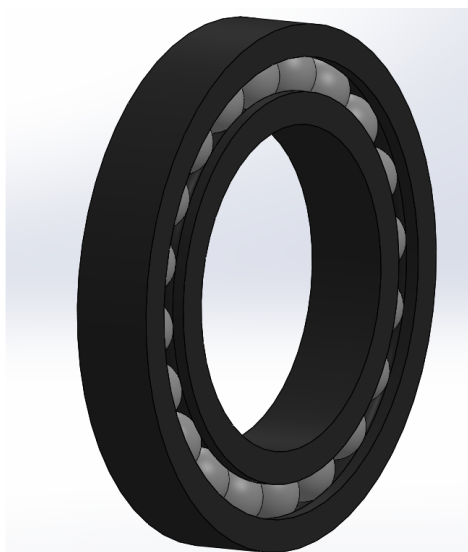
Uno de los componentes comerciales que representa una parte fundamental de la articulación robótica y que debe ser adquirido, es el rodamiento que permite el soporte a la parte móvil del eje del rotor con la pieza mecánica que mantiene todas las piezas unidas, además de los rodamientos que soportan el conducto por donde



pasan los cables y tuberías.

Se utiliza un criterio de selección muy similar al usado para escoger la reducción mecánica. El factor de cambio en el diámetro interno, externo y el ancho del rodamiento están dispuestos entre 60 y 80, 30 y 50, y los 8 y 10 milímetros respectivamente; los rodamientos que cumplen con estos requerimientos soportan una carga dinámica mayor a los 22.9 kN a una velocidad de 20000 r/min, lo que está por encima de los esfuerzos que se alcanzan durante las simulaciones. En este caso, se realizan los experimentos en función de las necesidades requeridas y finalmente se ajusta el diseño final al rodamiento comercial más cercano.

En la figura 3.3 se muestra una imagen del rodamiento diseñado en base a la primer version de articulación.



*Figura 3.3.* Rodamiento de sujeción para el rotor del actuador.

### **3.2.2.3. Imanes**

Los imanes a utilizar son imanes de neodimio, los cuales son los más utilizados en la actualidad en máquinas eléctricas, lo que facilita su adquisición. Estos imanes según su serie tienen una remanencia que va desde 1-1.4 Teslas (T) para las series N28 a la N52, la cual es la que tiene una mayor atracción magnética, esta capacidad

de atracción disminuye en función de factores externos como la temperatura del material, lo cual es llamada temperatura de Curie ( $T_c$ ). Las dimensiones del imán varían en función del resultado obtenido en la simulación, y al igual que con los rodamientos, se selecciona el imán con las medidas comerciales más cercanas al imán evaluado. En la figura 3.4 se muestra una imagen de un imán de neodimio.



*Figura 3.4.* Imán de neodimio a implementar en el prototipo.

Fuente: (Croat, 1997).

En la tabla 3.7 se muestra un desglose de los principales componentes comerciales a adquirir para la implementación de la articulación robótica en etapas futuras. Estos datos son esenciales para la etapa de diseño en la que se está trabajando, en esta se describe el costo por proveedor nacional e internacional para mostrar el costo adicional que requeriría recurrir a un intermediario en la compra de estos componentes, además, de mostrar la disponibilidad local. También, se muestran 2 versiones de reducciones mecánicas, ambas reducciones utilizan una misma tecnología de funcionamiento, la única diferencia que presentan es que la primera está fabricada por la empresa “Harmonic Drive”, quienes inicialmente fueron los que desarrollaron la tecnología de reducciones mecánicas armónicas, mientras que la segunda es desarrollada por una empresa ubicada en China.

Si bien es cierto, la reducción mecánica fabricada en China tiene un precio menor, esta no muestra un rendimiento similar a las reducciones mecánicas desarrolladas por Harmonic Drive. Ambas reducciones tienen un volumen y masa similares, la primera reducción mecánica soporta un *torque* mayor con una reducción más pequeña

y liviana que las reducciones mecánicas fabricadas en China, la disponibilidad de fabricantes que desarrollan este tipo de reducciones mecánicas con una alta eficiencia en la actualidad es limitada. Existen varios fabricantes que desarrollan este tipo de reducciones mecánicas pero ninguno muestra soluciones similares en sus características de diseño y desempeño comparado con las reducciones producidas por la empresa Harmonic Drive. Esto sugiere que es indispensable adquirir una reducción mecánica más cara, lo que eleva los costos de producción de la articulación robótica.

Los datos de la tabla 3.7 muestran que el costo de los imanes y el alambre de cobre para llevar a cabo el devanado del motor son más baratos de adquirir si se obtienen con proveedores locales, ya que son materiales más genéricos y varios comercios los distribuyen, lo que facilita que exista una buena disponibilidad de ellos en el país.

Según los datos de la tabla, el costo para implementar la articulación ronda los 6359 \$, sin embargo, falta incluir datos como el controlador del actuador, la tarjeta de potencia para el motor, el lector de posición del actuador, y el costo por mecanizado y servicios para el desarrollo de los componentes a fabricar.

### **3.2.3. Manufactura de componentes y materiales**

Los materiales utilizados deben cumplir con las características de ser fácilmente adquiridos localmente y que otorguen buenas cualidades de soporte y flexibilidad al ser materia prima del prototipo propuesto. Se utilizan diversos tipos de materiales en todo el prototipo dada las tareas especializadas que cada componente debe cumplir. Para el estator del actuador como es comúnmente visto en diversos motores eléctricos, se utiliza acero al silicio para facilitar la conductividad de los campos magnéticos a lo largo de todo el estator y reducir las pérdidas.

Si bien es cierto, la utilización de este material es indispensable para implementar el actuador de la articulación. Es necesario considerar que el estator del actuador

Cuadro 3.7

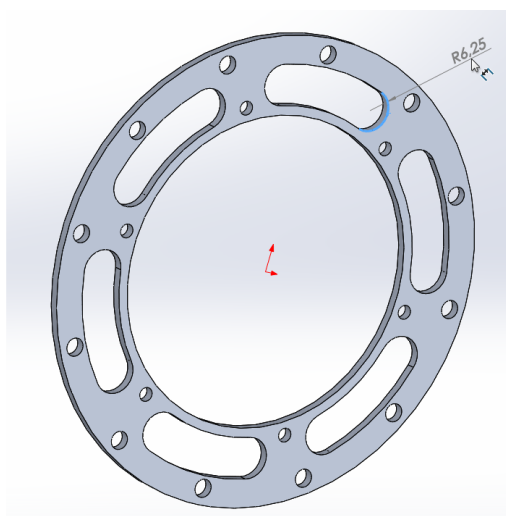
*Precio de los componentes comerciales a adquirir para construir la articulación robótica.*

Cantidad	Componentes	Proveedor nacional	Proveedor internacional	Costo total
1	Reducción mecánica “Harmonic Drive”	\$ 3450	\$2188	\$2188
1	Reducción mecánica “HanZhen Harmonic Gear”	\$ 3230	\$1700	\$1700
1	Rodamiento autoalineable de bolas	\$174	\$108	\$108
1	Alambre de varios calibres	\$100	\$170	\$100
1	Bomba centrífuga	\$150	\$100	\$100
1	Fuente de poder DC de alta corriente	\$500	\$450	\$450
1	Epoxi	\$60	\$40	\$40
1	Magueras y conectores	\$50	\$35	\$35
1	Radiador	\$200	\$150	\$150
1	Controlador de alta corriente para motor BLDC	\$1700	\$ 1200	\$1200
1 kilo	Alambre de cobre	\$38	\$57	\$38
200	Imanes de neodimio	\$400	\$250	\$250

debe ser fabricado por una empresa subcontratada, por sus características específicas de diseño, ya que existe el riesgo de aumentar las pérdidas de conductividad electromagnética por la presencia de micro fallas en la geometría de cada lámina del estator. Si se fabrica de forma empírica, el error se acumularía con cada lámina y afectaría el desempeño completo del prototipo, esto sugiere que al aumentar la precisión del mecanizado de cada lámina del estator se logra reducir las pérdidas por este rubro.

Desde otro punto de vista, al trabajar con un nuevo prototipo de articulación diseñada para desempeñar labores de manipulación de objetos pesados, es necesario realizar varias pruebas experimentales en un ambiente controlado con un prototipo construido para evaluar el desempeño de sus diversos componentes, esto se traduce en poner a prueba diversos prototipos de articulación con este fin, por lo que los costos por contratación de servicios de mecanizado para el prototipo elevan mucho los costos de producción.

El costo de construcción del actuador para un diseño de estator promedio basados en el prototipo en estudio, es de \$1 por lámina, asumiendo que se tienen unas 200 láminas con un diámetro externo de 110 milímetros se tendría un costo total de \$ 600 si se suman los costos de envío, impuestos y aduanas.



*Figura 3.5.* Acople de la reducción mecánica al actuador.

En relación a los componentes con una estructura que no requieren una precisión de diseño tan especializada, se considera el hacer uso de la maquinaria a la que se tiene acceso en el Laboratorio de Investigación en Robots Autónomos y Sistemas Cognitivos (ARCOS-Lab) de la Universidad de Costa Rica, donde se está llevando a cabo este trabajo. Tomando en cuenta la precisión que se puede tener con el uso de estos equipos en los que se encuentra una cortadora láser, CNCs, impresoras 3D, máquina de soldar, torno y herramientas eléctricas de taller, además se cuenta con la disponibilidad de usar el taller de mecanizado de la carrera de Ingeniería Electromecánica y el Laboratorio de Robótica de la Carrera de Ingeniería Electrónica de la Universidad Técnica Nacional, por lo que es posible mecanizar y construir muchas de las piezas mecánicas no comerciales del prototipo de articulación robótica, sin embargo, es totalmente indispensable contratar servicios de mecanizado para las piezas más especializadas como el rotor del motor y el sensor de *torque*.

Sabiendo que las piezas no especializadas pueden ser mecanizadas en el laboratorio, se toma este factor de diseño como un eje central para definir los redondeos específicos en cada arista de los diseños mecánicos. Considerando estos elementos, se identifica que el redondeo mínimo tenga un radio promedio de 3 milímetros y que todos los redondeos del diseño tengan el mismo radio. Esto es importante a la hora de llevar a cabo el mecanizado de cada pieza, ya que al calibrar la máquina para realizar el mecanizado de una pieza se pierde precisión al ajustar la máquina para volverla a calibrar; si esta pieza requiere moverse para cambiar su posición o cambiar la herramienta de corte que se usa. Esto también se toma en cuenta al modificar las piezas para tener un grado de deflexión mayor en cierto punto al quitar material en un sector en particular, esta acción se toma de forma que se dejen ambas caras de contacto de las piezas de forma plana, como se muestra en la figura 3.5.

El tipo de material utilizado en los componentes mecánicos diseñados es aluminio 6061-T6, el cual tiene una aleación de silicio y magnesio. Este tipo de aluminio con esta aleación, es el más común para desarrollar implementaciones generales en la

industria, lo que facilita adquirirlo localmente, además, de ser fácil de conseguir y relativamente barato, sus propiedades elásticas determinan su selección al contar con un límite elástico de 227.52 Mpa y una densidad de  $2700\text{kg}/\text{m}^3$ . Estos datos son importantes, ya que las propiedades del material están sujetas a la fatiga que resiste en función de la pieza que conforma y la fuerza que experimenta. Poder usar un material con un límite elástico alto permite reducir el tamaño de la pieza y la densidad total del diseño, lo que está acorde con el objetivo de este trabajo.

# Diseño de la maqueta de brazo robótico

En este capítulo se estudian y diseñan los distintos componentes que integran la articulación robótica desarrollada en este trabajo. Se define una estructura de brazo robótico y se selecciona y modifica la técnica de refrigeración termica a implementar. Se muestran los distintos diseños de sensor de *torque* a integrar en la articulación, finalmente se define una estructura preliminar de articulación robótica que integra estos componentes, más los componentes comerciales.

## 4.1. Estructura de brazo robótico

En esta sección se analiza el *torque* requerido por cada articulación en una estructura de brazo robótico de siete grados de libertad cuando este manipula un objeto de 25 kilogramos en una pose de alta exigencia energética. Estos datos de *torque* brindan datos iniciales en términos de peso, y tamaño de cada articulación, eslabón y el brazo completo, lo cual es esencial para generar los datos iniciales de diseño de la articulación.

En la figura 4.1. se muestra una imagen de dicha pose crítica. La mano muestra el manipulador y  $w_0$  representa el motor de la base. En este trabajo se hace referencia a un prototipo de brazo robótico como una base de diseño en la que diseñar la articulación en estudio, sin embargo, en este trabajo no se diseña un brazo robótico.

### 4.1.1. Cálculo del *torque* para el brazo completo

El efecto de dotar a un brazo robótico con una mayor versatilidad de movimiento le brinda la capacidad de alcanzar más puntos en su espacio de trabajo. Agregar



más articulaciones eleva el peso y tamaño del brazo completo, este peso y tamaño adicional debe manejarse para que finalmente el brazo se desplace hacia el objeto a manipular. El efecto de manipular este peso extra junto con el peso y tamaño normal del brazo se puede modelar por medio de una sumatoria de pesos acumulados en función de las dimensiones globales del brazo.

Para el cálculo del comportamiento dinámico del brazo robótico se aplica la fórmula de *torque* aplicado a un cuerpo tomando en cuenta una posición inicial descrita en los escenarios de pruebas:

$$T = Fl \tag{9}$$

Donde  $T$  es el *torque*,  $F$  es la fuerza aplicada en un punto específico,  $l$  es la longitud del objeto al cual se le aplica una fuerza y un *torque*. Tomando en cuenta esta fórmula es posible obtener el *torque* generado en cada una de las articulaciones del brazo; las cuales están representadas como  $T_i$  para  $i = 1, 2 \dots 6$ .

Es posible calcular el comportamiento del *torque* en cada una de las articulaciones de la siguiente forma:

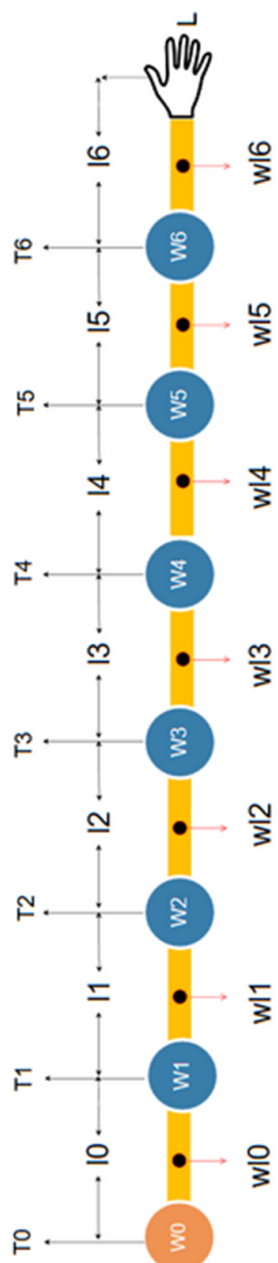


Figura 4.1. Diseño dinámico de una maqueta de brazo robótico de 7 DOF.

$$T_6 = Ll_6 + \frac{l_6}{2}\omega l_6 \quad (10)$$

$$T_5 = (L + \omega l_6 + \omega_6 + \frac{l_6}{2}\omega l_5)l_5 + T_6 \quad (11)$$

$$T_4 = (L + \omega l_6 + \omega_6 + \omega l_5 + \omega_5 + \frac{1}{2}\omega l_4)l_4 + T_5 \quad (12)$$

$$T_3 = (L + \omega l_6 + \omega_6 + \omega l_5 + \omega_5 + \omega l_4 + \omega_4 + \frac{1}{2}\omega l_3)l_3 + T_4 \quad (13)$$

$$T_2 = (L + \omega l_6 + \omega_6 + \omega l_5 + \omega_5 + \omega l_4 + \omega_4 + \omega l_3 + \omega_3 + \frac{1}{2}\omega l_2)l_2 + T_3 \quad (14)$$

$$T_1 = (L + \omega l_6 + \omega_6 + \omega l_5 + \omega_5 + \omega l_4 + \omega_4 + \omega l_3 + \omega_3 + \omega l_2 + \omega_2 + \frac{1}{2}\omega l_1)l_1 + T_2 \quad (15)$$

$$T_1 = (L + \omega l_6 + \omega_6 + \omega l_5 + \omega_5 + \omega l_4 + \omega_4 + \omega l_3 + \omega_3 + \omega l_2 + \omega_2 + \omega l_1 + \omega_1 + \frac{1}{2}\omega l_0)l_0 + T_1 \quad (16)$$

Para definir los valores necesarios de toque para la articulación, se pone a prueba el algoritmo que modela la relación de *torque* del motor con respecto al largo y peso de cada actuador, para esto se definen valores iniciales del largo de cada eslabón en 0.133 metros  $l_i$  para  $i = 1, 2 \dots 6.$ , el peso de cada eslabón en 0.4 kilogramos  $\omega l_i$  para  $i = 1, 2 \dots 6.$ , gravedad  $g_m = 9,8 \frac{m}{s^2}$  y una masa inicial por articulación  $\omega_i$  para

Cuadro 4.1

*Valores iniciales de torque para manipular un objeto de 25 kg.*

Número de articulación	Torque en N.m
T6	32.879
T5	69.803
T4	110.771
T3	155.784
T2	204.842
T1	258.467
T0	315.614

$i = 1, 2 \dots 6$ . de 2.7 kilogramos. Todos los eslabones, y las articulaciones tienen las mismas dimensiones y están ubicadas a la misma distancia una de la otra.

Este peso inicial es necesario para relacionar los valores iniciales a la ecuación 16 para calcular las dimensiones del motor propuesto. En la tabla 4.1 se muestra un resumen con los valores de *torque* calculados para cada articulación con el fin de manipular un objeto de 25 kilogramos.

La selección del largo del brazo se estima mediante un estudio comparativo entre brazos pertenecientes a personas de diversas etnias, y distinto género. El largo promedio del brazo de personas adultas en todo el mundo ronda los 76 cm para los hombres y 62 cm para las mujeres (Bosco et al., 1999). Si se toma en cuenta el largo de brazos robóticos humanoides que existen actualmente como los brazos robóticos KUKA (Albu-Schäffer y cols., 2007), o los brazos del robot humanoide “TORO” (Englsberger y cols., 2014), podemos observar que su largo supera considerablemente el largo de un brazo humano común, siendo 120 cm y 110 cm respectivamente. En un sentido crítico se puede observar que el largo promedio del brazo humano es mucho menor con respecto a los brazos que se están fabricando en la actualidad.

Dado que el diseño completo de la articulación robótica está basado en desempeñar labores en un escenario de pruebas propuesto, las dimensiones del brazo robótico están ligadas a las necesidades de manipulación de este espacio en particular, por lo cual se usa un largo inicial de 1.02 m. Si todas las articulaciones del

brazo son iguales en peso y volumen, se tiene que el brazo en estudio tiene un peso inicial de 19 kilogramos.

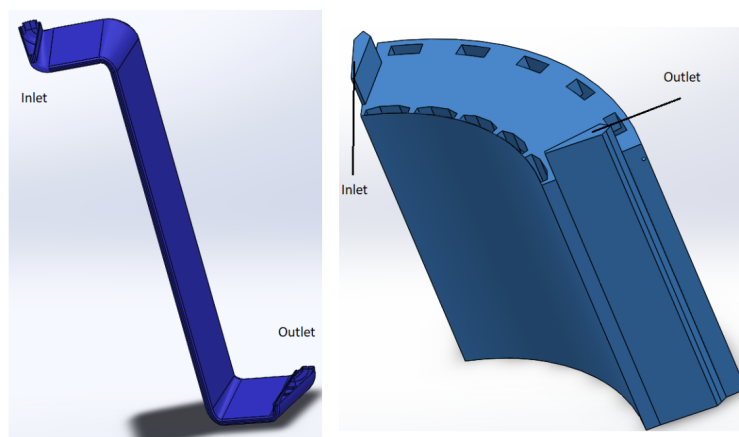
## **4.2. Selección y diseño de la geometría térmica de refrigeración**

La base de este trabajo está orientada a la técnica para extraer el calor interno de un motor eléctrico para articulaciones robóticas de forma más eficaz en relación a las soluciones actuales. Esto nos lleva a diseñar y evaluar de forma simulada varias soluciones geométricas para seleccionar la técnica más efectiva para extraer el calor interno en un actuador eléctrico.

Para extraer el calor interno de la articulación se exploran dos alternativas: Enfriar internamente la articulación usando conductos refrigerantes que aprovecharían el factor de llenado de las ranuras del estator para aprovechar los espacios libres que deja la estructura del devanado, o sellar el estator e inyectar directamente de forma forzada líquido refrigerante a través de todo el devanado y el estator. En la figura 4.2. se muestra el diseño 3D de ambas técnicas. En esta sección se muestran las consideraciones generales para ambas soluciones terminas, así como sus respectivas simulaciones para evaluar su desempeño.

El diseño y evaluación de las soluciones propuestas se realiza de forma sistemática, donde primero se evalúan y comparan las dos técnicas de extracción de calor propuestas, y con base en la comparación de sus resultados se selecciona e implementa la técnica que muestra una extracción de calor más efectiva.

A continuación, se muestra el estudio comparativo sobre la técnica de extracción de calor usando un conducto refrigerante que pasa a través de las ranuras de un motor eléctrico, y la técnica de impregnación forzada.



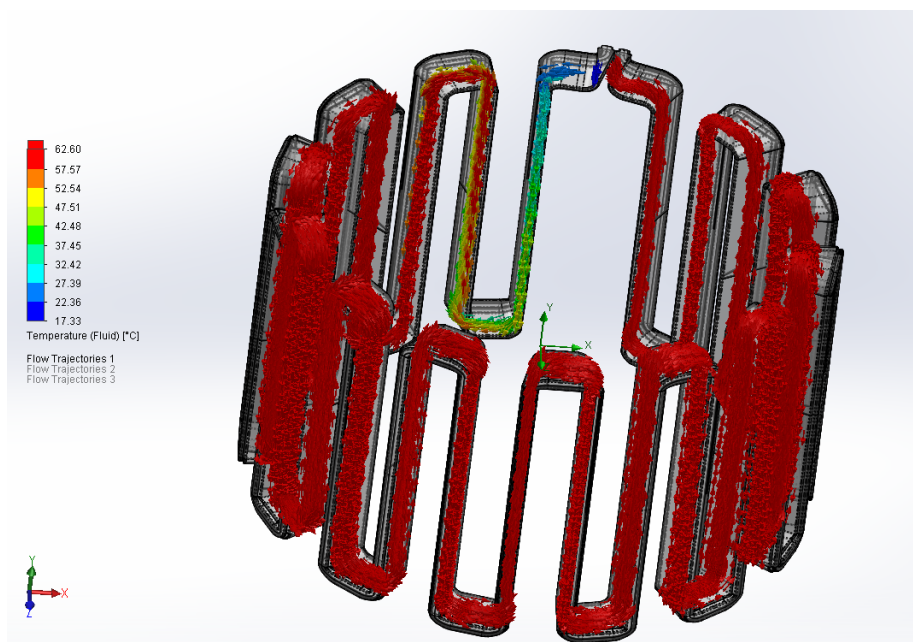
*Figura 4.2.* Soluciones térmicas para la refrigeración del actuador para la articulación robótica.

#### 4.2.1. Comparación de las soluciones térmicas

Las simulaciones térmicas se llevan a cabo en el programa de simulación Solidworks Flow Simulation, a través de una simulación dinámica de fluidos computacional (CFD). Se estudian dos tipos de diseños térmicos. El diseño térmico sellado y la técnica de canales refrigerantes.

En las figuras 4.3 y 4.4 se estudia el canal térmico propuesto. Aquí se aprovecha el factor de llenado del actuador para forzar el líquido a través de las bobinas y enfriar el devanado, esta simulación evalúa el comportamiento térmico del motor mediante el caso extremo en el que la temperatura en el devanado sea de 100 °C, con una sola entrada y salida, y una entrada de refrigerante con un caudal de 0,07 litros / segundo, en el caso de la técnica que sella el motor el caudal es de 0,0002 litros / segundo.

El experimento trata de simular solo una sección del diseño de enfriamiento con canales refrigerantes que se muestra en la figura 4.3. Esta genera 117 caras con un tiempo de simulación de 2 días utilizando una computadora con un procesador i7



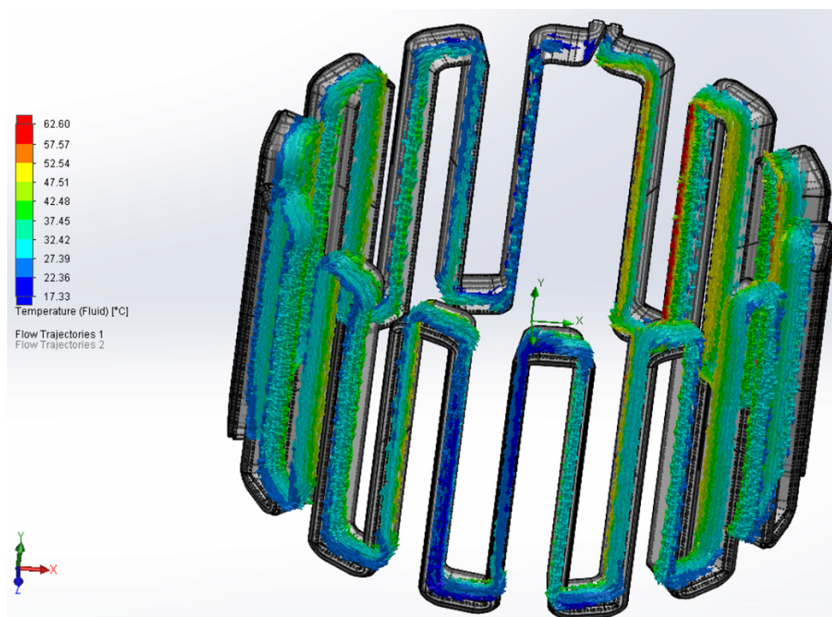
*Figura 4.3.* Versión completa del canal de enfriamiento utilizando aire.

con 24 GB de RAM. El mallado se configura por nodos para reducir los puntos de fuga y mejorar la resolución de los experimentos.

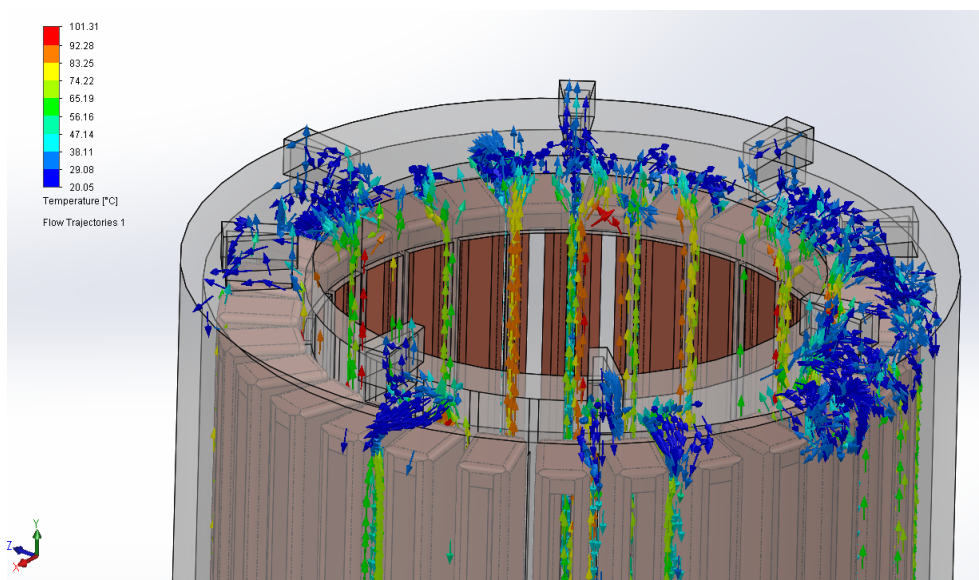
En el segundo estudio, se propone sellar el actuador con una resina aislante y enfriar directamente el estator del motor forzando el líquido a través de las ranuras y las bobinas, como se muestra en las figuras 4.5 y 4.6. En este caso, una delgada capa de epoxi se utiliza para aislar el devanado. Al igual que con el primer método, se diseña el prototipo para que tenga la entrada y la salida en la misma cara para implementar un flujo de líquido más estructurado cuando la geometría térmica se integra a la articulación propuesta.

La principal limitación con este estudio se relaciona al tiempo computacional que toma el simular en converger con los resultados, ya que este diseño tiene 7019 caras en las cinco ranuras que se estudian en el experimento. Esto se realiza con la misma computadora en las mismas condiciones que en el primer método (100 °C y 0,07 litros / segundo).

En el caso de la geometría que sella el estator, el tiempo de simulación tomo 37



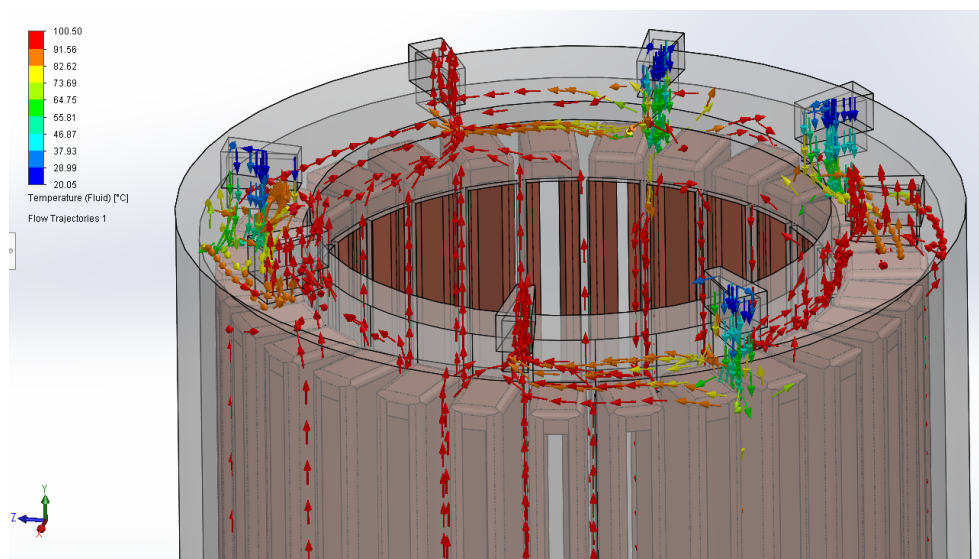
*Figura 4.4.* Versión completa del canal de enfriamiento con aceite.



*Figura 4.5.* Versión completa del diseño de enfriamiento que aplica aislamiento para sellar el actuador con Aceite.



horas usando el mismo equipo de cómputo y la misma configuración que en el caso anterior. Esta geometría generó 35095 caras.



*Figura 4.6.* Versión completa del diseño de enfriamiento que aplica aislamiento para sellar el actuador con Aire.

#### 4.2.2. Resultados comparativos de las soluciones térmicas

Existen varias consideraciones al analizar los resultados obtenidos en una simulación CFD. Este tipo de simulación requiere una malla muy específica donde las dimensiones en cada cara de la muestra deben estructurarse mediante un procedimiento manual, ya que la configuración general de la malla entrecruza las líneas de las aristas y genera una actualización fallida. En este caso, el conductor se diseña en Solidworks e importa en el banco de trabajo de Ansys workbench como un diseño geométrico, ya que Solidworks ofrece una mayor flexibilidad al diseñar modelos no estructurados, al hacer esto, es necesario fusionar todas las caras externas del conductor para convertirlas en una sola cara, esto es necesario porque suponemos el caso extremo en el que la superficie externa del conductor emite una temperatura de 100 °C de manera uniforme a lo largo de esta nueva cara unificada.

En el segundo diseño se realiza un estudio similar; en este caso, la malla se confi-

Cuadro 4.2

*Geometría térmica con canales refrigerantes.*

Número	Resultados simulados para el diseño de los canales refrigerantes.		
	Propiedades	Aceite	Aire
1)	Temperatura de ingreso	20°C	20°C
2)	Velocidad de ingreso	1.89 m/s	1.89 m/s
3)	Flujode masa	0.0003 kg/s	0.0002 kg/s
4)	Flujo de calor	29.605 Wm/s <sup>2</sup>	2900.595 Wm/s <sup>2</sup>
5)	Densidad del fluido	19262 kgm <sup>3</sup>	10262 kgm <sup>3</sup>
6)	Temperatura de salida	69.7°C	90°C
7)	Velocidad de salida	0.323 m/s	0.7778 m/s
8)	Iteraciones	606	982

gura para estar completamente definida en todo el sólido, esto nos permite obtener resultados más precisos en todo el proceso, pero el tiempo de cálculo requerido es de 5 días para mostrar los resultados finales. Los resultados del primer y segundo diseño se muestra en la tabla 4.2 y 4.3.

Si analizamos la solución térmica sellada y los conductos térmicos, vemos que el aire toca los cables calientes, su temperatura aumenta desde el principio conduciendo ese calor alrededor de las ranuras que aumenta la temperatura del actuador, lo cual es contrario a lo que se quiere. Por otro lado, si examinamos la solución térmica propuestas en condiciones de líquido, el calor se distribuye de manera más uniforme, lo que da como resultado una extracción de calor mayor.

Al aumentar el número de entradas y salidas del fluido refrigerante se mejora la cantidad de calor que se extrae del devanado. El aire se calienta mas muy rápido, lo que provoca que se calienten otras partes internas del estator al pasar por todos los espacios libres, esto no sucede con el aceite, ya que no llega a una temperatura alta mientras circula por el devanado del motor, 42 °C.

Basado en los resultados mostrados y el comportamiento térmico de las soluciones propuestas se plantea usar la térmica de extracción de calor sellando el motor e inyectado líquido de forma forzada al motor. En las siguientes secciones se exploran

Cuadro 4.3

*Comportamiento de extracción de calor de la geometría térmica sellado.*

Número	Comportamiento de extracción de calor de la geometría térmica sellado.		
	Propiedades	Aceite	Aire
1)	Temperatura de ingreso	20°C	20°C
2)	Velocidad de ingreso	1.89 m/s	1.89 m/s
3)	Flujode masa	0.00009 kg/s	0.00024 kg/s
4)	Flujo de calor	25.605 Wm/s <sup>2</sup>	2100.595 Wm/s <sup>2</sup>
5)	Densidad del fluido	4926 kgm <sup>3</sup>	2026 kgm <sup>3</sup>
6)	Temperatura de salida	42°C	100°C
7)	Velocidad de salida	0.667 m/s	0.1045 m/s
8)	Iteraciones	992	1284

modificaciones a esta geometría para optimizar su funcionamiento.

### 4.3. Diseño del sensor de *torque*

Una característica deseable en un robot humanoide es que pueda actuar en función de su entorno, y a su vez que pueda levantar objetos pesados siendo pequeño y liviano. Lograr que un robot esté preparado para actuar con respecto a disturbios externos espontáneos o situaciones poco predecibles representa un gran desafío, ya que su espacio de trabajo muestra un entorno no estructurado con objetos que pueden variar de pose y orientación en el espacio con el tiempo.

Varios robots humanoides han sido diseñados y equipados con sistemas de visión, de posicionamiento y audio (Jamali et al., 2015), sin embargo, el sensor de *torque* permite aumentar las capacidades de percepción que habilitaría a un sistema robótico desplazarse por el espacio y actuar en función de disturbios externos. En (Calvo y Ugalde, 2018) se muestra una articulación robótica que usa líquido refrigerante para incrementar el rendimiento de la articulación durante altos momentos de exigencia, esta articulación viene preparada para integrar el sensor de *torque* definido en este trabajo.

En esta sección se muestra el diseño del sensor de *torque* para el prototipo de

articulación robótica propuesta. Se describe el tipo de simulación realizada para identificar la geometría que mejor se adapta al diseño en función de los esfuerzos que se necesitan captar. Seguidamente, se muestra el resultado de las simulaciones iniciales, cómo se definen las condiciones de borde y la estrategia de mallado para refinar los puntos que presentan mayor esfuerzo y mejorar la geometría completa.

### 4.3.1. Diseño e infraestructura experimental

Cuando una extremidad robótica se mueve genera cuatro tipos de cargas, carga axial, carga radial, carga en momento y carga en *torque*. Estas cuatro cargas se pueden aplicar al sensor de *torque* como se muestra en la figura 4.8 y 4.9.

Si una extremidad robótica adopta la posición de la figura 4.7 su peso genera carga axial y *torque* en la articulación número 2, además se genera una carga axial y momento en la articulación número 1. Las cargas generadas en *torque* y momento son iguales en magnitud, lo mismo sucede con la carga axial y radial; si se aplica fuerza en el manipulador de la extremidad robótica en el eje Y, se genera *torque* en la articulación 1, y se genera momento en la articulación 2; por lo cual, el sensor de *torque* debe poder soportar la carga máxima generada en el momento y la carga máxima generada en *torque* por igual.

Existen momentos en los que el brazo estará en una posición en la que la articulación no este ejerciendo *torque* y solo sujete algún objeto, como sosteniendo una malla de naranjas o una caja de herramientas como se muestra en la figura 4.10. Mientras el brazo sujeta el objeto, los sensores de *torque* de algunas articulaciones podrían interpretar esto como *torque*; en la pose de la figura 4.10, se observa que el brazo no tendría que generar *torque* si el objeto puede colgar libremente, pero si se necesita que mantenga su posición, solo sería necesario generar *torque* en dos o tres articulaciones dependiendo del peso, punto de agarre y centro de masa del objeto. Las demás articulaciones podrían interpretar las cargas axiales y radiales como un

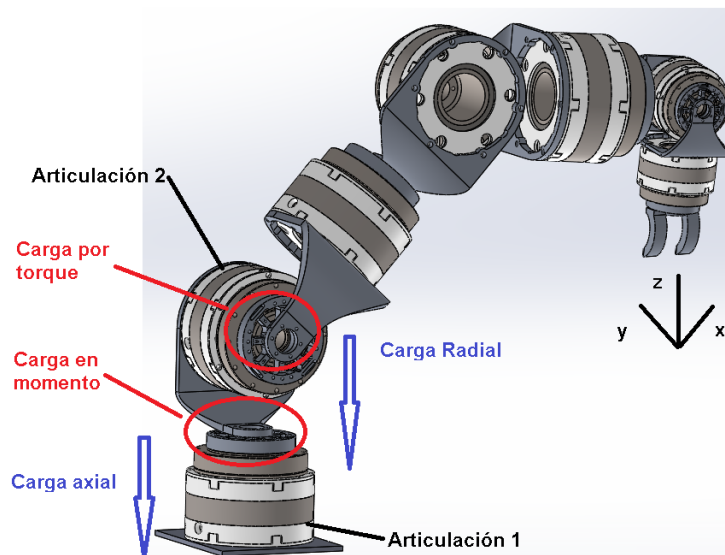


Figura 4.7. Distribución de cargas en un brazo robótico de 7 grados de libertad.

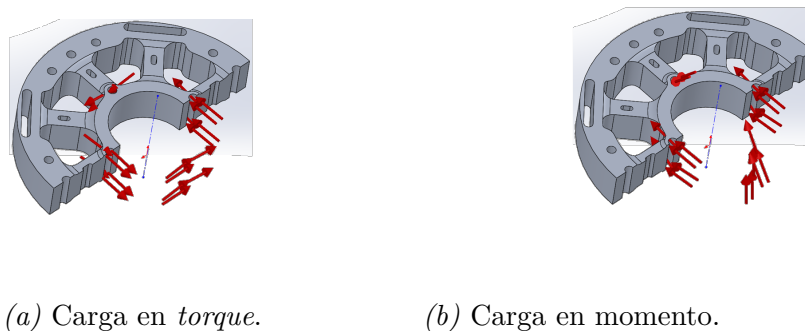


Figura 4.8. Torque y momento generados por la carga y el peso del brazo.

*torque* si el sensor no está diseñado para manejar este factor de error.

Por otro lado, cuando se aplica una fuerza al brazo robótico se espera que los sensores la detecten para que se detenga o genere un movimiento contrario a esa fuerza para evitar o disminuir el daño. La calidad del sensor se puede obtener analizando el error por “crosstalk”, el cual define como:

*“La percepción de fuerzas no deseadas que reaccionan a perturbaciones direccionales no intencionadas”* (Choi y cols., 2012).

Idealmente, el valor del “crosstalk” debe estar entre el 1% y el 5% (Deshpande et al., 2016), sin embargo, lograr este valor es complejo en sensores de *torque* para

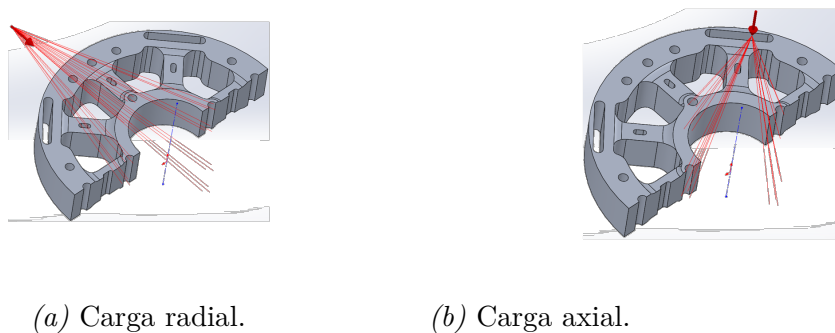


Figura 4.9. Cargas axial y radial generadas por el objeto y el peso del brazo.

extremidades robóticas, para esto, se toma el tercer diseño de sensor de *torque* y se cambia su geometría.

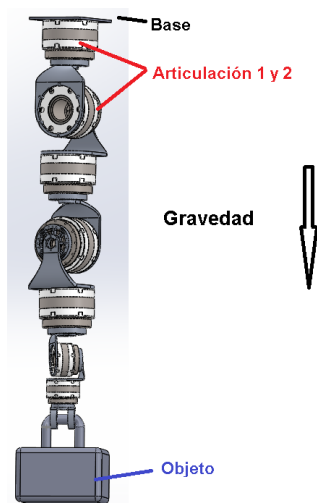
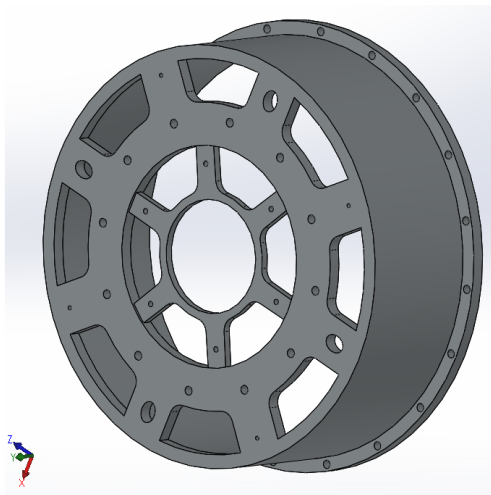


Figura 4.10. Pose crítica al manipular un objeto con una maqueta de brazo robótico.

Inicialmente se diseña un sensor de *torque* para tener una base de prueba a estudiar en función de los requerimientos de sensibilidad, posicionamiento de las galgas extensiométricas en los puntos más críticos de esfuerzo y mayormente, para ajustar la geometría del sensor a una forma adecuada para ser capaz de captar disturbios externos. Basado en los sensores de *torque* mostrados en (Tsagarakis y cols., 2007), (Parmiggiani et al., 2007), (Englsberger y cols., 2014) y los requerimientos de *torque* de la maqueta de brazo robótico en estudiado, se define una primera versión de sensor de *torque* como se muestra en la figura 4.11.



*Figura 4.11.* Primer prototipo de sensor de *torque* para una la articulación de un brazo robótico humanoide.

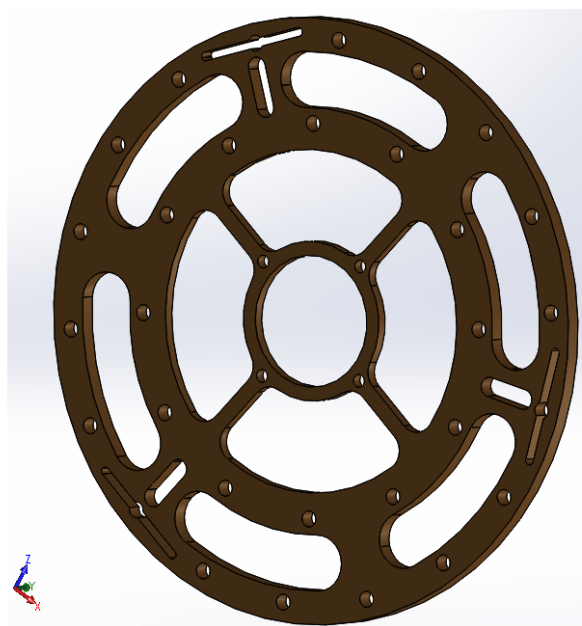
Esta primera versión tiene el soporte al eslabón que conecta una articulación robótica con otra en uno de sus extremos para mantener el centro de masa de la articulación completa centrada a lo largo de todo el brazo. Se esbozan agujeros con forma de elipse en los puntos donde se integrarían las galgas extensiométricas para direccionar los esfuerzos hacia esos puntos y tener una mejor lectura de datos. Este prototipo también tiene una sección que funciona como base para soportar la pieza que facilita pasar cables y tuberías a través de la articulación.

La forma geométrica definida en esta primera versión considera una estructura tubular para cada eslabón, y por tener la sujeción en el centro de la articulación agrega peso adicional. Esta versión de sensor tiene una masa de 0.447 kg y un volumen de  $0.00008650 \text{ m}^3$ . Estas medidas obligan a mejorar su estructura completa.

En el segundo prototipo se traslada la sección de soporte del eslabón a una posición que facilita mucho más el maquinado de la pieza. El diseño tendría un corte cilíndrico a lo largo del eje Y, y a ambos lados del eje X de las vigas de soporte, lo que direcciona mejor el esfuerzo hacia el elemento elástico; sin embargo, esto dificulta el mecanizado de la pieza, ya que sería necesario cambiar la herramienta de corte mientras se taladra el la pieza; por lo que el diseño se modifica para que sea lo

más sencillo posible de mecanizar y se logre taladrar por completo con una misma herramienta de corte en una sola etapa de mecanizado. Al realizar toda la labor con una sola herramienta de corte se evita tener que cambiar la pieza para trasladarla de máquina o girarla para maquinar el otro lado, lo que provocaría calibrar de nuevo la máquina, lo que incrementa el factor de error. El mecanizar la pieza sin cambiarla de posición reduce las pérdidas por asimetría en el diseño.

Teniendo en cuenta el proceso de mecanizado mencionado anteriormente, se cambia la geometría elíptica por una cilíndrica en las vigas de tensión. Estas vigas concentrarían los esfuerzos en los puntos donde estarían los sensores de presión, al realizar estos cambios en el diseño, se logra bajar el peso completo del sensor de *torque* de 0.447 kilogramos a 0.098 kilogramos, lo cual es esencial en la articulación propuesta. Como se muestra en la figura 4.12.



*Figura 4.12.* Segundo prototipo de sensor de *torque* para una articulación robótica.

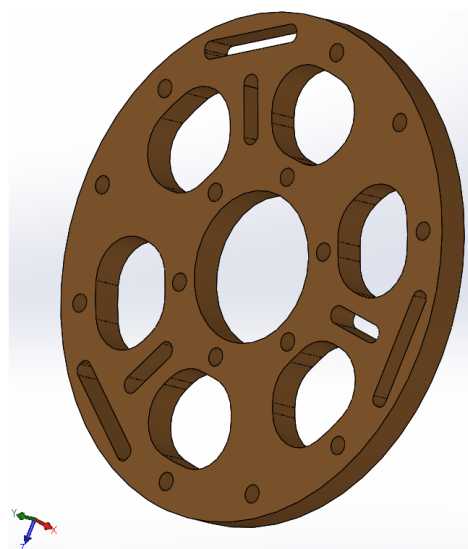
El segundo prototipo de sensor de *torque* ofrece una geometría que permitiría diseñar eslabones tubulares a lo largo del brazo, sin embargo, es necesario considerar la posibilidad de tener un sensor de *torque* que permita generar eslabones que sean más pequeños y livianos, aún cuando estos podrían no cubrir cables y tuberías. Con



un sensor de *torque* con menor radio también se podría reducir el tamaño y peso completo de la articulación, por lo cual se trabaja en una tercera versión de sensor de *torque* considerando lo aprendido en las versiones anteriores.

El tercer prototipo se muestra en la figura 4.13. En este caso al igual que con el segundo diseño, se cambia la configuración de 4 a 3 vigas, una en el eje Z y dos a 45° con respecto al eje X, además de contar con unos cortes cilíndricos en los tres elementos elásticos para lograr una mayor sensibilidad en los puntos críticos de esfuerzos, lo que concentra el esfuerzo de una forma más centralizada. Para facilitar el mecanizado de ambos diseños, cada redondeo es mayor a 3mm de radio en los puntos de soporte con respecto a las vigas. El tercer diseño tiene un peso de 102 gramos asumiendo un soporte de carga muy similar que el segundo diseño.

El tercer diseño aprovecha el espacio que queda entre la salida del movimiento angular reducido de la reducción mecánica y el soporte de la pieza que conduce los cables y tuberías de la articulación para realizar la captación de disturbios externos. De esta forma se tiene un diseño mucho más reducido en tamaño, pero no así en peso, ambos diseños podrían conducir cable y tuberías por su interior.



*Figura 4.13.* Tercer prototipo de sensor de *torque* para una la articulación de brazo robótico humanoide.

### 4.3.2. Definición de Linealidad

Es necesario definir primero el tipo de simulación que se realiza para obtener los resultados más cercanos posibles, para esto se lleva a cabo un análisis de elementos finitos. El análisis de elementos finitos que tiene una componente línea y no lineal se puede mostrar por medio de la ecuación 17 (Grossi y Aranda, 1993).

$$F = K * U \quad (17)$$

Donde  $F$  es la fuerza  $K$  es la rigidez del material y  $U$  es el desplazamiento en función de la fuerza. En un análisis lineal la rigidez permanece constante mayormente, pero si este valor cambia considerablemente mientras se carga la simulación, entonces una simulación lineal ya no es válida. Sabiendo que la rigidez varía con respecto al material y la geometría del diseño, podemos afirmar que estos dos factores representan principalmente componentes determinantes de la linealidad y la no linealidad de un análisis.

Analizando el comportamiento del material con respecto al estrés y la tensión, se puede definir el estrés como la fuerza dividida entre el área (Callister y Rethwisch, 2011).

$$\sigma = F * A \quad (18)$$

Los valores del estrés son útiles para representar fuerzas internas independientes del tamaño total de la pieza. Por otro lado, la tensión representa el promedio del factor de cambio del tamaño, el tamaño inicial está representado por.

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (19)$$

Por consiguiente, un estrés mayor significa una tensión mayor. En muchos materiales la relación de estrés y tensión es lineal y definida por el diseño elástico, esta relación se mantiene hasta que se alcanza el límite elástico. El límite elástico es la propiedad del material definido como la tensión a la que el material comienza a deformarse plásticamente, mientras que el punto de elasticidad es el punto donde comienza la deformación no lineal (Holman y Gajda, 2001). Antes del límite elástico el material puede volver a su forma original, es decir se comporta de forma elástica. Más allá del este punto la tendencia del material ya no es lineal y la deformación siguiente resultara en deformación plástica, lo que significa que el material ya no tiene la capacidad de volver a su estado original.

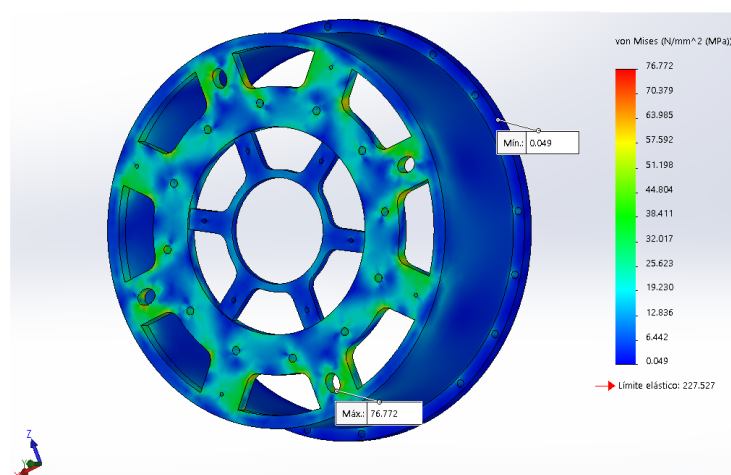


Figura 4.14. Resultados del análisis del primer prototipo de sensor de *torque*.

En la figura 4.14 se muestra el resultado de la simulación no lineal aplicada a la primera versión del sensor de *torque*. Se observa que el diseño centraliza mayormente los esfuerzos en las vigas que tienen agujeros elípticos, en verde se observa como una media de 44 Mpa se concentra en la parte central de cada viga.

Considerando las características de los tres primeros diseños mencionados ante-

riormente se observa que el primer diseño pesa mucho, pero los esfuerzos radiales y axiales pueden simularse mejor con una configuración de cuatro vigas que con tres, por lo cual se genera un cuarto diseño con cuatro vigas, más liviano y pequeño que las otras versiones para evaluar su desempeño a nivel simulado. Su masa es de 0.0551 kilogramos, tiene un volumen de  $0.00001983 \text{ m}^3$ . En la figura 4.15 se muestra este diseño.



*Figura 4.15. Cuarta versión de sensor de torque.*

#### **4.4. Modelado 3D de la articulación**

El principal objetivo de la articulación robótica en estudio se centra en que sea liviana, pequeña y que posea mucha potencia energética, para esto se inyecta líquido refrigerante directamente dentro del devanado del motor para enfriar de forma forzada la articulación completa. Lo que permite extraer más potencia a la salida del motor manteniéndolo a una temperatura segura controlando la velocidad del fluido, caudal, y temperatura en función de la tarea de manipulación que esté realizando la extremidad robótica.

Considerando los materiales comerciales que deben integrar la articulación mostrados en la sección de infraestructura, se generan diseños en 3D de las piezas mecánicas que le dan soporte a la articulación completa usando los dos tipos de

reducciones mecánica armónica seleccionada. Inicialmente se genera una geométrica base que permite formar criterio de diseño en un ensamble 3D. En la figura 4.16 se muestra el primer diseño de articulación robótica que integra todos sus componentes mecánicos.

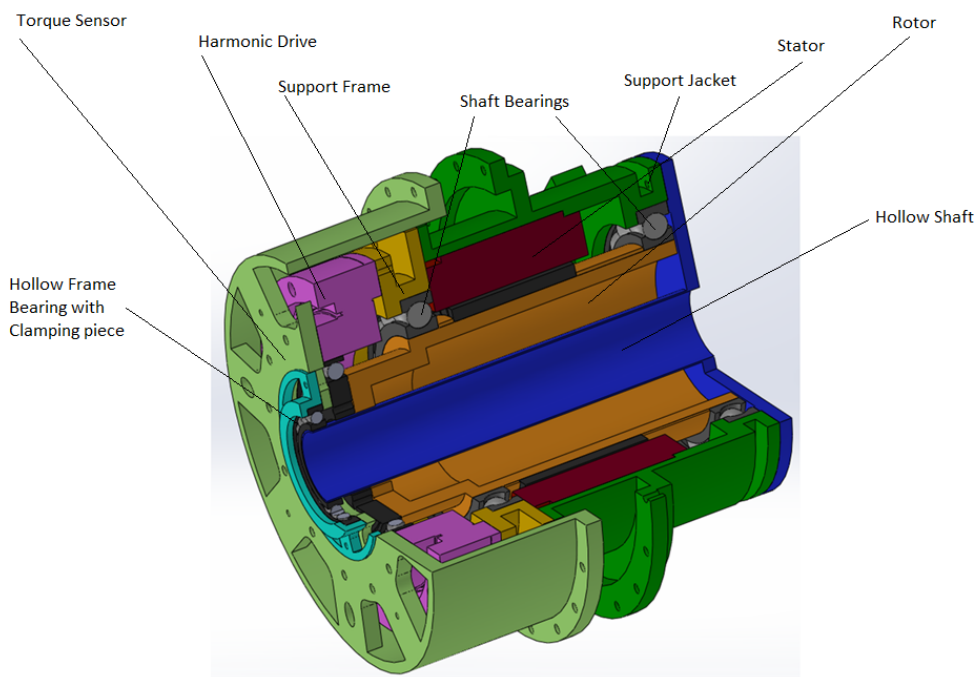
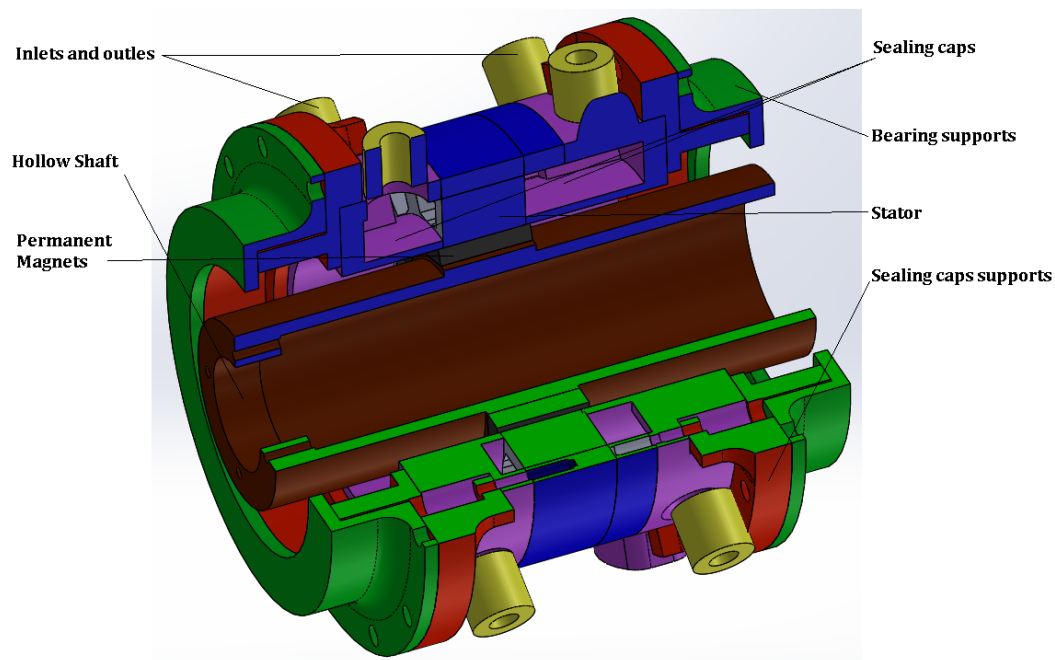


Figura 4.16. Primer prototipo de articulación robótica.

Inicialmente se toma el estator seleccionado como un motor de 27 ranuras y 32 polos. Estos componentes funcionan como la base para diseñar el primer sensor de *torque*, teniendo estos componentes diseñados, se extiende el eje del rotor para que gire libremente usando dos rodamientos y se diseña en color azul un soporte para conducir la tubería y los cables a través de la articulación, en el otro extremo de esta pieza se coloca un rodamiento pequeño para evitar que esta pieza haga contacto con el rotor en movimiento, finalmente se diseña un soporte en amarillo para una chaqueta de soporte y el sensor de *torque*, en color rosa se muestra la reducción mecánica usada en este diseño que tiene un diámetro interno de 32 mm.

Seguidamente se modifican sus componentes mecánicos para generar las medidas mecánicas mínimas según el volumen de cada pieza para disminuir el peso completo de la articulación robótica. Durante las pruebas de esfuerzos mecánicos sobre el

sensor de *torque* se cambió su geometría, de modo que se generaron dos diseños, este cambio da lugar para modificar la estructura mecánica de cada componente que le da forma a la articulación.



*Figura 4.17.* Segundo prototipo de articulación robótica.

En la figura 4.17 se muestra una vista transversal de dos caras del diseño en 3D de la articulación robótica con las modificaciones realizadas en su diseño en general para integrar líquido en el devanado.

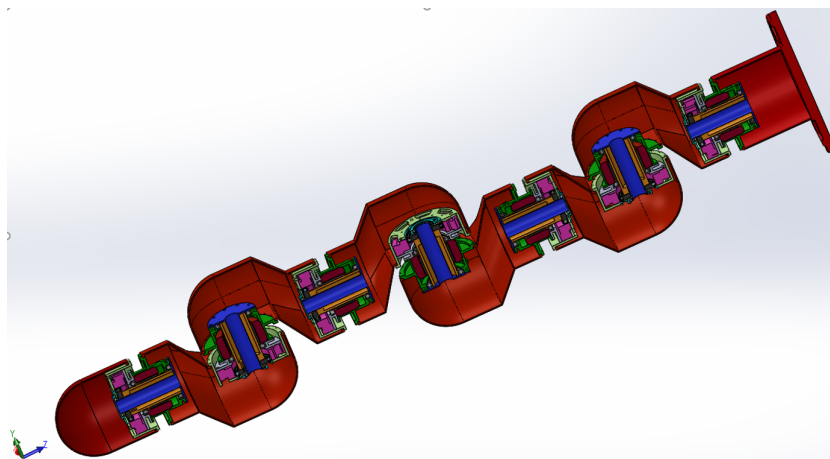
Las modificaciones que se realizan con respecto al diseño anterior se centran en la sustitución de algunas piezas mecánicas, como la camisa que une a toda la articulación, el soporte de la reducción para la reducción mecánica y la integración de tapas selladoras para evitar la filtración de líquido a otras partes del mecanismo usando velomoiide y resina epóxica, además se integran conectores de entrada y salida para inyectar líquido de forma forzada dentro del estator del actuador; se crean soportes para los rodamientos de forma que el rotor tenga un entrehierro de 1.4 mm de ancho.

## 4.5. Criterio de dimensionamiento del brazo

La estructura de brazo robótico propuesto que genera los valores iniciales de peso, y largo para la generación de los parámetros de diseño, tiene un largo de 102 cm; teniendo este panorama inicial, se muestra el primer prototipo de brazo robótico en la figura 4.18.

Cada eslabón debe ser capaz de soportar la carga que se genera a lo largo del brazo incluyendo el objeto que se manipula, tomando en cuenta que este objeto peso 25 kg. Esta capacidad de carga debe complementarse con un volumen y densidad mínimo por lo que debe existir un balance de diseño que integre todos los componentes en el prototipo.

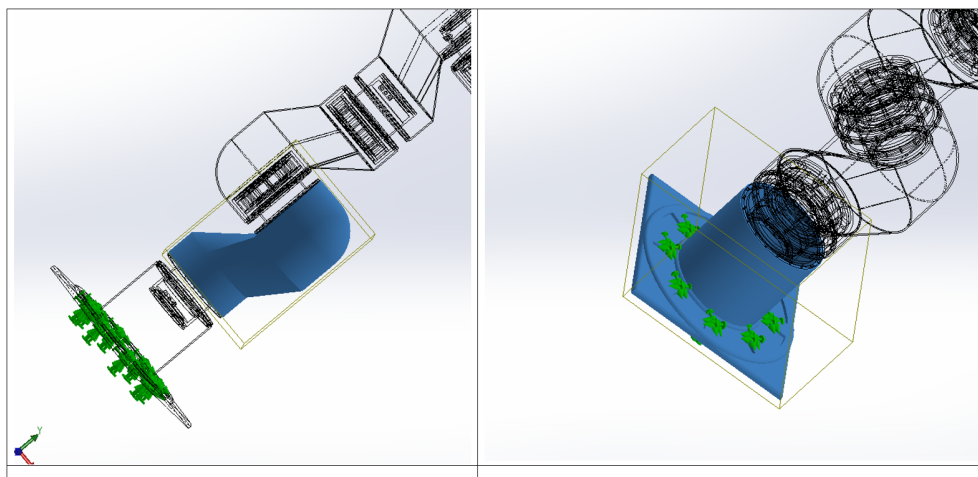
Para el primer prototipo se trabaja sobre el diseño de un brazo robótico con eslabones tubulares que brindan un soporte mecánico estructurado a lo largo del brazo, además de cubrir todos los cables, tuberías y la electrónica que integra al brazo.



*Figura 4.18.* Primera versión de maqueta de brazo robótico con eslabones tubulares

El primer prototipo de brazo robótico que es diseñado integra el primer prototipo de articulación robótica. Para el diseño del brazo primero se trabaja con un diseño

base que funciona de modelo para generar una geometría que permita generar criterio de diseño y moldear cada componente en función de las modificaciones necesarias considerando los resultados de las simulaciones, donde sería posible optimizar la geometría del actuador de cada articulación, y por ende, los componentes mecánicos de toda la estructura del brazo.



*Figura 4.19.* Estructura alámbrica 3D mostrando la base y el primer eslabón del primer prototipo de brazo robótico humanoides.

En la figura 4.19 se observa la base del brazo y el eslabón que le sigue, en verde se muestran las sujeciones de anclaje fijo, ambos están conectados por una articulación. Para diseñar la base del brazo y sus eslabones se considera la fuerza generada al sostener el objeto de 25 kilogramos considerando el largo del brazo partiendo desde la primera articulación. Para la base del brazo se configuran 884 N, a una distancia de 102 cm y se agrega una carga de 674 Nm para simular el efecto de sostener un objeto mientras se gira el motor de la base.

Se diseña un borde redondeado circular para que exista más rigidez en cada agujero de sujeción, y así darle más soporte mecánico al brazo. Todos los eslabones son diseñados para que sean idénticos a excepción de los eslabones que conforman la muñeca del brazo, en total son 5 eslabones iguales y un eslabón adicional para la muñeca.



La forma que debe tener el eslabón para que el centro de masa de ambas articulaciones este totalmente centrado genera restricciones de diseño. Por lo cual, es necesario realizar un vaciado, lo que provoca que las aristas con ángulos rectos queden muy delgadas, o con muy poco material, por lo que es necesario diseñar sólidos en estos puntos para luego combinarlos en una sola pieza.

El eslabón de la muñeca es diseñado usando una metodología similar que la aplicada en el diseño de los eslabones del brazo. Primero se diseñan las piezas de contacto en los puntos idóneas para mantener el centro de masa cercano al centro total del brazo; luego se modela el eslabón de sujeción de estas dos articulaciones para definir la geometría de la muñeca del robot. La estructura necesaria para sujetar ambas articulaciones considera el espacio para integrar la electrónica, cables y tuberías que pasarían por ella. Esto provoca que su forma sea poco estructurada y afecta los recubrimientos, ya que por el ajuste de curvatura de borde se originan ángulos rectos en las esquinas de cada recubrimiento.

Al llevar a cabo el diseño del primer prototipo de muñeca del brazo es posible identificar que integrar la misma articulación robótica que se usa a lo largo del brazo en la muñeca provoca que esta sea muy masiva y agrega una palanca de fuerza importante al extremo del brazo. Es necesario usar una articulación más pequeña para la articulación más cercana al manipulador, haciendo referencia a la tabla 4.1 se observa que el requerimiento de *torque* de estas articulaciones no supera los 70 Nm, por lo que una articulación que cubra ese *torque* sería suficiente para cubrir el requerimiento.

Para evaluar la maqueta de brazo robótico se realiza una simulación no lineal en la pieza de la base del brazo para validar su forma geométrica, la estructura de brazo usa la primera versión de articulación robótica mostrada en la figura 4.16. En la base del brazo se configuran 8 sujeciones y 20 orificios de los cuales se sujetaría el sensor de *torque*, en simultáneo se configura un *torque* de 270 Nm y una carga masa remota de 884 N que estarían ejerciendo una fuerza en el eje Y a una distancia de 102

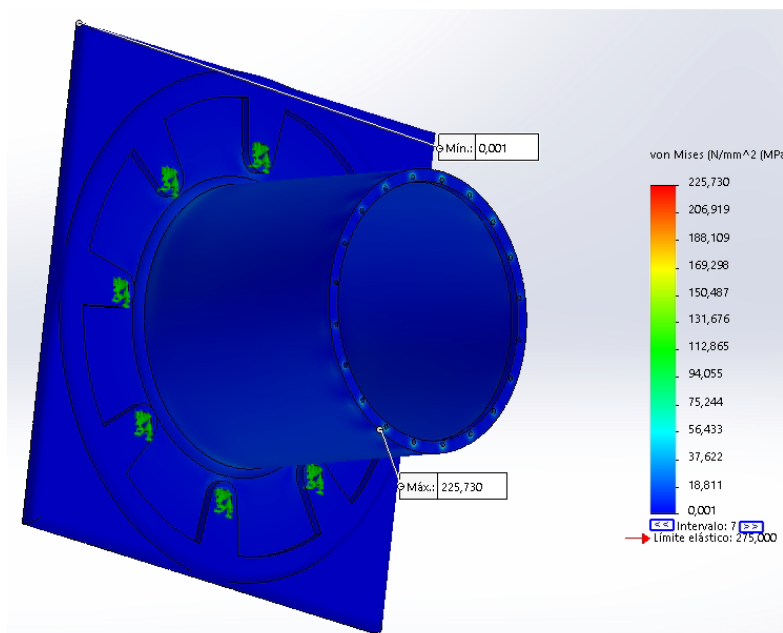


Figura 4.20. Simulación no línea de la base de la estructura de brazo robótico.

cm desde el eje Y.

Aplicando ambas cargas a la pieza se generan 7 intervalos sobre las soluciones no lineales. El intervalo que alcanza mayor deformación del material muestra que se alcanzan 225.730 Mpa, lo cual no supera los 275 Mpas del límite elástico del material. La pieza estaría hecha de aluminio 6061-T6, como se observa la pieza resiste las cargas a la cuales se le está sometiendo, sin embargo, pesa 3.54 kilogramos lo que resulta en un peso excesivo para este tipo de pieza. En la figura 4.20 se muestra la pieza en estudio.

En este capítulo se abordaron las consideraciones generales para desarrollar los diseños iniciales del sensor de *torque*, la técnica de extracción del calor para el actuador de la articulación, los componentes mecánicos iniciales para la articulación, y se desarrolló una maqueta inicial de brazo robótico que brinda datos de largo, peso, volumen, y *torque* a optimizar en secciones posteriores.

## 4.6. Implementación de la técnica de impregnación forzada

Una cualidad deseable en una articulación robótica es que tenga la capacidad de manejar objetos muy pesados en cortos períodos de tiempo en momentos específicos. Esto podría hacer que el robot cargue objetos pesados para llevarlos de un lugar a otro. Actualmente hay robots capaces de realizar este trabajo, sin embargo, son muy lentos como lo describen (Matsuzawa et al., 2016), o demasiado grandes para moverse por lugares comunes donde vive el ser humano.

Si analizamos el comportamiento humano cuando transportamos objetos muy pesados, tomamos descansos mientras realizamos una tarea muy exigente, el descanso sería lo suficientemente largo como para recuperar la energía y lo suficientemente corto como para evitar daños inmediatos o a largo plazo en la salud de una persona, suponiendo que no se está usando una herramienta para ayudarnos en el trabajo.

Este método se puede transferir de la misma manera a un robot humanoide, donde el robot podría transportar el objeto haciendo una pausa durante el tiempo necesario para preparar las articulaciones para el próximo pico de esfuerzo y continuar con el trabajo. Durante estas pausas, el robot tomaría el tiempo necesario para enfriar sus articulaciones a un nivel de calor seguro para proteger la integridad de los componentes del robot, y así aumentar su rendimiento y la durabilidad. Cuando este vuelve a levantar el objeto, el sistema de enfriamiento funcionará a la máxima capacidad para aumentar la corriente en el devanado de cada actuador, manteniendo alta potencia a una temperatura segura.

En esta sección se describen detalles sobre la implementación de la técnica de extracción de calor aplicada a un actuador eléctrico construido y sellado para extraer el calor interno generado por el devanado del motor en un ambiente de alta corriente.

Se describen detalles sobre la metodología de implementación, el control del flujo de líquido refrigerante y los materiales y equipos usados para extraer los datos generados, así como el algoritmo usado para mostrar la información.

#### **4.6.1. Consideraciones de diseño e infraestructura experimental**

La articulación robótica propuesta está diseñada para ser parte de un brazo robótico humanoide, esta debe ser lo más pequeña y ligera posible, lo que representa una limitación de diseño. En primer lugar, se plantea la solución de enfriamiento para refrigerar el devanado completo de manera uniforme, esto significa que el aceite tendría que pasar por todo el devanado usando la misma presión.

Para poner a prueba la geometría térmica se diseñan y construyen dos motores eléctricos usando el estator de un servomotor de corriente continua, dos versiones de estatores son diseñados para evaluar la reducción de temperatura al inyectar líquido u aire en si interior. Antes de construir y ensamblar los motores eléctricos se prototipa en 3D un estator de 27 ranuras y 32 polos para desarrollar la técnica más idónea para realizar el devanado del estator.

La técnica para devanar un motor eléctrico requiere de muchos elementos importantes que no pueden obviarse, como la cantidad de alambres de cobre en cada fase, el tipo de aislamiento, la secuencia y dirección que debe llevar cada giro de cobre en los dientes del estator. También es importante mantener tensados los alambres de cobre sujetándolos en ambos extremos mientras se extiende el alambre alrededor de las sujeciones como se muestra en la figura 4.21. Es un proceso que conlleva mucho cuidado y mucha atención al detalle, ya que, si se da una vuelta de más en cualquier diente del estator o algún alambre se rompe, el motor perdería sincronía por la diferencia del campo magnético y este podría no funcionar del todo o tener muchas

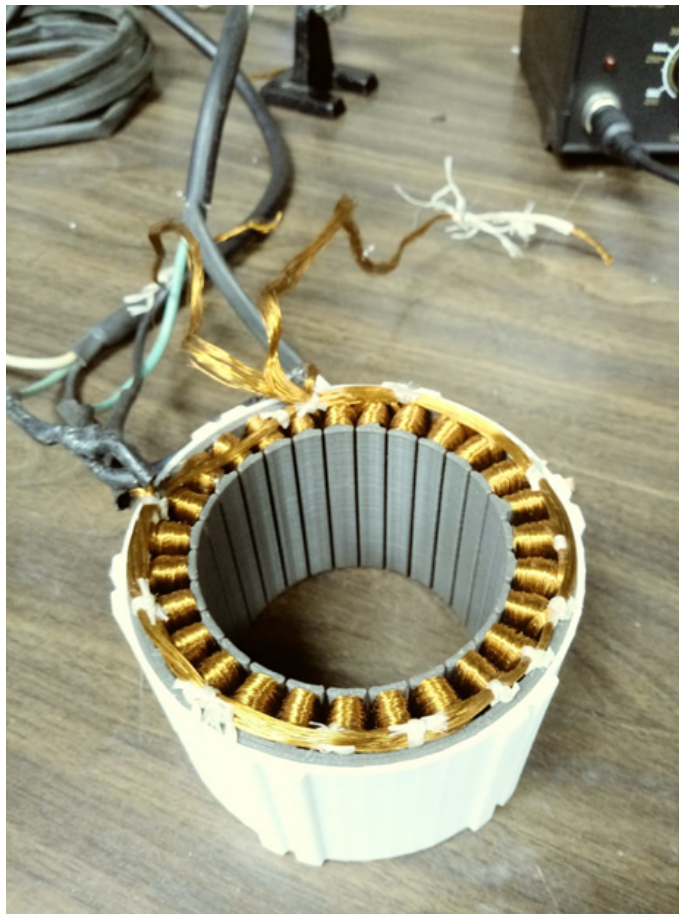
pérdidas.



*Figura 4.21.* Proceso de devanado del actuador.

En la figura 4.22 se muestra el estator con el devanado completo y la distribución de las fases sin ningún tipo de conexión delta o estrella configurada, cada diente tiene 3 vueltas y cada fase tiene un total de 15 alambres de cobre de calibre 32, lo que equivale a un diámetro de 0.27mm. Como se mencionó anteriormente, el estator está impreso en 3D, lo que facilita mucho la labor de introducir los alambre en cada ranura por la flexibilidad que este aporta, esto no sucede con un estator hecho de acero al silicio. Al devanar este estator, es posible observar que uno de los lados del estator necesariamente soporta los alambres de distribución interna de cada fase, lo que implica realizar modificaciones a los componentes mecánicos de la articulación robótica completa, ya que el diseño previo estaba pensado para tener ambas tapas del mismo tamaño.

Seguidamente, se parte en dos el servomotor para obtener dos estatores, uno de 40 mm y otro de 20mm de largo. A partir de estas piezas se toman todas las medidas



*Figura 4.22.* Proceso de devanado de prueba en un estator de 27 ranuras.

para replicar ambos componentes en el programa de simulación 3D; de este modo se puede modificar la geometría general de la articulación para adaptarla a las nuevas medidas.

En la figura 4.25 y 4.27 se muestra el actuador de la articulación robótica propuesta (20mm de largo) modificada a las nuevas medidas de los estatores en estudio. En ella se observa el uso de seis entradas y salidas de líquido refrigerante que enfrían dos ranuras a la vez, además se cambia toda la estructura de sujeción de los componentes externos al motor y al eslabón, como se muestra en las piezas de color rojo, éstas deben ajustarse a los 6 tornillos que se sujetan a la armadura del estator, y dejar el espacio suficiente para integrar un soporte para los rodamientos. Una de las tapas para sellar el motor es más larga que otra para encapsular el devanado de distribución entre las fases y dejar espacio suficiente para que el líquido fluya mejor.

Teniendo todas las piezas mecánicas diseñadas en función de los estatores en estudio se procede a llevar a cabo el devanado en ambos estatores. La forma de introducir el cobre en las ranuras debe hacerse de forma más cuidadosa ya que las zapatas de los dientes del estator pueden rasgar o debilitar la estructura mecánica de algún alambre de cobre. Cada diente tiene 4 vueltas y cada fase tiene un total de 16 alambres de cobre con un calibre 24. Para que las fases estén sujetas más firmemente al estator se usa “bramante” que es un mecate de nylon acerado. En la figura 4.23 se muestra uno de los estatores con el devanado terminado, el cual está sumergido en barniz dieléctrico usado comúnmente para diseño de máquinas eléctricas.

Una vez terminado el devanado, las terminales de cada fase se sueldan en configuración Delta, que es la más usada en motores BLDC. Luego se hacen los orificios y las rosca para los 6 tornillos que van a cada lado del estator y se integran los tornillos para evitar que el barniz entre y se seque dentro de los orificios. Anteriormente, el estator había sido cubierto con barniz para evitar un corto circuito entre el estator y el devanado.



*Figura 4.23.* Aislamiento del devanado y el estator usando barniz dieléctrico.



El rotor del estator también es implementado para poner a prueba el sistema en futuras versiones del proyecto. Una de las limitantes más importantes a considerar es la forma de sujetar los imanes de neodimio N52 al eje del rotor de forma segura y con la mayor precisión posible. Esto se logra diseñando un sujetador de imanes impreso en 3D con muy poca densidad que está hecho a la medida para el tipo de imán adquirido; de esta forma se coloca cada imán y se aplica una capa de epoxy en las caras que se tocan cuando el epoxy tiene cierta viscosidad para evitar derrames de este material.

El eje del motor está hecho de aluminio 6061-T6 que tiene un límite elástico mayor que otros materiales, además tiene un bajo costo, lo que lo hace el aluminio comercial más resistente que existe en el mercado costarricense. Se usan 2 barras de 146 mm de largo y 2 barras de 132mm de largo para generar 2 prototipos de rotores de prueba. Ambos diseños son mecanizados en un torno manual de 4 ejes que facilita la Universidad Técnica Nacional.

Uno de los retos al realizar esta labor es la precisión que se debe tenerse sobre las dimensiones a las que debe llevarse cada pieza de aluminio, ya que estos rotores deben dar la sujeción suficiente para los rodamientos que van en la articulación robótica. En la figura 4.24 se muestran 3 de los 4 rotores mecanizados, mecanizar cada rotor tiene una duración de 2 horas y 30 minutos en promedio.

Basado en el número de ranuras del motor, se diseñan seis canales de enfriamiento para refrigerar dos bobinas a la vez. El diámetro de los canales de entrada y salida es clave para determinar la cantidad de aceite que pasa a través de las ranuras de estator del motor.

El motor se sella con dos tapas mediante el uso de resina epóxica y un material llamado “Velumoid”, estos sellan las juntas entre el estator y las tapas impresas en 3D, en la figura 4.25 se muestran los dos motores BLDC bajo investigación, internamente cada cubierta tiene seis vigas que dirigen el líquido de enfriamiento en



*Figura 4.24.* Rotores mecanizados en aluminio 6061-T6.

una sola dirección para limitar la cantidad de flujo turbulento dentro del estator, lo que conduce a un control más estable sobre todo el flujo del aceite dentro del estator. Esto es clave para extraer rápidamente el aceite del motor y tener una circulación del líquido más estructurada para mejorar la extracción de calor.

Otro factor que determina el flujo laminar de aceite dentro del estator es la técnica que se utiliza para sellar los espacios entre cada zapata del estator. Cada uno de ellos se cubre con resina epóxica que brinda el soporte y la flexibilidad necesaria para mantener el sello del motor por la tensión mecánica. Como la resina se seca muy rápidamente es necesario usar un tipo de resina que dure mucho más en secarse para encontrar el punto exacto de viscosidad que le dé la elasticidad necesaria y soportar las cargas mecánicas, además se diseña una pieza de encapsulación para mantener la resina en el lugar deseado hasta que esté lo suficientemente seca como para quitar esta pieza y evitar que la resina se propague a través de los espacios libres de las ranuras, en la figura 4.26 se muestra esta pieza. Se utilizan palillos de dientes para mantener la pieza de soporte en su lugar.

Para forzar el líquido por los agujeros de salida y entrada de las tapas selladoras, se utilizan accesorios para mangueras, como “T” de distribución y acoples para tuberías. Primero, se cortan los accesorios por la mitad para examinar el diámetro externo que cubren para considerar su geometría en el diseño general, luego se une cada uno de ellos a los orificios con resina epóxica. Se utiliza el mismo método para integrar los tornillos, mangueras y sensores de temperatura dentro del estator.

Para crear un espacio más estructurado dentro de las ranuras, se implementa un devanado concentrado fraccional en el estator. Sin embargo, esto no significa que el devanado esté completamente estructurado para permitir que el aceite pase libremente por el estator. Dado que tiene esta configuración de devanado, se crea una acumulación de alambre de cobre mayormente en un lado del motor, lo que crea una mayor necesidad de un espacio en ese lado donde el aceite debe fluir, como se muestra en la figura 4.26.

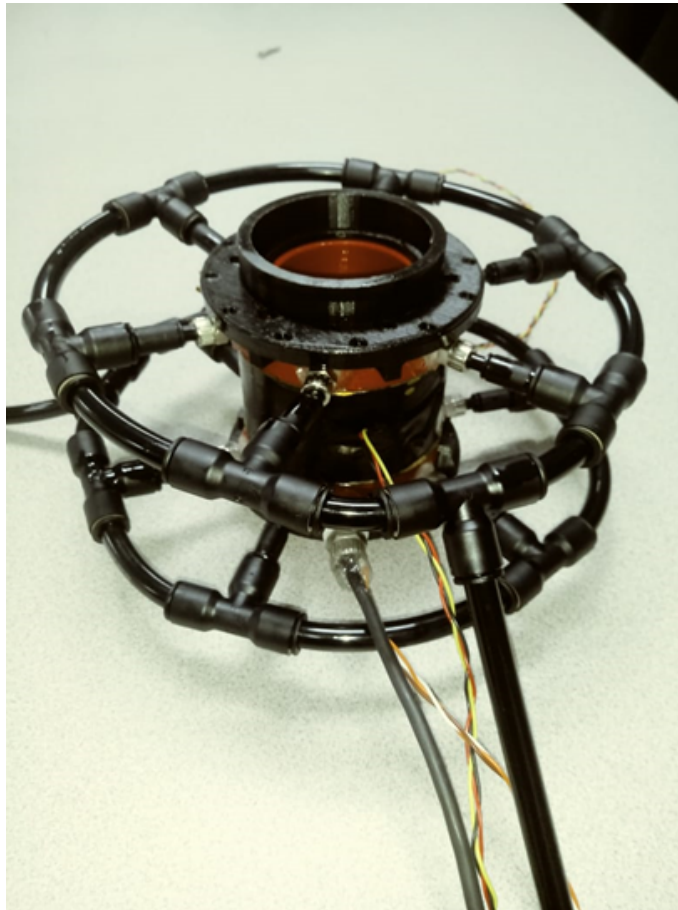


*Figura 4.25.* Dos actuadores del tipo BLDC de 20 mm y 40 mm de longitud.



*Figura 4.26.* Devanado del motor del estator BLDC.

Esto requiere que las tapas de ese lado en particular deban ser más grandes para que el líquido pueda entrar finalmente en las ranuras, también representa un problema al diseñar las vigas de sujeción, ya que una pequeña parte del aceite fluye entre cada sección interna de las cubiertas. Sellar el espacio entre el entrehierro y la zapata de cada diente representa la parte más compleja al construir y sellar el motor, ya que mide solo 2.5 mm y tiene que soportar una presión de por lo menos 100 PSI. Para sellar adecuadamente esta parte, es necesario cortar un pequeño anillo de velumoiide y medir la longitud exacta donde la cubierta hace contacto con el estator para evitar fugas de aceite.



*Figura 4.27.* Motor BLDC sellado con el sistema de distribución de aceite.

La Figura 4.27 se muestra el estator sellado completamente, así como la distribución de las mangueras y accesorios alrededor del motor. Las mangueras están estructuradas alrededor del motor y no en la parte delantera, ya que, de otro modo las mangueras alargarían la unión. En cambio, están estructuradas en torno a dónde

se pueden extender tanto como sea necesario para formar parte de componentes externos.

Para llevar a cabo el experimento, es necesario integrar sensores de temperatura directamente en el devanado. Un sensor se coloca en la cabeza del devanado, el otro en la parte central de la fase A y el último mide la temperatura externa del estator. El sensor de temperatura que se utiliza es el DS18x20. Este permite estimar la temperatura a partir de los cambios en la intensidad de tensión que se genera cuando hay una interacción entre el material semiconductor y el cobre caliente. Este actuador es diseñado desde su etapa inicial para integrar el líquido refrigerante como un factor que afecta la densidad y el volumen del motor.

En esta sección se describen las consideraciones para construir y validar la técnica de inyección forzada diseñada en este trabajo. En la sección de resultados se muestran los resultados del experimento y la distribución de cada componente para el banco de pruebas.

## Montaje experimental

En este capítulo se describe el experimento que se realiza para evaluar la técnica de extracción de calor estudiada en este trabajo. Se muestra la forma como se inyecta aceite dentro del actuador de la articulación y se describe el sistema de control y adquisición de datos.

Poner a prueba la técnica de extracción de calor nos permite analizar si los espacios que quedan libres en las ranuras del estator son suficientes para inyectar aceite en su interior y enfriar el motor de forma forzada con el equipo que se tiene disponible. Esto permite inyectar más corriente y aumentar el campo magnético que genera el devanado del motor, lo que aumentaría su potencia. Analizar el factor de llenado de las ranuras y aumentar el campo magnético del actuador está relacionado a la hipótesis planteada en este trabajo.

El objetivo del montaje de la mesa de pruebas consiste en medir la intensidad de calor generado en el devanado del motor al inyectar alta energía, la corriente que se aplica es la corriente de línea máxima que entrega el sistema de potencia al que se tiene acceso, la cual es de 83 A. En el estudio (Urata et al., 2010), se evalúa una extremidad robótica usando un capacitor que entrega 80 A al sistema, esto indica que 83 A es un buen dato de intensidad de corriente para realizar el experimento.

Se mide la temperatura de la fase A, la temperatura de la cabeza del devanado y la temperatura externa del estator del motor. Se usan los datos para controlar la presión con la que se inyecta el aceite en el estator y aumentar o disminuir la presión en función del aumento de temperatura en el devanado.

El aceite se inyecta en el motor a través de un solo conducto y se extiende el líquido en seis secciones diferentes, una vez que el líquido pasa al estator se dirige

a los seis conductos y nuevamente a un solo conducto de salida. Para enfriar el líquido, se utiliza un intercambiador de calor de aluminio doble con cuchillas de enfriamiento para lograr una mayor disipación de calor, además, se usa una bomba de 12 voltios y 5 A con una capacidad de 100 PSI para forzar el líquido a través de todas las diferentes partes del sistema hasta que regrese a un recipiente que contiene el líquido, en este recipiente se contiene el líquido que sale directamente del actuador.

El líquido en el tanque se bombea al intercambiador de calor con suficiente presión para ingresar al estator del motor y salir lo suficientemente rápido como para regresar al tanque. Esta metodología se utiliza, ya que es mejor inyectar el líquido frío directamente en el motor lo antes posible, que mantener el líquido frío en un tanque, ya que puede calentarse. En el diagrama mostrado en la figura 5.1, se muestra el ciclo cerrado que se configura para inyectar líquido refrigerante dentro de la articulación robótica. En la figura 5.2 se muestra el banco de pruebas con el actuador de la articulación robótica conectada al sistema de refrigeración y control.



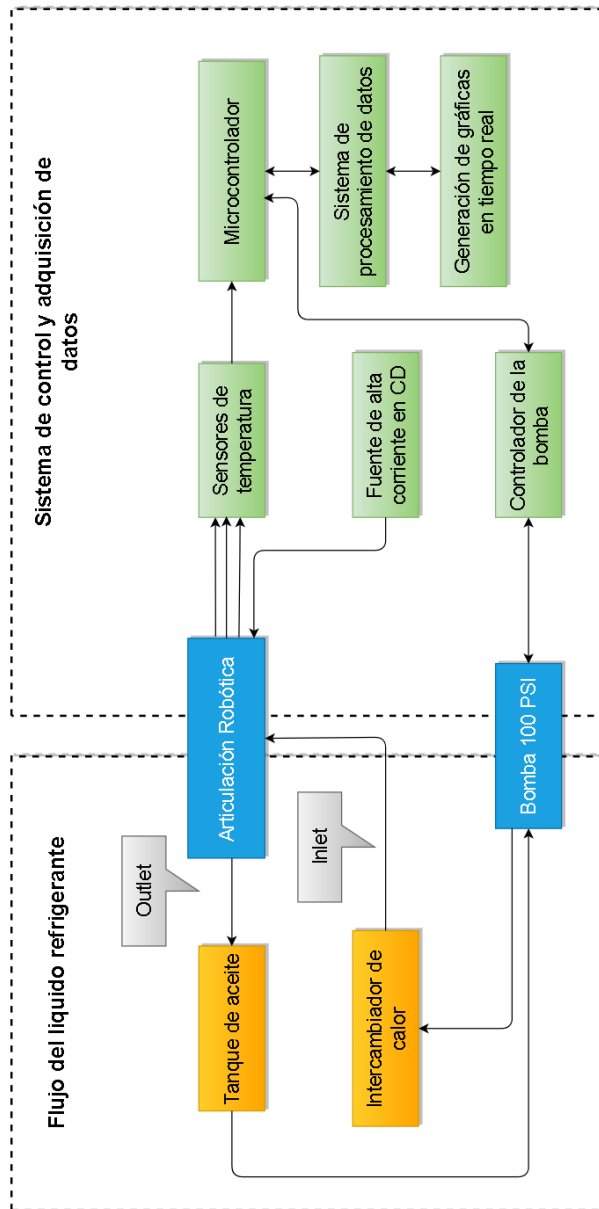
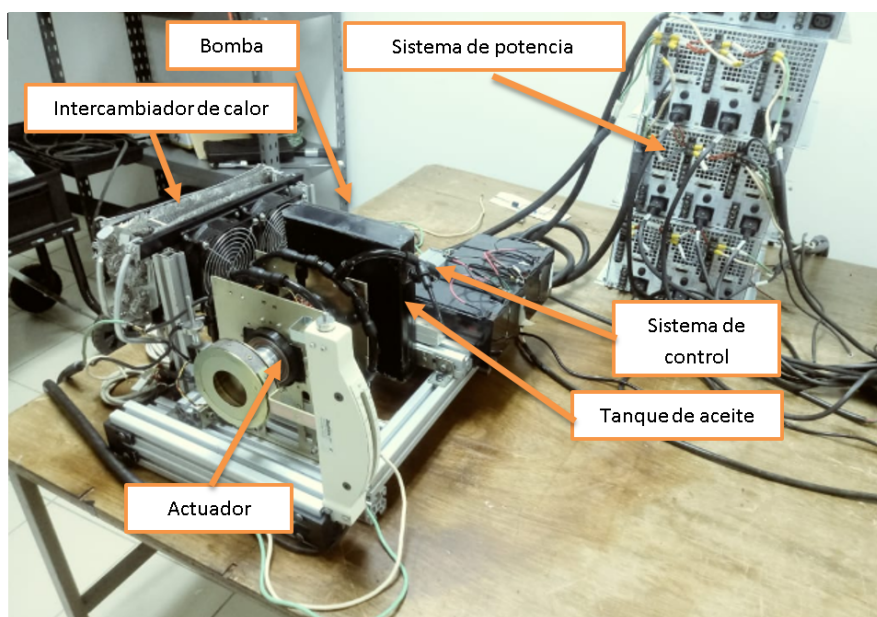


Figura 5.1. Bucle de bombeo de líquido refrigerante y su sistema de control.

Para controlar los sensores de temperatura y la presión de la bomba se utiliza un microcontrolador ATMEGA 2560 16 UA. El circuito está conectado a un programa de Matlab donde un código interpreta las entradas y salidas del microcontrolador para operar la bomba proporcionalmente a los datos de temperatura de los sensores. Para controlar la bomba se usa un puente H con capacidad de 5A.

Cuando la temperatura es mayor o igual a 40 °C, se comparan los valores de temperatura y se obtiene la media de temperatura de los 3 sensores distribuidos en el estator. A medida que aumenta la temperatura, la bomba aumenta su flujo hasta que se alcanzan los 100 PSI. Cuando algún sensor tiene un dato de temperatura mayor a 55 °C esta funciona a su máxima capacidad. Se configura esta temperatura porque enfriando los devanados con líquido no se alcanza una temperatura alta, y la bomba no alcanzaría su máxima presión.



*Figura 5.2.* Banco de pruebas del actuador de la articulación robótica implementada.

Un experimento de este tipo sería ideal si se lograra contar con un controlador que soporte alta corriente para motores BLDC y PMSM, reducción mecánica armónica SHD-25-160-2sh, sistema de protección de control de picos y sobre corrientes, bomba centrífuga de al menos 200 PSI, termocuplas de tamaño reducido, fuente conmutada

de 48 V y 200 A y equipo de medición adecuado. Teniendo estos componentes se lograría probar la potencia de salida del motor al levantar un objeto pesado. La inyección de una alta corriente elevaría la temperatura interna del motor. De este modo se podría controlar ese aumento de temperatura incrementando la velocidad de circulación del líquido dentro del estator y permitir que el motor sostenga por más tiempo el objeto, o que pueda levantar un objeto más pesado de forma segura.

## Escalamiento del actuador

La extremidad robótica en estudio debe poder ofrecer mayor potencia siendo más pequeña y liviana que otras soluciones actualmente disponibles en el mercado. Se desarrolla una técnica de extracción de calor que inyecta de forma forzada líquido directamente en el devanado de una articulación para, de forma controlada y segura poder obtener mayor potencia de su actuador.

La diferencia de la articulación en estudio en este trabajo con otras soluciones actuales, es que se considera la interacción del líquido y el comportamiento que este tiene con el calor generado directamente en el devanado del motor como factores de diseño de la máquina eléctrica para que esta varíe en peso y volumen aumentando o manteniendo la potencia de salida.

En resumen, se tendría un actuador de volumen y peso distinto dependiendo de los requerimientos de potencia a la salida de la extremidad robótica. Para lograr esto, se detalla en este capítulo cómo se relacionan las ecuaciones de escalamiento de una máquina eléctrica con respecto a la interacción del fluido que enfría su devanado. Sobre esto se obtienen funciones y restricciones de diseño que funcionan para realizar optimizaciones multiobjetivo e identificar las medidas geométricas mínimas del actuador, y definir la versión final de articulación para la estructura del brazo robótico.

### 6.0.1. Pérdidas en el cobre

Teniendo en cuenta las pérdidas en el cobre por el efecto del calor proveniente de las tres fases del motor es necesario considerar una resistencia global en los momentos más altos de exigencia energética, que es cuando se produce más calor. Al tener una

forma geométrica rectangular en las ranuras del estator y en los dientes con un número determinado de alambres de cobre en una ranura  $N_{sr}$ , la resistencia total de las ranuras se describe como:

$$R_f = R_c[\Upsilon F(\Upsilon) + \frac{2}{3}(N_{sr}^2 - 1)\Upsilon G(\Upsilon)] \quad (20)$$

Donde  $R_c$  es la resistencia de la ranura estando el motor apagado y sin carga,  $k_{wb}$  es el promedio de diámetro del cobre con respecto al aislamiento,  $N_{sr}$  es el número de alambres de cobre en una sola ranura y  $G(\Upsilon)$ ,  $F(\Upsilon)$  están dadas por el coseno y seno hiperbólico de la siguiente forma:

$$G(\Upsilon) = \frac{\sinh(\Upsilon) - \sin(\Upsilon)}{\cosh(\Upsilon) + \cos(\Upsilon)} \quad (21)$$

y

$$F(\Upsilon) = \frac{\sinh(\Upsilon) + \sin(\Upsilon)}{\cosh(\Upsilon) - \cos(\Upsilon)} \quad (22)$$

El promedio del diámetro del alambre de cobre en una máquina eléctrica  $\Upsilon$ , está dado por el diámetro del cobre desnudo  $d_{wb}$  y la profundidad del aislamiento en el cobre  $\Xi$ :

$$\Upsilon = \frac{d_{wb}}{\Xi} \quad (23)$$

La profundidad del aislamiento en el cobre es la distancia radial sobre la cual la amplitud de la corriente cae en la superficie externa del cobre, esta ronda el 37 %, y

está dada por:

$$\Xi = \sqrt{\frac{2\rho}{f_r\mu}} \quad (24)$$

Donde  $\rho$  es la resistividad del cobre,  $f_r$  es la frecuencia de operación y  $\mu$  es la permeabilidad del conductor. Al experimentar con la relación de resistencia se denota que la resistencia en la ranura incrementa mientras se incrementa el número de conductores a lo largo de la ranura y este aumento está ligado a la variación de  $\Upsilon$ .

Al aplicar una mayor corriente en el devanado del motor se obtiene un mayor campo magnético, sin embargo, como efecto secundario se tiene un aumento en la temperatura del cobre, lo que produce pérdidas. En un motor trifásico como lo es el motor BLDC se producen 3 fuentes distintas de calor en el motor, al existir un mayor calentamiento en el devanado se tiene un mayor diferencial de resistencia durante todo el proceso de calentamiento.

Las pérdidas en el cobre indican las pérdidas de energía por segundo en Watts, incrementando al cuadrado de la corriente de forma proporcional a la resistencia eléctrica durante un periodo de tiempo definido.

$$P_{los} = I^2 R t \quad (25)$$

Considerando que la resistencia del devanado aumenta con respecto a la temperatura aplicada, al integrar la temperatura como un elemento de cambio la resistencia debe reflejar un valor de resistencia promedio de todos los devanados que están calentándose.

Si se modifica la ecuación 25 sabiendo que  $I^2 R t = \frac{V^2}{R} t$ , es posible calcular la

corriente aplicada al sistema cuando el alambre de cobre está a temperatura ambiente luego de ser calentado por un tiempo determinado.

En un tiempo de muestreo con una corriente constante las pérdidas en el cobre pueden verse representadas como (Binns y Shimmin, 1996):

$$P_{los} = \frac{P_{losI}\Gamma_i + P_{losf}(\Gamma_o - \Gamma_i)}{\Gamma_o} \quad (26)$$

Esto nos permite calcular el promedio de pérdidas en el cobre en un instante de tiempo inicial con respecto a un instante de tiempo final, lo que denota un incremento importante en las pedidas del cobre  $P_{los}$  al incrementar el tiempo de muestreo.

$$P_{los} = \frac{\left( I^2\Gamma_i(R_c - R_w) + (I^2(R_f - R_w)(\Gamma_o - \Gamma_i)) \right)}{\Gamma_o} \quad (27)$$

Donde  $R_c$  y  $R_f$  son los valores de resistencia de los devanados en frío y caliente habiendo pasado el tiempo de muestreo total, estos pueden ser estimados o medidas directamente,  $\Gamma_o$  es el tiempo total del proceso de calentamiento y  $\Gamma_i$  es un periodo de tiempo de muestreo,  $R_w$  es el valor de resistencia de los cables de conexión a la alimentación y  $I$  es la corriente aplicada para calentar los devanados.

La ecuación 27 muestra que se tiene un número alto de pérdidas del cobre mayormente al detectar cabios en la resistencia final obtenida al estar sometida a una corriente por un tiempo determinado.

Es necesario considerar el número de ranuras  $N_s$  y el número de alambres de cobre por ranura  $N_c$  para obtener las pedidas totales en el cobre. Los cálculos de las pérdidas en el cobre consideran las pérdidas actuales y las que se generan luego de calentar el devanado. La ecuación 28 supone que la corriente aplicada inicialmente

es similar a la corriente resultante luego de calentar el devanado  $I_c \approx I_f$ .

$$P_{los} = \frac{\left( \left( \frac{1}{N_s^2 N_c^2} \right) I_c^2 \Gamma_i (N_s N_c R_c - R_w) + \left( \frac{1}{N_s^2 N_c^2} \right) I_f^2 (N_s N_c R_f - R_w) (\Gamma_o - \Gamma_i) \right)}{\Gamma_o} \quad (28)$$

Si bien es cierto, la ecuación 28 nos da una buena aproximación de las pérdidas en el cobre en función del calor producido en el devanado, es necesario considerar dicha temperatura en relación a las dimensiones del motor y las medidas del cobre y cómo estos factores afectan las pérdidas en el devanado; según lo que se muestra en (Schiefer y Doppelbauer, 2015a), es posible describir las pérdidas en el cobre como:

$$P_{los} = \frac{(R_c(1 + \alpha(Te_p - Te_{amb}))(L_{st} + L_{wi}))}{A_{wc} k_f} \quad (29)$$

Donde  $\alpha$  es el coeficiente de resistividad del cobre 0.0040,  $A_{wc}$  es el área transversal del cobre,  $L_{st}$  es el largo del laminado del estator,  $L_{wi}$  es el largo del devanado completo,  $Te_p$  y  $Te_{amb}$  es la temperatura promedio y temperatura ambiente del cobre respectivamente y  $k_f$  es el factor de llenado del cobre, el cual como se mencionó antes ronda el 40 % comúnmente.

Si se toma en consideración el factor de llenado del 65 % restante se aproximar el 100 % para completar el área transversal de la ranura en su totalidad. Si se despeja esta variable usando 28 y 29 es posible obtener un área trasversal de ranura que considera las resistencias variables en función de las fuentes de calor durante un tiempo determinado y la temperatura del devanado con respecto a la temperatura promedio del sistema.

$$A_{s1} = \left[ \frac{[(R_c(1 + \alpha(Te_p - Te_{amb}))(L_{st} + L_{wi}))\Gamma_i]}{I^2(R_c - R_w)\Gamma_o + I^2(R_f - R_w)(\Gamma_i - \Gamma_o)k_f} \right] + 35/ \quad (30)$$



### 6.0.2. Constante de motor

La constante de motor describe la eficiencia de la producción de *torque* de un motor eléctrico que es independiente del número de vuelta por devanado de cobre y la corriente del motor (Hanselman, 2003). Aún cuando no se toman estos factores en consideración en esta etapa son indispensables para definir una constante de motor general e integrarla en la ecuación de escalamiento estudiada.

Para calcular la contante de *torque* es necesario primero identificar como las dimensiones de los imanes del motor están relacionados con el número de polos, número de ranuras y el radio externo del rotor, considerando que la distribución del campo magnético del entrehierro  $g_c$  es ideal. Ignorando cómo alterna la dirección del flujo electromagnético sobre las caras de los imanes y sabiendo  $A_g = 2piR_{ro}L_{st}$ , es el flujo magnético cruzando el entrehierro se describe como:

$$\phi_{total} = B_{g_c} 2\pi R_{ro} L_{st} \quad (31)$$

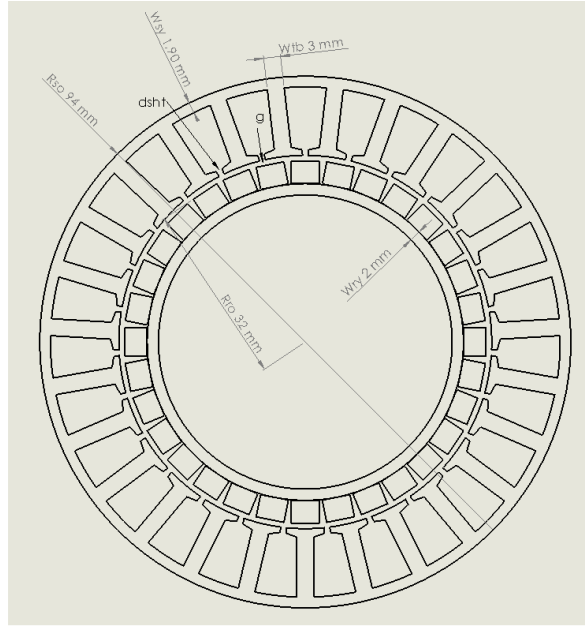
Donde  $B_g$  es la amplitud de la densidad de flujo en el entrehierro,  $L_{st}$  es el largo del laminado del estator y  $R_{ro}$  es el radio del rotor como se muestra en la figura 6.1.

La magnitud del flujo magnético de cada diente es:

$$\phi_t = \frac{B_{g_c} 2\pi R_{ro} L_{st}}{N_s} \quad (32)$$

La densidad del flujo del diente es:

$$B_t = \frac{2\pi B_{g_c} 2\pi R_{ro} L_{st}}{w_{th} k_{st} N_s} \quad (33)$$



*Figura 6.1.* Corte transversal de un motor eléctrico mostrando las variables de dimensionamiento.

Donde  $k_{st}$  es el factor de apilamiento relacionado al material aislante que separa el laminado como el área que abarca afecta el campo magnético, el cual comúnmente es menor a 1 (McLyman, 1997). Este se puede calcular por medio de:

$$k_{st} = 0,0425\delta_{lam} + 0,6032 \arctan(108,16\delta_{lam}) \quad (34)$$

Donde  $\delta_{lam}$  es el espesor del laminado, que para el caso de este motor es  $0,5mm$ .

Para calcular la intensidad de campo en el entrehierro se tiene que el campo magnético del imán  $B_m$ , por su área  $A_m$ , es igual al campo magnético del entrehierro por su área transversal  $B_m A_m = B_g A_g$ . Al despejar  $B_g$  se tiene que.

$$B_g = B_m \frac{A_m}{A_g} \quad (35)$$

Para calcular el ancho del diente  $w_{tb}$  este se debe limitar a mantener la densidad

de flujo por debajo de los niveles de saturación del material ferromagnético del diente.

$$w_{tb} = \frac{2\pi B_{gc} R_{ro} L_{st}}{B_t k_{st} N_s} \quad (36)$$

Examinando la ecuación 36 se puede observar que el ancho del diente es proporcional al radio del rotor; a medida que se incrementa  $R_{ro}$  el ancho del diente incrementa de igual forma, además,  $w_{tb}$  es inversamente proporcional al número de ranuras  $N_s$ . El flujo total  $\phi_{total}$  cruzando el entrehierro no es una función que dependa del número de polos, por lo que no se toman en cuenta el número de magnetos en la ecuación 36 .

Analizando el circuito magnético del motor, se observa que el flujo magnético proveniente de cada magneto se divide en 2 mitades. Cada una de estas forma un ciclo cerrado con respecto al flujo magnético del magneto adyacente viajando a través del marco del robot y el estator (yoke). El comportamiento de estos ciclos cerrados muestra una densidad de flujo en el marco del rotor de:

$$B_{sy} = \frac{\phi_{total}/2}{w_{sy} k_{st} L_{st}} \quad (37)$$

y una densidad de flujo para el estator de:

$$B_{ry} = \frac{\phi_{total}/2}{w_{ry} k_{st} L_{st}} \quad (38)$$

Si se sustituye 31 en 37 y 38 se obtiene el ancho del marco del rotor y el estator:

$$w_{sy} = \frac{\pi R_{ro} B_g}{N_m k_{st} B_{sy}} \quad (39)$$

y

$$w_{ry} = \frac{\pi R_{ro} B_g}{N_m k_{st} B_{ry}} \quad (40)$$

Las ecuaciones 39, 40 muestran que el ancho del marchó del estator y el rotor son proporcionales al radio exterior del rotor  $R_{ro}$ , inversamente proporcional al número de magnetos  $N_m$  y este no depende del número de dientes y/o ranuras  $N_s$ . El ancho del marchó del rotor y el estator no son funciones del número de ranuras del estator, además el ancho del diente no es una función del número de polos magnéticos. Los parámetros estudiados determinan el área transversal de la ranura disponible para conducir conductores en el estator del motor.

Dada la complejidad de diseñar el comportamiento magnético completo de un motor real que logre relacionar la constante de motor y los parámetros de diseño, se facilita el diseño y se trabaja con un caso idealizado donde la densidad del flujo magnético entre entrehierro y el motor tiene un devanado de lazo completo (full pitch) y una unidad en las ranuras por polo y por fase. Relacionando los factores que definen el dimensionamiento del estator y rotor con las medidas mostradas en la figura 6.1, es posible calcular el área transversal de la ranura del estator en función del diámetro del rotor y estator, el entrehierro, y número de ranuras. Este caso ideal tiene una producción de *torque* en una sola base de:

$$|T| = 2N_m N B_g L_{st} R_{ro} I \quad (41)$$

Donde  $N$  es el número de vueltas por devanado y  $N_m$  es el número de magnetos, ya que existen dos devanados por ranura, la resistencia por ranura es:

$$R_{ran} = \frac{\rho L_{st} 4N^2}{k_{wb} A_s} \quad (42)$$

Donde  $K_{wb}$  es el factor de llenado del alambre desnudo y  $A_s$  es el área transversal de una sola ranura. Tomando la ecuación 41 y 42 es posible calcular la constante de motor para una fase en este caso idealizado.

$$K_m = B_g R_{ro} \sqrt{\frac{K_{wb} L_{st} N_m A_s}{\rho}} \quad (43)$$

### 6.0.3. Radio del rotor

Tomando en cuenta la geometría analizada en el motor mostrado en la figura 6.1, los cálculos y los criterios asumidos en la idealización del diseño, es posible deducir un área transversal de la ranura como (Hanselman, 2003):

$$A_{s2} = \frac{\pi}{N_s} \left[ (R_{so} - w_{sy})^2 - (R_{ro} + g_c + d_{hr})^2 \right] - w_{tb} (R_{so} - w_{sy} - R_{ro} - g_c - d_{hr}) \quad (44)$$

Donde  $d_{hr}$  es la altura total de la zapata del diente. Tomando en cuenta la constante de motor, se tiene que el aumentar la densidad de flujo en el entrehierro es la forma más directa de maximizar la constante de motor; aumentar el ancho del diente y el ancho del marco del estator disminuye el área transversal de la ranura. La constante de motor aumenta casi linealmente con la densidad de flujo del entrehierro, esta relación entre la densidad del flujo del entrehierro y la constante de motor existe porque aumentar la densidad del flujo del entrehierro contribuye directamente a aumentar el *torque* en la fase, sin embargo, también se aumenta la resistencia en la ranura.

La influencia del radio exterior del roto en la constante de motor depende mucho de si el diámetro exterior del estator es fijo o variante. Si se aumenta el radio exterior del rotor y el estator en un promedio similar la constante de motor aumenta

linealmente con el radio del rotor. Si se supone que el radio del estator es fijo el aumentar el radio del rotor no va a influir mucho en el aumento de la constante de motor, ya que al aumentar el radio del rotor teniendo un radio de estator fijo disminuye el área transversal de la ranura. La literatura nos dice que el radio externo del rotor optimo típicamente se encuentra entre el 40 % y 65 % del radio del estator (Hanselman, 2003).

Si se combinan los parámetros geométricos y de campo magnético definidos en la ecuación 30 y 44, es posible despejar el radio externo del rotor:

$$R_{ro} = \frac{-1}{1,25} \left( \frac{(R_{so} - w_{sy})^2}{(A_{s1}) w_{tb}} - (g_c + d_{hr})^2 - R_{so} + w_{sy} + g_c + d_{hr} \right) \quad (45)$$

Para validar las afirmaciones hechas en el cálculo del radio del rotor se sustituyen los valores de las ecuación 45 con los valores del motor base mostrado en la figura 6.1. Tenemos que el radio externo del estator es  $R_{so} = 45mm$ , el ancho del marco del estator es  $w_{sy} = 1mm$ . El área transversal de la ranura obtenido con la ecuación 30 es  $A_{s1} = 69,5mm^2$ , el ancho del diente es  $W_{tb} = 3mm$ , el entrehierro es de  $g = 1,8mm$  y el alto de la zapata del diente es de  $d_{sh} = 1,5mm$ . Esto da como resultado un radio de rotor de 32.24 mm, lo cual es muy cercano al radio del motor estudiado de 32.1 mm.

#### 6.0.4. Relación térmica

Cuando el motor comienza a funcionar, el devanado y el estator comienzan a calentarse de forma gradual, lo que está ligado a dos fuentes principales de calor que están relacionadas a las pérdidas por carga y sin carga. Las pérdidas por carga están principalmente ligadas a la pérdida de resistencia del cable de cobre, las pérdidas de Foucault y las pérdidas de otras partes del conductor cuando el motor

está funcionando. El aumento de temperatura del motor se debe mayormente a las pérdidas por carga. Las pérdidas sin carga están más relacionadas a las pérdidas por histéresis y la pérdida de la corriente de Foucault en el núcleo de hierro (Tong, 2014).

El calor generado en el estator y el devanado aumenta la temperatura del aceite por conducción térmica. Este extrae el calor al exterior por la salida del líquido; sin embargo, algo del calor atraviesa el aceite y sale al exterior por las paredes del marco del estator de forma directa.

Si se aproxima esta relación de interacción calorífica a la ley de la conservación de energía, se puede ver que el calor generado por el devanado y el estator es igual a la suma del calor absorbido por las partes internas del marco del estator y emitido al medioambiente para generar un equilibrio térmico en un tiempo  $t$  (s). Esto depende de la capacidad del material para conducir calor, que viene dada por la masa del objeto  $w_i$  (kg), que en este caso es el cobre, por la capacidad calorífica específica del material  $C_c$  ( $\frac{J}{kg \cdot C}$ ) durante un diferencial de tiempo. Dadas estas consideraciones es posible calcular la transferencia de calor por el conductor:

$$P_{loss}d(t) = C_c w_i d(\Delta\Phi) + A_c \lambda d(t) \quad (46)$$

Donde  $A_c$  es el área de la superficie en calentamiento ( $m^2$ ),  $\lambda$  es el coeficiente de disipación térmica y  $P_{loss}$  representa las pérdidas de potencia en el devanado ( $W$ ). La masa también funge un papel importante al afectar inversamente la sumatoria de pérdidas en los distintos momentos. Cabe mencionar que esta masa representa solo la masa del cobre, la cual está asociada al peso completo del actuador.

Al resolver la ecuación 46 se obtiene el incremento del cambio de temperatura

en las superficies calientes. Donde  $\Gamma_o$  es el tiempo final de calentamiento:

$$\Delta\Phi = \frac{\Gamma_o(P - A_c\lambda)}{C_c w_i} \quad (47)$$

Dado que el aceite es un fluido newtoniano idealmente incompresible y el flujo de aceite dentro del motor sellado se supone como flujo laminar. Para integrar las condiciones de extracción de calor que suceden al tener una superficie de cobre y líquido interactuando entre sí, es necesario definir el coeficiente de disipación térmica  $\lambda$ , como lo muestra la ecuación 48. Este coeficiente permite integrar las características propias del aceite al proceso de extracción de calor. Se toma el coeficiente de disipación térmica como indica (Olivares et al., 2009):

$$\lambda = 1,15\sqrt{(d_a c_a k_a v_a)/2L_a} \quad (48)$$

Donde  $d_a$  es la densidad del aceite,  $C_a$  la capacidad específica de calor del aceite,  $k_a$  es la conductividad térmica del aceite,  $v_a$  es la velocidad de circulación del aceite y  $L_a \approx L_{st}$  que representa la altura del aceite dentro del motor, puesto que en este caso el aceite cubre todo el estator de lado a lado, se puede tomar como el largo completo del motor. En la tabla 6.1. se muestran algunas características del aceite DIN ISO 32 evaluado en este trabajo.

El incremento de temperatura en una máquina eléctrica es comúnmente calculado usando su impedancia térmica. Es difícil lograr esta estimación por la dependencia de condiciones ambientales y la superficie del marco del estator. Las pérdidas de calor de una máquina eléctrica dependen del área de disipación térmica y de la temperatura del componente en calentamiento. Una aproximación del incremento de temperatura interna puede hacerse usando la teoría simplificada de convección libre (Bejan y Kraus, 2003). Donde el número de Nusselt  $Nu$  (Guo y Sung, 1997)



## Cuadro 6.1

*Aceite dieléctrico ISO 32.*

Propiedades	Valores en unidades métricas	
Aceite de transformador mineral		
Densidad a 60 °F (15.6 °C)	0,880x10 <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad cinemática a 68°F (20°C)	22	cSt
Viscosidad cinemática a 212°F (100°C)	2.6	cSt
Capacidad de calor específico	1860	J/(kgK)
Conductividad térmica a 20°C (68°F)	0.126	W/(mK)
Expansión térmica a 20°C (68°F)	7,5x10 <sup>-4</sup>	žC <sup>-1</sup>
Fuerza de ruptura	min.70	kv
Permeabilidad a 20°C (68°F)	2.2	

contiene la relación entre el número de Rayleigh  $Ra$ , el coeficiente por transferencia de calor por convección  $h$ , el largo del contenedor del fluido  $La$ , que en este caso es similar al largo del estator  $L_{st}$ , la conductividad térmica del fluido  $k_c$ , y dos variables independientes que rondan la unidad a y b (Ichimiya y Nasu, 1993)  $a = 0,081$ ,  $b = 0,336$ .

$$Nu = \frac{hL_{st}}{k_c} = 0,081Ra^{0,336} \quad (49)$$

El número de Rayleigh es igual a la multiplicación del número de Grashof  $G_r$  y el número de Prandtl  $P_r$ . De  $G_r$  se puede despejar el radio del rotor para tener una variación geométrica de este parámetro en relación a la interacción del fluido que circula dentro del estator con la superficie en calentamiento. Bajo condiciones naturales de convección libre, la transferencia de calor producida por el fluido que está cercano a la superficie en calentamiento se expande y se vuelve menos denso. Este efecto se puede modelar usando el número de Grashof.

$$G_r = \frac{d_a g_m \beta (\Delta T) R_{ro}^3}{\nu^2} \quad (50)$$

Donde  $g_m$  es la aceleración del planeta con respecto a la gravedad,  $d_a$  es la den-

sidad del fluido,  $\beta$  es el coeficiente de expansión volumétrica,  $R_{ro}$  el radio del rotor,  $\Delta T$  es el cambio de temperatura interna del motor y  $v$  es la viscosidad dinámica del fluido.

Al tener una igualdad que vincula el número de Nusselt con el número de Rayleigh, es posible relacionar este valor con el número de Rayleigh.

$$Ra = G_r P_r \quad (51)$$

Donde  $G_r$  es el número de Grashof (Fendell, 1968) y  $P_r$  es el número de Prandtl (Kraichnan, 1962). El número de Prandtl puede calcularse como.

$$P_r = \frac{\mu C_a}{k_a} \quad (52)$$

Donde  $C_a$  es la capacidad específica para resistir el calor del aceite,  $k_a$  es la conductividad térmica del aceite y  $\mu$  es el coeficiente de viscosidad, el cual se calcula multiplicando la viscosidad cinemática y la densidad del fluido, que para el aceite ISO 32 es de 56.2 g/cc.

Combinando la ecuación 50 y 52 es posible obtener  $R_a$ .

$$R_a = \frac{d_a g_m \beta (\Delta T) R_{ro}^3 C_a v}{v^2 k_a} \quad (53)$$

Al sustituir la ecuación 53 en la ecuación 49 es posible obtener el radio del rotor del motor en función de las variaciones químicas del fluido que circula dentro del

estator y el largo del motor.

$$R_{ro} = \frac{k_a^{1/3} v^{1/3} \frac{hL_{st}}{ak_c}^{1/3b}}{C_a^{1/3} g_m^{1/3} \beta^{1/3} \Delta T^{1/3} d_a^{1/3}} \quad (54)$$

#### 6.0.4.1. Análisis del volumen del actuador

Para el cálculo del volumen del rotor se considera que el volumen del agujero que se genera en este para conducir cables y tuberías representa un 30 % del volumen total del rotor, demás se toma en cuenta la ecuación para averiguar el volumen de un cilindro donde este es igual a la multiplicación del radio al cuadrado y largo del cilindro por  $\pi$ . Conociendo el radio del rotor y asumiendo que el espacio entre imanes es despreciable, se puede calcular el volumen del rotor de la siguiente forma.

$$V_{ro} = \pi L_{st} ((R_{ro}^2) - ((0,30R_{ro})^2)) \quad (55)$$

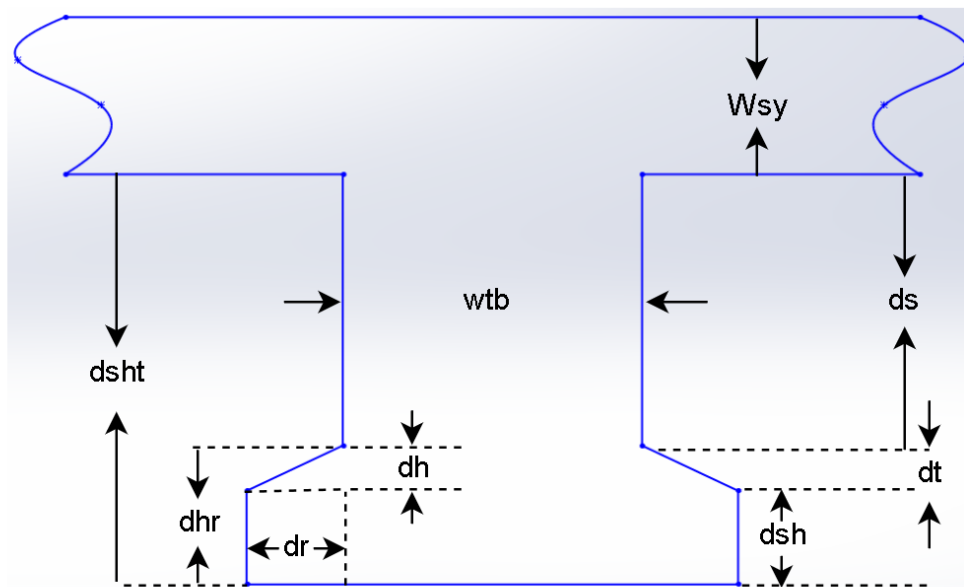


Figura 6.2. Estructura geométrica de un solo diente del estator.

Para calcular el volumen del estator  $v_{st}$  se resta el radio externo del estator y

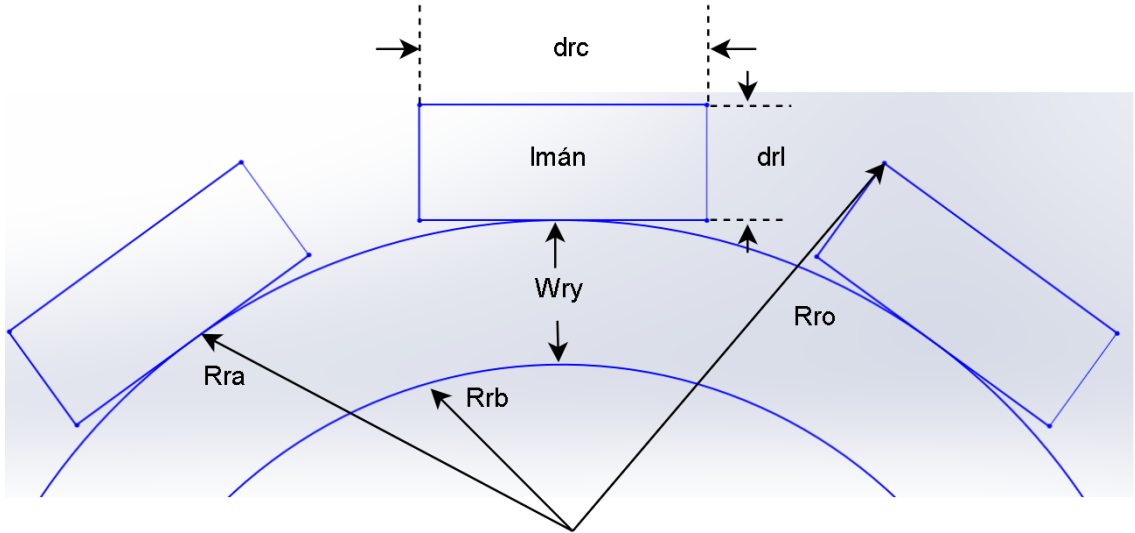


Figura 6.3. Estructura geométrica del rotor.

el radio externo del rotor, asumiendo que el espacio que se genera entre el rotor y estator (entrehierro) es despreciable. Luego se averigua el área transversal de una ranura  $A_s$  como se describe en la ecuación 30, y se multiplica por el número de ranuras  $N_s$  y el largo del estator  $L_{st}$ . En la figura 6.2 y 6.3 se muestra una vista transversal de la forma geométrica de un diente del estator y una sección del rotor respectivamente.

$$V_{st} = L_{st}(\pi((R_{so} - R_{ro})^2) - A_s N_s) \quad (56)$$

Seguidamente, se obtiene el volumen del devanado dentro del motor. Primero se obtiene el volumen de un solo hilo de cobre usando el diámetro de un alambre de cobre  $d_{wb}$ , multiplicado por el número de vueltas de cobre en una ranura  $N$  por el número de ranuras  $N_s$  del motor.

$$V_c = N_s(\pi L_{st}(\frac{d_{wb}}{2})^2 N) \quad (57)$$

Teniendo el volumen del estator  $V_{st}$ , el volumen del rotor  $V_{ro}$  y el volumen del

cobre dentro del motor  $v_c$ , es posible obtener el volumen completo del motor.

$$V_m = v_{ro} + v_{st} + v_c \quad (58)$$

El volumen del motor  $V_m$  representa la primera función de costo para la optimización planteada en el siguiente apartado.

#### 6.0.4.2. Generación de *torque* y potencia según la geometría del motor

La producción de *torque* en máquinas eléctricas con imanes permanentes está dada por la ecuación que relaciona la fuerza  $F$  aplicada a un cable que conduce una corriente  $I$  en un campo magnético uniforme  $B$ , donde  $L$  es el largo del cobre (Ralan et al., 2009):

$$F = BIL \quad (59)$$

La fuerza en el conductor puede ser expresada por la función de esfuerzo cortante como (Rahman et al., 2004) indica.

$$\sigma = \frac{F}{\text{Área}} = B_g I_l \quad (60)$$

Donde  $B_g$  es la carga magnética, que es representada como el flujo magnético en el entrehierro y  $I_l$  es la carga eléctrica representada como la densidad de la corriente (Furlani, 1993).

Si se analiza la producción de *torque* en función de la aplicación de una fuerza  $F$  con relación a una distancia, se tiene que el *torque* de una máquina eléctrica se presenta como la multiplicación de la fuerza aplicada en el devanado llevando una

corriente  $I$  en un campo magnético uniforme, por el radio del rotor  $R_{ro}$  (Soong, 2008). Se puede tomar el *torque* generado en la articulación como:

$$T = F \frac{(2R_{ro})}{2} = \sigma Area \frac{(2R_{ro})}{2} = \sigma \pi (2R_{ro}) L_{st} \frac{(2R_{ro})}{2} = \frac{\pi}{2} (2R_{ro})^2 L_{st} \sigma \quad (61)$$

Donde  $\sigma$  es el esfuerzo cortante producido en máquinas eléctricas. Soong en (Soong, 2008) indica que este esfuerzo cortante se puede variar en función del tipo de máquina eléctrica. Por ejemplo, una máquina eléctrica enfriada por aire de menos de 1kW de potencia tiene un esfuerzo cortante de entre 0.7 a 2 kPascales, y para una máquina eléctrica industrial enfriada por líquido tiene un valor de entre 70 y 100 kPascales. La potencia del motor está relacionada a la variación del tamaño del motor por la variación del radio del rotor al aplicar un tipo de fluido distinto para enfriar los devanados del actuador.

Para un movimiento lineal, la potencia es la multiplicación de la fuerza y la distancia por unidad de tiempo. Dado que la velocidad se refiera a la distancia recorrida por el tiempo, la relación se puede definir como  $P = Fs$ . “Para un movimiento angular la potencia se puede calcular como el producto del *torque* y la distancia angular por unidad de tiempo o simplemente en el producto del *torque*  $T$  por la velocidad angular de giro del eje de la máquina eléctrica  $\omega$ ” (Hanselman, 2003).

Para el cálculo de la potencia, es necesario considerar las unidades, si la velocidad está en  $min^{-1}$  entonces es necesario convertir la velocidad angular a  $rad/s$ , esto se logra multiplicando la velocidad por un factor de conversión de  $2\pi/60$ . Adicionalmente, si el *torque* está en  $mNm$  es necesario multiplicarlo por  $10^{-3}$  para convertir las unidades a  $Nm$ . La ecuación 62 define la segunda función de costo

para la optimización entre la *potencia vs volumen* del motor.

$$P = T\omega \left( \frac{2\pi}{60} \right) \quad (62)$$

En el diagrama mostrado en la figura 6.4 se observa la línea de ecuaciones que muestra como la potencia se ve afectada por la temperatura, el peso y el tamaño de una máquina eléctrica asumiendo que su devanado está sumergido en aceite dieléctrico donde existe solamente flujo laminar.

En el diagrama se observa que existe una relación entre el *torque*, el radio externo del rotor y el coeficiente de salida del motor, con respecto a la amplitud del campo magnético, también se observa que el *torque* y el área transversal de la ranura dependen del largo del motor; aquí se relaciona el *torque* al tamaño del motor, ya que este radio depende del diámetro externo del estator y de la geometría en general de cada uno de sus dientes. El radio del rotor depende del área trasversal de las ranuras, que está dada por el largo del devanado y del laminado del estator, también existe una relación directa en el cálculo del área trasversal de la ranura, el cambio de temperatura por el calentamiento del cobre y en las pérdidas del cobre en relación al tiempo de calentamiento, la resistencia del cobre estando en frío y la resistencia total final del cobre cuando es calentado.

El cambio de temperatura depende de las propiedades químicas del aceite que enfría el cobre, el área de la superficie en calentamiento, para lo cual solo se toma en cuenta el peso completo de devanado. El peso del cobre se calcula por medio de cálculos geométricos sobre cilindros, se aprovecha el área trasversal de la ranura y su factor de llenado que previamente es calculado para integrarlo en este cálculo y darle un factor de cambio en relación a la geometría del motor en estudio.

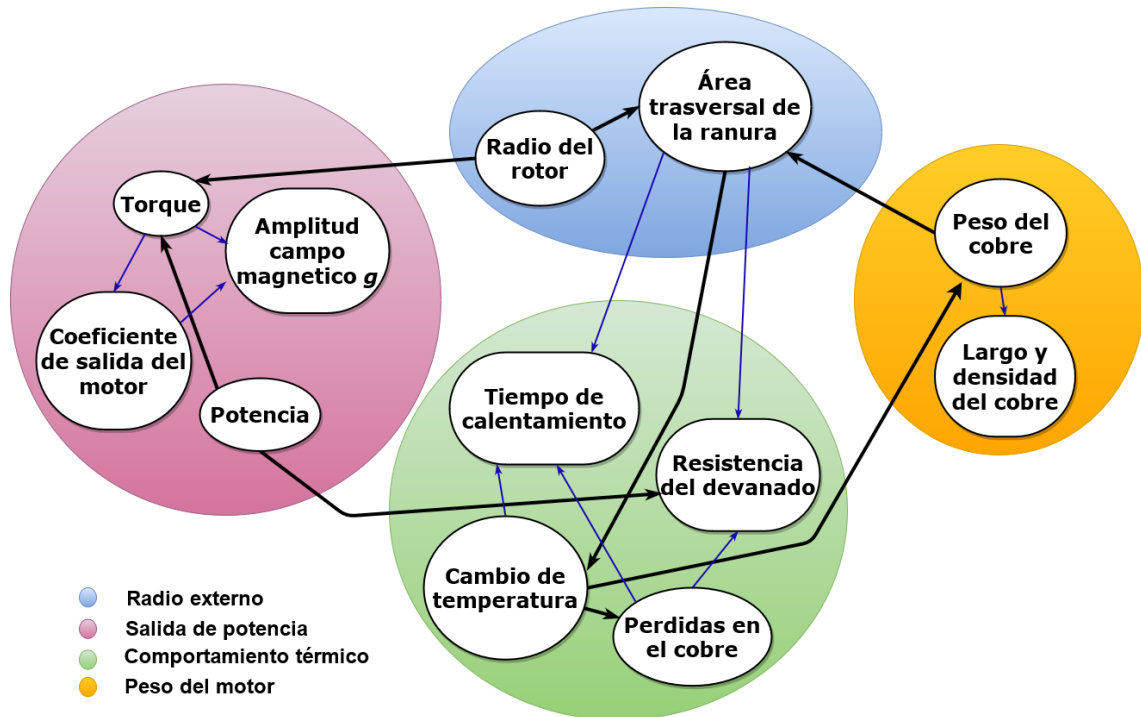


Figura 6.4. Relación del set de ecuaciones que describe el escalamiento de un motor eléctrico enfriado por aceite.

## 6.1. Optimización multiobjetivo

Se generan optimizaciones multiobjetivo para validar el comportamiento de las ecuaciones de escalamiento planteadas en relación al volumen y peso de la articulación en estudio y su efecto al integrar líquido refrigerante como uno de sus componentes de diseño. A partir de estas optimizaciones se obtienen valores porcentuales de mejora comparando los resultados de desempeño con esta articulación enfriada con aire y líquido respectivamente. Los resultados de las optimizaciones se comparan con una articulación robótica seleccionada que posee refrigeración por chaqueta térmica.

Para generar las optimizaciones se hace uso del algoritmo ev-MOGA, el cual es parte de los optimizadores multiobjetivo evolutivos. Este tiene el mismo comportamiento que los algoritmos genéticos en sus componentes de cantidad de población, cantidad de generaciones y el número de divisiones por dimensión, estos componen-



Cuadro 6.2

*Condiciones iniciales para la optimización multiobjetivo.*

<b>Nomenclatura</b>	<b>Parámetros</b>	<b>Valores</b>
$I$	Corriente (A)	20
$V$	Tensión (v)	48
$R_c$	Resistencia inicial del devanado (ohms)	0.15
$R_w$	Resistencia del cable de alimentación (ohms)	0.17
$\rho$	Resistividad del cobre (ohmsm)	$1.71 \cdot 10^{-8}$
$K_f$	Factor de llenado %	65
$\Gamma_i$	Tiempo inicial de muestreo (s)	1
$\Gamma_o$	Tiempo final de muestreo (s)	90
$\omega_i$	Peso inicial del cobre (kg)	0.1
$g_m$	Gravedad de la tierra (m/s <sup>2</sup> )	9.807
$\mu$	Permeabilidad de cobre (u(H/m))	$1.25 \cdot 10^{-6}$
$f_r$	Frecuencia de operación del cobre (Hz)	20000
$C_a$	Capacidad específica del cobre(J/kgk)	376

tes deben ser variados para obtener precisión a la hora de buscar el conjunto y su respectivo frente de pareto. La cantidad de divisiones es la cantidad de subconjuntos que el método utiliza para analizar las funciones de costo  $J_1$  y  $J_2$ ; es decir se ejecuta el número de divisiones definidas por cada función, y basado en los resultados el método converge a los puntos encontrados.

Para llevar a cabo la selección del actuador más idóneo a optimizar se parte de dos diseños de motor. Un motor BLDC de 12 ranuras y 10 polos y un motor BLDC de 27 ranuras y 32 polos, sus características geométricas y electromecánicas se seleccionan para funcionar como parámetros iniciales para el diseño del actuador de la articulación. En la tabla 6.2 se muestran los parámetros iniciales de diseño. Estos se mantienen como constantes para el proceso de optimización en ambas optimizaciones.

En esta optimización se restringe un espacio de búsqueda alto y bajo que define como se van a tratar los puntos dentro de los intervalos, se busca restringir variables que modelen la forma geométrica del actuador. Se definen dos dimensiones representadas por las dos funciones de costo. Existen 100 generaciones para una población de 5000 individuos y 2000 divisiones por cada dimensión.

Cuadro 6.3

*Restricciones de diseño para la optimización de la geometría del motor.*

<b>Nomenclatura</b>	<b>Parámetros</b>	<b>Restricciones</b>
$R_{so}$	Radio externo del rotor (m)	[0.03, 0.05]
$R_{sy}$	Radio externo del yoke (m)	[0.0365, 0.0451]
$L_{st}$	Largo del estator (m)	[0.02, 0.06]
$R_{ra}$	Radio del eje (m)	[0.0215, 0.028]
$R_{rb}$	Radio del agujerón del eje (m)	[0.017, 0.024]
$N_s$	Número de ranuras	[12, 27]
$d_{hr}$	Alto de la zapata (m)	[0.0010, 0.00197]
$d_{wb}$	Díametro del alambre de cobre (m)	[0.00027, 0.00067]
$N_{tur}$	Número de vueltas de cobre	[34, 44]
$L_{ci}$	Largo de un hilo de cobre (m)	[2.5, 3.2]
$N_m$	Número de imanes	[10, 32]
$\omega$	Velocidad angular (rad/s)	[2.22, 3.09]

En la tabla 6.3, se muestran las restricciones para cada variable geométrica definida en el proceso de optimización. La velocidad de funcionamiento del motor sin carga varía entre los 3100 y 6420 rpm, sin embargo, sin carga no habría *torque*. Para definir la velocidad de funcionamiento con carga para la optimización se toma como referencia las velocidades máximas y mínimas alcanzadas por el estudio (Ito y cols., 2014), donde se configura un brazo robótico de 8 grados de libertad para que levante 35 kilogramos desde el suelo. Este brazo tiene dimensiones similares a la maqueta de brazo que se desarrolla en este trabajo, la velocidad de cada articulación va desde los 1.221 rad/s a los 4.126 rad/s.

Estos parámetros se usan como restricciones de diseño para ambas optimizaciones y su rango de valores no se varía para cada optimización en particular.

### 6.1.1. Optimización la *Potencia vs Volumen*

El objetivo de esta optimización se centra en reducir el volumen del motor manteniendo o aumentando su potencia de salida al usar líquido para reducir su temperatura interna. Se usan las ecuaciones que describen el coeficiente de disipación térmica en un transformador industrial para variar el radio del rotor con respecto

al tipo de fluido que interactúa con el devanado del motor.

El optimizador minimiza ambas funciones de cotos, sin embargo, se requiere maximizar la potencia y minimizar el volumen. Para maximizar una función que está siendo minimizada se toma la inversa de la función de la forma ( $Max(f1) == min(1/f1)$ ). Las funciones de costo están sujetas a las restricciones de la tabla 6.3 y a las propiedades químicas del fluido que circula dentro del motor. Estas propiedades se mantienen como constantes durante el proceso de optimización y solo se varían para comparar el comportamiento térmico del motor al estar en contacto con distintos fluidos. En la tabla 6.4 se muestran las propiedades químicas usadas para el aire y el aceite respectivamente. El problema de optimización se formula como sigue:

$$minimizar = [1/f_1(T, \omega), f_2(L_{st}, R_{ro})] \quad (63)$$

Donde  $f_1(T, \omega)$  es:

$$f_1(T, \omega) = T\omega \left( \frac{2\pi}{60} \right) \quad (64)$$

y  $f_2(L_{st}, R_{ro})$  es:

$$f_2(L_{st}, R_{ro}) = L_{st}(\pi(R_{so} - R_{ro})^2 - A_s N_s) + \frac{1}{4}\pi d_{wp}^2 N L_{st} + 2,85885 L_{st} R_{ro}^2 \quad (65)$$

La función  $f_2(L_{st}, R_{ro})$  se toma de la suma de volúmenes del motor provenientes de las ecuaciones 55, 56 y 57.

Cuadro 6.4

*Características químicas del aceite y el aire.*

<b>Propiedades químicas del aire</b>	
Velocidad de circulación (m/s)	2.2
Conductividad térmica (w/mk)	0.0262
Coefficiente de expansión volumétrica (1/k)	0.0034
Coefficiente de transferencia de calor (w/m <sup>2</sup> k)	10
Capacidad específica de calor (J/kg C)	1.01
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	1.225
Viscosidad dinámica (Ns/m <sup>2</sup> )	0.0000182
<b>Propiedades químicas del aceite ISO 32</b>	
Velocidad de circulación (m/s)	0.44
Conductividad térmica (w/mk)	0.17
Coefficiente de expansión volumétrica (1/k)	0.00070
Coefficiente de transferencia de calor (w/m <sup>2</sup> k)	50
Capacidad específica de calor (J/kg C)	1.67
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	700
Viscosidad dinámica (Ns/m <sup>2</sup> )	0.061

### 6.1.2. Optimización multiobjetivo del *potencia vs peso*

Para el cálculo del peso de la articulación se parte del volumen del rotor, el estator, el cobre dentro del motor, agregando el peso que produce el fluido dentro de la articulación, junto con los componentes mecánicos que lo conforman, se toma la densidad de cada material para obtener la masa de cada sección y el peso en N.

El peso de un objeto es indica como la fuerza de gravedad que se aplica sobre el objeto y puede definirse como la masa multiplicada por la aceleración de la gravedad,  $w = mg$  (Arons y Redish, 1997). Dado que el peso es una fuerza, su unidad es el newton, conociendo el volumen basta con conocer la densidad de cada elemento y la gravedad de la tierra para obtener el peso completo de la articulación.

Para calcular la masa del rotor se considera la densidad del acero en  $7850 \text{ kg/m}^3$ . La densidad de los imanes de neodimio ronda entre los  $7700 \text{ kg/m}^3$  y los  $7900 \text{ kg/m}^3$ , por lo que se toma el mismo valor de densidad para todo el rotor, en el cálculo de la masa del estator se toma un valor de densidad de  $7650 \text{ kg/m}^3$ , que constituye la densidad del acero al silicio de laminado del estator. Otros elementos mecánicos

adicionales estarían fabricados de aluminio 6061-T6 que tiene una densidad de  $2700 \text{ kg/m}^3$ . Los elementos mecánicos que sellan la articulación estarían fabricados con ABS, con una densidad de  $1050 \text{ kg/m}^3$ , finalmente para el cálculo de la masa del cobre se toma una densidad de  $8960 \text{ kg/m}^3$ .

El peso de la articulación y de sus componentes varía con respecto al tipo de enfriamiento que se usa. El único componente que no varía en tamaño y peso es la reducción mecánica. El peso de la reducción mecánica es de  $0.66 \text{ kg}$  para una reducción armónica del tipo SHD-25-160-2sh.

La reducción mecánica y los componentes mecánicos representan en promedio el  $65 \%$  del peso de la articulación; por lo que la variación del peso por los efectos de la refrigeración con aceite solo afecta el cambio de peso y tamaño del estator, rotor, y el cobre, lo que representa al rededor del  $35 \%$  del peso completo de la articulación. Este porcentaje de variabilidad se alcanza manteniendo los componentes mecánicos originales para la articulación enfriada con aire y líquido.

Con el fin de generar la optimización de la potencia y el peso se toman las mismas restricciones de la tabla 6.3. Como se mencionó anteriormente, el peso de la articulación se obtiene a partir de los volúmenes del estator, rotor, devanado, y tipo de fluido dentro del motor. Para obtener la masa del actuador se multiplican estos volúmenes con la densidad de cada elemento. Con el fin obtener el peso se multiplica esta masa con la aceleración gravitacional de la tierra  $g$ . El peso  $F_p$  del actuador se muestra de la siguiente forma:

$$F_p = (7650v_{st} + 7850v_{ro} + 8960v_d + (v_{st} - v_{ro} - v_c)d_f)g \quad (66)$$

La masa del fluido  $m_f$  se obtiene de la resta del volumen del estator, el rotor y el volumen del cobre (que da como resultado el volumen del fluido  $v_f$ ) por la densidad del fluido  $d_f$ . Usando las propiedades químicas del aceite y el aire descritas en la

tabla 6.4, el problema de optimización es el mismo de la ecuación 63, cambiando la función  $f_2$  como sigue:

$$\begin{aligned}
 f_2(L_{st}, R_{ro}) = & g(d_f(7650L_{st}(\pi(R_{so} - R_{ro})^2 - A_s N_s) - 17263,1R_{ro}^2) \\
 & + 7650(\pi(R_{so} - R_{ro})^2 - A_s N_s) + 2240\pi d_{wp}^2 L_{st} N_s + 17263,1L_{st} R_{ro}^2
 \end{aligned} \quad (67)$$

## Resultados experimentales

En esta sección se discuten y analizan los resultados simulados y los resultados experimentales sobre los diseños mostrados en los capítulos anteriores. Esta sección se divide en 3 partes: En la primera se describen los resultados de la optimización multiobjetivo para la optimización de la *potencia vs volumen* y la *potencia vs peso* del actuador de la articulación, además se muestran los resultados simulados de la técnica de impregnación forzada desarrollada, el sensor de *torque* y la simulación electromagnética;

En la segunda parte se muestran y analizan las modificaciones generales de la articulación y la maqueta de brazo robótico, donde se describen las nuevas medidas geométricas del brazo y el requerimiento de *torque* y potencia final. En la última parte se muestra la geometría térmica implementada, donde se detalla el experimento realizado para validar la técnica de extracción de calor en estudio.

En esta sección se busca principalmente validar la hipótesis planteada por medio de los resultados de la optimización multiobjetivo y los resultados de la geometría térmica implementada.

### 7.1. Resultados simulados

En esta sección se detallan los resultados de la optimización multiobjetivo de la *potencia vs volumen* y la *potencia vs peso* de la articulación, y se miden las variaciones geométricas generales del actuador. Algunas de las variables que se evalúan son, la velocidad angular, radio externo del estator, diámetro del alambre de cobre, largo del estator, número de imanes y ranuras del estator. La variación de estos datos y la

integración de líquido como refrigerante en el actuador genera una geometría de motor distinta, es necesario medir estos parámetros ya que su variación está relacionada al aumento de potencia del actuador al integrar líquido en la articulación.

### 7.1.1. Resultados de la optimización *potencia vs volumen*

Los resultados muestran que al enfriar el motor con aire se logra obtener una potencia  $P_{PVaire}$  de 276.47 W y un volumen  $V_{aire}$  de  $1,19 * 10^{-4} m^3$ . Al inyectar aceite dentro de las ranuras del estator para enfriar de forma forzada el motor, se logra una potencia  $P_{PVaceite}$  de salida de 860.26 W y un volumen  $V_{aceite}$  de  $1,22 * 10^{-4} m^3$ .

Con el fin de comparar ambas optimizaciones se normaliza la *potencia vs volumen* en condiciones de aire y aceite, como se muestra en las ecuaciones 68 y 69. Para observar la mejora en densidad de *potencia vs volumen* se divide la potencia entre el volumen obtenido en condiciones de aceite y aire. La densidad de *potencia vs volumen* en condiciones de aire  $D_{PVaire}$  es de  $2,32 * 10^6 W/m^3$ , por otro lado, la densidad de *potencia vs volumen* en condiciones de aceite  $D_{PVaceite}$  es de  $7,05 * 10^6 W/m^3$ , luego se dividen ambos resultados y se multiplican por 100, como se muestra en la ecuación 70. La normalización de la potencia con respecto al volumen  $N_{PVaa}$  comparando la articulación en condiciones de aire y aceite es de 303.87%.

$$D_{PVaire} = \frac{P_{PVaire}}{V_{aire}} = \frac{276,47W}{1,19 * 10^{-4}m^3} = 2,32 * 10^6 W/m^3 \quad (68)$$

$$D_{PVaceite} = \frac{P_{PVaceite}}{V_{aceite}} = \frac{860,26W}{1,22 * 10^{-4}m^3} = 7,05 * 10^6 W/m^3 \quad (69)$$



$$N_{PVaa} = \frac{D_{PVaceite}}{D_{PVaire}} * 100 = \frac{7,05 * 10^6 W/m^3}{2,32 * 10^6 W/m^3} * 100 = 303,87\% \quad (70)$$

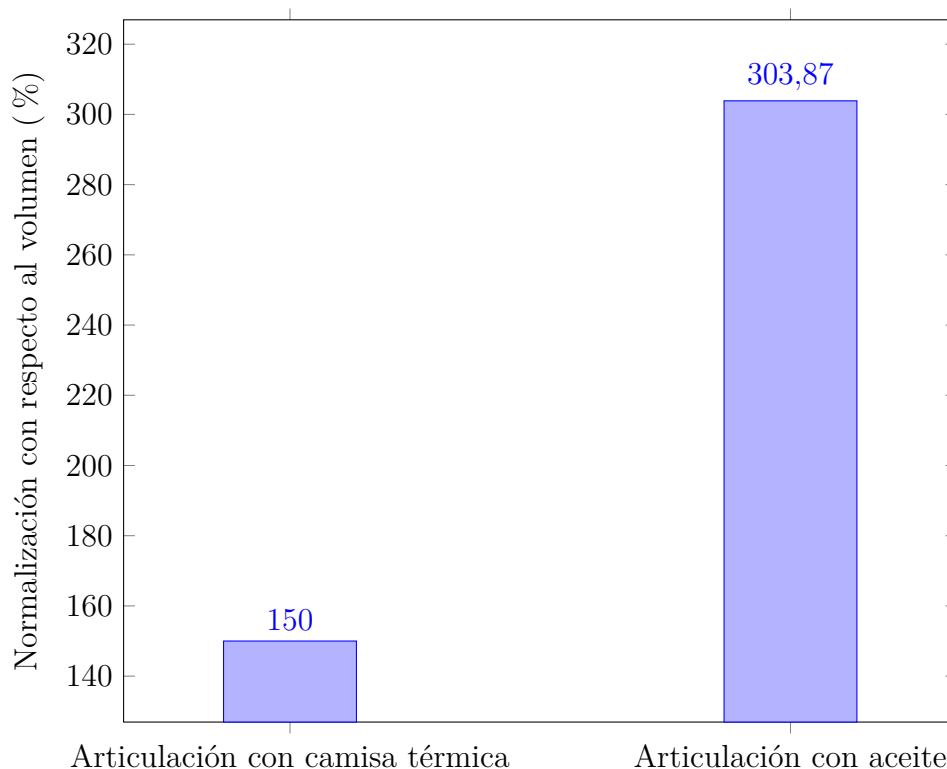
Para comparar la potencia y volumen de la articulación enfriada con aceite y una articulación que usa una camisa térmica se toman las características de la articulación con camisa térmica mostrada en (Urata et al., 2010), (Urata y cols., 2008). Esta articulación alcanza una potencia de 300 W cuando se le agrega una camisa térmica, sin embargo, no se indica su tamaño, volumen o su peso por agregar este elemento, lo que si indica es la mejora en potencia, este motor pasa de 200 W a 300 W de potencia. Esto representa una mejora en potencia de 150 %. Este dato representa la normalización de la potencia vs volumen de la articulación que usa camisa térmica  $N_{PVc}$ .

Para obtener un dato aproximado del volumen del motor enfriado por camisa térmica se obtiene su radio externo y largo a partir de la hoja de datos del fabricante, el volumen de este motor es de  $4,52 * 10^{-5} m^3$ . Se usa este valor asumiendo que el volumen del motor no aumentó por la integración de la camisa térmica.

Si se compara la normalización de la articulación enfriada con aceite y la normalización de la articulación enfriada con camisa térmica se tiene una mejora de la densidad de *potencia vs volumen* total  $D_{PV}$  de 202.58 % cuando se fuerza aceite en los devanados del actuador de la articulación, ecuación 71.

$$D_{PV} = \frac{N_{PVaa}}{N_{PVc}} * 100 = \frac{303,87\%}{150\%} * 100 = 202,58\% \quad (71)$$

En la figura 7.1, se muestran los resultados de la normalización de la *potencia vs volumen* de la articulación que usa una camisa térmica y la articulación a la que se le inyecta aceite para enfriar su interior. En la tabla 7.1, se muestran las medidas geométricas del actuador de la articulación enfriada por aire y aceite.



*Figura 7.1.* Resultados comparativos de la normalización de la potencia con respecto al volumen de la articulación enfriada con camisa térmica y la articulación enfriada forzando aceite en su interior.

Cuadro 7.1

*Resultados geométricos de la optimización de la potencia vs volumen.*

Parámetros	Aire	Aceite
Radio externo del estator (m) $R_{so}$	0.04	0.037
Radio externo del yoke (m) $R_{sy}$	0.038	0.0345
Largo del estator (m) $L_{st}$	0.020	0.022
Radio del eje (m) $R_{ra}$	0.028	0.0223
Radio del agujerón del eje (m) $R_{rb}$	0.017	0.016
Número de ranuras $N_s$	12	12.3
Alto de la zapata (m) $d_{hr}$	0.0014	0.0020
Díametro del alambre de cobre (m) $d_{wb}$	0.0004	0.00032
Número de vueltas de cobre $N_{tur}$	37	40.3
Largo de un hilo de cobre (m) $L_{ci}$	2.94	2.61
Número de imanes $N_m$	13	10.2
Velocidad angular (rad/s) $\omega$	3.09	3.09

En relación al comportamiento del fluido y cómo sus características químicas afectan la geometría y potencia del actuador, se tiene que:

1. Aumentar la densidad del fluido dentro del motor disminuye la potencia, y disminuye su volumen y peso.
2. Aumentar el coeficiente de transferencia de calor aumenta la potencia y aumenta el volumen, y por ende su peso.
3. Aumentar la viscosidad dinámica del fluido disminuye la potencia y disminuye el volumen. Si se aumenta mucho la viscosidad en comparación al valor del aire ( $0.0000182 \text{ Ns/m}^2$ ) los resultados de la optimización tienden a números negativos.
4. Aumentar la velocidad de circulación del líquido dentro del motor aumenta la potencia y el volumen.
5. Aumentar la viscosidad y la densidad simultáneamente aumenta (en menos medida) la potencia y disminuye el volumen.
6. Si se aumenta el shear stress, se puede aumentar la potencia manteniendo el volumen del motor bajo, sin embargo, la relación de aumento no puede aumentar más de los  $954.72 \text{ W}$ , ya que el volumen aumentaría más de los  $2,142 * 10^{-4} \text{ m}^3$ , lo que produciría una articulación muy grande.

### **7.1.2. Resultados de la optimización *potencia vs peso***

Al enfriar la articulación usando aire se obtiene una potencia  $P_{P_{\text{aire}}}$  de salida de  $272.59 \text{ W}$ , una masa de  $0.5237 \text{ kg}$  y un peso  $M_{\text{aire}}$  de  $5.1374 \text{ N}$ , forzando líquido para enfriar la articulación se logra obtener una potencia  $P_{P_{\text{aceite}}}$  de  $880.88 \text{ W}$ , una masa de  $0.568 \text{ kg}$  y un peso  $M_{\text{aceite}}$  de  $5.572 \text{ N}$ . La temperatura alcanzada en el proceso de optimización mantiene la articulación por debajo de los  $101.5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Para comparar los datos de ambas optimizaciones se normaliza la *potencia vs peso* en condiciones de aire y aceite, ecuación 72, 73, para obtener la densidad de potencia se divide la potencia entre el peso obtenido usando ambos fluidos. La densidad de *potencia vs peso* en condiciones de aire  $D_{PPaire}$  es de 53.05 W/N. Por otro lado, la densidad de *potencia vs peso* en condiciones de aceite  $D_{PPaceite}$  es de 158.09 W/N. Para comparar ambos resultados se divide y se multiplica por 100 para obtener el porcentaje de mejora alcanzado. La normalización de la potencia con respecto al peso  $N_{PPaa}$  comparando la articulación en condiciones de aire y aceite es de 298 %, ecuación 74.

$$D_{PPaire} = \frac{P_{PPaire}}{M_{aire}} = \frac{272,59W}{5,1374N} = 53,05W/N \quad (72)$$

$$D_{PPaceite} = \frac{P_{PPaceite}}{M_{aceite}} = \frac{880,88W}{5,572N} = 158,09W/N \quad (73)$$

$$N_{PVaa} = \frac{D_{PPaceite}}{D_{PPaire}} * 100 = \frac{158,09W/N}{53,05W/N} * 100 = 298 \% \quad (74)$$

Los resultados de potencia y peso de la articulación enfriada con aceite se comparan con los datos de la articulación enfriada con camisa térmica. Esta tiene una normalización con respecto al peso  $N_{PPc}$  de 150 %. Según la hoja de datos del fabricante, el motor tiene un peso de 0.30 kg, para comparar ambas articulaciones se dividen sus resultados de mejora en términos de *potencia vs peso*. Suponiendo que se mantenga el peso original del motor al integrar una camisa térmica, nosotros logramos una mejora en densidad de *potencia vs peso*  $D_{PP}$  de al menos 213.33 %, ecuación 75. Muy probablemente la mejora sería mayor pero no lo podemos calcular

puesto que no se publica el peso de la camisa.

$$D_{PP} = \frac{N_{PPaa}}{N_{PPc}} * 100 = \frac{298 \%}{150 \%} * 100 = 213,33 \% \quad (75)$$

La articulación enfriada con camisa térmica alcanza una temperatura de 150 °C. La articulación enfriada con aceite alcanza una temperatura de 101.5 °C. En nuestro caso usamos un barniz estándar que soporta una temperatura máxima de 120 °C, esta es la razón para no subir mucho más la temperatura máxima que pueda alcanzar la articulación enfriada con aceite. Aún usando un barniz estándar logramos una mejora de 147 % en términos de temperatura al comparar ambas articulaciones.

En la figura 7.2, se muestran los resultados comparativos de la normalización con respecto al peso de la articulación que usa una camisa térmica y la articulación a la que se le inyecta líquido para enfriar su interior directamente. Aquí se compara el cambio de peso y potencia en el actuador de las articulaciones sin considerar los componentes mecánicos adicionales que conforman toda la articulación.

En la tabla 7.2 se muestran los resultados alzados por el optimizador en la optimización de la *potencia vs peso* en condiciones de aire y aceite. Al comparar los datos de la tabla 7.2 y 7.1, se observa que cuando se enfría el actuador de la articulación con aceite las variaciones geométricas producidas durante la optimización generan lo siguiente:

1. El radio del estator y el radio interno del yoke disminuyen. A su vez, el radio del agujero del eje y el largo del motor aumentan de 0.002 a 0.003. Lo que sugiere que el enfriar este actuador usando líquido hace el motor más largo y reducir su diámetro, aunque las variaciones son mínimas.
2. El alto de la zapata del estator aumenta por la disminución del número de imanes del motor que usa aceite.

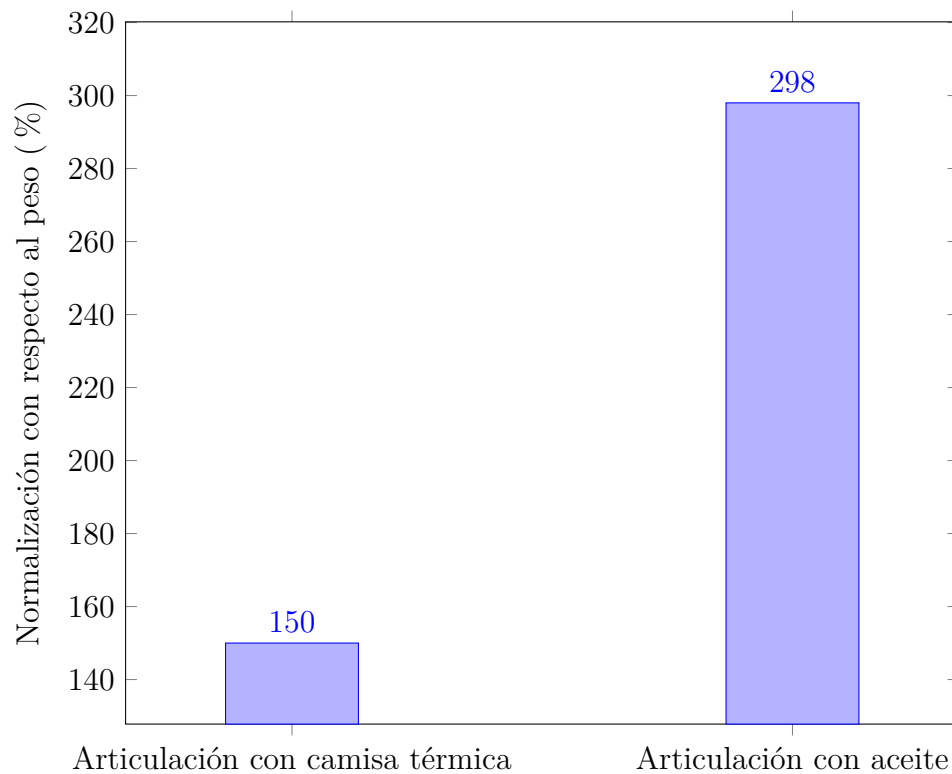


Figura 7.2. Resultados comparativos de la *potencia vs peso* entre la articulación enfriada con camisa térmica y la articulación que usa aceite.

#### Cuadro 7.2

*Resultados geométricos de la optimización de la potencia vs peso.*

Parámetros	Aire	Aceite
Radio externo del estator (m) $R_{so}$	0.04	0.036
Radio externo del yoke (m) $R_{sy}$	0.037	0.034
Largo del estator (m) $L_{st}$	0.02	0.023
Radio del eje (m) $R_{ra}$	0.028	0.0215
Radio del agujerón del eje (m) $R_{rb}$	0.024	0.017
Número de ranuras $N_s$	13.1	12.1
Alto de la zapata (m) $d_{hr}$	0.0011	0.0018
Díámetro del alambre de cobre (m) $d_{wb}$	0.00042	0.00035
Número de vueltas de cobre $N_{tur}$	43.9	41.23
Largo de un hilo de cobre (m) $L_{ci}$	2.95	2.59
Número de imanes $N_m$	12.7	10.8
Velocidad angular (rad/s) $\omega$	3.09	3.09

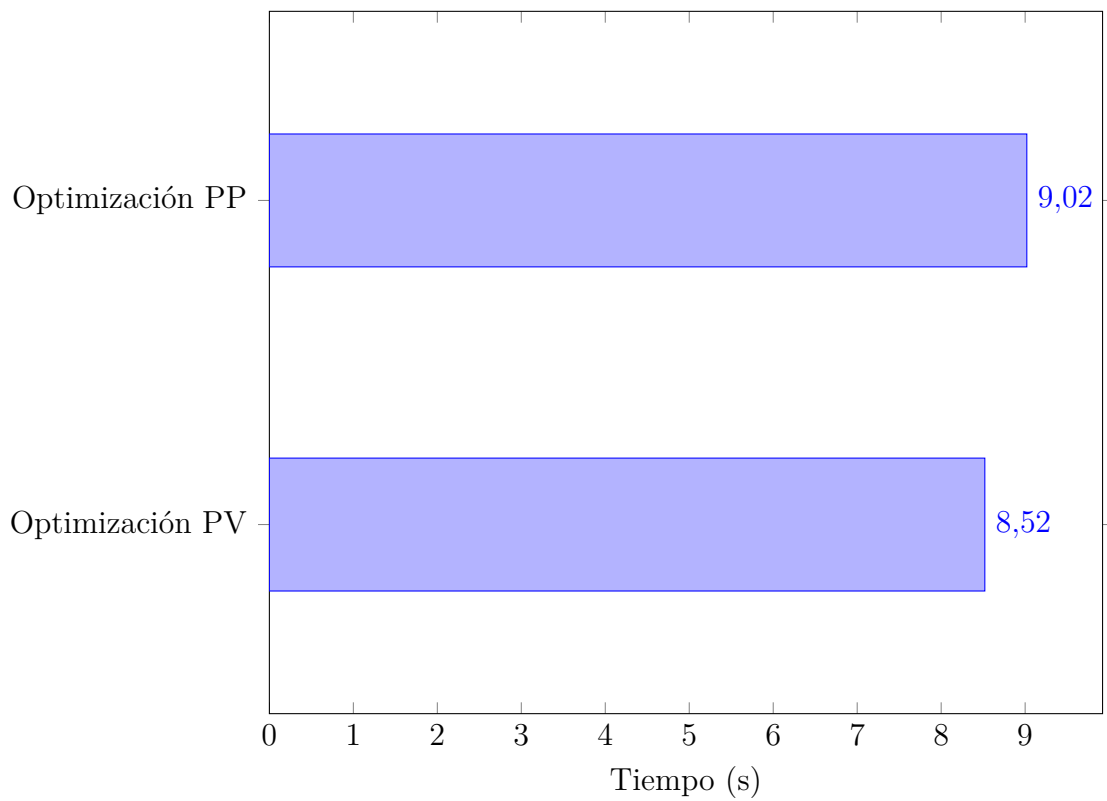
3. Por la disminución del radio del estator se tiene una disminución del radio del eje del rotor, el radio del agujero del eje, y el largo de los alambres de cobre.
4. En ambos casos la velocidad angular se mantiene.

La técnica de optimización que se usa en este trabajo permite buscar la solución más óptima basado en valores iniciales y las ecuaciones que modelan la potencia, peso y volumen de una maquina eléctrica enfriada con líquido. Estas ecuaciones están ligadas a valores iniciales y restricciones de diseño necesarias para converger con los resultados. Al tratarse de una optimización donde se analizan dos funciones objetivo se tiene un tiempo de convergencia de resultados mayor, sin embargo, el tiempo que toma el optimizador para dar con los resultados es poco. En la figura 7.3 se muestra el tiempo en segundos que toma la optimización de la *potencia vs peso* y la *potencia vs volumen*.

El mayor tiempo que se toma para convergen con los datos se muestra en la optimización de la *potencia vs volumen*. Esto muestra que el procesamiento necesario para obtener los resultados no toma mucho tiempo, no obstante, para simular un ambiente más real en el optimizador sería necesario incluir otros factores que podría influir en el diseño de la maquina eléctrica como la fricción o el backlash de la reducción mecánica, estos factores incrementarían el tiempo de procesamiento y la convergencia final de los resultados. Para poder referirse de forma más contundente sobre la eficiencia del optimizador sería necesario comparar los datos y el tiempo de convergencia de resultados con otro optimizador.

### **7.1.3. Simulación electromagnética del actuador**

En esta sección se detallan las configuraciones realizadas para llevar a cabo la simulación electromagnética del actuador de la articulación robótica. Se busca evaluar el comportamiento electromecánico de un motor que cumpla con los parámetros de



*Figura 7.3.* Comparación del tiempo de convergencia de los resultados durante la optimización de la potencia vs peso y la optimización de la potencia vs volumen.



*torque* necesarios para ser usados en la optimización y diseño final de la articulación. Se muestran los resultados obtenidos en el caso del actuador con un estator de 20 mm y 40 mm de largo respectivamente. Para cada caso se muestran los resultados sobre la densidad del flujo magnético, densidad de la amplitud de la corriente en el devanado, densidad de la fuerza, y el calor generado por los devanados. también se detallan las disposiciones generales para llevar a cabo la simulación.

El estudio electromagnético de ambos diseños de motor BLDC se configura usando un complemento llamado EMS de Solidworks que es facilitado por la empresa EMS. Este permite realizar estudios magneto estáticos, magnéticos en corriente alterna, magnético en el tiempo, electroestático y de conducción eléctrica en corriente directa y alterna.

Inicialmente las simulaciones se configuran usando un estudio de movimiento para generar un *torque* inicial en el motor y valorar su comportamiento en varios periodos de tiempo, sin embargo, al realizar una simulación con una geometría en 3D con tantos componentes, necesariamente se deben generar un mallado que triangule y analice muchas caras y aristas a la vez, lo que exige una capacidad de procesamiento muy elevada. Reduciendo los pasos por tiempo a 16, se lograba un avance del 2% en un tiempo de 192 horas, al cabo de alcanzar un avance de 5% la simulación se detiene al dejar sin memoria suficiente a la computadora, usando una computadora de 24 GB de Ram con un Core i7. Esto nos motiva a usar el tipo de simulación magneto estática en ambos actuadores en estudio.

El estudio de fuerza electromotriz del actuador en una simulación magneto estática se configura en un ensamble que reúne los componentes principales de un actuador como imanes de neodimio, eje, estator y el devanado. Para poder concentrar los datos de la simulación directamente en un entorno idealizado se genera un ambiente distinto para el rotor y el estator con dos cilindros usando el comando corte con diferencia. Una vez que los componentes del estator están en su posición, se coloca cada cilindro en la posición deseada para usar el comando y generar una geometría

vacía en las partes exactas donde estaban esos componentes, luego se vuelve a ensamblar el sistema completo usando los cilindros generados anteriormente. Esto crea un ambiente de aire para el giro del rotor completo y un ambiente de fluido para el estator.

Al realizar el ensamble no se asignan tipos de materiales a los componentes ya que estos deben ser adjudicados según sus propiedades isotrópicas, permeabilidad relativa, conductividad térmica, densidad de masa, calor específico, y el coeficiente de expansión térmica. La asignación de las propiedades de los materiales se genera directamente en el complemento EMS. Una vez asignados los materiales a todos los componentes, se configura las entradas electromagnéticas, donde se asigna la dirección e intensidad del flujo de corriente a cada devanado; también se indica el calibre del alambre que se está usando y la cantidad de vueltas que tiene cada ranura. Es importante mencionar que el devanado se incluye como un solo bloque de cobre que usa un factor de llenado del 65 % de la ranura usando un alambre de calibre 24 AWG.

La dirección de la corriente debe concordar con el sentido de giro que debe tener cada devanado en cada ranura para un motor trifásico conectado en delta, seguidamente se configura una fuerza virtual aplicada al rotor usando las ecuaciones de Maxwell (Debney et al., 1969), finalmente se asigna una temperatura ambiente de 25°C y una conductividad térmica a los cilindros que rodean el área de simulación del roto. La conductividad térmica del aire es de  $0.0262 \text{ w/(mk)}$ , adicionalmente, se generan propiedades de convección térmica con la misma temperatura ambiente y coeficiente de conductividad térmica para cada caso.

Cabe mencionar que el comportamiento térmico del actuador y la temperatura alcanzada en el estudio funcionan como variables de entrada para la simulación de fluidos computacionales y las optimizaciones, además esta simulación solo considera el aire como fluido refrigerante, lo que nos da una buena idea del calor que se genera dentro del motor con la intensidad de corriente aplicada.

### 7.1.3.1. Motor BLDC de 40 mm de longitud

Las características generales que se configuran en el estudio para realizar el análisis de fuerza electromotriz son idénticas para el caso del motor de 20 mm y 40 mm de largo. Se usa el mismo tipo de material en el estator, eje, imanes, fluido que cubre el ambiente de estudio del estator y el rotor. La temperatura ambiente se mantiene inicialmente a 25°C. Se aplican 20 amperios a cada devanado en la dirección de coercitividad para generar el movimiento de un campo magnético en un motor trifásico.

El mallado en la nueva geometría genera 65465 nodos, con 389148 elementos, cada elemento tiene un tamaño de 29.220299 mm a una tolerancia de 0.029220 mm. Se usa un tipo de solucionador multinúcleo directo con un único número de incrementos. En este estudio se generan parámetros de circuitos en análisis térmico y electromecánico.

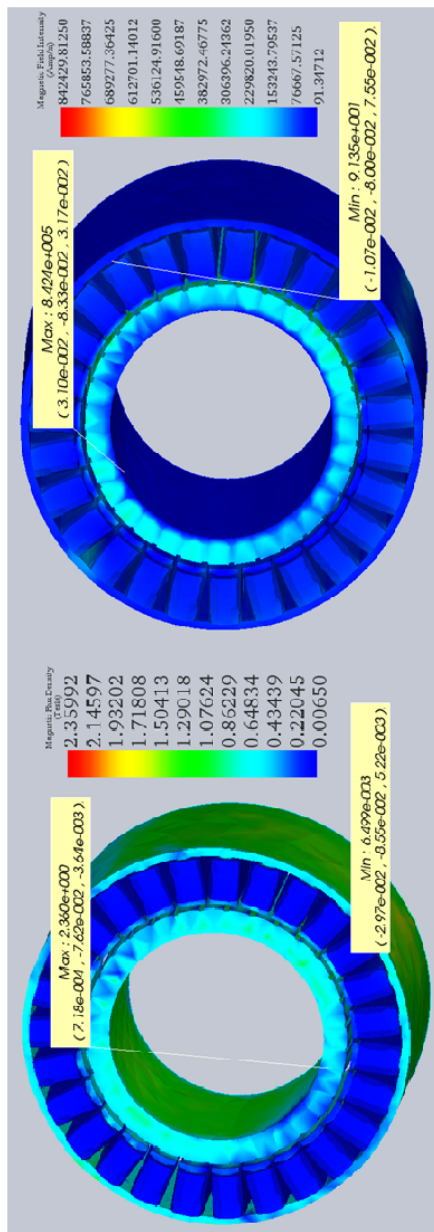
En la tabla 7.3 se muestran los resultados obtenidos sobre el motor de 40 mm de largo. De acuerdo a los datos obtenidos, la fuerza en el eje X, Y, Z es de 1894 N, 1073 N y -2330 N respectivamente. El *torque* en el eje X, Y, Z es de 297  $N_m$ , 58  $N_m$  y 169  $N_m$  respectivamente, la resistencia en los ejes X, Y, Z es de 16.1 $\Omega$ , 16.0 $\Omega$  y 16.0  $\Omega$  respectivamente, se tiene una inductancia en los ejes X, Y, Z de 0.015  $\Omega$ , 1817  $\Omega$  y 2552  $\Omega$ , finalmente se muestra que las pérdidas de calor en Watts son de -0.000024 W.

En la figura 7.4 se muestra la densidad de flujo magnético y la intensidad de flujo magnético en el motor. La máxima densidad de flujo magnético debida a los imanes de neodimio alcanza los 2.35 T, se observa que existe una distribución del campo magnético en el estator completo rondando entre los 1.6 a 1.4 T. La intensidad del campo magnético está totalmente centrada en las caras de los imanes.

Cuadro 7.3

*Estudio electromagnético para un motor BLDC 40 mm, 27 ranuras y 32 polos.*

Resultados de Fuerza			
Fuerza	Fx-axis(N)	Fy-axis(N)	Fz-axis(N)
1)	1894.37	1073.70	-2330.01
Resultados de <i>Torque</i>			
<i>Torque</i>	Tx-axis(N.m)	Ty-axis(N.m)	Tz-axis(N.m)
1)	297.96	58.10	169.25
Resultados de Resistencia			
Resistencia	R-FaseA(Ohms)	R-Fase B(Ohms)	R-FaseC(Ohms)
1)	16.17	16.07	16.078
Resultados de Inductancia			
Inductancia	I-FaseA(Ohms)	I-FaseB(Ohms)	I-FaseC(Ohms)
1)	0.015	1817.59	2552.32
Resultados de enlace de flujo			
Flujo	RL-FaseA(wb)	RL-FaseB(wb)	RL-FAseC(wb)
1)	5.75	6.71	5.534
Resultados de Energía			
Energía	Energía (J)	Coenergía(J)	
1)	3868.62	4441.49	
	Pérdidas de calor(Watt)		-0.000024
	Flujo Magnético (Wb)		-0.0113



a)

b)

Figura 7.4. Motor 40mm: a) Densidad de flujo magnético, b) Intensidad del flujo magnético

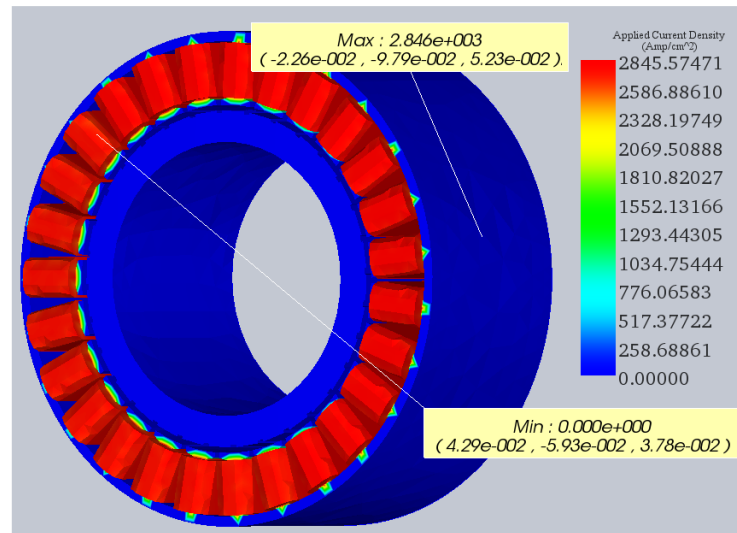
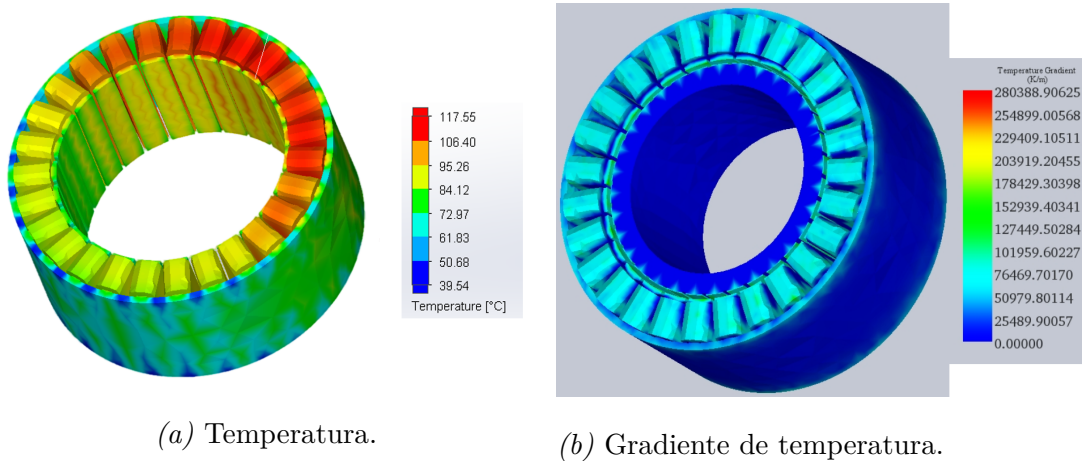


Figura 7.5. Motor 40mm: Amplitud de la densidad de corriente.

En la figura 7.5 se observa la amplitud de la densidad de corriente, esta alcanza un valor de  $2846 \text{ A/m}^2$  en la cabeza del devanado y este está distribuido en todas las fases del estator teniendo puntos altos de incidencia en la parte central de los dientes del estator.



(a) Temperatura.

(b) Gradiente de temperatura.

Figura 7.6. Comportamiento térmico del motor de 40 mm.

En la figura 7.6 se muestra la temperatura total generada en el motor y el gradiente de temperatura. Se tiene una temperatura máxima de  $117,5 \text{ }^\circ\text{C}$  y se muestra como el calor completo se distribuye en todo el devanado y el estator por encima de los  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ . El rotor al estar separado por una capa de aire ronda una temperatura mucho menor, sin embargo, este alcanza una temperatura de  $68 \text{ }^\circ\text{C}$ . El gradiente de

temperatura llega a  $280388 \text{ K/m}$  y se observa que este gradiente esta mayormente distribuido en el devanado del motor y en las zapatas del estator.

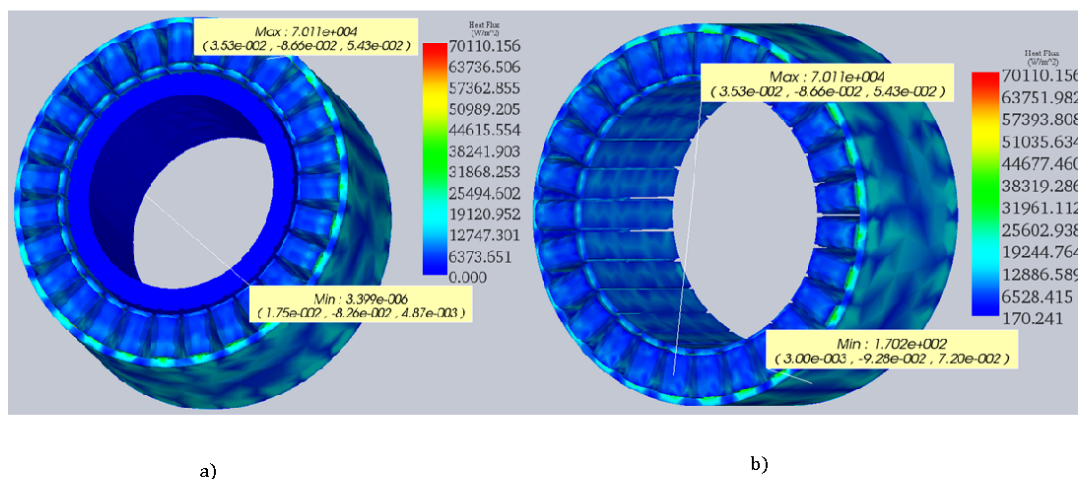


Figura 7.7. Motor 40mm: Flujo de calor.

En la figura 7.7 se muestra el flujo de calor en el motor. Se alcanza un flujo de calor de  $70110.1 \text{ W/m}^2$  en los puntos de contacto entre el devanado y los dientes del estator. Se observa que efectivamente el flujo de calor se distribuye en todo el estator y en color verde claro se tiene que el calor proviene de devanado del motor, se tienen valores altos de flujo de calor en la parte externa del estator por que el yoke de este es delgado.

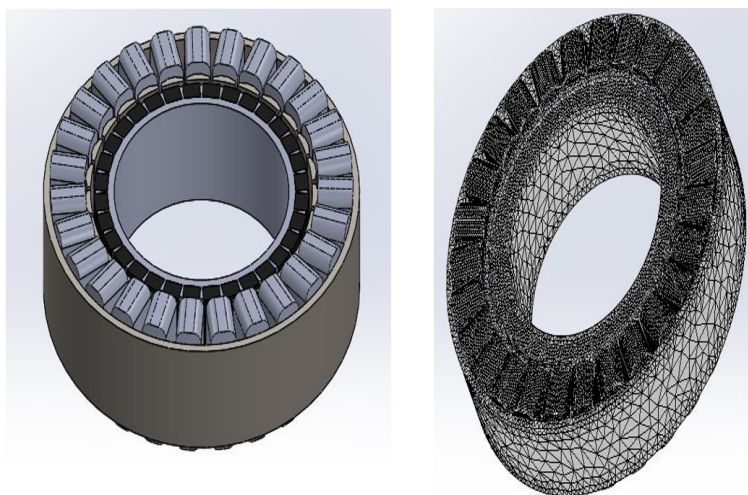
### 7.1.3.2. Motor BLDC de 20 mm de longitud

En este estudio se asigna el cobre como el material conductivo de electricidad, los imanes son de neodimio N5214, el acero al silicio se emula con el acero AISI 1010, el cual es asignado al estator del motor y al eje del rotor. El aire en el rotor y el estator tienen las mismas propiedades químicas.

Para generar el mallado se aplica un control de mallado distinto en las caras

con áreas geométricas más pequeñas para evitar que estas ralenticen el proceso de convergencia de datos, esto permite configurar un área de análisis en sus superficies. Un área de análisis más pequeño se aplica a las caras con áreas más grandes de forma que la proporción de análisis en todo el motor tenga superficies de análisis similares.

El análisis térmico se genera a partir de una estructura de intercambio térmico por convección, donde el área de estudio del roto y estator están envueltos por aire a una temperatura ambiente de 25 grados centígrados con una conductividad térmica de 0.024 W/mk.



*Figura 7.8.* Motor BLDC 27 ranuras y 32 polos y una vista previa del mallado en el análisis FEM.

También se configura en cada imán la dirección de coercitividad, esta es la intensidad del campo magnético aplicado requerido para reducir la magnetización de el material después de que la magnetización de la muestra se haya saturado. Así, la coercitividad mide la resistencia de un material ferromagnético a desmagnetizarse.

Al aplicar una intensidad de corriente de 20 amperios a cada uno de los devanados con un factor de llenado del 65 % a un bloque de cobre con 68 vueltas y un calibre de alambre 24 AWG (0.51 mm de diámetro), se genera un mallado de 346594 nodos con un número de elementos de 1781813 y un tamaño por elemento de 8.380808



mm a una tolerancia de 0.008381 mm. Se aplica un tipo de solucionador directo multinucleo con un único número de incrementos.

En la tabla 7.4 se muestran los resultados obtenidos sobre el motor de 20 mm de largo en estudio. De acuerdo a los datos obtenidos, la fuerza en el eje X, Y, Z es de 616  $N$ , 6758  $N$  y 1339  $N$  respectivamente, el *torque* es el eje X, Y, Z es de -221  $N_m$ , 149  $N_m$  y -156  $N_m$  respectivamente, la resistencia en los ejes X, Y, Z es de 9.52  $\Omega$  para todos los casos, se tiene una inductancia en los ejes X, Y, Z de 0.0055  $\Omega$ , 0.0048  $\Omega$  y 0.0033  $\Omega$ , finalmente se muestra que las pérdidas de calor en Watts son de -5.515 W.

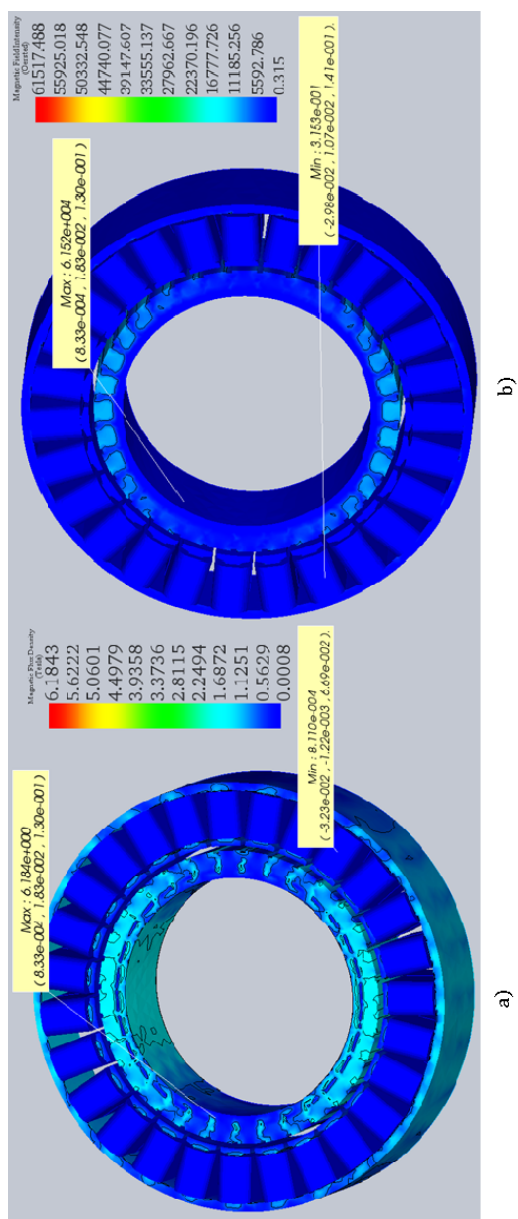
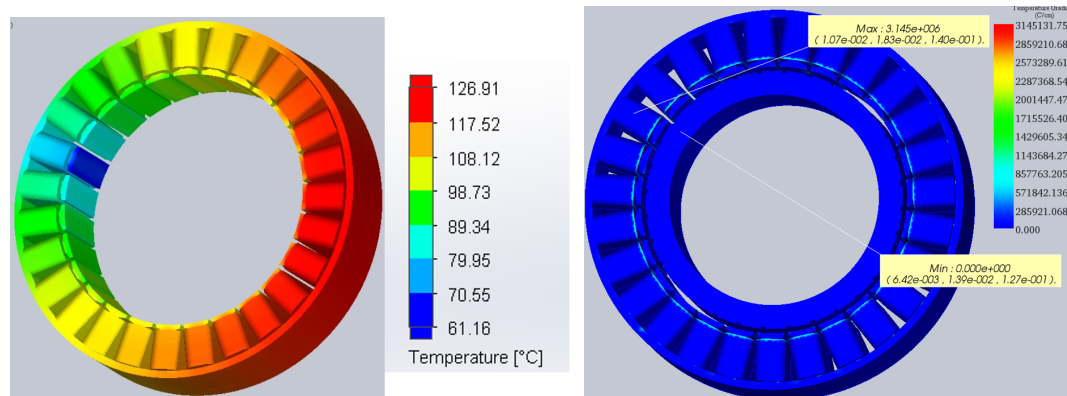


Figura 7.9. Motor 20mm: a) Densidad del flujo magnético, b) Intensidad del flujo magnético.

En la figura 7.9 se muestra la densidad de flujo magnético y la intensidad de flujo magnético en el motor. La máxima densidad de flujo magnético debida a los imanes de neodimio alcanza los 6.18 T, se observa que existe una distribución del campo magnético en el estator completo rondando desde los 5.6 a 2.2 Teslas. La intensidad del campo magnético está centrada en las caras externas de los imanes.

En la figura 7.10 se muestra la temperatura generada en el motor y el gradiente de temperatura. Se tiene una temperatura máxima de 126,91 °C y se muestra cómo el calor se distribuye en todo el devanado y el estator por encima de los 100 °C. El gradiente de temperatura llega a 3145,131  $k/m$  y se observa que este gradiente esta mayormente distribuido en las aristas del devanado del motor y en las zapatas del estator. La reducción del material aumenta la temperatura generada.



(a) Temperatura.

(b) Gradiente de temperatura.

Figura 7.10. Comportamiento térmico del motor de 20 mm.

En la figura 7.11 se muestra el flujo de calor en el motor y en el estator. Se alcanza un flujo de calor de 914,24.8  $W/m^2$  en los puntos de contacto entre el devanado y los dientes del estator. Se observa que efectivamente el flujo de calor se distribuye en todo el estator y en color verde claro se tiene que el calor proviene de devanado del motor, mayormente se observa poca distribución de calor en el estator.

Los datos obtenidos en estas simulaciones brindan una idea de la distribución del calor en el motor y si el ancho del yoke del rotor y el estator ofrece suficiente

Cuadro 7.4

*Estudio electromagnético para un motor BLDC 20 mm, 27 ranuras y 32 polos.*

Resultados de Fuerza			
Fuerza	Fx-axis(N)	Fy-axis(N)	Fz-axis(N)
1)	616.42	1339.76	6758.03
Resultados de Torque			
Torque	Tx-axis(N.m)	Ty-axis(N.m)	Tz-axis(N.m)
1)	-221.06	149.99	-156.85
Resultados de Resistencia			
Resistencia	R-FaseA(Ohms)	R-Fase B(Ohms)	R-FaseC(Ohms)
1)	9.52	9.52	9.52
Resultados de Inductancia			
Inductancia	I-FaseA(Ohms)	I-FaseB(Ohms)	I-FaseC(Ohms)
1)	0.0055	0.0048	0.0033
Resultados de enlace de flujo			
Flujo	RL-FaseA(wb)	RL-FaseB(wb)	RL-FaseC(wb)
1)	2.007	2.22	1.334
Resultados de Energía			
Energía	Energía (J)	Coenergía(J)	
1)	1307.6	1566.5	
	Pérdidas de calor(Watt)	-5.154213	
	Flujo Magnético (Wb)	0.611	

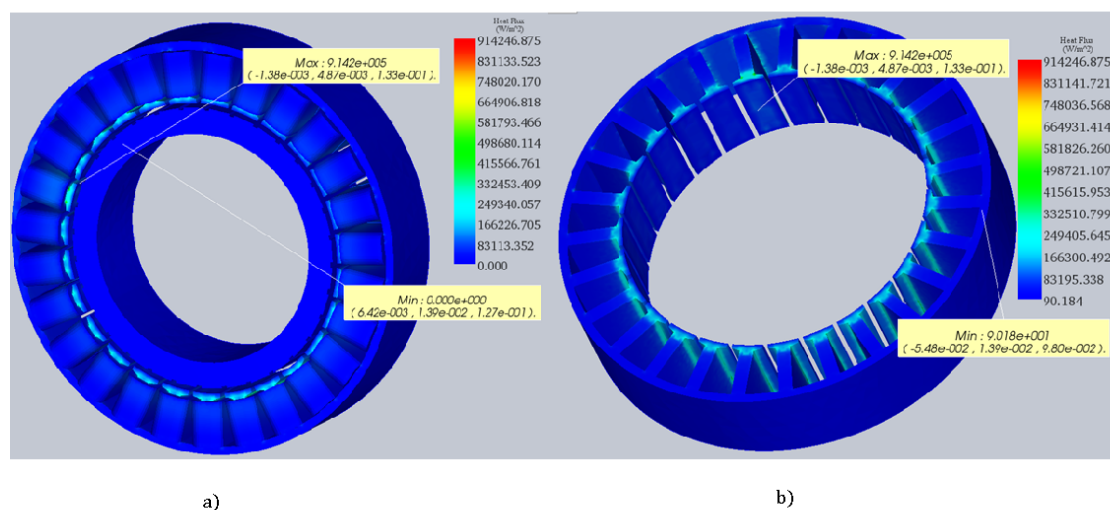


Figura 7.11. Motor 20mm: a) Flujo de calor en el motor, b) Flujo de calor en el estator.

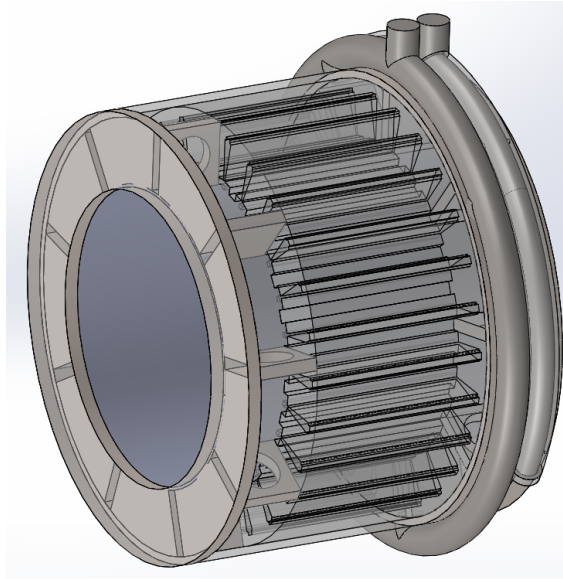
material por donde se estaría distribuyendo el campo magnético. Los datos de temperatura aquí alcanzados se usan como la temperatura de entrada en la simulación del geometría térmica sellada.

#### **7.1.4. Simulación de la geometría térmico sellado**

En este estudio se mide la extracción de calor del motor, y se busca optimizar la forma cómo se estructuran las líneas del fluido dentro del motor para reducir el flujo turbulento, además se trata de incrementar la rapidez con la que el fluido entra y sale del motor para acelerar la extracción de calor cuando sea necesario, se espera obtener una mejora en la extracción de calor del motor, sin que el fluido caliente partes frías del motor.

Como se menciona en la sección “Selección y diseño de la geometría térmica de refrigeración”, la geometría térmica que muestra una mejor extracción de calor en el motor eléctrico usado en este estudio es el diseño que sella el estator completamente para forzar líquido refrigerante aprovechando el factor de llenado del devanado en las ranuras del estator. Habiendo identificado la mejor técnica de extracción de calor y la geometría que presenta mejores resultados para esta tarea, se procede a generar una segunda versión del prototipo para mejorar la forma como se distribuye el líquido dentro del motor y ajustarlo a un diseño que integre la tubería de forma más estructurada. En la figura 7.12 se muestra una imagen de la geometría térmica sellada que enfriaría el actuador de la articulación robótica.

En este caso se une el estator y devanado en un solo bloque sólido que está configurado a una temperatura de 100 °C. Las tapas que sellan el motor están diseñadas de modo que permitan el paso del líquido refrigerante de forma estructurada mayormente por los espacios libres que se forman por una configuración de devanado concentrado en el diseño propuesto. En la figura 7.13 se muestra el comportamiento de las líneas de flujo del líquido refrigerante que pasan a través del actuador de la

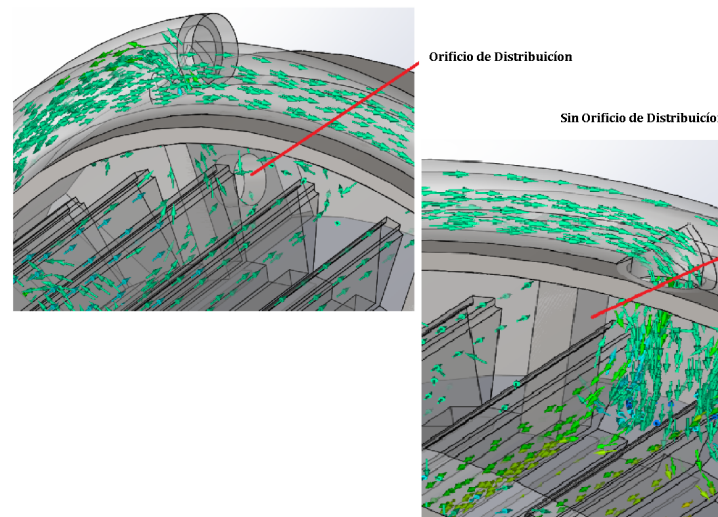


*Figura 7.12.* Diseño de la geometría de refrigeración térmica para la articulación robótica usando el diseño sellado.

articulación.

Esta nueva geometría muestra un sólido más compacto y estructurado, sin embargo, al integrar tapas en ambos lados del estator se tiende a crear flujo no laminar en los extremos internos de cada tapa como se muestra en la figura 7.13, donde se observa con flechas las líneas de flujo del líquido atravesando el espacio libre que deja el devanado en el estator. La configuración de la simulación se realiza creando un sólido con la forma del estator completo, diseñado como un solo bloque y dejando los espacios libres que dejan los devanados dentro del motor, de esta forma se disminuye el tiempo de simulación, ya que se disminuyen las aristas y caras en el proceso de mallado de la simulación.

Para estructurar unas líneas de flujo de líquido refrigerante de forma más uniforme dentro del estator, se integran vigas separadoras que direccionan el líquido, de modo que cada agujero por donde entra y sale el líquido enfríe varias ranuras a la vez. Para mejorar el flujo del líquido en cada una de estas vigas se forma un agujero de 10 mm de diámetro en su centro, el cual fuerza el líquido en la dirección correcta



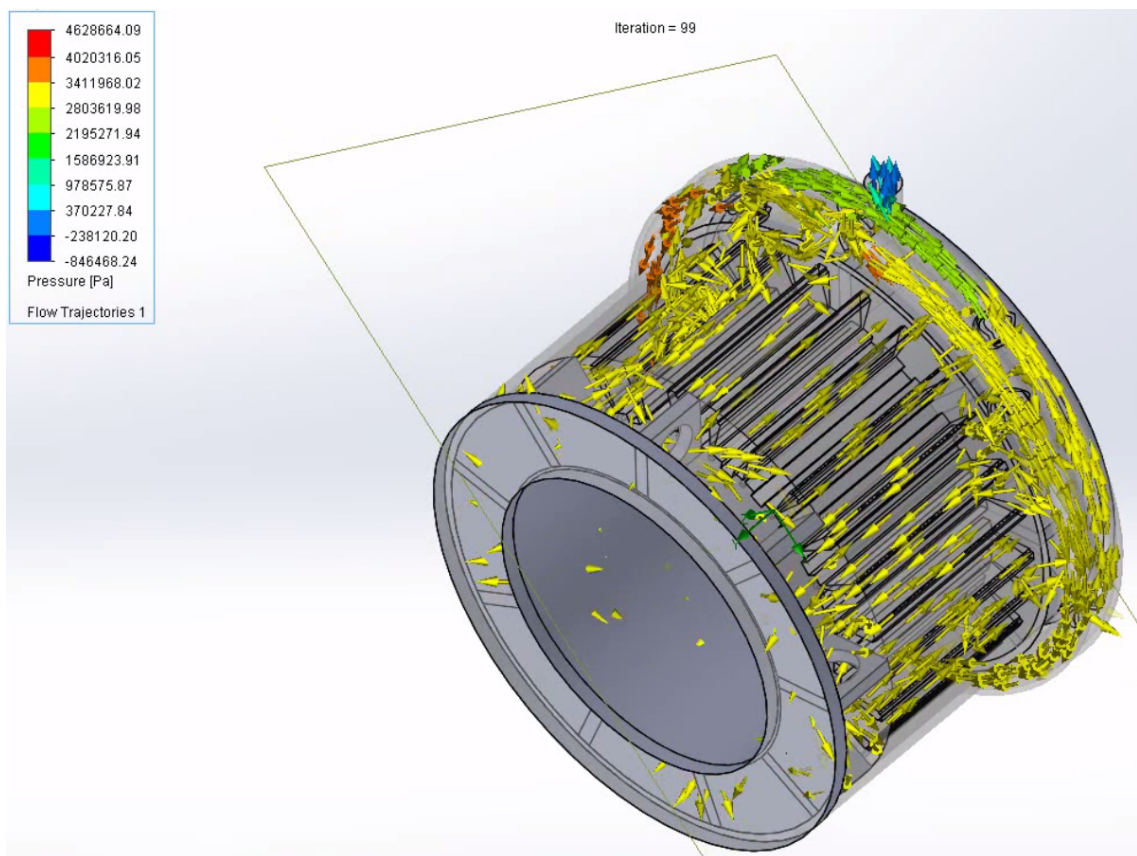
*Figura 7.13.* Diseño de los orificios de distribución en la geometría térmico sellado.

para que exista una mejor distribución.

En la figura 7.14 se muestra la presión ejercida dentro del diseño sellado con una gráfica de calor, donde se observa que efectivamente hay una mejor distribución de la presión de líquido en el diseño al integrar orificios de distribución en cada una de las vigas. El diseño muestra un canal de entrada y salida para inyectar y extraer líquido en los 6 orificios de las tapas selladoras, sin embargo, si se toma en cuenta que este diseño debe pasar por una etapa de mecanizado e implementación, es poco práctico construirlo en su estado actual.

Seguidamente se trabaja sobre una tercera versión del geometría térmica sellada, donde la distribución de líquido entrante y saliente del estator se implemente usando materiales comerciales, como conectores de distribución de aceite y mangueras. Se usan mangueras de dos diámetros, una manguera de distribución entre los conectores de 6.69 mm de diámetro interno y otra de entrada al estator con un diámetro interno de 4.11mm.

En esta tercera versión se mejora la forma de encapsular el estator generando dos tapas que sellan ambos lados del motor. Al igual que con el diseño anterior,



*Figura 7.14.* Simulación de la segunda versión de geometría de refrigeración térmica para la articulación robótica.



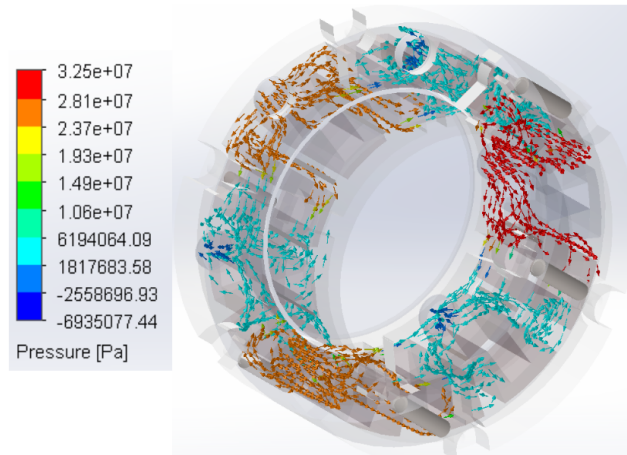
se estructuran vigas en la parte interna de cada tapa para direccionar el líquido de forma que circule extensamente por las ranuras. Se diseñan tres entradas y tres salidas para inyectar el fluido. Estas están colocadas en un solo lado del actuador para poder generar un diseño más pequeño a la hora de conectar las tuberías y los acoples para las mangueras.

En la figura 7.15, se muestran los resultados de la simulación CFD en condiciones de aceite en el último diseño de articulación robótica. La distribución de las líneas de flujo efectivamente sigue la dirección esperada. Existe contacto del líquido con prácticamente todas las superficies en calentamiento. La media de presión dentro del diseño es de 3.25 Mpa. La velocidad del fluido varía con respecto al espacio donde se conduce el líquido, en las partes más cercanas a la zapata del estator hay mayor velocidad por la presión ejercida en el interior. La temperatura de entrada del fluido es de 25 °C.

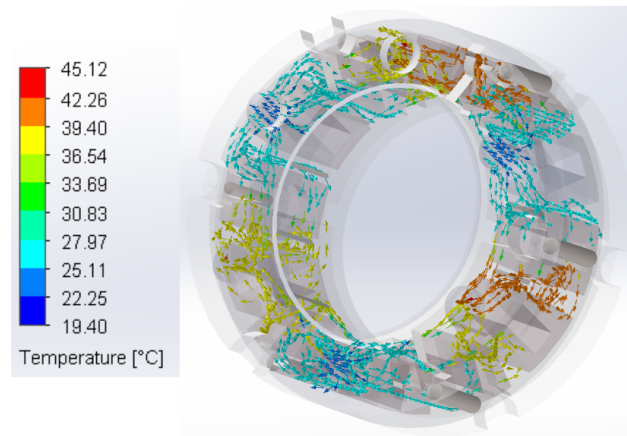
En la figura 7.16 se muestran las curvas de temperaturas con respecto al número de iteraciones alcanzadas en el estudio. La temperatura que alcanza el aire es de 65.8 °C, mientras que la temperatura alcanzada por el aceite es de 45.12°C. La temperatura máxima del aire es mayor que la del aceite, sin embargo, el aire se calienta más rápidamente que el aceite, por lo que este calienta otras partes del motor. El aceite extrae calor y permanece a menor temperatura en su recorrido dentro del motor, lo que lo hace más adecuado para la tarea de refrigeración.

### **7.1.5. Resultados simulados del sensor de *torque***

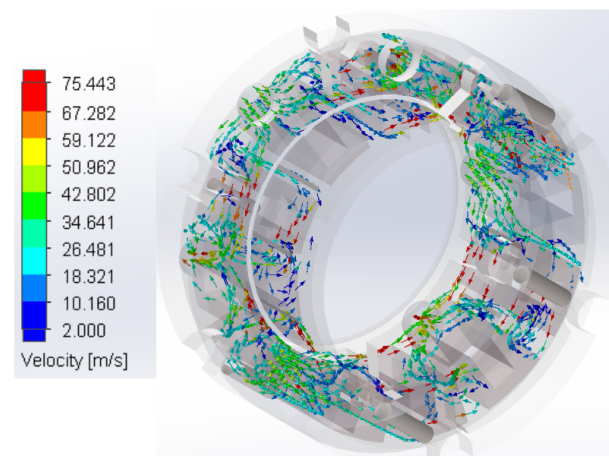
En el sensor de *torque* se mide la deformación de los elementos elásticos cuando se aplica una fuerza de forma axial, radial, en momento y en *torque*. Este sensor de *torque* debe ser capaz de resistir cargas en estos ejes de forma individual y en simultáneo aplicando *torque* cuando se ejerce una carga en el eje Y por ejemplo. La deformación del material de las vigas en puntos estratégicos permite integrar



(a) Presión interna del actuador.



(b) Temperatura del fluido al atravesar el devanado.



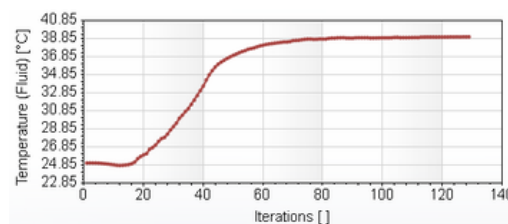
(c) Velocidad del fluido en el actuador.

Figura 7.15. Presión, velocidad y temperatura interna del actuador.



(a) Temperatura

alcanzada por el  
aire.



(b) Temperatura alcanzada por el aceite.

Figura 7.16. Gráficas de temperatura del aceite y aire en el estudio CFD.

galgas extensiométricas en esos puntos para que detecten una carga aplicada a las articulaciones del brazo.

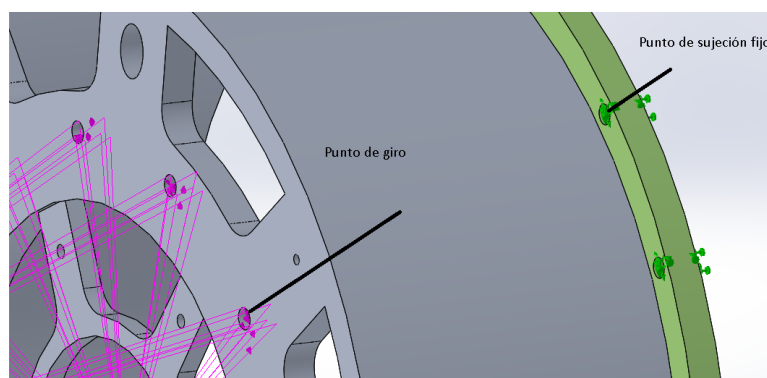
Un sensor de *torque* para una articulación de un brazo robótico debe poder medir el *torque* captando la menor carga proveniente de forma axial y radial, también debe ser pequeño, liviano y fácil de adaptar a la articulación robótica, además, los puntos donde se adaptarían las galgas deben ser lo suficientemente amplios como para adaptarlas al sensor y que logren tener una lectura apropiada. Según la posición donde se coloque el sensor puede verse más afectado por la temperatura generada en el actuador, esto es importante, ya que las galgas son muy susceptibles al calor.

En este trabajo se estaría integrando el sensor de *torque* a una articulación enfriada por líquido donde su temperatura interna está en constante monitoreo, y se enfría el sistema completo en función de la temperatura del actuador. Esto baja el riesgo de sufrir errores de lectura de las galgas por temperatura, pero no se descartan del todo.

Para realizar la validación del diseño final se aplican cargas al segundo y tercer prototipo de sensor de *torque* para definir aspectos como el grosor, diámetro externo y formas geométricas de las vigas con respecto a la concentración de esfuerzo y desplazamiento que experimenta con respecto a la carga. Lo que se busca es poder concentrar los esfuerzos en las vigas usando agujeros con distintas formas

geométricas para aproximar el comportamiento que se busca, finalmente se muestra una tabla con los resultados del “crosstalk” del diseño final para medir la calidad del sensor.

Inicialmente la simulación de esfuerzos se realiza aplicando un factor de seguridad de un 50 % bajo carga crítica. Teniendo en cuenta el peso completo de la primera versión de maqueta de brazo robótico y el peso del objeto a manipular se calcula una carga de fuerza axial en el sentido (+Y) y (-Y) de 884 N y un *torque* de 638,4 Nm a la salida de la reducción mecánica.



*Figura 7.17.* Puntos de sujeción para el análisis de elementos finitos en primera versión de articulación.

Para las simulaciones iniciales se configura una simulación lineal estática en el simulador, estableciendo los agujeros externos como puntos de sujeción fija y los puntos de giro como los que están conectados a la salida de la reducción mecánica, como se muestra en la figura 7.17. La concentración de esfuerzos en el primer prototipo de sensor de *torque* muestra que efectivamente se está teniendo una mayor concentración de fatiga en los puntos más cercanos a las vigas que tiene un hueco elíptico y las cargas están mayormente distribuidas a lo largo de las vigas.

Teniendo en cuenta la capacidad elástica del material usado en los prototipos de articulación robótica (Aluminio 6061-T4), se observa en la figura 4.14 que la deformación del material está muy por debajo del límite elástico que resiste el material.

Aplicando la carga máxima con el factor de seguridad se tiene una carga de 76.77 Mpa, sin embargo, este diseño se descarta por su tamaño y peso.

Los resultados obtenidos en el segundo prototipo en la figura 7.18, muestran que al realizar una simulación axial con una carga de 884 N, y un *torque* de 674 Nm, se obtiene una muy buena distribución de fatiga en los elementos elásticos teniendo el punto de fatiga más cercano al punto de afluencia en el corte cilíndrico que esta perpendicular a las vigas donde estarían colocadas las galgas extensiométricas. Los agujeros de sujeción fija que están en dirección lineal a cada viga son removidos, ya que al realizar las simulaciones estos ofrecen mayor soporte y la lectura de fatiga que se muestra en los puntos donde estarían situadas las galgas supondrían valores bajos.

Si bien es cierto, se diseña el prototipo con cortes cilíndricos en tres de las vigas para direccionar mejor la fatiga en estos puntos, la diferencia de las lecturas de esfuerzo en estas vigas y las que no tiene ningún corte no varía demasiado. Esto se debe a las propiedades plásticas del material y de la dirección del esfuerzo. Si se analiza el comportamiento de los resultados al aplicar una fuerza axial de 884 N en el eje Z en conjunto con un *torque* de 634 Nm en los agujeros sujetos a la salida de la reducción mecánica, se observa que, aunque el esfuerzo es simétrico, la fatiga en las vigas que tienen cortes cilíndricos efectivamente sufren mayor fatiga. Esta simulación demuestra que la mayor fatiga se produce cuando se ejerce una fuerza axial en el eje Z de la articulación.

El segundo prototipo diseñado que se muestra en la figura 7.18, soporta el caso crítico donde se aplica un factor de seguridad del 50 % y muestra que la lectura está muy cerca del punto de afluencia teniendo un esfuerzo de 227.519 Mpa y un límite elástico de 227.527 Mpa. La cercanía en los datos es conveniente para el propósito de este estudio, ya que entre más cerca se este del límite aplicando un factor de seguridad se tendrá una mayor capacidad de sensibilidad a la hora de realizar las lecturas para aplicar el control suave en la articulación.

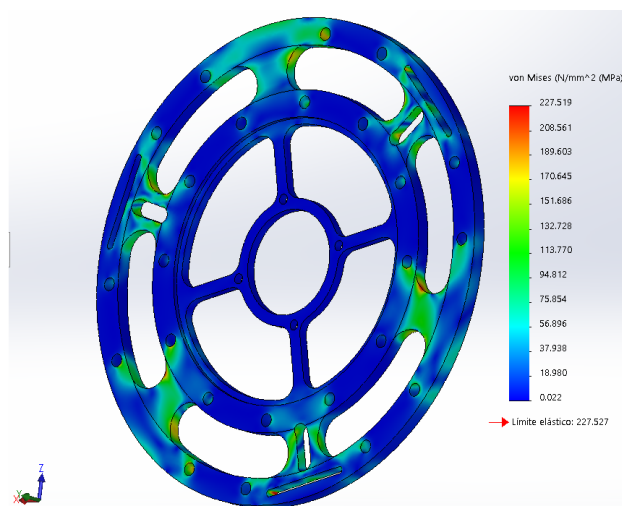


Figura 7.18. Resultados del análisis del segundo prototipo de sensor de *torque*.

El tercer prototipo de sensor de *torque* tiene una geometría muy similar a la del segundo diseño, sin embargo, este tiene un corte cilíndrico distinto a lo largo de las vigas donde irían colocadas las galgas extensiométricas. Se observa que al aumentar la distancia entre los centros de los círculos de corte es necesario aumentar su diámetro al doble del diámetro que se usó en el segundo diseño, lo que provoca que este corte cilíndrico tenga un radio cada vez menor. Un corte con un radio tan reducido dificulta el proceso de maquinado, por lo que esta geometría se descarta.

Al realizar pruebas simuladas se observa que este corte debe tener un diámetro de 1mm, aplicado a un cilindro de 7 mm de largo para no superar el límite elástico del material, esto conlleva a cambiar la geometría de este corte. Primero se hacen pruebas simuladas donde el corte se sustituyó por un agujero de 4 mm de radio y luego se trazan dos círculos de radio 6 y 2 mm de distancia entre sus centros, trazando líneas tangentes entre sus cuadrantes. Con esta geometría se logra obtener una concentración de esfuerzos directamente en los puntos elásticos de la pieza, como se muestra en la figura 7.19. Si se realizan pruebas con la opción “Identificador de valores” en los puntos donde irían colocadas las galgas, se puede apreciar que se tiene una lectura de 180.642 Mpa, lo cual es cercano al punto de mayor esfuerzo experimentado.

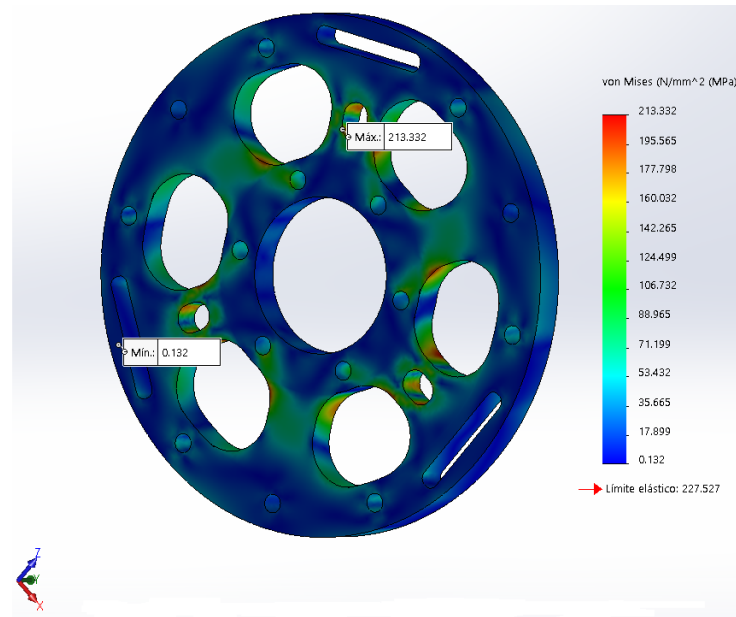


Figura 7.19. Resultados del análisis del tercer prototipo de sensor de *torque*.

Los esfuerzos radiales y axiales aplicados durante la simulación son idénticos que los aplicados en los prototipos anteriores. Vemos que soporta las cargas sufriendo un esfuerzo de 213.332 Mpa con un límite elástico de 227.527 Mpa.

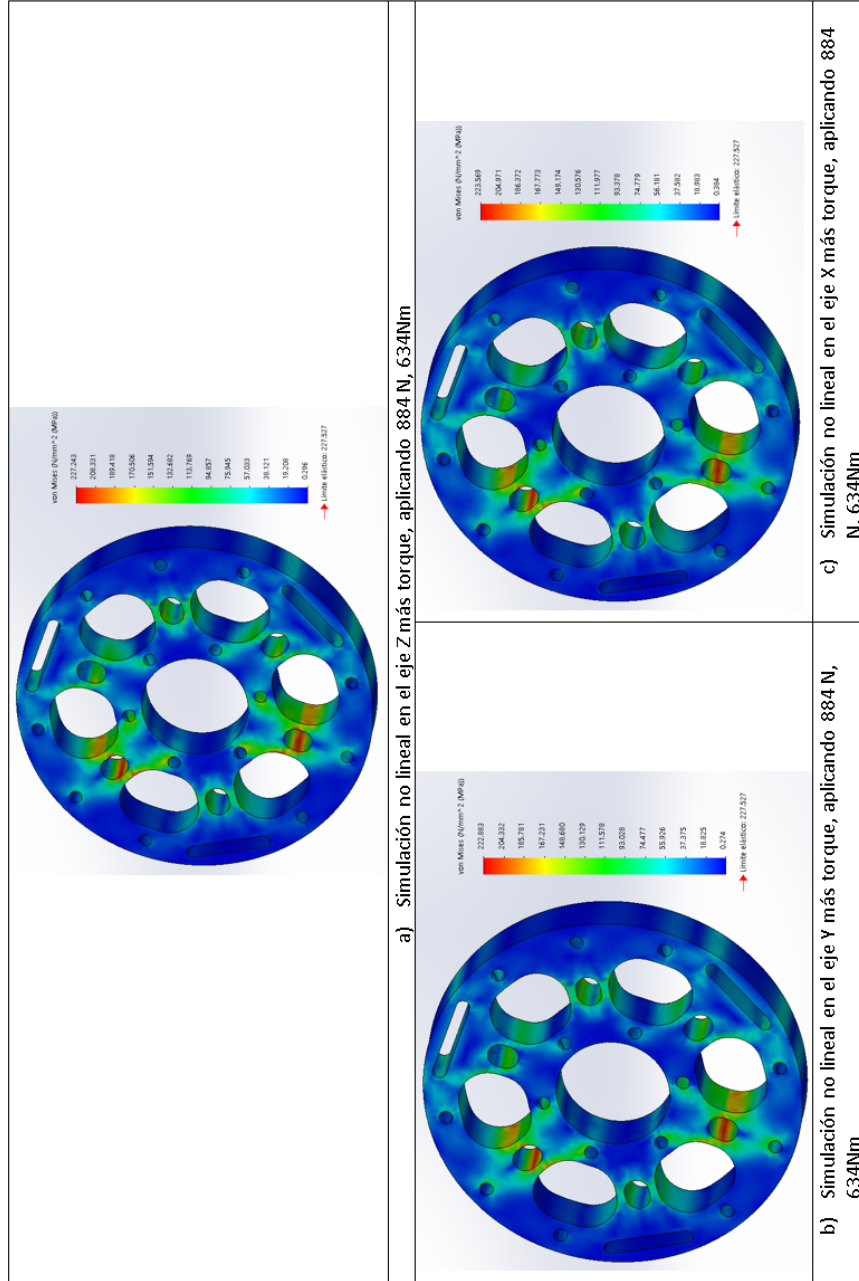


Figura 7.20. a) Aplicando una fuerza en Z de 884 N, b) Aplicando una fuerza en Y de 884 N, Aplicando una fuerza en X de 884 N. Debajo de los 11,376 MPa.



#### 7.1.5.1. Simulación del *torque* con respecto a los ejes X, Y, Z.

Hasta el momento solo se han realizado simulaciones aplicando cargas en simultáneo para validar la geometría del sensor, sin embargo, para que este componente funcione efectivamente como un sensor de *torque* es necesario que la relación a los esfuerzos suceda con respecto al *torque* aplicado y no solo a las cargas axiales y radiales. Esto es crítico en un sensor de *torque* para un brazo robótico, ya que hay que tener en cuenta que al aplicar control por impedancia en un brazo robótico este podría experimentar una fuerza en Y por ejemplo, esta debería afectar lo menos posible la lectura, pues esto podría generar un movimiento equivocado del brazo en función de la fuerza aplicada al realizar cualquier labor de manipulación.

Esto sugiere que la fuerza que más debe afectar la deformación de las vigas es el *torque* y los *torques* de las otras articulaciones; y las fuerzas en X, Y, Z deben afectar lo menos posible la deformación de las vigas, figura 7.20. Lo difícil aquí es identificar cuanto efectivamente deben deformarse las vigas con respecto a las fuerzas aplicadas en los 3 ejes cartesianos mencionados para tener una lectura aceptable en estos puntos críticos. Para definir esto, se toma en cuenta el factor de seguridad mencionado en (Holman y Gajda, 2001), donde se trabaja con un factor de seguridad del 5% para esfuerzos provenientes desde Y y Z, aplicado en el brazo robótico que conforma el robot humanoide ICUB (Tsagarakis y cols., 2007). Es importante realizar simulaciones de los esfuerzos por separado para obtener una lectura de afectación mas certera en las vigas, ya que si en esta etapa se aplican simulaciones en simultáneo el material puede saturarse.

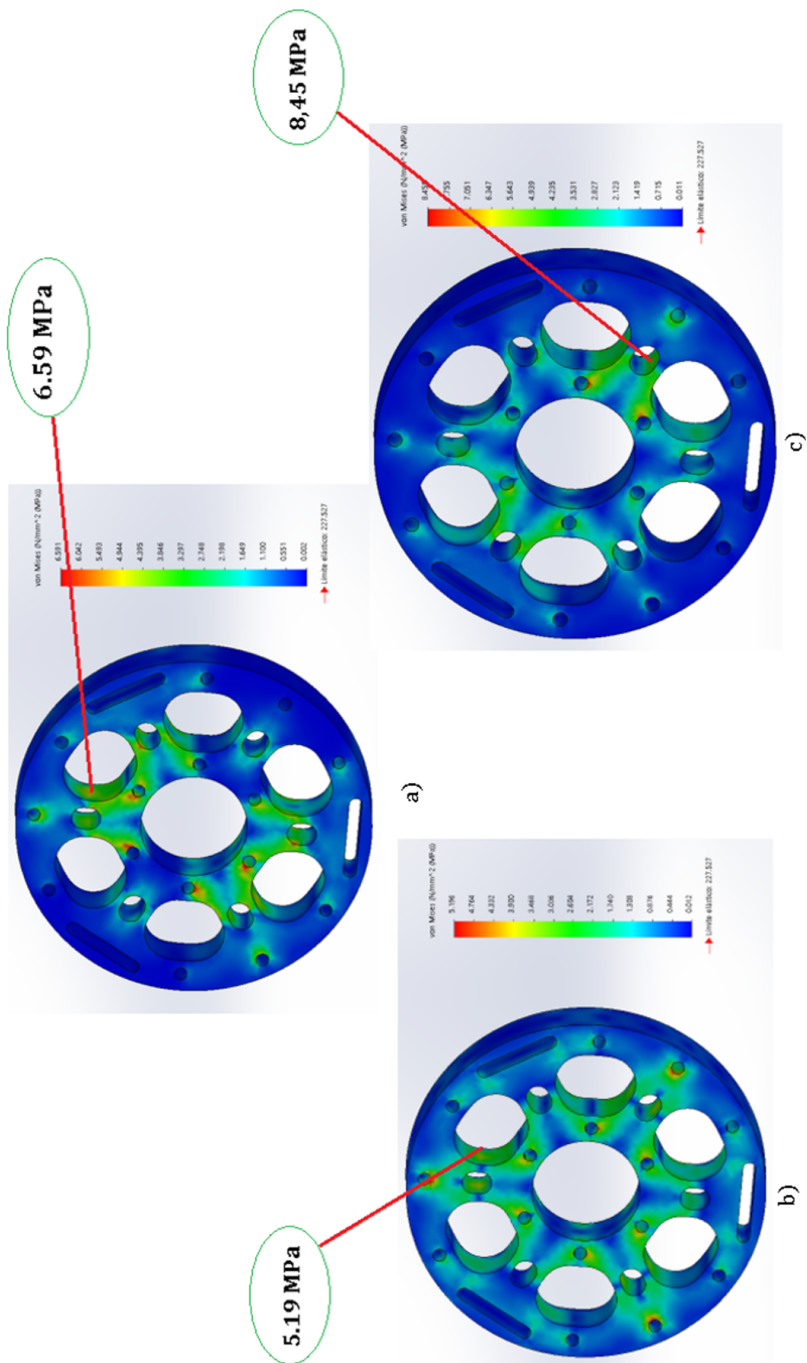


Figura 7.21. Resultados del análisis del tercer prototipo de sensor de torque.

En la figura 7.21 se aprecia el resultado de las simulaciones al realizar modificaciones al tercer prototipo de sensor de *torque*. Para modificar el sensor de modo que la deformación de las vigas por esfuerzos en los ejes X, Y y Z sea mínima, se aumenta el ancho de la pieza completa a 14 mm. Lo que a su vez reduce el esfuerzo percibido por los ejes críticos, sin embargo, esto provoca que el esfuerzo percibido al aplicar solamente el *torque* disminuya, aunque esta disminución de esfuerzo es relativamente baja en comparación con los esfuerzos a minimizar.

Para disminuir los esfuerzos al aplicar un *torque* mientras se ensancha la pieza, es necesario cambiar de 3 a 6 la matriz circular de los cortes en las vigas, esto provoca que al ejercer un *torque* en la pieza se sufran más esfuerzo en estos cortes. Las galgas extensiométricas estarían posicionadas en los costados de las 3 vigas que no tienen un corte transversal en la parte superior. También se muestra que el mayor esfuerzo sufrido en este nuevo diseño no supera los 8,45 MPa de deformación del material, lo que representa un 3.7% del límite elástico.

En la figura 7.21 se muestran las simulaciones de esfuerzo estático no lineal aplicando una carga torcionante y una fuerza en un solo eje a la vez. Cómo se observa en el eje Y se tiene una deflexión del material de 222.88 Mpa, en el eje Z 227.24 MPa y en el eje X 223.56 MPa, vemos que para todos los casos no se pasa el límite elástico del material.

En la figura 7.22 se muestran los resultados de la simulación del sensor aplicando únicamente un *torque* de 634 Nm. Vemos que si bien es cierto, la pieza tiene una buena resistencia a la aplicación de esfuerzos en los ejes X, Y, Z, es posible tener una buena lectura de deflexión en las vigas de soporte llegando a una deflexión de 209MPa, lo cual aún es cercano a límite elástico de 227Mpa.

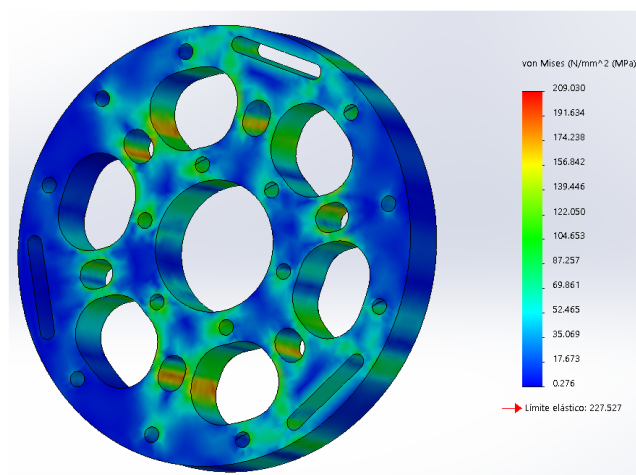


Figura 7.22. Tercer diseño del sensor de *torque*.

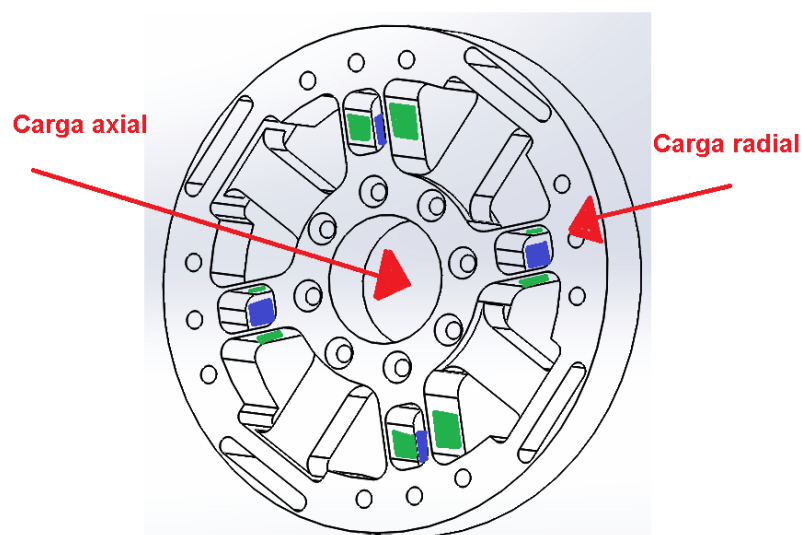
#### 7.1.5.2. Análisis de la sensibilidad y el “crosstalk”

Los resultados de las simulaciones en el segundo y tercer diseño muestran una geometría con 6 vigas. Esta configuración muestra una deformación deseable en los puntos donde irían conectadas las galgas extensiométricas por la intensidad de deformación captada en esos puntos, sin embargo, cuando se aplica una fuerza radial se necesita poder medir esa fuerza en el simulador. Con una configuración de 6 vigas se tiene una distribución de vigas de  $45^\circ$  por viga, al aplicar una carga radial se tienen lecturas de dos vigas a la vez provenientes de la misma dirección. En una configuración que distribuya las vigas en  $90^\circ$  se lograría ubicar la carga radial directamente en las vigas que tienen los sensores posicionados en los puntos para captar este tipo de carga. Las versiones previas de sensor de *torque* y las simulaciones nos permitieron definir una estructura de viga en particular, la cual y se usa en esta última versión.

Para la cuarta versión de sensor de *torque* se toma la forma geométrica de cada viga, se eliminan las otras vigas y se genera una matriz circular de 8 elementos para estructurar vigas idénticas en la circunferencia del sensor. En las versiones anteriores se observa que el corte cilíndrico que está encima de tres de las vigas realmente le da más elasticidad a estas y le da más rigidez a las otras tres vigas,

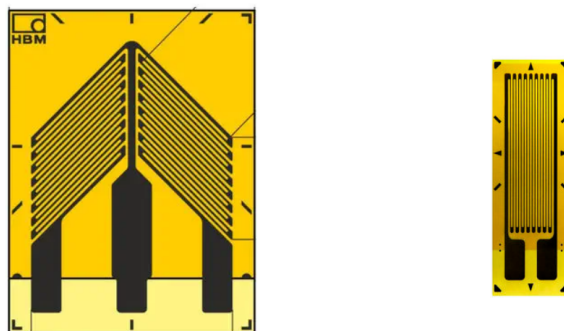
donde se concentran más los esfuerzos. Esto genera lugares más adecuados donde colocar las galgas extensiométricas.

Al necesitarse vigas que generen un ángulo de  $90^\circ$  con otra viga, solo debería ser necesario contar con 4 vigas para el sensor, sin embargo, si solo se colocan 4 vigas los esfuerzos se concentran solo en dos vigas en el momento que se aplica una fuerza axial, cuando debería existir deformación del material en las 4 vigas, esto sucede porque las 4 vigas tienen cortes cilíndricos. Si se quita este corte la concentración de esfuerzos axial y radial no se centra tan efectivamente en las vigas, por esto se diseña el sensor con 8 vigas y no con 4, para darle más elasticidad a 4 vigas, y en las otras 4 concentrar los esfuerzos. Con esto se logra captar cargas en 4 vigas a la vez al aplicar un esfuerzo axial al sensor.



*Figura 7.23.* Posición de las galgas para la cuarta versión de sensor de *torque*.

En los diseños anteriores se consideraba el uso de galgas extensiométricas de lámina únicamente. Para la generación de esta última versión se incluye el uso de galgas extensiométricas de torsión/cizalladura, las cuales miden esfuerzos torcionantes aplicados a los elementos elásticos del sensor. En la figura 7.24 se muestra una imagen de ambos tipos de galgas extensiométricas. En la figura 7.23 se muestra la cuarta y última versión de sensor de *torque*.



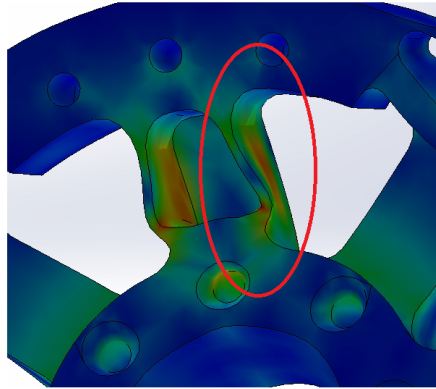
*Figura 7.24.* A la izquierda se muestra una galga extensiométrica de torsión/cizalladura y a la derecha de una galga extensiométrica de lámina.

Fuente: (Brosius et al., 2011)

El objetivo de este diseño es poder colocar galgas laminares en los extremos de los elementos elásticos de las vigas para que puedan medir su tensión y compresión al aplicar cargas al sensor. En la figura 7.25 se muestra como se deforma la viga aplicando una carga en el eje +X. Las pruebas del “crosstalk” se generan únicamente para la última versión de sensor de *torque*.

Para valorar la sensibilidad del sensor se considera la posición donde estarían posicionadas las galgas. Cada par de galgas estaría controlada por un puente de Winston que interpretaría las señales de los sensores. Para generar los datos de la tabla de “crosstalk” se prueban los mismos puntos en ambas direcciones para observar si hay alguna diferencia de comportamiento entre los pares de puntos que alojarían las galgas.

En azul se muestran las galgas que captarían las cargas en *torque*, que en adelante llamaremos posición 1, en verde se muestran las galgas que captarían las cargas radiales, axiales y momento, que en adelante llamaremos posición 2. Cada vez que se genere una simulación en cada grado de libertad (radial, axial, *torque* y momento) se detallaran las medias que se captan en cada una de estas posiciones para valorar cuanta deformación se está generando en esos puntos. Cabe mencionar que los



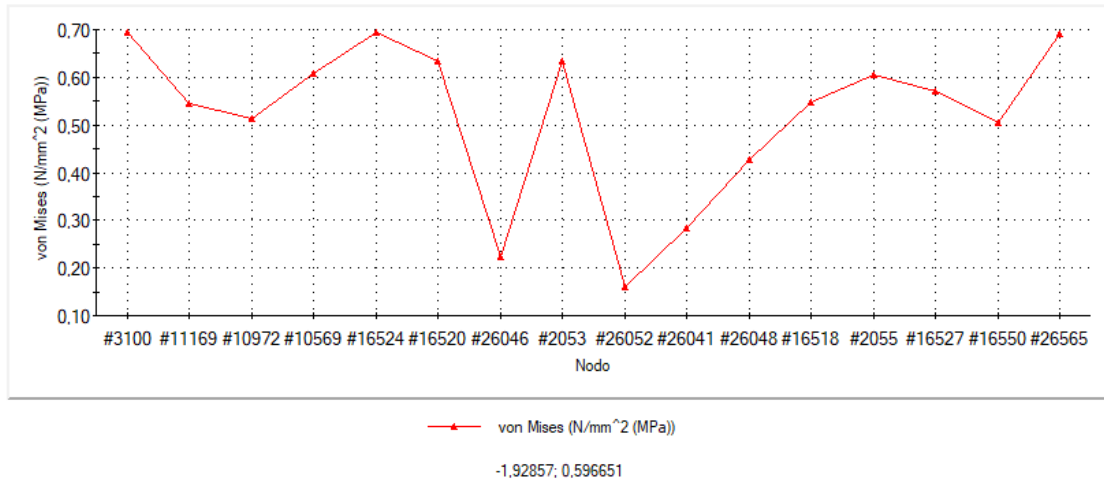
*Figura 7.25.* Tensión y compresión del elemento elástico de las vigas de la cuarta versión de sensor de *torque*.

cuadros verdes y azules solo muestran un lado de la posición de las galgas en cada viga. En total cada viga tendría la capacidad de albergar 6 galgas extensiométricas. De la figura 7.26 a la figura 7.33 se muestran las gráficas de deformación para las cargas axial, radial, *torque* y momento.

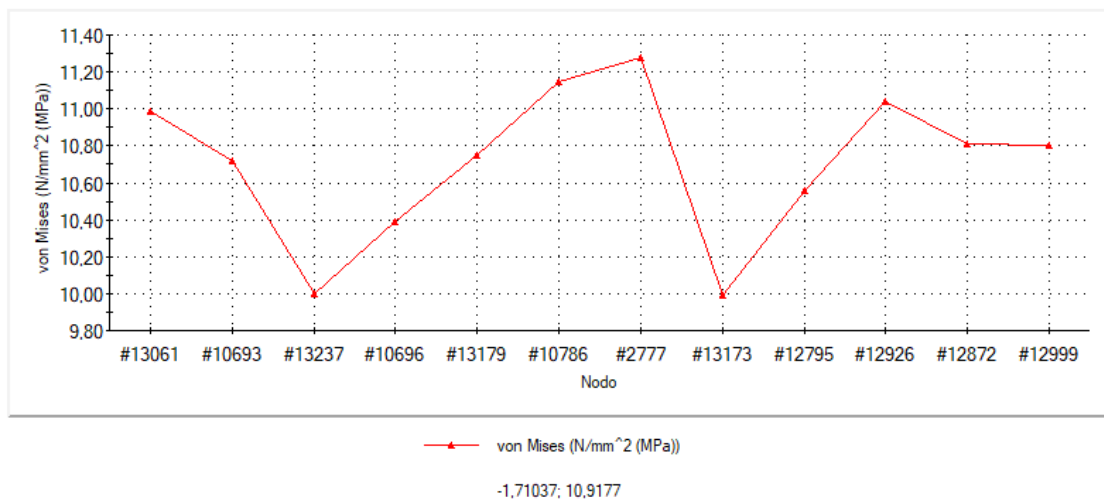
Cada posición tendría 4 galgas, para cada posición de galga se prueban 3 puntos en la simulación. Luego se obtiene un promedio de la deformación en toda la posición 1, lo mismo se hace para obtener el promedio de deformación en el punto 2.

Para realizar las simulaciones se configura un *torque* de 200 Nm considerando que el *torque* que el brazo podría experimentar es de 188.9 Nm como se mostró en los resultados de la optimización. Para las cargas axial y radial se configura una fuerza de 350 N, considerando que la última versión de maqueta de brazo pesa 9 kilogramos, más los 25 kilogramos del objeto a manipular se tendrían 334 N. Si se agrega el 5% del factor de seguridad se obtiene la fuerza que se usa en la simulación.

Para obtener el “crosstalk” se toma una carga, por ejemplo la axial, y se mide la deformación del material en la posición en la cual debería producirse la deformación. Las galgas extensiométricas que se consideran en este trabajo solo se deforman en una dirección, esta se toma como la carga principal y se compara con la deformación



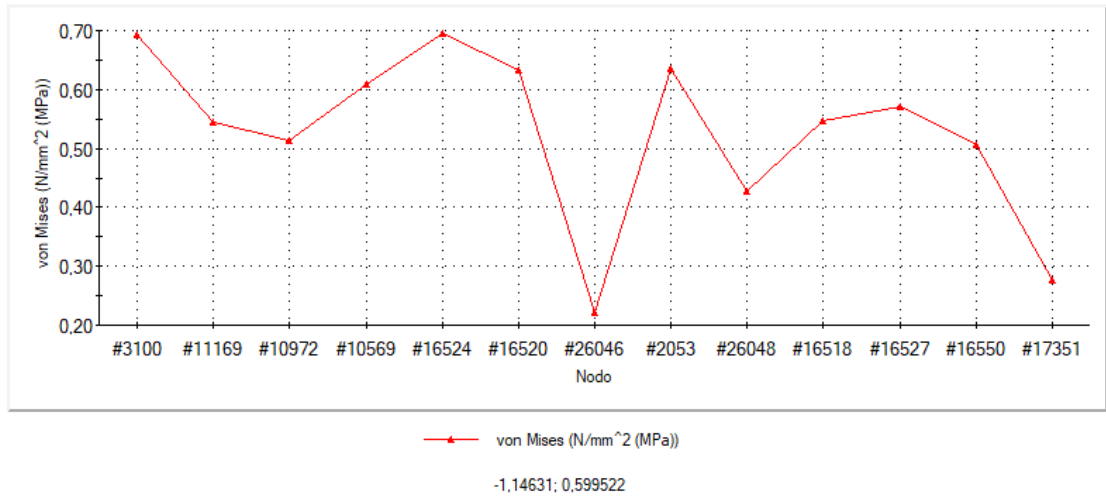
(a) Carga axial +Y,  
posición 1.



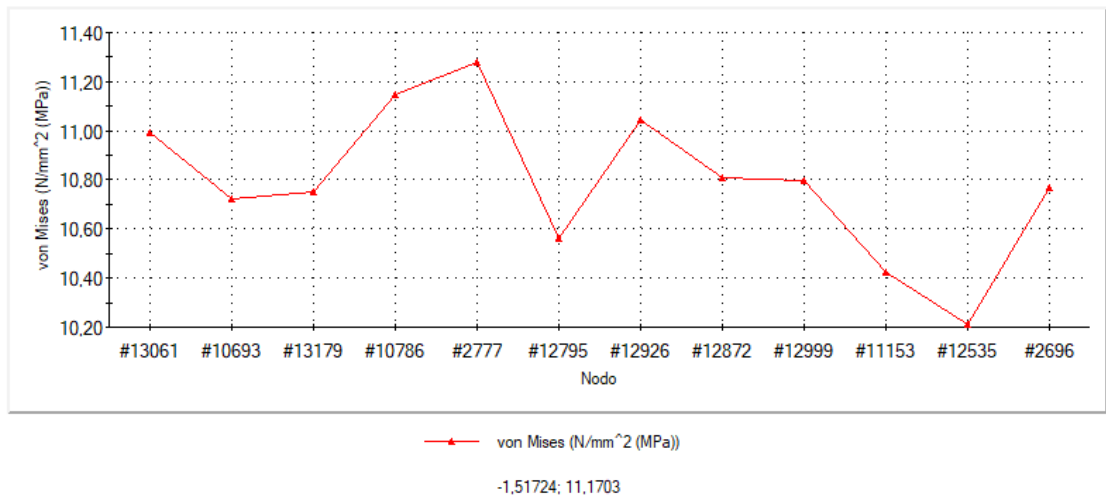
(b) Carga axial +Y, posición 2.

Figura 7.26. Carga Axial en +Y para la posición 1 y 2.





(a) Carga axial -Y,  
posición 1.



(b) Carga axial -Y, posición 2.

Figura 7.27. Carga Axial en -Y para la posición 1 y 2.

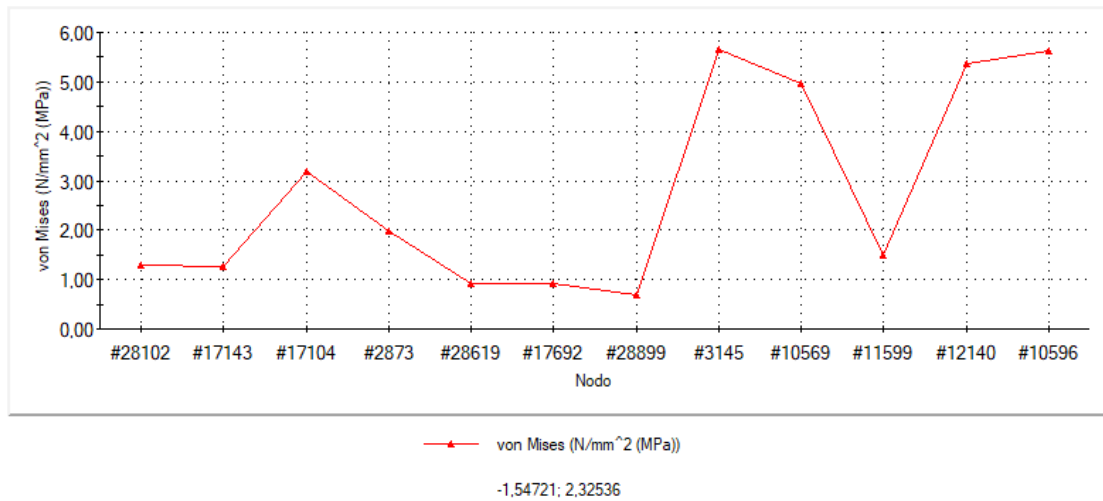
que se está experimentando en la otra posición. En el caso de la carga axial, se debería tener deformación en la posición 2, pero muy poca o nada de deformación en la posición 1.

Los resultados de la simulación aplicando una carga axial a la pieza en +Y y -Y muestran que la deformación del material en la posición 1 para Y+ es de 0.59 MPa y para +Y en la posición 2 es de 10.92 MPa con un “crosstalk” de 5.3 %. Para la misma carga axial en -Y en la posición 1 se tiene 0.51 MPa, y para Y- en la posición 2 se tiene 11.2 MPa con un “crosstalk” de 4.5 %. En la gráfica de la figura 7.26 y 7.27 se muestran los puntos evaluados en las zonas donde estarían colocadas las galgas. Se alcanzan estos resultados manteniendo una tensión de 11.7 MPas

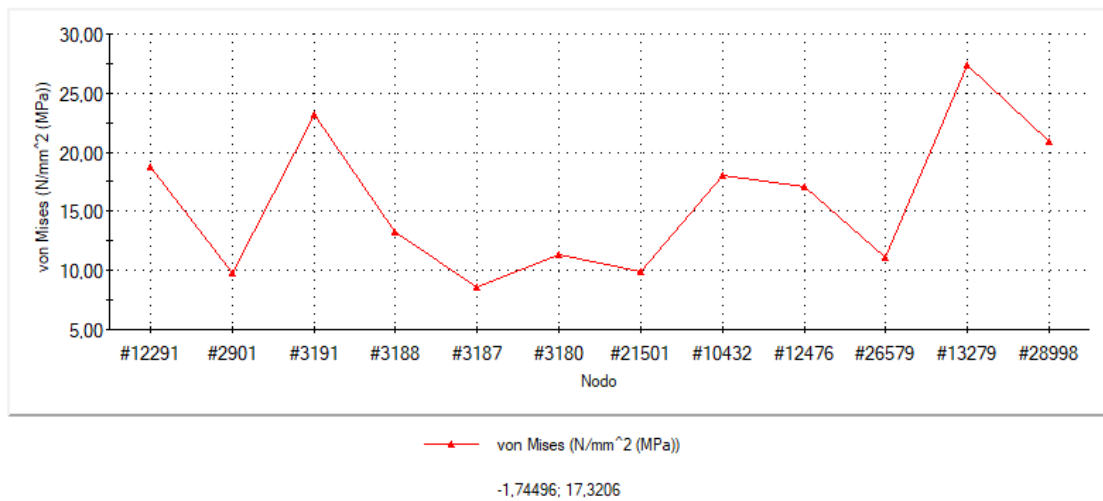
Los resultados de la simulación aplicando una carga radial a la pieza en +X y -X muestran que la deformación del material en la posición 1 para X+ es de 2.38 MPa y para +X en la posición 2 es de 17.45 MPa con un “crosstalk” de 13.6 %. Para la misma carga radial en -X en la posición 1 se tiene 2.1 MPa y en -X en la posición 2 es de 18.1 MPa con un “crosstalk” de 11.6 %. En la gráfica de la figura 7.28 y 7.29 se muestran los puntos evaluados en las zonas donde estarían colocadas las galgas. Se alcanzan estos resultados manteniendo una tensión máxima de 19.8 MPas.

Los resultados de la simulación aplicando una carga de *torque* a la pieza en el sentido horario (SH) y en el sentido antihorario (SAH), muestran que la deformación del material en la posición 1 para SH es de 201 MPa y para SH en la posición 2 es de 28.1 MPa con un “crosstalk” de 13.9 %. Para la misma carga en *torque* en SAH en la posición 1 se tiene una deformación del material de 205 MPa y para SAH en la posición 2 se tiene una deformación del material de 27.2 MPa con un “crosstalk” de 13.2 %. En la gráfica de la figura 7.30 y 7.31, se muestran los puntos evaluados en las zonas donde estarían colocadas las galgas. Durante el estudio no se superan los 265 Mpa de tensión.

Los resultados de la simulación aplicando una carga de momento al sensor en el

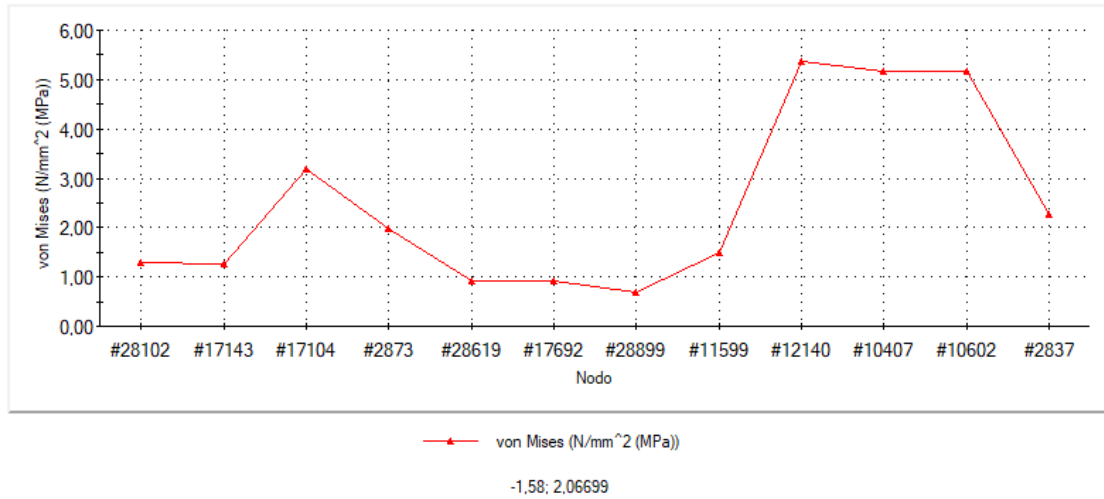


(a) Carga radial +X,  
posición 1.

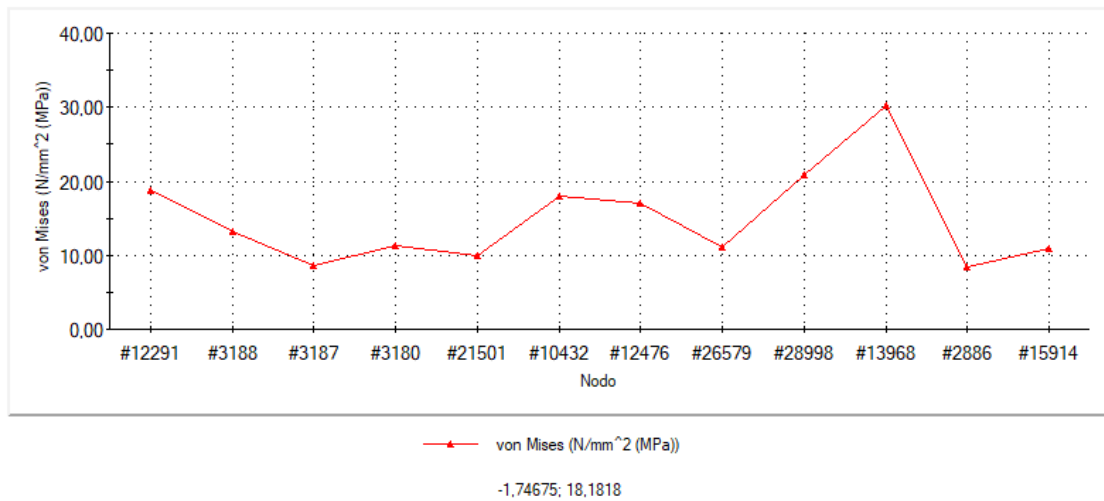


(b) Carga radial +X, posición 2.

Figura 7.28. Carga radial en +X para la posición 1 y 2.

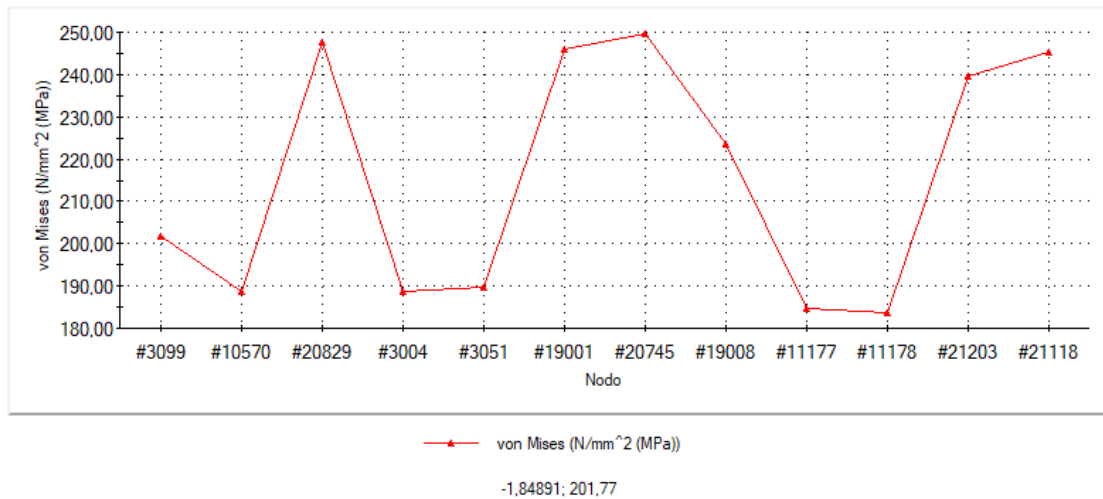


(a) Carga radial -X,  
posición 1.

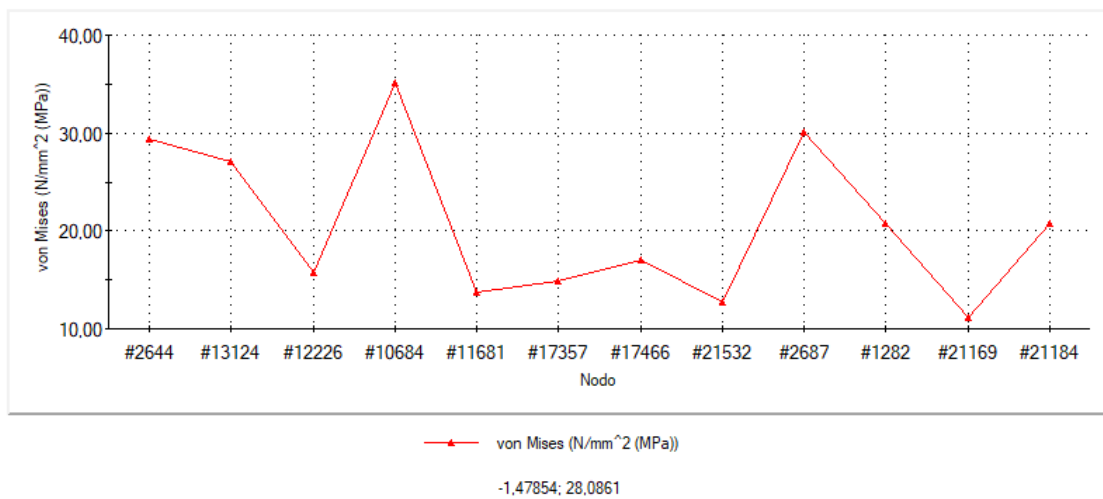


(b) Carga radial -X, posición 2.

Figura 7.29. Carga radial en -X para la posición 1 y 2.

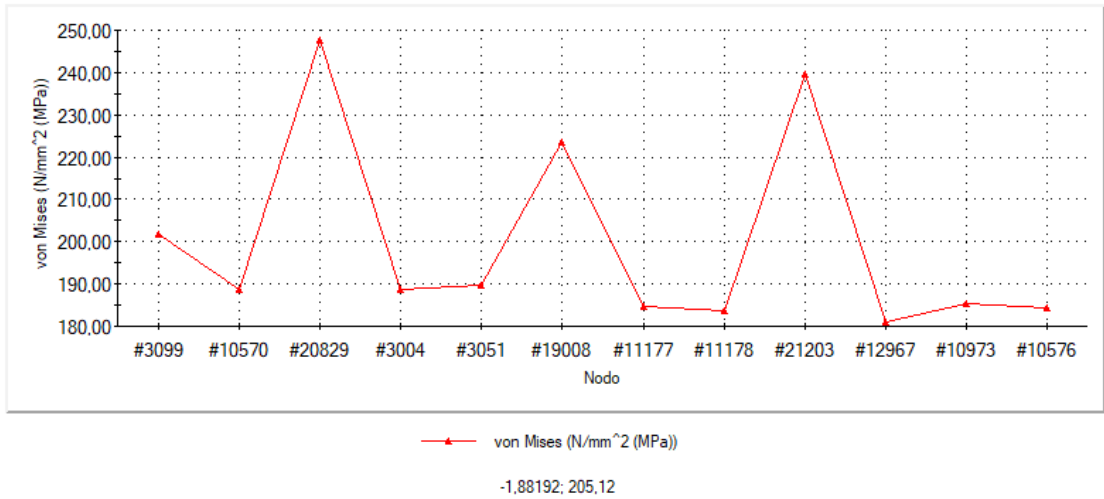


(a) Carga en torsión SH,  
posición 1.



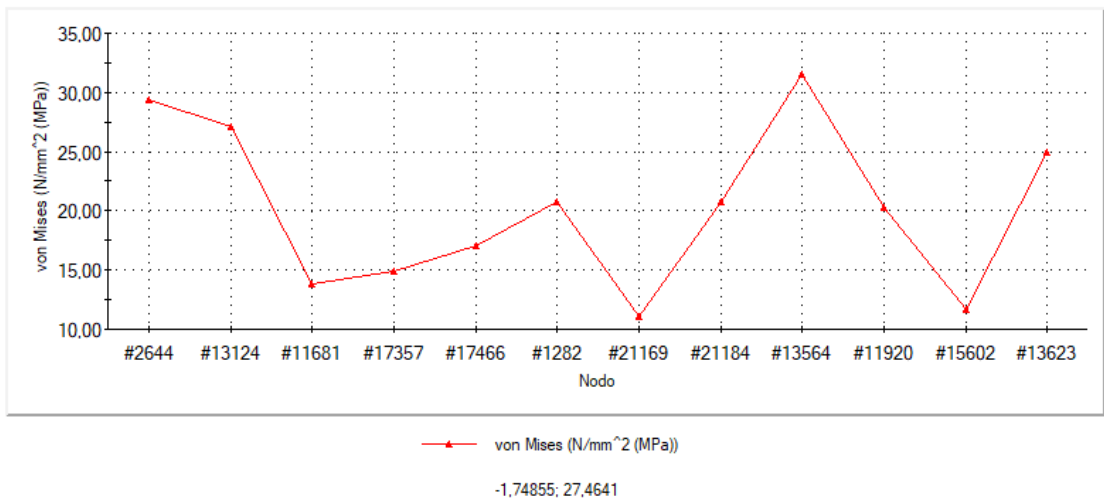
(b) Carga en torsión SH, posición 2.

Figura 7.30. Carga en *torque* en el sentido horario (SH) para la posición 1 y 2.



(a) Carga en torsión

SAH, posición 1.



(b) Carga en torsión SAH, posición 2.

Figura 7.31. Carga en *torque* en el sentido antihorario (SAH) para la posición 1 y 2.

Cuadro 7.5

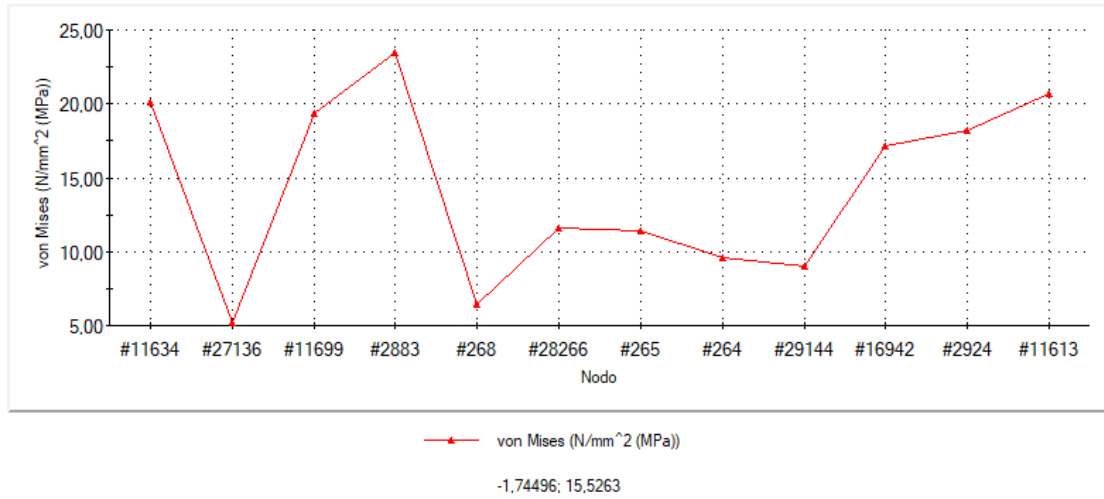
Resumen del “crosstalk” en cada grado de libertad evaluado en el sensor de torque.

Grado de libertad	Sentido	Promedio	Promedio	“Crosstalk” (%)
		de la posición 1 (sección en azul) MPas	de la posición 2 (sección en verde) MPas	
Axial	+Y	0.59	10.92	5.3
	-Y	0.51	11.2	4.5
Radial	+X	2.38	17.45	13.6
	-X	2.1	18.1	11.6
<i>Torque</i>	SH	201	28.1	13.9
	SAH	205	27.2	13.2
Momento	SH	15.5	250	6.2
	SAH	16	245	6.5

sentido horario (SH) y en el sentido antihorario (SAH) muestran que la deformación del material en la posición 1 para SH es de 15.5 MPa y para SH en la posición 2 es de 250 MPa con un “crosstalk” de 6.2 %. Para la misma carga en momento en SAH en la posición 1 se tiene una deformación del material de 16 MPa y para SAH en la posición 2 se tiene una deformación del material de 245 MPa con un “crosstalk” de 6.5 %. En la gráfica de la figura 7.32 y 7.33 se muestran los puntos evaluados en las zonas donde estarían colocadas las galgas.

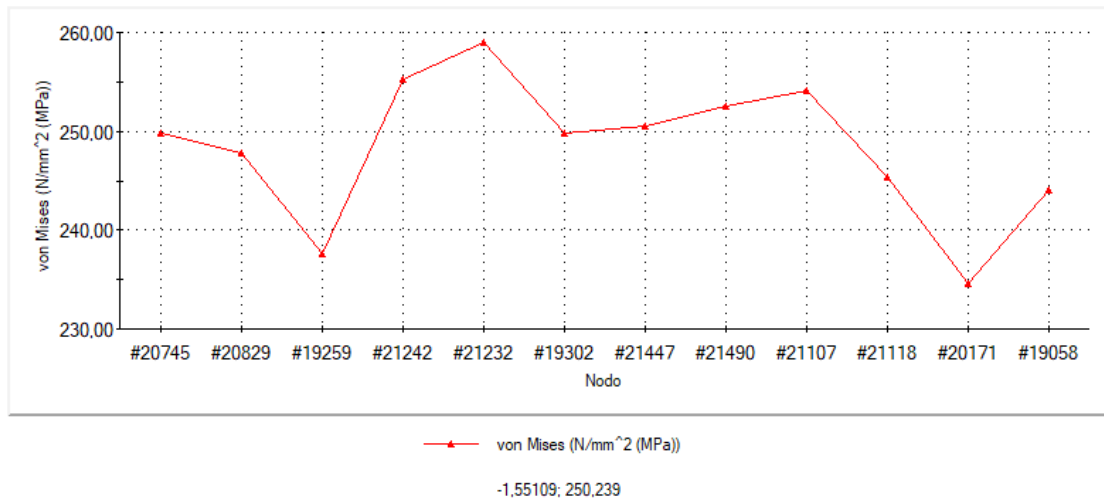
Los resultados del momento son altos en comparación con la carga axial y radial. La carga de momento es comparable con la carga en *torque*. Esta alcanza una tensión máxima en las vigas de 227 Mpas. Nótese que la carga en momento genera la mayor deformación del material en la posición 2, lo que deja la posición 1 como la posición donde se generan mayormente los esfuerzos en *torque*, esto es conveniente porque en la posición 1 puede estar dedicada únicamente a medir los esfuerzos en *torque*, por otro lado, prácticamente todas las cargas superan el 5 % de “crosstalk” deseado en la literatura, esto indica que el sensor de *torque* concentra los esfuerzo en las vigas y en las posiciones que se desea, pero en su estado actual tiene un factor de error más alto de lo deseado.

El programa que se usa para simular los esfuerzos en el sensor de *torque* mues-



(a) Carga en momento

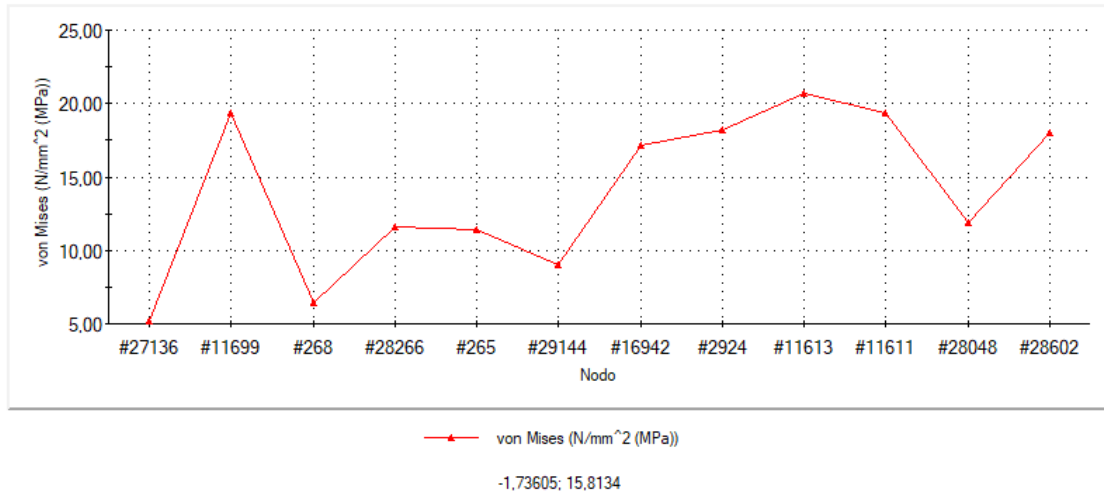
SH, posición 1.



(b) Carga en momento SH, posición 2.

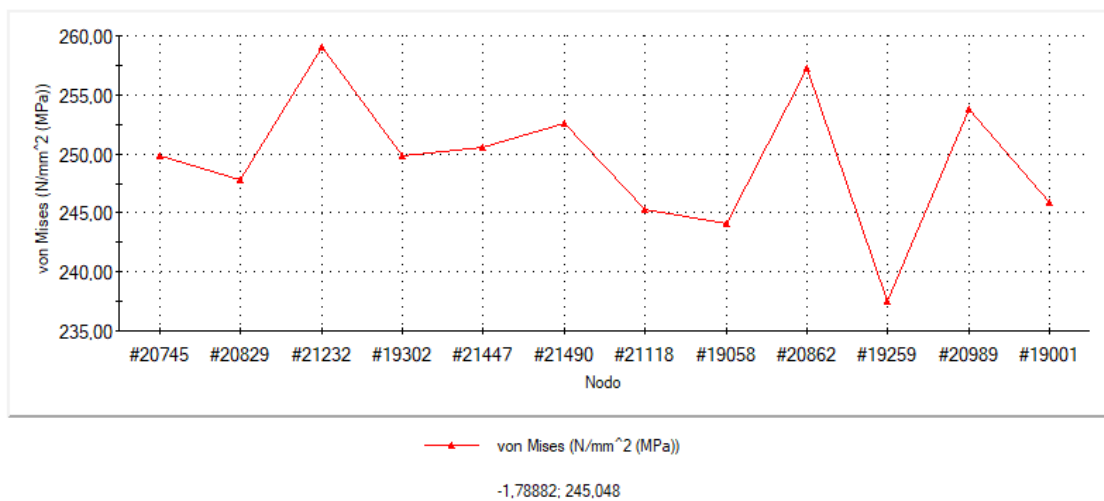
Figura 7.32. Carga en momento en el sentido horario (SH) para la posición 1 y 2.





(a) Carga en momento

SAH, posición 1.



(b) Carga en momento SAH, posición 2.

Figura 7.33. Carga en momento en el sentido antihorario (SAH) para la posición 1 y 2.

tra la tensión, desplazamiento y deformación del material, sin embargo, las galgas que se usan miden deformación en una sola dirección y el programa muestra la deformación del material en todas las direcciones. Esto representa un factor de error importante para validar la sensibilidad del sensor a la hora de medir las deformaciones para obtener la tabla del crosstalk. En la tabla 7.5 se muestran los resultados de las simulaciones aplicando una carga axial, radial, *torque* y momento de forma individual.

La sensibilidad del sensor esta relacionada a la elasticidad de las vigas, y la calidad del sensor esta relacionada a cuan resistente es este a señales cruzadas provenientes de otra galga que no es la deseada, o que no debería mostrar señales de deformación. Vemos que en general se mantiene un “crosstalk” bajo, sin embargo, para que este sensor pase a una etapa de construcción se requiere generar más pruebas simuladas para reducir el “crosstalk” para las cargas radiales, *torque* y momento.

## 7.2. Modificaciones finales del prototipo

En esta sección se muestran los diseños finales de la articulación robótica y la maqueta de brazo robótico final. Aquí se comparan las características geométricas de la última versión de articulación y se detalla la reducción en peso y tamaño de los diseños. Con el nuevo peso y tamaño de la maqueta de brazo se varían los datos de la tabla 7.7 para mostrar los requerimientos finales de *torque* para manipular un objeto de 25 kilogramos.

Para realizar los cambios generales para la última versión de articulación se toman los datos de la tabla 7.2 y 7.1. Estas tablas describen en su mayoría los valores geométricos mínimos alcanzados por el optimizador según el tipo de fluido que se use para refrigerar el actuador de la articulación. Si se observa la tabla 7.6 los valores alcanzados en ambas optimizaciones rondan cifras muy similares. Ambos

Cuadro 7.6

*Valores geométricos finales para el actuador de la articulación.*

Parametros	<i>Potencia vs Volumen</i>	<i>Potencia vs Peso</i>
Radio externo del estator (m) $R_{so}$	0.037	0.036
Radio externo del yoke (m) $R_{sy}$	0.0345	0.034
Largo del estator (m) $L_{st}$	0.046	0.045
Radio del eje (m) $R_{ra}$	0.022	0.0215
Radio del agujeron del eje (m) $R_{rb}$	0.016	0.017
Número de ranuras $N_s$	11.5	12.1
Alto de la zapata (m) $d_{hr}$	0.0020	0.0018
Díametro del alambre de cobre (m) $d_{wb}$	0.00036	0.00040
Número de vueltas de cobre $N_{tur}$	40.3	41.23
Largo de un hilo de cobre (m) $L_{ci}$	2.61	2.59
Número de imanes $N_m$	10.2	10.8
Velocidad angular (rad/s) $\omega$	3.09	3.09

resultados se usan para generar dos diseños de actuadores para valorar su tamaño y peso. En ambos casos las variaciones no superan el 0.8%, por lo que se usan los resultados geométricos de la optimización de la *potencia vs volumen* para la versión final del actuador. Se seleccionan estos valores por que el radio externo del rotor es más pequeño.

Para ambas optimizaciones se alcanza un valor mínimo de entre 0.046 y 0.045 mm para el largo del motor. Teniendo los parámetros finales para el estator, rotor, calibre de alambre y el largo del motor se aplica la misma técnica para sellar el motor. Se diseñan tapas a ambos lados del motor de modo que sea posible inyectar líquido directamente al devanado, al ser un motor de 12 ranuras se integran 6 orificios para que entre y salga el fluido.

En la primera versión de la maqueta de brazo se diseño una estructura tubular que dificulta poder integrar tuberías a las articulaciones. Para este último diseño se cambia la posición de los orificios hacia la parte opuesta a la reducción mecánica. Los extremos de las zapatas se sellan usando resina epóxica para evitar fugas hacia el rotor.

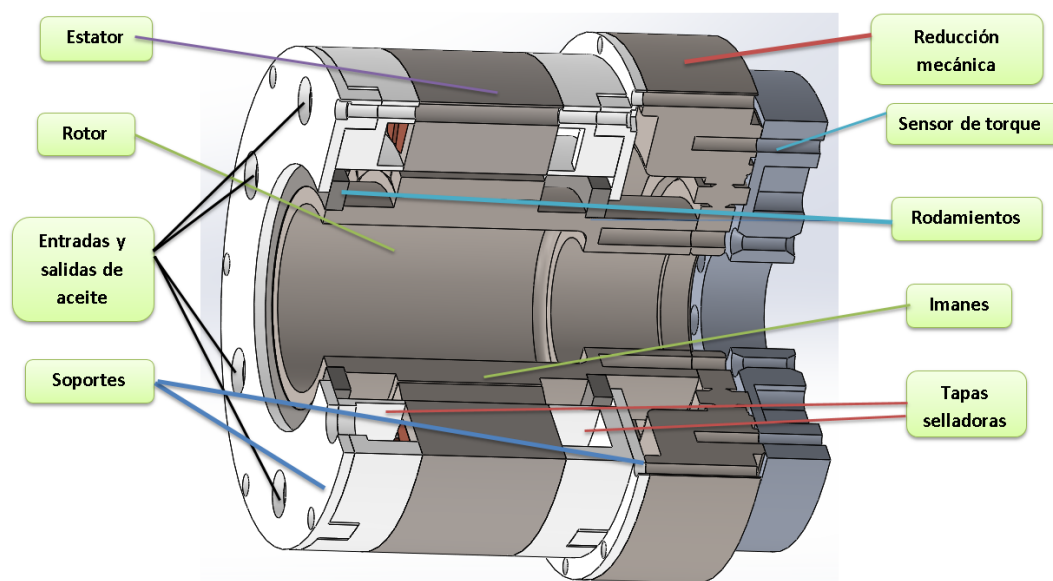


Figura 7.34. Última versión de articulación robótica.

Las tapas selladoras tienen vigas internas para que se dirija líquido por dos ranuras al mismo tiempo. Se reduce el grosor del eje del rotor y se cambian los rodamientos por unos más pequeños pero que resistan la exigencia de potencia y velocidad, finalmente se diseñan soportes para los rodamientos y los conectores de las mangueras, en este último diseño se integra la reducción mecánica SHD-25-160-2sh y la versión final del sensor de *torque*. En la figura 7.34 se muestra la vista transversal de la articulación robótica.

Asignado los materiales correctos para cada componente e integrando la reducción mecánica y el sensor de *torque*, se tiene que la articulación tiene un peso total de 1.46 kilogramos, un volumen de  $0.000310 \text{ m}^3$  y un área de superficie de  $0.17744792 \text{ m}^2$ . La primera versión de articulación tiene un peso de 2.71413 kilogramos, un volumen de  $0.00061071 \text{ m}^3$  y un área de superficie de  $0.32971150 \text{ m}^2$ . Con los cambios realizados se tiene una articulación más liviana y pequeña que sus versiones anteriores.

Para las últimas dos articulaciones se consideran los nuevos requerimientos de *torque* de la tabla 7.7, donde se indica que para levantar el objeto de 25 kilogramos se necesita que el *torque* de la sexta articulación sea de 31.01 Nm. Si se considera

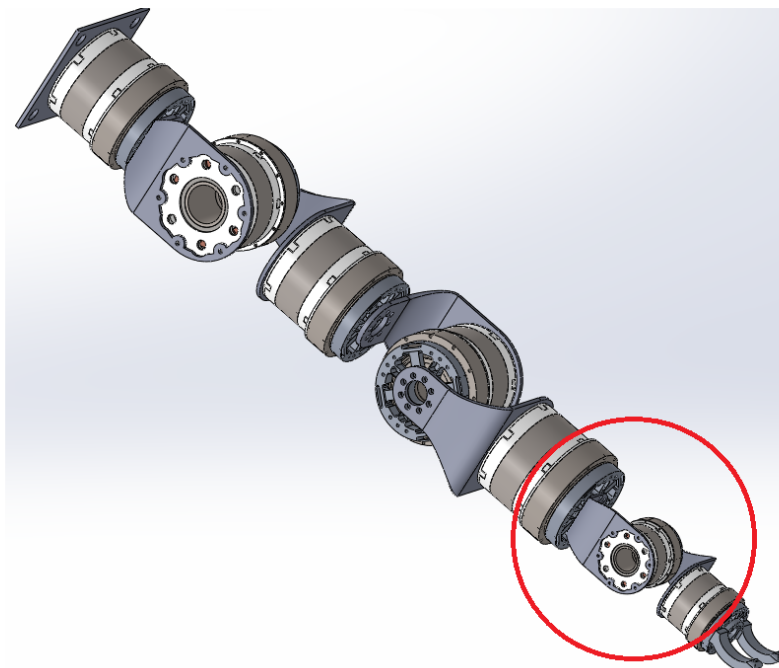


Figura 7.35. Última versión de maqueta de brazo robótico.

Cuadro 7.7

Valores finales de torque para manipular un objeto de 25 kg.

Número de articulación	Torque en N.m
T6	9.568
T5	31.014
T4	42.922
T3	86.836
T2	110.262
T1	159.692
T0	188.996

que el actuador de la articulación mostro teóricamente en la optimización que tiene un *torque* de 185.06 Nm, entonces, se considera que una articulación de una cuarta parte del tamaño y peso de la articulación en estudio podría entregar una media de 46 Nm, *torque* necesario para cubrir los 31.01 Nm que se requieren.

La primera versión de maqueta de brazo pesa 19 kilogramos y mide 1.02 m. El peso total de la última versión de brazo es de 9.007 kilogramos y mide 75.07 cm. En la figura 7.35 se muestra la maqueta de brazo robótico final, en rojo se muestran las articulaciones reducidas. El peso de la articulación reducida es de 0.375 kilogramos.

Cabe mencionar que los resultados de la tabla 7.7 fueron tomados en consideración para concluir con los resultados de las dos optimizaciones realizadas, además, en esta última etapa no se hacen estudios electromagnéticos de este nuevo actuador porque el simulador no tiene la capacidad de simular la forma cómo se inyecta líquido y se enfría el devanado en este trabajo. Para esto se valida la geometría térmica por medio de pruebas experimentales con dos prototipos de estatores para un actuador de articulación robótica en un banco de pruebas.

La articulación reducida solo se toma de referencia para calcular un peso y tamaño de brazo robótico de 7 grados de libertad, sin embargo, esta debe ser diseñada y desarrollada a fondo en etapas posteriores del proyecto.

### **7.2.1. Tiempo de simulación de los programas seleccionados**

Los resultados finales se obtienen a partir de cuatro programas de diseño y simulación, estos son: solidworks, Ansys, EMS y Flow simulation, los dos últimos se pueden usar en conjunto con solidworks. En esta sección se discute sobre el tiempo de simulación y la eficiencia de cada simulador en base a los resultados obtenidos y el tipo de simulación realizada.

En análisis electromagnético del actuador de la articulación se configura en el

programa de simulación EMS , en este se configura un estudio estático para analizar el comportamiento térmico del actuador al inyectar corriente y una carga. La simulación toma en promedio un tiempo de 30.5 horas usando una computadora con 64 Gb de memoria RAM y un procesador core i7 de quinta generación. Este tiempo refleja solo lo que toma la simulación que finalmente converge con los resultados que se usan en este estudio, sin embargo, se hacen pruebas con más configuraciones que tardan de entre 5 a 200 horas, resultando en una pérdida de la capacidad computacional de equipo de cómputo o un fallo en los datos recolectados.

Si este tipo de simulación se compara con otros programas de simulación como Ansys, el tiempo de simulación es relativamente más corto si se usa EMS, sin embargo, para poder afirmar esto con certeza se tendría que configurar la misma simulación en ambos programas para evaluar su desempeño en las mismas condiciones.

Para las simulaciones CFD se usando dos programas, flow simulation y el paquete de fluidos de Ansys. Para evaluar el comportamiento de los primeros prototipos para la geométrica térmica se usa Ansys, las primeras simulaciones toman un tiempo de entre 5 y 15 días para converger con los resultados, esto se debe a la complejidad de la geométrica en estudio. El tiempo que se toma para realizar cada simulación es de alrededor de 5 días, por otro lado, flow simulation toma 37 horas para converger con los resultados configurando el mismo tipo de simulación. Lo que refleja que el segundo programa es más rápido, sin embargo, este no tiene la cantidad de opciones de configuración que si permite Ansys. Para los propósitos de este trabajo Flow simulatin ofrece lo necesario para usarlo como el programa de simulación para el estudio del comportamiento del fluido dentro del motor.

Para el análisis estático del sensor de torque y el análisis de las piezas mecánicas de la maqueta de brazo robótico se usa la herramienta de simulación de solidworks, al realizar simulaciones estáticas no líneas al sensor de torque en promedio se toma un tiempo de 15 minutos en converger con los resultados. Para poder validar la idoneidad del solido se deben realizar 6 simulaciones en total, lo que suma un total de

Cuadro 7.8

*Comparación del tiempo de convergencia de resultados de cada programa de simulación usado.*

Software de simulación	Tipo de simulación	Tiempo de convergencia
EMS	Análisis Electromagnético	30.5 horas
Flow Simulation	Análisis de Fluidos	37 horas
Solidworks Simulation	Análisis estático no lineal	15 minutos
Ansys	Análisis de Fluidos	5 días

90 minutos de tiempo de simulación, esto para la última versión de sensor de torque, si se cuentan las 3 versiones anteriores este tiempo se incrementa. En individual el software permite una configuración de parámetros muy útil, y no toma mucho tiempo en converger con los resultados, pero si se debe usar una computadora con procesamiento de al menos 64 Gb de RAM, si se usa menos RAM el tiempo aumenta de 15 minutos a 2 horas.

En definitiva, los programas de simulación usado permiten definir resultados importantes que nos permiten hacer cambios estratégicos para mejorar los diseños, sin embargo, el tiempo de simulación es considerable y requiere configuraciones que toman varias horas en definir, además hay muchos factores de errores que no se toman en cuenta que sí suceden en el mundo real como la fricción, por ejemplo, por otro lado, una simulación es necesaria para optimizar el mecanismo en estudio y esto se logra con la seguidilla de simulaciones configuradas en este trabajo. En la tabla 7.8 se muestra el tipo de simulación, los programa de simulación y el tiempo que toma cada simulador para converger con los resultados.



## 7.3. Geometría térmica implementada

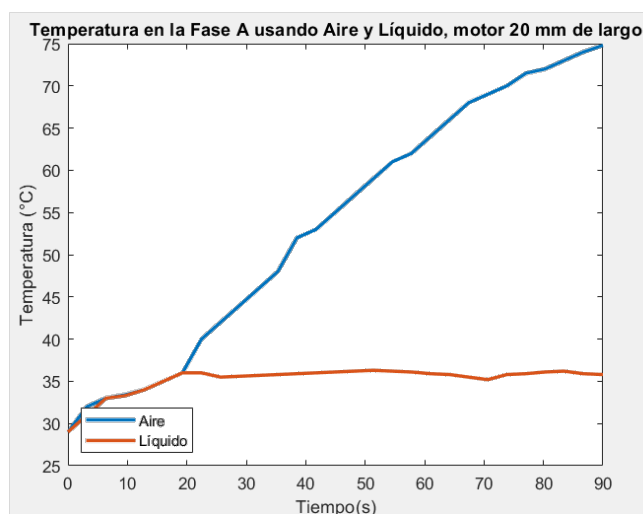
En esta sección se presentan los resultados de la geometría implementada donde se mide la reducción de calor del devanado de cada estator al usar la técnica de refrigeración forzada y refrigeración con aire para evaluar cual técnica extrae más calor del interior del actuador. Los resultados de este estudio permiten comparar y validar la reducción en temperatura alcanzada en la sección de optimización. Donde se logra reducir la temperatura de entre 43.5 a 50.3 °C al usar líquido para enfriar la articulación, en este experimento solo se valida la extracción de calor al inyectar corriente directamente a las tres fases del devanado del actuador.

El programa implementado se configura para entregar tres datos de temperatura con respecto a los tres sensores ubicados en diferentes partes del estator. El comportamiento de los datos entregados por los sensores es bastante sensible al campo electromagnético generado en las bobinas del motor.

Las figuras adjuntas en esta sección muestran gráficas de temperatura de cada sensor ubicado en el estator del motor mostrando la temperatura alcanzada durante el experimento, el algoritmo que lee y convierte los datos de los sensores de temperatura se integra a una sección recurrente que examina los datos durante un período de 90 a 120 segundos. No se extiende más este tiempo porque la alta corriente inyectada al devanado podría dañar permanentemente los cables de alimentación o fundir la soldadura de las uniones del sistema.

### 7.3.1. Motor BLDC de 20 mm de longitud refrigerado con aire y aceite

El gráfico de temperatura de la fase A y el extremo del devanado muestra un comportamiento creciente en términos de temperatura cuando se aplican 24 voltios



*Figura 7.36.* Temperatura de la fase A en condiciones de aire y aceite, motor de 20 mm de longitud.

y 83 amperios a plena carga al devanado del estator usando una fuente de corriente continua. Al usar aire para enfriar el estator, la fase A alcanza los 74.82 °C y el extremo del devanado alcanza los 78.77 °C. Cuando el tiempo de calentamiento es de 90 segundos, la temperatura del estator no aumenta mucho, sin embargo, alcanza una temperatura de 34.57 °C. En las figuras 7.36, 7.37, 7.38 se muestran las gráficas sobre el comportamiento térmico resultante.

Al aplicar aceite refrigerante al motor, la temperatura disminuye considerablemente en el mismo período de tiempo aplicando la misma intensidad eléctrica que en el caso del aire. La fase A muestra una temperatura máxima de 35,58 °C y la cabeza del devanado alcanza una temperatura de 34,83 °C. Como la temperatura del devanado no aumenta mucho, la temperatura del estator solo alcanza los 27.90 °C. Teniendo en cuenta el factor de error del sensor y el hecho de que en los casos de enfriamiento de aire y aceite la temperatura inicial es de 26,88 °C, es posible notar que la temperatura en aumento en el devanado del estator usando el sistema de enfriamiento por aceite es despreciable. La gráfica de la fase A que muestra el

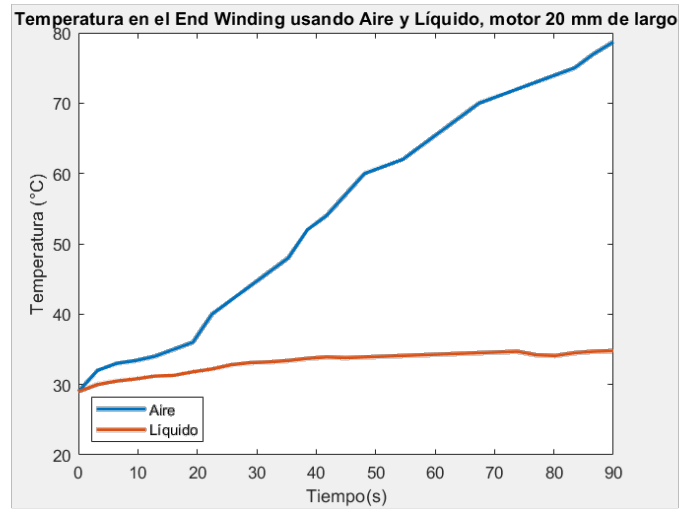


Figura 7.37. Temperatura de la cabeza del devanado en condiciones de aire y aceite, motor de 20 mm de longitud.

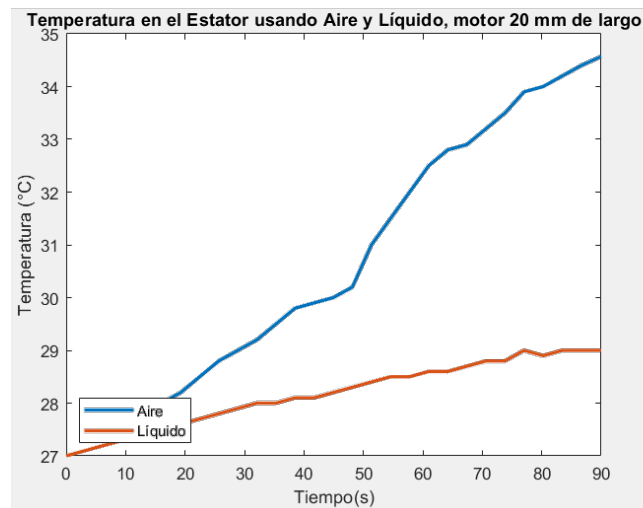
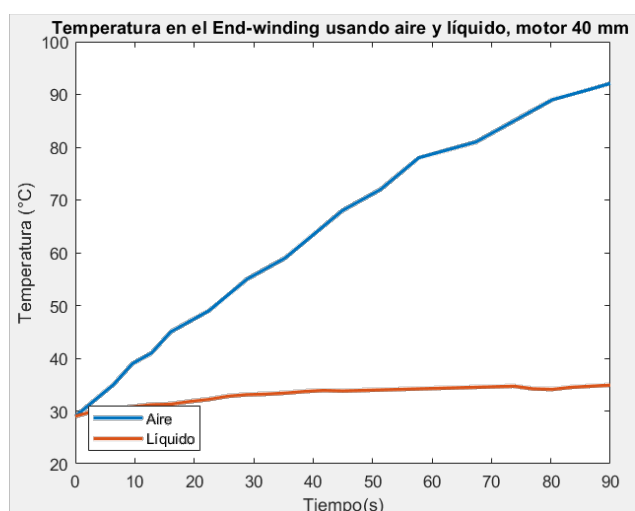


Figura 7.38. Temperatura en el estator en condiciones de aire y aceite, motor de 20 mm de longitud.

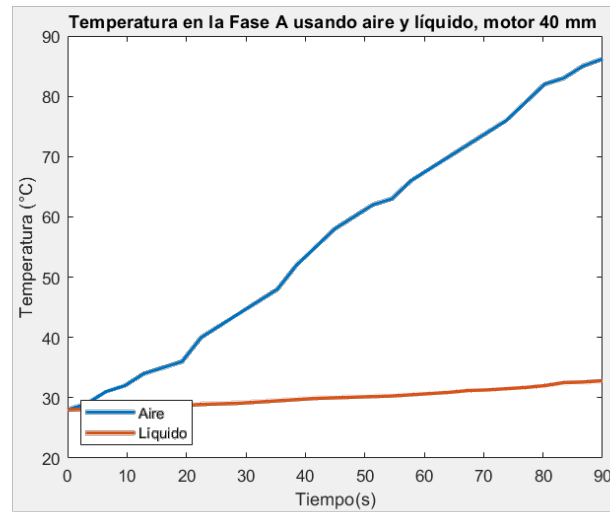


*Figura 7.39.* Temperatura de la cabeza del devanado en condiciones de aire y aceite, motor de 40 mm de longitud .

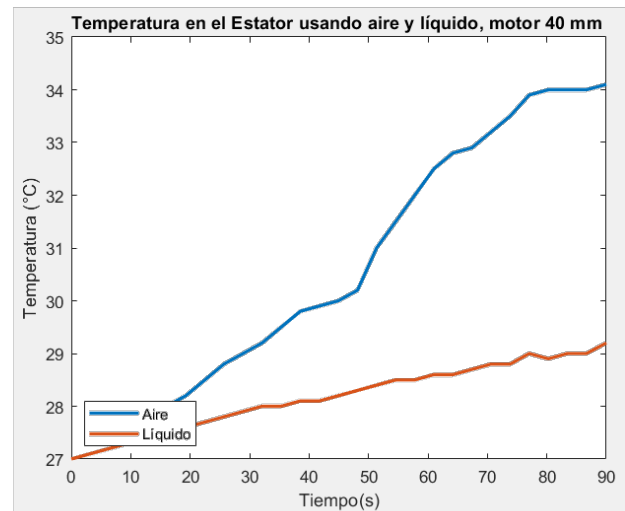
enfriamiento por líquido muestra un establecimiento en el aumento de temperatura en el segundo 21, esto evidencia cómo la temperatura interna del actuador es proporcional al caudal del líquido que inyecta la bomba al sistema. En la cabeza del devanado sucede en el segundo 26.

### 7.3.2. Motor BLDC de 40 mm de longitud refrigerado con aire y aceite

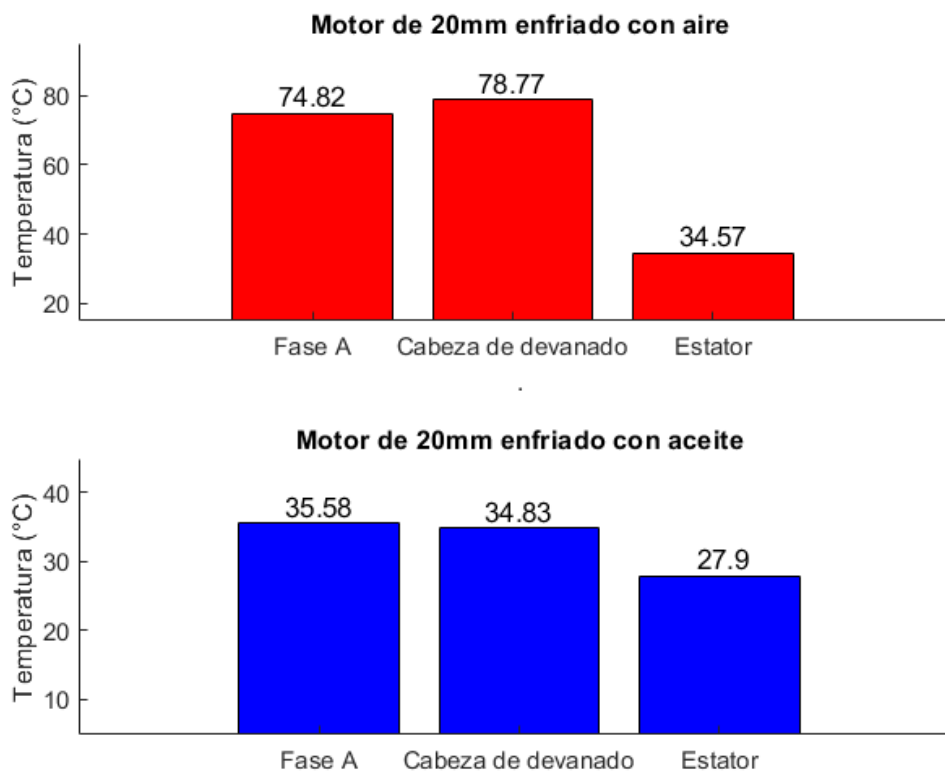
Se integra la geometría de enfriamiento a un estator de 40 mm de longitud, con 12 ranuras, se utiliza la misma metodología y fuente de energía para calentar el devanado de este motor eléctrico, al enfriar el motor con aire, la temperatura de la cabeza del devanado es de 92.1 °C; la fase A llega a 86.2 °C y la sección externa del estator resulta en 33.4 °C. En este experimento, se amplía el tiempo de calentamiento hasta 120 segundos para evaluar un escenario más crítico para el motor. Los resultados se presentan desde la figura 7.39 a la figura 7.41.



*Figura 7.40.* Temperatura de la fase A en condiciones de aire y aceite, motor de 40 mm de longitud.



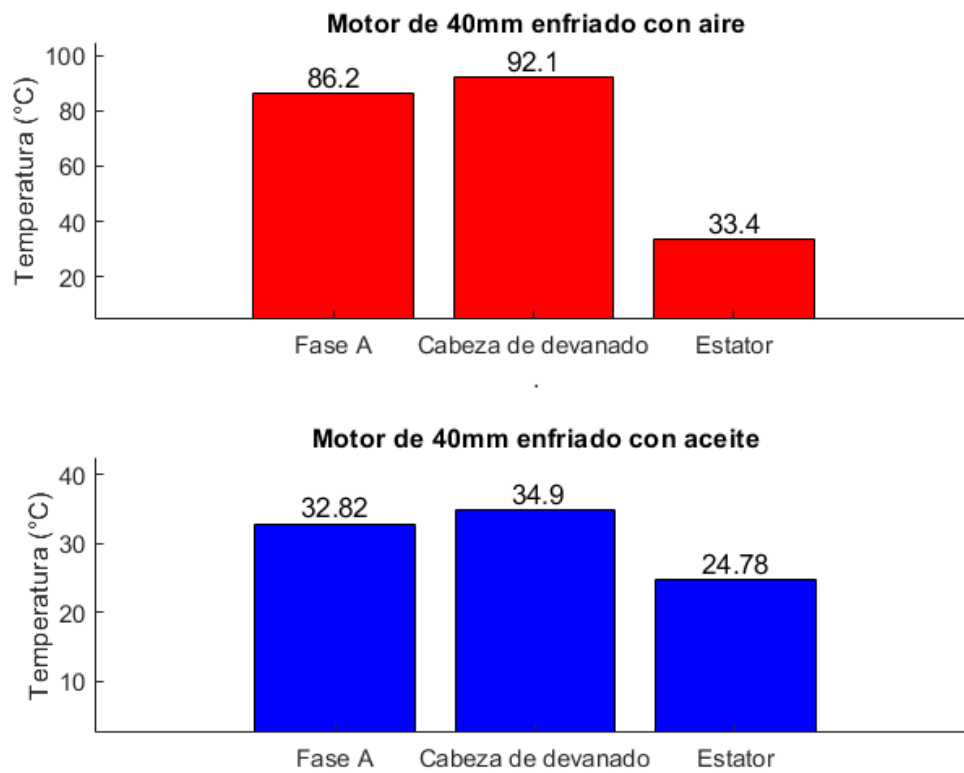
*Figura 7.41.* Temperatura del estator en condiciones de aire y aceite, motor de 40 mm de longitud.



*Figura 7.42.* Temperatura de la fase A, cabeza de motor y el estator en condiciones de aire y aceite, motor de 20 mm de longitud.

Al inyectar líquido dentro del motor la cabeza del devanado alcanza una temperatura de 34,9 °C, la fase A muestra una temperatura de 32,82 °C y la parte externa del motor alcanza una temperatura de 29,78 °C, la temperatura inicial del devanado en condiciones de aire y aceite es de 24,78 °C, si se comparan los datos de temperatura usando aire y aceite vemos que al inyectar líquido dentro del motor de 20 mm de forma forzada se logra reducir la temperatura del motor en la fase A en un 52,44 %, en la cabeza del devanado 55,78 % y en la parte externa del estator la temperatura solo varía en 6,67 °C.

En el caso del motor de 40 mm se logran una reducción de temperatura en la fase A de 61,9 %, en la cabeza del devanado 62 % y la temperatura externa del estator se reduce en 10,83 %. Un resumen con los resultados se muestra en la gráfica 7.42 y 7.43.



*Figura 7.43.* Temperatura de la fase A, cabeza de motor y el estator en condiciones de aire y aceite, motor de 40 mm de longitud.

En este experimento se busca estudiar el comportamiento de térmico de los devanados del motor y la temperatura externa del estator en condiciones de alta corriente. Se observa una clara reducción de temperatura cuando se inyecta líquido en el devanado del motor. La reducción de temperatura fue tan alta que no fue necesario usar el intercambiador de calor mostrado en el banco de pruebas, ya que el tanque de aceite está fabricado en aluminio, por lo que el tiempo que el aceite permanecía en él lograba bajar su temperatura a un valor cercano a la temperatura ambiente.

Desde otra perspectiva, este experimento usa un tanque de aceite grande que tiene al menos el doble del aceite necesario, lo que ayuda a enfriar más rápido el aceite caliente proveniente del motor. El tiempo del estudio es reducido, lo que limita observar una tendencia de uso más exhaustiva. Sería deseable poder realizar un estudio de este tipo por al menos 20 minutos, aunque, la intensidad de corriente tendría que reducirse porque en el experimento de 120 segundos la temperatura que alcanzaron los cables de alimentación fue tanta que su aislamiento comenzó a derretirse.



## Conclusiones y Recomendaciones

En este trabajo se desarrolla un prototipo de articulación robótica que integralmente incluye aceite como fluido de refrigeración para reducir de forma forzada la temperatura interna del actuador y generar una articulación potente con respecto a su volumen y peso. A continuación, se describen las conclusiones generales del proyecto.

La geometría de enfriamiento que se estudia en este trabajo inyecta aceite forzosamente a través del devanado del motor mediante el uso de un sistema de control, sensores de temperatura, sistema de potencia, tanque de aceite y una bomba centrífuga. La geometría se pone a prueba en condiciones de aire y aceite. Cuando el motor de 20 mm de longitud se enfría usando aceite en la fase A, se muestra una disminución de la temperatura del 52.44 %, la temperatura en la cabeza del devanado disminuye un 55.78 %, y la parte externa del estator disminuye un 19,29 %. En el caso del motor de 40 mm de longitud, la disminución de la temperatura en la fase A es del 61,92 %, en la cabeza del devanado es del 62 %, y la sección externa del estator es del 10,83 %.

Cuando se exige un alto esfuerzo al motor mientras está frío, es mejor enfriar el devanado directamente, ya que no habría generación inmediata de calor en el estator, lo que representa una mejora sustancial en la extracción de calor al implementar la técnica de impregnación presentada en este trabajo comparado al uso de una chaqueta térmica.

Al enfriar la parte externa del motor solo se reduce la temperatura del actuador cuando el estator está caliente, pero no cuando el motor realiza una tarea muy exigente en cortos períodos de tiempo, esto se aplica cuando la articulación comienza a ejecutar una tarea exigente a temperatura ambiente. Mediante el uso de la técnica

de impregnación forzada es posible obtener una mejora en la extracción de calor sobre la integración de una camisa térmica.

La simulación electromagnética muestra el comportamiento térmico de dos actuadores al ser excitados con una corriente eléctrica. Los datos de temperatura, gradiente de temperatura y flujo de calor producido en los actuadores funcionan como datos iniciales para la simulación CFD de la geometría térmica, además son los que se analizan para tomar decisiones sobre el diseño de la geometría que mejor cumple la función de extraer calor del actuador.

La temperatura generada a una misma excitación en ambos motores produce un aumento de más de 100 °C. Para el motor de 20 mm de largo la temperatura alcanza niveles mayores por la reducción de material. El flujo de calor en el motor más largo muestra una mejor distribución de calor uniforme en todo el estator, sin embargo, se alcanzan mayores valores de flujo de calor en el motor más corto, contrariamente este valor no refleja una uniforme distribución de calor en el diseño, puesto que el flujo de calor está muy centralizado en zonas específicas.

Se analiza la estructura geométrica del estator y como se distribuye el campo magnético en el yoke del rotor, el yoke del estator y los dientes del estator. Lo que permite observar si estos contienen suficiente material para distribuir los campos magnéticos para evitar saturar el material. De estos datos depende la variación del radio externo del estator y el radio interno del agujero del eje del rotor por donde se conducirían cables y tuberías, lo que modifica el peso y volumen del actuador de la articulación. Estos datos funcionan para hacer consideraciones durante la optimización del actuador para la articulación.

Durante la generación de los diseños, se estudia la geometría más idónea para fungir como sensor de *torque* de una articulación robótica que sería parte de un brazo robótico de 7 grados de libertad. Se describen los criterios de cambio geométrico generados a partir de los resultados de las simulaciones de esfuerzos estáticos no

lineales en 4 prototipos de sensor de *torque*.

En el tercer diseño se muestra que el mayor esfuerzo experimentado no supera los 8,45 MPa de deformación del material, lo que representa un 3.7 % del límite elástico, además se muestran los resultados de la simulación del sensor aplicando un *torque* de 634 Nm. Vemos que si bien es cierto, la pieza tiene una buena resistencia a la aplicación de esfuerzos en los ejes X, Y, Z, es posible tener una lectura aceptable de deflexión en las vigas de soporte llegando a una deflexión de 209MPa, lo cual aún es cercano al límite elástico del material que es de 227 Mpa.

Para tener un mejor control de la lectura de datos de deformación que se concentran en las vigas, este tercer diseño se cambia a un diseño con 4 elementos elásticos donde estarían ubicadas las galgas extensiométricas, para esto se usa la misma geometría del tercer diseño y se configura un arreglo de 8 vigas. Con esta nueva configuración se logra tener control a nivel simulado de la dirección del esfuerzo que se aplica a cada grado de libertad que se simula.

Los resultados en esta última geometría muestran que para cargas de *torque* se logra tener un porcentaje de “crosstalk” por debajo del 13.9 %. Para cargas axiales se alcanza un “crosstalk” del 5.3 %. Para cargas radiales un “crosstalk” de 13.6 % y para carga de momento un “crosstalk” de 6.5 %. Estos datos muestran la sensibilidad del sensor cuando se aplica una carga radial y axial de forma individual de 350N, y una carga de *torque* y momento de forma individual de 200 Nm.

El programa de simulación que se usa para obtener los datos no muestra la dirección del desplazamiento resultante en cada simulación. La dirección de la deformación es indispensable para saber si el lugar que se escoge para colocar las galgas es el más indicado ya que estas solo otorgan valores cuando se flexionan en una sola dirección. Lo ideal sería poder medir con exactitud la dirección de la deformación de modo que a nivel simulado se pueda aproximar el comportamiento del sensor en un ambiente real.

En relación al escalamiento, en la figura 6.4 se observa la relación que existe entre variables que definen las características de un motor BLDC dedicado a fungir como el actuador de una articulación robótica. Estas características relacionan la generación de campo magnético y potencia, el tamaño del actuador, por medio del radio externo del rotor y el área transversal de la ranura, el peso del motor, usando las características del devanado y el comportamiento térmico del motor analizando la intensidad de corriente inyectada como las pérdidas del cobre y su cambio de resistencia afectan el cambio de temperatura generado dentro del motor.

La relación de estas variables nos permite obtener un motor distinto cuando se usa aceite o aire para reducir la temperatura interna de un actuador eléctrico para una articulación robótica. Esta variación relaciona las propiedades químicas del fluido presente dentro del motor e incrementa o disminuye sus medidas geométricas variando también el volumen y peso del motor para obtener un incremento de potencia a la salida de su eje.

La forma ideal de validar estas relaciones es por medio de la construcción de dos actuadores usando aire y aceite, donde ambos se pongan a prueba levantando un objeto pesado y monitoreando la temperatura interna del actuador con respecto a la potencia de salida de ambos motores considerando el peso y volumen final de ambas configuraciones.

Con respecto a la optimización, al observar la gráfica 7.2 y 7.1 se tiene que es posible alcanzar una potencia de entre 860.26 y 880.88  $W$  si se inyecta aceite dieléctrico directamente en el devanado de un actuador eléctrico para una articulación robótica con el propósito de enfriar su interior. Por el contrario, si se usa aire para enfriar la misma articulación se alcanza una potencia de entre 272 y 276  $W$ . Si se compara la potencia alcanzada por una articulación enfriada con una camisa térmica se tiene que la potencia aumenta entre 560 y 580  $W$  si se inyecta aceite directamente al devanado del actuador.

Aún cuando existe un aumento de volumen y peso de la articulación por el efecto de inyectar líquido dentro del actuador, comparando la articulación enfriada con aire y aceite, se tiene un aumento en la densidad de potencia vs volumen y peso de salida del actuador de entre 303 y 298 %.

Si los resultados de la articulación enfriada por aceite se comparan con los datos de la camisa térmica, se tiene que existe un aumento de densidad de potencia entre el 202 y 213 %. Este resultado de mejora se obtiene aún cuando por restricciones térmicas del alambre de cobre usado no se puede superar los 120 °C.

Estos datos permiten afirmar que nuestra hipótesis se cumple al lograr una mejora de *potencia vs volumen y potencia vs peso* mayor a los 2.52 %. Lo que teóricamente habilitaría a aún extremidad robótica construida con esta articulación a levantar un objeto de 25 kilogramos de forma segura.

Considerando los resultados de la tabla 7.7 y el peso y largo de la última versión de maqueta de brazo robótico, se observa que el requerimiento de *torque* de la articulación que está más cercana a la base del brazo es de 188.99 Nm. A una velocidad angular de 3.09 rad/s cuando se manipula un objeto de 25 kilogramos en la pose mostrada en la figura 4.1, se tiene un requerimiento de potencia de 574.32 W. Este requerimiento de potencia es cubierto por los resultados finales de la optimización.

Se observa que los componentes mecánicos y la reducción mecánica agregan mayor peso en comparación con el actuador de la articulación. El porcentaje de peso del actuador de la articulación es del 35 % mientras que el resto de componentes es de 65 %. La mayoría de peso lo aporta la reducción mecánica, que debido al alto requerimiento de potencia de la tarea de manipulación, debe ser capaz de resistir la carga mecánica, la reducción mecánica tiene un peso de 0.626 kilogramos, lo que es mayor al peso del actuador de la articulación que ronda los 0.57 kilogramos.

## 8.1. Trabajo futuro

La etapa actual del proyecto presenta el diseño de una articulación robótica diseñada para el desarrollo de aplicaciones prácticas en robots humanoides al realizar tareas que requieren una alta exigencia energética. El prototipo de articulación robótica mostrado en este trabajo es parte de un proyecto más grande que engloba el diseño y construcción de un brazo robótico de 7 grados de libertad. En esta etapa del proyecto se presentan los primeros datos teóricos que funcionarían como base de diseño para este brazo. En etapas futuras del proyecto se desarrollaría el diseño de este brazo robótico basados en los resultados más relevantes que este trabajo presenta.

Dicho proyecto fue aprobado por la Vicerrectoría de Investigación de la Universidad Técnica Nacional para desarrollarse como proyecto de investigación oficial de la universidad. En este, se estarán ampliando los experimentos y se tomarán en cuenta un mayor número de poses críticas de manipulación en distintos escenarios de pruebas. Esto aumenta el número de variables y la complejidad de los estudios, por lo que sería necesario un estudio más concreto con respecto a la geometría del brazo robótica en general, así como la densidad y volumen de los objetos a manipular.

Es necesario ampliar las pruebas realizadas al sistema de refrigeración propuesto y diseñar un control de flujo de líquido usando algoritmos de estimación para tener un mejor control térmico, además de explorar más a fondo la técnica de impregnación forzada estudiada en este trabajo para aprovechar las oportunidades de explotar este campo del conocimiento que nos podría llevar al diseño de una articulación más compacta y liviana aumentando aún más su potencia.

Los siguientes pasos de este trabajo consisten en expandir los escenarios de pruebas en los que podríamos evaluar un mayor número de posturas donde la articulación del robot puede estar involucrada y agregar más objetos a cada estudio. Sobre es-

tos nuevos diseños se pretende implementar la articulación para realizar pruebas de campo en un ambiente controlado para explorar las oportunidades de mejorar y observar su desempeño usando cargas mayores. En esta misma línea se está trabajando en un convenio con una empresa local que ha mostrado interés en trabajar de forma conjunta con el proyecto y llevar cabo la implementación de esta articulación robótica según los requerimientos propuestos en esta investigación.

Cabe mencionar que se parte de una maqueta de brazo robótico de 7 grados de libertad con un peso y tamaño inicial para poder definir parámetros de diseño iniciales importantes para arrancar el análisis y el diseño de los distintos componentes clave de la articulación, finalmente se definen parámetros finales usando las ecuaciones de escalamiento para generar optimizaciones que otorgan valores finales del actuador de la articulación solamente. El escalamiento con la maqueta de brazo es una herramienta que permite diseñar un brazo a partir de datos de motores diseñados con los métodos de optimización de este trabajo. Se espera que en trabajos futuros de este proyecto se conecte la herramienta de escalamiento y la maqueta de brazo robótico con los resultados de optimización.

## Referencias bibliográficas

- Abraham, A., y Jain, L. (2005). Evolutionary multiobjective optimization. En *Evolutionary multiobjective optimization* (pp. 1–6). Springer.
- Albu-Schäffer, A., Haddadin, S., Ott, C., Stemmer, A., Wimböck, T., y Hirzinger, G. (2007). The dlr lightweight robot: design and control concepts for robots in human environments. *Industrial Robot: an international journal*, 34(5), 376–385.
- Arons, A. B., y Redish, E. F. (1997). *Teaching introductory physics*. Wiley New York.
- Bäumel, F. y. W. T., Berthold y Schmidt, Birbach, A., Oliver y Dietrich, Fuchs, M., Friedl, W., Frese, U., Borst, C., . . . others (2011). Catching flying balls and preparing coffee: Humanoid rollin’justin performs dynamic and sensitive tasks. En *Robotics and automation (icra), 2011 ieee international conference on* (pp. 3443–3444).
- Bejan, A., y Kraus, A. D. (2003). *Heat transfer handbook* (Vol. 1). John Wiley & Sons.
- Bell, C. y. O. P. y. S. C., RN y Heising, y Wells, S. (1985). Report of large motor reliability survey of industrial and commercial installations. ii. *IEEE Transactions on Industry applications*, 21(4), 865–872.
- Binns, K., y Shimmin, D. (1996). Relationship between rated torque and size of permanent magnet machines. *IEE Proceedings-Electric Power Applications*, 143(6), 417–422.
- Boldea, L. N., Ion y Tutelea. (2009). *Electric machines: Steady state, transients, and design with matlab®*. CRC press.



- Bonilla, F. D. S., y Ugalde, F. R. (2018). Analysis of atomic manipulation tasks in human-shared scenarios (a kitchen and a collaborative workshop table) for a humanoid robot. En *2018 ieee international work conference on bioinspired intelligence (iwobi)* (pp. 1–9).
- Bonilla, F. S., y Ugalde, F. R. (2019). Automatic translation of spanish natural language commands to control robot comands based on lstm neural network. En *2019 third ieee international conference on robotic computing (irc)* (pp. 125–131).
- Borst, C., Wimbock, T., Schmidt, F., Fuchs, M., Brunner, B., Zacharias, F., . . . others (2009). Rollin'justin-mobile platform with variable base. En *2009 ieee international conference on robotics and automation* (pp. 1597–1598).
- Callister, W. D., y Rethwisch, D. G. (2011). *Materials science and engineering* (Vol. 5). John Wiley & Sons NY.
- Calvo, M. R., y Ugalde, F. R. (2018). Comparative efficiency study of two proposed designs tested in water and air cooling conditions for a high power humanoid robot hollow joint. En *2018 ieee international work conference on bioinspired intelligence (iwobi)* (pp. 1–9).
- Chen, N. Y. y. W. T. y. F. S. y. L. H. y. A.-S. A., Zhaopeng y Lii. (2014). Experimental analysis on spatial and cartesian impedance control for the dexterous dlr/hit ii hand. *International Journal of Robotics & Automation*, 29(1), 1–13.
- Choi, S.-y., Kim, T.-K., Kim, D. Y., Kim, B.-S., Hwang, J.-H., y Park, C.-W. (2012). Development of joint torque sensor applied to compensate crosstalk error. En *2012 ieee international conference on automation science and engineering (case)* (pp. 1086–1088).
- Croat, J. (1997). Current status and future outlook for bonded neodymium permanent magnets. *Journal of applied physics*, 81(8), 4804–4809.
- Davin, T., Pellé, J., Harmand, S., y Yu, R. (2015). Experimental study of oil cooling systems for electric motors. *Applied Thermal Engineering*, 75, 1–13.
- Doppelbauer, M., y Winzer, P. (2017). A lighter motor for tomorrow's electric car.

- IEEE Spectrum*, 54(7), 26–31.
- EL-Refaie, A. M., Alexander, J. P., Galioto, S., Shah, M. R., Huh, K.-K., Gerstler, W. D., ... Jahns, T. M. (2010). Scalable, low-cost, high performance ipm motor for hybrid vehicles. En *The xix international conference on electrical machines-icem 2010* (pp. 1–6).
- Englsberger, J., Werner, A., Ott, C., Henze, B., Roa, M. A., Garofalo, G., ... others (2014). Overview of the torque-controlled humanoid robot toro. En *Humanoid robots (humanoids), 2014 14th ieee-ras international conference on* (pp. 916–923).
- Fasquelle, D., Aurélie y Laloy. (2017). Water cold plates cooling in a permanent magnet synchronous motor. *IEEE Transactions on Industry Applications*.
- Fasse, N., Ernest D y Hogan. (1996). Control of physical contact and dynamic interaction. En *Robotics research* (pp. 28–38). Springer.
- Fendell, F. E. (1968). Laminar natural convection about an isothermally heated sphere at small grashof number. *Journal of fluid Mechanics*, 34(1), 163–176.
- Firestone, F. (1938). The mobility and classical impedance analyses. *American Institute of Physics handbook*, 3–140.
- Furlani, E. (1993). Formulas for the force and torque of axial couplings. *IEEE Transactions on Magnetism*, 29(5), 2295–2301.
- Garcia-Vaglio, D., y Ruiz-Ugalde, F. (2018). An object manipulation system architecture for humanoid robots based on primate cognition. En *2018 ieee international work conference on bioinspired intelligence (iwobi)* (pp. 1–8).
- Green, N. y. G. R. y. R. C. D., Kevin y Smit-Anseeuw. (2016). Design and control of a recovery system for legged robots. En *Advanced intelligent mechatronics (aim), 2016 ieee international conference on* (pp. 958–963).
- Grossi, R. O., y Aranda, A. (1993). Formulación variacional de problemas de contorno para vigas timoshenko. *Revista internacional de métodos numéricos para cálculo y diseño en ingeniería*, 9(3), 313–324.
- Guo, Z., y Sung, H. J. (1997). Analysis of the nusselt number in pulsating pipe

- flow. *International journal of heat and mass transfer*, 40(10), 2486–2489.
- Hanselman, D. C. (2003). *Brushless permanent magnet motor design*. The Writers' Collective.
- Henze, B., y Werner, M. A. y. G. G. y. E. J. y. O. C., Alexander y Roa. (2014). Control applications of toro—a torque controlled humanoid robot. En *Humanoid robots (humanoids), 2014 14th ieee-ras international conference on* (pp. 841–841).
- Hirose, S., y Yoneda, K. (1990). Development of optical six-axial force sensor and its signal calibration considering nonlinear interference. En *Proceedings., ieee international conference on robotics and automation* (pp. 46–53).
- Hogan, N. (1984). Impedance control: An approach to manipulation. En *1984 american control conference* (pp. 304–313).
- Holman, J. P., y Gajda, W. J. (2001). *Experimental methods for engineers* (Vol. 2). McGraw-Hill New York.
- Ichimiya, K., y Nasu, T. (1993). Heat transfer characteristics of an oblique impinging jet with confined wall. En *Experimental heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics 1993* (pp. 605–610). Elsevier.
- Ito, Y., Nozawa, S., Urata, J., Nakaoka, T., Kobayashi, K., Nakanishi, Y., . . . Inaba, M. (2014). Development and verification of life-size humanoid with high-output actuation system. En *2014 ieee international conference on robotics and automation (icra)* (pp. 3433–3438).
- Kakiuchi, K. y. K. E. y. N. S. y. M. M. y. K. I. y. U. R. y. S. F. y. N. S. y. O. K. y. o., Yohei y Kojima. (2015). Development of humanoid robot system for disaster response through team nedo-jsk's approach to darpa robotics challenge finals. En *Humanoid robots (humanoids), 2015 ieee-ras 15th international conference on* (pp. 805–810).
- Kanehira, N., Kawasaki, T., Ohta, S., Ismumi, T., Kawada, T., Kanehiro, F., . . . Kaneko, K. (2002). Design and experiments of advanced leg module (hrp-2l) for humanoid robot (hrp-2) development. En *Ieee/rsj international conference*

- on intelligent robots and systems* (Vol. 3, pp. 2455–2460).
- Kim, S., y Park, S. (2011). Leg stiffness increases with speed to modulate gait frequency and propulsion energy. *Journal of biomechanics*, 44(7), 1253–1258.
- Kojima, T. y. K. T. y. K. E. y. Y. S. y. I. S. y. I. T. y. K. R. y. N. S. y. S. F. y. o., Kunio y Karasawa. (2015). Development of life-sized high-power humanoid robot jaxon for real-world use. En *Humanoid robots (humanoids), 2015 ieee-ras 15th international conference on* (pp. 838–843).
- Kraichnan, R. H. (1962). Turbulent thermal convection at arbitrary prandtl number. *The Physics of Fluids*, 5(11), 1374–1389.
- Kwok, L., Alan Shu-Ming y Sentis. (2013). Motivation and design considerations of a compliant mobile base for human-centered robots. *Undergraduate Research Journal*, 69.
- Laskaris, A. G., Konstantinos I y Kladas. (2012). Liquid cooled permanent-magnet traction motor design considering temporary overloading. En *Electrical machines (icem), 2012 xxth international conference on* (pp. 2677–2682).
- Li, Q. y. Y. Z. y. X. W. y. C. X. y. M. G., Jing y Huang. (2011). Design and workspace analysis of a light weight and high stiffness arm. En *Mechatronics and automation (icma), 2011 international conference on* (pp. 64–68).
- Lindh, P., Tehrani, M. G., Lindh, T., Montonen, J.-H., Pyrhönen, J., Sopenan, J. T., ... others (2016). Multidisciplinary design of a permanent-magnet traction motor for a hybrid bus taking the load cycle into account. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 63(6), 3397–3408.
- Matsuzawa, T., Hashimoto, K., Sun, X., Uryu, K., Koizumi, A., Hamamoto, S., ... Takanishi, A. (2015). Development of disaster response robot with commonly structured limbs and experiment in climbing vertical ladder. En *The abstracts of the international conference on advanced mechatronics: toward evolutionary fusion of it and mechatronics: Icam 2015.6* (pp. 142–143).
- McLyman, C. W. T. (1997). *Magnetic core selection for transformers and inductors: A user's guide to practice and specifications*. CRC Press.

- Moon, J.-H. y. K. W.-G. y. K. J.-P., Sung-Hyun y Yun. (2013). Thermal-flow analysis and cooling performance enhancement of a totally enclosed fan-cooled motor. En *Electrical machines and systems (icems), 2013 international conference on* (pp. 2028–2030).
- Moore, R. (1950). Tube-type totally enclosed fan-cooled motors. *Electrical Engineering*, 69(11), 1013–1013.
- Morris, C. B. (1948). The measurement of the strength of muscle relative to the cross section. *Research Quarterly. American Association for Health, Physical Education and Recreation*, 19(4), 295–303.
- Neville, S. (1967). Use of carter's coefficient with narrow teeth. En *Proceedings of the institution of electrical engineers* (Vol. 114, pp. 1245–1250).
- Nikooyan, A. A., y Zadpoor, A. A. (2011). Mass–spring–damper modelling of the human body to study running and hopping—an overview. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part H: Journal of Engineering in Medicine*, 225(12), 1121–1135.
- Nozawa, Y. y. O. K. y. I.-M., Shunichi y Kakiuchi. (2012). Controlling the planar motion of a heavy object by pushing with a humanoid robot using dual-arm force control. En *Robotics and automation (icra), 2012 ieee international conference on* (pp. 1428–1435).
- Paine, L., Nicholas y Sentis. (2015). Design and comparative analysis of a retrofitted liquid cooling system for high-power actuators. En *Actuators* (Vol. 4, pp. 182–202).
- Philippesen, R. (2013). Experiments with balancing on irregular terrains using the dreamer mobile humanoid robot. *Robotics*, 393.
- Popescu, M., Staton, D., Boglietti, A., Cavagnino, A., Hawkins, D., y Goss, J. (2015). Modern heat extraction systems for electrical machines—a review. En *2015 ieee workshop on electrical machines design, control and diagnosis (wemdc)* (pp. 289–296).
- Raiola, G., Cardenas, C. A., Tadele, T. S., De Vries, T., y Stramigioli, S. (2018). De-

- velopment of a safety-and energy-aware impedance controller for collaborative robots. *IEEE Robotics and automation letters*, 3(2), 1237–1244.
- Sakaki, T., y Iwakane, T. (1992). Impedance control of a manipulator using torque-controlled lightweight actuators. *IEEE transactions on industry applications*, 28(6), 1399–1405.
- Schiefer, M., y Doppelbauer, M. (2015a). Indirect slot cooling for high-power-density machines with concentrated winding. En *2015 ieee international electric machines & drives conference (iemdc)* (pp. 1820–1825).
- Schiefer, M., y Doppelbauer, M. (2015b, May). Indirect slot cooling for high-power-density machines with concentrated winding. En *2015 ieee international electric machines drives conference (iemdc)* (p. 1820-1825). doi: 10.1109/IEMDC.2015.7409311
- Semidey, S. A., y Mayor, J. R. (2014). Experimentation of an electric machine technology demonstrator incorporating direct winding heat exchangers. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 61(10), 5771–5778.
- Solis-Villalta, O., y Ruiz-Ugalde, F. (2018). Learning the prediction error for improving an analytical-based prediction (object-model) system for manipulation tasks. En *2018 ieee international work conference on bioinspired intelligence (iwobi)* (pp. 1–7).
- Soong, W. (2008). Sizing of electrical machines. *Power Engineering Briefing Note Series*, 9, 17–18.
- Subburaman, J. y. C. D. G., Rajesh y Lee, y Tsagarakis, N. G. (2016). Multi-sensor based fall prediction method for humanoid robots. En *Multisensor fusion and integration for intelligent systems (mfi), 2016 ieee international conference on* (pp. 102–108).
- Tallam, S. B. y. S. G. C. y. K. G. B. y. Y. J. y. H. T. G. y. H. R. G., Rangarajan M y Lee. (2007). A survey of methods for detection of stator-related faults in induction machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 43(4), 920–933.

- Tanguy, D., Harmand, S., Pelle, J., y Yu, R. (2014). Experimental study of oil cooling systems for electric motors. *Applied thermal engineering*, 71(1).
- Tao, S. y. X. W., Fan y Wei. (2014). A simplified thermal circuit model of permanent magnet machine part i: Model and parameters. En *Transportation electrification asia-pacific (itec asia-pacific), 2014 ieee conference and expo* (pp. 1–4).
- Tomášková, T., Harvánek, L., Trnka, P., Mentlík, V., Sebok, M., y Gutten, M. (2016). New epoxy composite insulating material with nano fillers and micro fillers of silica with higher thermal conductivity. En *Diagnostic of electrical machines and insulating systems in electrical engineering (demisee), 2016* (pp. 89–93).
- Tong, W. (2014). *Mechanical design of electric motors*. CRC press.
- Tsagarakis, N. G., Metta, G., Sandini, G., Vernon, D., Beira, R., Becchi, F., . . . others (2007). icub: the design and realization of an open humanoid platform for cognitive and neuroscience research. *Advanced Robotics*, 21(10), 1151–1175.
- Urata, J., Hirose, T., Namiki, Y., Nakanishi, Y., Mizuuchi, I., y Inaba, M. (2008). Thermal control of electrical motors for high-power humanoid robots. En *2008 ieee/rsj international conference on intelligent robots and systems* (pp. 2047–2052).
- Urata, J., Nshiwaki, K., Nakanishi, Y., Okada, K., Kagami, S., y Inaba, M. (2012). Online walking pattern generation for push recovery and minimum delay to commanded change of direction and speed. En *2012 ieee/rsj international conference on intelligent robots and systems* (pp. 3411–3416).
- Vischer, D., y Khatib, O. (1995). Design and development of high-performance torque-controlled joints. *IEEE Transactions on robotics and automation*, 11(4), 537–544.
- Wu, C.-h., y Paul, R. P. (1980). Manipulator compliance based on joint torque control. En *1980 19th ieee conference on decision and control including the symposium on adaptive processes* (pp. 88–94).

- Zhang, T., y Zhang, W. (2014). Control on output peak current of motors in robots. En *Systems y informatics (icsai), 2014 2nd international conference on* (pp. 23–27).
- Zhang, W. (2003). Design and implementation of software for resistance welding process simulations. *SAE transactions*, 556–564.
- Zhenguo, L., Lin, R., y Longyao, T. (2015). Heat transfer characteristics of spray evaporative cooling system for large electrical machines. En *2015 18th international conference on electrical machines and systems (icems)* (pp. 1740–1743).