

TREBALL FI DE GRAU

**Grau en Enginyeria mecànica**

## **DISSENY MECÀNIC DE MOTORS ELÈCTRICS**



**Memòria i Annexos**

**Autor:** Francisco Falcón Morales  
**Director:** Ramón Bargalló Perpiñà  
**Convocatòria:** Quadrimestre de tardor 2020-2021



## Resum

Els motors tipus HUB són els “motors en roda” en els quals el rotor és a la vegada la carcassa i l’eix va muntat al basculant. Aquest tipus de motors són cada vegada més utilitzats gràcies a l’avanç de la tracció elèctrica en l’automoció.

L’objectiu d’aquest treball és crear una guia pel disseny de les parts mecàniques d’un motor elèctric, centrant-se en la configuració tipus HUB per tal que es pugui utilitzar en el disseny o optimització d’un altre motor. Es presenta tant la part teòrica com un exemple del disseny, la selecció del material i l’optimització de cada component així com la validació del conjunt.

Igual que la resta de motors elèctrics, la part mecànica consta de l’eix, l’estator i el rotor a més dels elements que intervenen en la interacció d’aquests components com els rodaments, les xavetes, els coixinets i el segellat. Pel disseny de cada part, com a condicions de disseny es té en compte la part elèctrica i per l’exemple, l’ús del motor en una scooter, model S01 de la marca “Silence”.

El mètode de disseny de cada component és el mateix: disseny previ, verificació de funcionalitat i optimització, amb l’objectiu d’aproximar-se al màxim al disseny en una empresa de motors exceptuant la part de test amb prototips.

## Resumen

Los motores tipo HUB son los “motores en rueda” en los que el rotor es a la vez la carcasa, i el eje está ensamblado en el basculante. Este tipo de motores son cada vez más utilizados gracias al avance de la tracción eléctrica en la automoción.

El objetivo de este Trabajo es crear una guía para el diseño de las partes mecánicas de un motor eléctrico, centrándose en la configuración tipo HUB por tal que se pueda utilizar en el diseño o optimización de otro motor. Se presenta tanto la parte teórica como un ejemplo del diseño, la selección del material i la optimización de cada componente, así como la validación del conjunto.

Al igual que el resto de los motores eléctricos, la parte mecánica consta del eje, el estator, i el rotor, a más a más de los elementos que intervienen en la interacción de estos Componentes como los rodamientos, las chavetas, los cojinetes i el sellante. Para el diseño de cada parte, como condiciones de diseño se tiene la parte eléctrica, i para el ejemplo, el uso del motor en una scooter modelo S01 de la marca “Silence”

El método de diseño de cada componente es el mismo: diseño previo, verificación de la funcionalidad i optimización, con el objetivo de aproximarse al máximo al diseño en una empresa de motores, exceptuando la parte de test con prototipos.

## **Abstract**

Hub type motors are wheel motors where the rotor works also as the housing, and the shaft is assembled in the swingarm. This type of motor is increasingly being the chosen one thanks to the advancement of electric traction in the automotive.

The objective of this work is to create a guideline for the design of the mechanical parts of an electric motor, focusing on the HUB configuration, so it can be used in the design or optimization of another motor. It is composed of both a theoretical part and an example of the design. It also goes through the selection of the material, and the optimization of each component, as well as the validation of the set.

Like other electric motors, the mechanical part consists of the shaft, the stator, and the rotor, besides the elements involved in the interaction of these components, such as bearings, keys, and the sealant. In terms of design conditions, there is the electric part, taking as an example the use of the engine in a scooter model S01 of the brand "Silence".

The design method of each component is the same: previous design, functional verification, and optimization, with the aim of approaching the design as much as possible in an engine company, except for the part of testing with prototypes.

## Agraïments

Aquest treball és el punt final als meus estudis en el grau d'Enginyeria mecànica, el qual m'ha proporcionat molts coneixements i maduresa molt vàlida tant en el món professional al qual he pogut accedir des de fa quasi dos anys com en el personal ja que ha demostrat que amb esforç, qualsevol cosa el possible.

Vull agrair als meus pares la possibilitat i l'ajuda que m'han donat a l'hora de cursar aquests estudis, al professorat que he tingut al llarg de tota la carrera, que la seva proximitat i forma d'ensenyar han aconseguit que m'apassionés aquest món a més a més de formar-me.

Aquest treball el vull dedicar als meus amics, l'enginyer Aleix Morales i la Carlota Egea, els quals m'han donat forces quan més ho he necessitat a l'hora de realitzar-ho i estant al meu costat dies que mai s'acabaven elaborant el treball.



# Índex

<b>RESUM</b>	<b>I</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>II</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>III</b>
<b>AGRAÏMENTS</b>	<b>IV</b>
<b>1. PREFACI</b>	<b>1</b>
1.2. Motivació .....	1
<b>2. INTRODUCCIÓ</b>	<b>3</b>
2.1. Objectius del treball.....	3
2.2. Abast del treball.....	3
<b>3. EL MOTOR ELÈCTRIC</b>	<b>5</b>
3.1. Història del motor elèctric.....	5
3.2. Tipus de motors elèctrics.....	5
3.3. Parts mecàniques d'un motor elèctric .....	6
3.3.1. Rotor .....	6
3.3.2. Estator i eix .....	6
3.4. Funcionament d'un motor elèctric .....	7
<b>4. DISSENY MECÀNIC D'UN MOTOR ELÈCTRIC</b>	<b>8</b>
4.1. Disseny previ del motor .....	10
4.2. Disseny de l'eix.....	11
4.2.1. Accessoris dels eixos .....	11
4.2.2. Selecció del material .....	13
4.2.3. Disseny constructiu .....	13
4.2.4. Càlcul del diàmetre de l'eix.....	13
4.2.5. Verificació de la resistència .....	16
4.2.6. Estandardització del diàmetre.....	17
4.2.7. Verificació de la rigidesa .....	17
4.3. Disseny de l'estator i el rotor .....	17
4.3.1. Selecció del material .....	18
4.3.2. Disseny constructiu i disseny previ .....	19
4.3.3. Verificació de la resistència .....	20
4.3.4. Optimització .....	21



4.3.5.	Verificació de la rigidesa .....	21
4.4.	Toleràncies i tractaments superficials .....	21
4.4.1.	Toleràncies i ajustos .....	21
4.5.	Segellat del motor .....	26
4.5.1.	Juntes tòriques .....	27
4.5.2.	Pastes de juntes .....	27
4.6.	Rodaments .....	27
4.6.1.	Tipus de rodaments .....	28
4.6.2.	Selecció de rodaments .....	29
4.6.3.	Vida dels rodaments .....	29
<b>5.</b>	<b>EXEMPLE DE DISSENY D'UN MOTOR ELÈCTRIC</b> .....	<b>31</b>
5.1.	Disseny previ .....	31
5.2.	Disseny de l'eix .....	33
5.2.1.	Selecció del material .....	33
5.2.2.	Diagrama del cos lliure .....	34
5.2.3.	Càlcul de les reaccions .....	34
5.2.4.	Diagrames d'esforços .....	35
5.2.5.	Determinar secció més carregada .....	37
5.2.6.	Càlcul del diàmetre mínim de la secció crítica .....	37
5.2.7.	Estandardització del diàmetre .....	37
5.2.8.	Verificació de la resistència .....	38
5.2.9.	Verificació de la rigidesa .....	40
5.3.	Disseny de l'estator .....	41
5.3.1.	Selecció del material .....	41
5.3.2.	Disseny previ i constructiu .....	41
5.3.3.	Verificació de la resistència i rigidesa .....	42
5.3.4.	Optimització .....	45
5.3.5.	Comparació de resultats .....	48
5.4.	Rodaments .....	49
5.5.	Disseny del rotor .....	49
5.5.1.	Selecció del material .....	49
5.5.2.	Disseny previ i constructiu de l'anell .....	49
5.5.3.	Verificació de la resistència i rigidesa .....	50
5.5.4.	Optimització de l'anell .....	53
5.5.5.	Validació de l'anell .....	56
5.5.6.	Disseny previ i constructiu de la tapa exterior i interior .....	56

5.5.7. Verificació de la resistència i de la rigidesa.....	56
5.5.8. Optimització de la tapa exterior i interior .....	59
5.5.9. Validació de la tapa exterior i interior.....	61
5.5.10. Validació del conjunt rotor .....	62
5.6. Disseny dels casquets .....	63
5.6.1. Selecció del material .....	63
5.6.2. Disseny previ .....	63
5.6.3. Verificació de la resistència i la rigidesa.....	64
5.7. Toleràncies, ajustos i tractaments superficials .....	66
<b>6. ANÀLISI DE L'IMPACTE AMBIENTAL</b> .....	<b>69</b>
<b>CONCLUSIONS</b> .....	<b>71</b>
<b>PRESSUPOST I/O ANÀLISI ECONÒMICA</b> .....	<b>72</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>73</b>
<b>IL·LUSTRACIONS I RECURSOS DIGITALS</b> .....	<b>74</b>
<b>ANNEX A TAULES DE CONSULTA</b> .....	<b>75</b>
A.1 Propietats mecàniques dels acers AISI .....	75
A.2 Propietats físiques de materials d' enginyeria .....	76
A.3 Taules de reaccions, moments i fletxes .....	77
A.4 Normalització d'eixos (DIN 5472) .....	80
A.5 Propietats dels aluminis per fundació .....	81
A.6 Catàleg de rodaments de boles rígides (mesures de 30 a 35mm).....	82

## Llistat d'il·lustracions

Respecte a tots els recursos digitals que no són d'autoria pròpia apareixen referenciats a l'apartat "Il·lustracions i Recursos Digitals" al final de la memòria.

<i>Il·lustració 1: Classificació dels motors elèctrics. Font: Tong, Wei. 2014. Mechanical Design of Electric Motors</i>	6
Il·lustració 2: Representació del estator, el rotor i l'eix d'un motor tipus HUB. Font: Pròpia	7
Il·lustració 3: Parts del disseny d'un motor elèctric. Font: Tong, Wei. 2014. Mechanical Design of Electric Motors	8
Il·lustració 4: Passos disseny motor elèctric (mecànic). Font: Tong, Wei. 2014. Mechanical Design of Electric Motors	9
<i>Il·lustració 5: Components sistema eix-politja Useche, Libardo Vicente Vanegas. 2018. "Diseño de Ejes i Árboles CAP. 7." In Diseño de Elementos de Máquinas.</i>	11
Il·lustració 6: Componentes eix-politja 2. Useche, Libardo Vicente Vanegas. 2018. "Diseño de Ejes i Árboles CAP. 7." In Diseño de Elementos de Máquinas.	12
Il·lustració 7: Componentes eix-politja. Font: Useche, Libardo Vicente Vanegas. 2018. "Diseño de Ejes i Árboles CAP. 7." In Diseño de Elementos de Máquinas..	12
Il·lustració 8: Componentes eix-politja. Font: Useche, Libardo Vicente Vanegas. 2018. "Diseño de Ejes i Árboles CAP. 7." In Diseño de Elementos de Máquinas.	12
Il·lustració 9: Diagrama cos lliure eix motor. Font: Pròpia	14
<i>Il·lustració 10: Taula de valors de Cm i CT. Font: Mott, Robert. 2006. Diseño de Elementos de Máquinas I.</i>	16
Il·lustració 11: Motor convencional i motor HUB. Font: pròpia	18
Il·lustració 12: Taula comparativa Alumini i Acer 371. Font: <a href="http://eafdelautomovil.blogspot.com/2013/03/aluminio-uso-en-el-automovil.html">http://eafdelautomovil.blogspot.com/2013/03/aluminio-uso-en-el-automovil.html</a>	19
Il·lustració 13: Comparació rotor amb arrodoniments i sense. Font pròpia	20
Il·lustració 14: Exemple d'ajust. Font: Pròpia	22

Il·lustració 15: Taula de tipus d'ajusts.	Font: <a href="https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn19.html">https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn19.html</a>	23
Il·lustració 16: Guia de toleràncies geomètriques.	Font: <a href="https://www.interempresas.net/Medicion/Articulos/26029-Tolerancias-dimensionales-y-geometricas.html">https://www.interempresas.net/Medicion/Articulos/26029-Tolerancias-dimensionales-y-geometricas.html</a>	24
Il·lustració 17: Tipus de rugositats en funció de l'aplicació.	Font: (Bonilla 2014).	25
Il·lustració 18: Valor de la rugositat en funció de la fabricació.	Font: (Bonilla 2014)	26
Il·lustració 19: Imatge de junta tòrica.	Font: Alibaba	27
Il·lustració 20: Tipus de rodaments		29
Il·lustració 21: Esbós del disseny previ de l'eix.	Font: Pròpia	31
Il·lustració 22: Esbós del disseny previ de l'estator.	Font: Pròpia	32
Il·lustració 23: Esbós del disseny previ de l'anell de rotor.	Font: Pròpia	32
Il·lustració 24: Esbós del disseny previ de les tapes exterior i interior.	Font: Pròpia	33
Il·lustració 25: Diagrama del cos lliure de l'eix.	Font pròpia	34
Il·lustració 26: Representació de forces 1 a l'eix.	Font pròpia	34
Il·lustració 27: Representació de forces 2 a l'eix.	Font pròpia	35
Il·lustració 28: Diagrama d'esforços tallants de l'eix.	Font pròpia	35
Il·lustració 29: Diagrama d'esforços axials de l'eix.	Font pròpia	36
Il·lustració 30: Diagrama de moment flector de l'eix.	Font pròpia	36
Il·lustració 31: Diagrama de moment torçor de l'eix.	Font pròpia	37
Il·lustració 32: Eix. Anàlisi estàtic. Representació tensió de Von Misses.	Font pròpia	38
Il·lustració 33: Eix. Anàlisi estàtic. Representació Factor de seguretat.	Font pròpia	39
Il·lustració 34: Eix. Anàlisi a fatiga. Representació Percentatge de dany.	Font pròpia.	39
Il·lustració 35: Eix. Representació desplaçaments eix Z		40

Il·lustració 36: Disseny previ. Estator. Font: Pròpia _____	42
Il·lustració 37: Rotor sense optimitzar. Dades de l'anàlisi estàtic. Font: Pròpia _____	42
Il·lustració 38: Anàlisi estàtic. Estator sense optimitzar. Factor de seguretat. Font: Pròpia _____	43
Il·lustració 39: Anàlisi estàtic. Estator sense optimitzar. Desplaçaments eix X. Font: Pròpia _____	43
Il·lustració 40: Anàlisi estàtic. Estator sense optimitzar. Desplaçaments eix Y. Font: Pròpia _____	44
Il·lustració 41: Anàlisi estàtic. Estator sense optimitzar. Desplaçaments eix Z. Font: Pròpia _____	44
Il·lustració 42: Modelat de l'estator optimitzat. Font: Pròpia _____	45
Il·lustració 43: Resum anàlisi estàtic. Estator optimitzat. Font: Pròpia _____	45
Il·lustració 44: Anàlisi estàtic. Estator optimitzat. Tensió de Von Misses. Font: Pròpia _____	46
Il·lustració 45: Anàlisi estàtic estator optimitzat. Factor de seguretat. Font: Pròpia _____	46
Il·lustració 46: Anàlisi estàtic estator optimitzat. Desplaçament eix X. Font: Pròpia _____	47
Il·lustració 47: Anàlisi estàtic estator optimitzat. Desplaçament eix Y. Font: Pròpia _____	47
Il·lustració 48: Anàlisi estàtic estator optimitzat. Desplaçament eix Z. Font: Pròpia _____	48
Il·lustració 49: Anàlisi estàtic. Estator. Comparació de resultats. Font: Pròpia _____	48
Il·lustració 50: Disseny previ. Anell del rotor. Font: Pròpia _____	50
Il·lustració 51: Dades de l'anàlisi estàtic. Anell del rotor sense optimitzar Font: Pròpia _____	50
Il·lustració 52: Anàlisi estàtic. Anell del rotor sense optimitzar. Factor de seguretat. Font: Pròpia	51
Il·lustració 53: Anàlisi estàtic. Anell del rotor sense optimitzar. Desplaçaments eix X. Font: Pròpia	51
Il·lustració 54: Anàlisi estàtic. Anell del rotor sense optimitzar. Desplaçaments eix Y. Font: Pròpia	52
Il·lustració 55: Anàlisi estàtic. Anell del rotor sense optimitzar. Desplaçaments eix Z. Font: Pròpia	52
Il·lustració 56: Modelat de l'anell exterior optimitzat. Font: Pròpia _____	53
Il·lustració 57: Dades de l'anàlisi estàtic de l'anell del rotor optimitzat. Font: Pròpia _____	53

Il·lustració 58: Anàlisi estàtic. Anell del rotor optimitzat. Factor de seguretat. Font: Pròpia _____	54
Il·lustració 59: Anàlisi estàtic. Anell del rotor optimitzat. Desplaçaments eix X. Font: Pròpia _____	54
Il·lustració 60: Anàlisi estàtic. Anell del rotor optimitzat. Desplaçaments eix Y. Font: Pròpia _____	55
Il·lustració 61: : Anàlisi estàtic. Anell del rotor optimitzat. Desplaçaments eix Z. Font: Pròpia _____	55
Il·lustració 62: Anàlisi estàtic. Anell del rotor. Comparació de resultats. Font: Pròpia _____	56
Il·lustració 63: Disseny previ. Tapa exterior i interior del rotor. Font: Pròpia _____	56
Il·lustració 64: Dades de l'anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior del rotor. Font: Pròpia _____	56
Il·lustració 65: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior del rotor sense optimitzar. Factor de seguretat. Font: Pròpia _____	57
Il·lustració 66: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior del rotor sense optimitzar. Desplaçament eix X. Font: Pròpia _____	57
Il·lustració 67: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior del rotor sense optimitzar. Desplaçament eix Y. Font: Pròpia _____	58
Il·lustració 68: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior del rotor sense optimitzar. Desplaçament eix Z. Font: Pròpia _____	58
Il·lustració 69: Modelat de l'anell interior i exterior optimitzat. Font: Pròpia _____	59
Il·lustració 70: Dades de l'anàlisi estàtic de l'anell interior i exterior optimitzat. Font: Pròpia _____	59
Il·lustració 71: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior optimitzada. Factor de seguretat. Font: Pròpia _____	60
Il·lustració 72: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior optimitzada. Desplaçaments de l'eix X. Font: Pròpia _____	60
Il·lustració 73: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior optimitzada. Desplaçaments de l'eix Y. Font: Pròpia _____	61
Il·lustració 74: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior optimitzada. Desplaçaments de l'eix Z. Font: Pròpia _____	61

Il·lustració 75: : Comparació de les dades de l'anàlisi de la tapa exterior i interior del rotor. Font: Pròpia	62	
Il·lustració 76: Sub-ensamblatge del rotor. Font: Pròpia	62	
Il·lustració 77: Representació dels casquets per centrar l'estator amb el rotor. Font: Pròpia	63	
Il·lustració 78: Dimensionat del casquet exterior. Font pròpia	Il·lustració 79: Dimensionat del casquet interior. Font pròpia	64
Il·lustració 80: Dades de la simulació del casquet exterior i interior	64	
Il·lustració 81: Anàlisi estàtic. Casquet exterior. Factor de seguretat. Font: pròpia	Il·lustració 82: Anàlisi estàtic. Casquet interior. Factor de seguretat. Font: pròpia	64
Il·lustració 83: Anàlisi estàtic. Casquet exterior. Desplaçament eix X. Font: pròpia	Il·lustració 84: Anàlisi estàtic. Casquet interior. Desplaçament eix X. Font: pròpia	65
Il·lustració 85: Anàlisi estàtic. Casquet interior. Desplaçament eix Y. Font: pròpia	Il·lustració 86: Anàlisi estàtic. Casquet exterior. Desplaçament eix Y. Font: pròpia	65
Il·lustració 87: Anàlisi estàtic. Casquet exterior. Desplaçament eix Z. Font: pròpia	Il·lustració 88: Anàlisi estàtic. Casquet interior. Desplaçament eix Z. Font: pròpia	65
Il·lustració 89: Resum de toleràncies. Font: Pròpia	66	
Il·lustració 90: Taula de costos	72	
Il·lustració 91: Taula propietats dels Acers SAE. Font: <a href="https://ingemecanica.com/tutoriales/materiales">https://ingemecanica.com/tutoriales/materiales</a>	75	
Il·lustració 92: Propietats físiques de materials de l'enginyeria. Font: <a href="https://ingemecanica.com/tutoriales/materiales">https://ingemecanica.com/tutoriales/materiales</a> :	76	





# 1. Prefaci

## 1.2. Motivació

El motor elèctric cada vegada és més utilitzat gràcies als seus avantatges respecte al motor de combustió interna, com són la reducció de grandària i pes, major rendiment i eficiència, no emet gasos contaminants, baix manteniment i cost de fabricació.

Cada vegada és més visible l'ús d'aquests motors en el món de l'automoció, ja que és la millor opció per a complir les normatives mediambientals cada vegada més restrictives en referència a la contaminació que produeixen els motors convencionals. També el motor elèctric es pot veure en ventiladors, mescladors, robots, etc.

Des de l'invent del motor elèctric, que pot datar-se en 1821 per la mà de Michael Faraday, han estat moltes les recerques que s'han dut a terme per a millorar-los i adaptar-los a les necessitats del món actual, però centrant-se en la part elèctrica i deixant de costat tota la part mecànica, amb aquest treball, es cobreix aquesta necessitat amb l'objectiu de poder tenir una guia pràctica que es pugui utilitzar a l'hora de passar a dissenyar la part mecànica del motor a partir de l'elèctrica.

Personalment, soc molt fanàtic de la mobilitat elèctrica i tinc la sort de poder treballar en el sector, a més d'haver participat en la competició universitària Motostudent<sup>1</sup>, on en molt poc temps he vist com ha avançat a passos gegantescos aquest món, millorant dia a dia tant en prestacions, autonomia de la bateria, seguretat i altres, i això ha portat a la reactivació de la indústria automobilística a Espanya i especialment a Catalunya, on encara hi ha la cultura que ens va deixar empreses com Montesa, Gas-Gas, Bultaco, Nissan o Seat entre altres i que avui dia empreses com Torrot, Volta BCN, Next, Nuuk o Silence estan creixent en aquest territori apostant per la mobilitat elèctrica. Tot això demostra que el motor elèctric ha estat un invent molt important i que creixerà en un futur pròxim, a més que és una aposta segura i val la pena que es continuï investigant per a poder optimitzar-ho al màxim. Aquest és un dels motius pels quals vaig triar fer aquest treball.

---

<sup>1</sup> MotoStudent és una competició internacional biennal impulsada per Moto Engineering i TechnoPark Motorland. En ella es posa a prova a estudiants universitaris de tot el món.



## 2. Introducció

### 2.1. Objectius del treball

Els motors elèctrics són molt utilitzats en una infinitat d'usos com pot ser aparells domèstics com els emprats en la domòtica (finestres, persianes, portes automàtiques), màquines industrials com per exemple automatització de línies de producció o en el transport tant de persones com mercaderies.

Aquest treball es una guia pràctica pel disseny mecànic de les parts mecàniques d'un motor elèctric, més concretament en l'ús per l'automoció, encara que també es pot utilitzar pel disseny d'un motor amb una altra finalitat.

### 2.2. Abast del treball

Aquest treball tracta del disseny de les parts mecàniques d'un motor elèctric, pensat per l'ús en vehicles elèctrics. Les parts mecàniques inclouen l'eix, l'estator, el rotor i els elements necessaris perquè tot es pugui muntar correctament.

No s'estudia la part elèctrica però es té en compte pel disseny com pot ser les dimensions dels imants, de les bobines, del laminat del estator, etc.

Es mostren tots els passos per poder dimensionar i seleccionar els elements mecànics, a més a més, es fa un exemple d'un cas real.



## 3. El motor elèctric

Un motor elèctric és un dispositiu que converteix energia elèctrica en energia magnètica i després en mecànica amb l'objectiu de crear moviment.

La base del funcionament del motor elèctric és el principi d'electromagnetisme, que genera forces magnètiques per produir moviment gràcies a la interacció dels camps magnètics entre l'estator i el rotor, creant un parell que far girar el rotor.

### 3.1. Història del motor elèctric

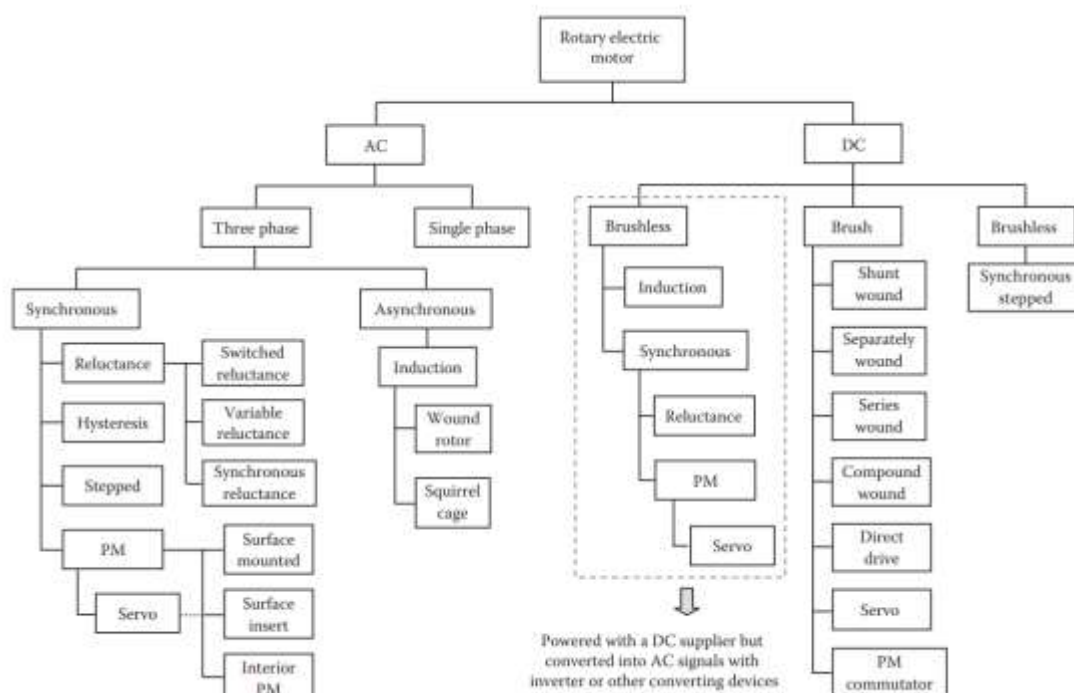
Per parlar del motor elèctric com tal, primer s'ha de parlar dels principis que el fa funcionar, l'electricitat. En l'any 1600, William Gilbert va descriure l'electrificació de substàncies i va utilitzar la paraula electricitat.

En l'any 1820, Hans Oersted va descobrir l'electromagnetisme i en l'any 1821 Michael Faraday la inducció electromagnètica, el principi del motor elèctric. Aquest últim va inventar el primer motor elèctric de corrent contínua acceptant una definició de moviment com qualsevol aparell que converteix energia elèctrica en moviment. Aquest motor no tenia cap aplicació real, va ser 10 anys després, en l'any 1831, de la mà de William Sturgeon quan va aconseguir un motor elèctric pràctic de corrent contínua. El motor de corrent alterna el va crear Nikola Tesla, a l'any 1887.

A partir d'aquests descobriments, s'han creat diferents configuracions de motors elèctrics fins als que trobem avui en dia.

### 3.2. Tipus de motors elèctrics

Els motors elèctrics es poden classificar de diferents formes segons les seves característiques així com el tipus de font elèctrica, el tipus de bobinat del rotor, el tipus de moviment, el control de l'orientació de flux magnètics, la seva estructura, la potència o la refrigeració. En la següent imatge es mostra una classificació dels motors elèctrics rotatius:



Il·lustració 1: Classificació dels motors elèctrics.

### 3.3. Parts mecàniques d'un motor elèctric

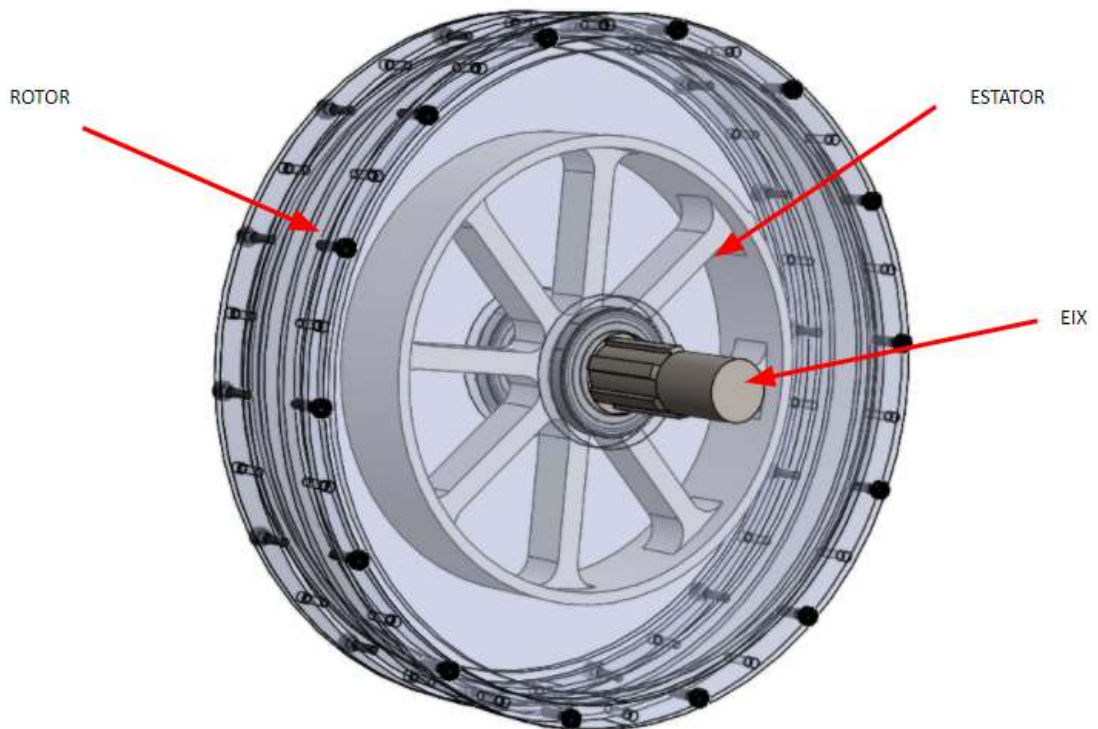
Com a parts mecàniques bàsiques d'un motor elèctric són el rotor, l'estator i l'eix. Per desenvolupar aquesta part s'ha consultat el llibre (Hanselman 2003).

#### 3.3.1. Rotor

El rotor és la part que gira del motor, en funció de la configuració del motor, és d'una forma o un altre. En els motors en roda el rotor és la carcassa del motor i el seu disseny està limitat per la configuració elèctrica.

#### 3.3.2. Estator i eix

L'estator és la part del motor que no es mou, al igual que el rotor, la el seu disseny està delimitat per la part elèctrica. En els motors en roda, l'eix forma part de l'estator i aquest està acoblat a un o dos basculants.



Il·lustració 2: Representació del estator, el rotor i l'eix d'un motor tipus HUB. Font: Pròpia

### 3.4. Funcionament d'un motor elèctric

Gairebé totes les configuracions de motors elèctrics funcionen de la mateixa manera, gràcies a la interacció entre un camp magnètic i corrents, que generen forces.

La corrent crea camps magnètics oposats entre ells, que provoquen forces les quals fan que el rotor es mogui amb una velocitat angular.

La Llei de Lorentz és el principi fonamental que descriu com s'origina una força d'una càrrega puntual  $q$  en camps elèctrics i magnètics:

$$\mathbf{F} = q(\mathbf{E} + \mathbf{v} \times \mathbf{B}) \quad (\text{Eq. 3.4.1})$$

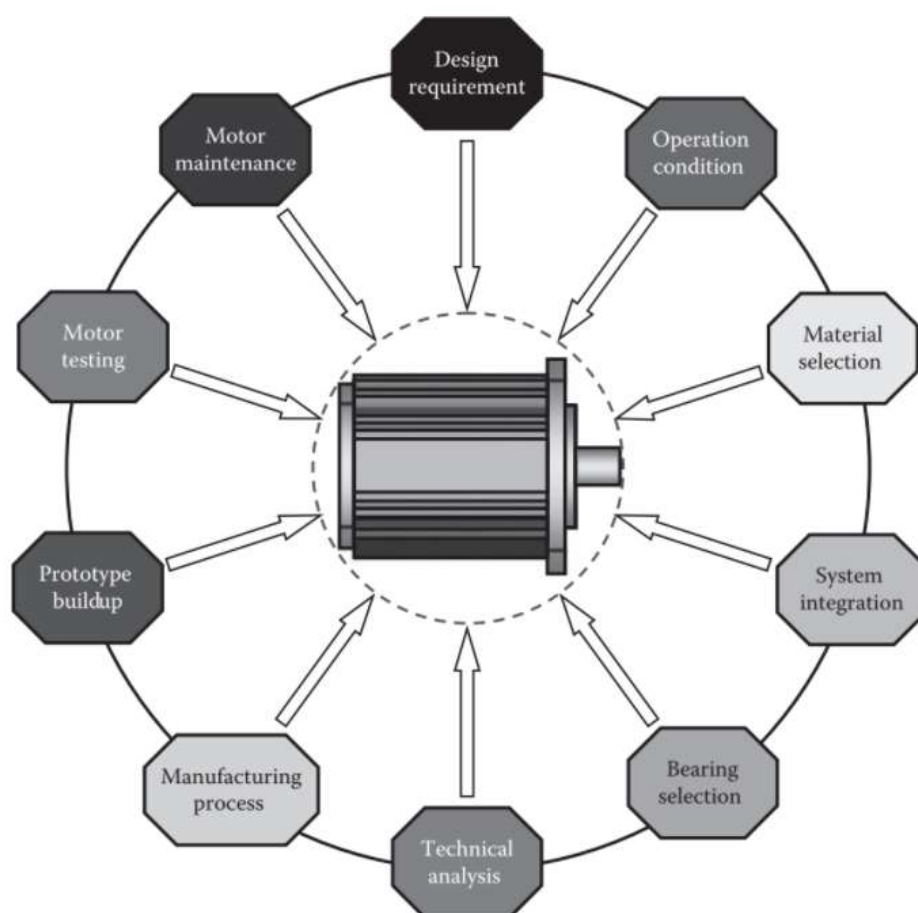
$q$  : Càrrega elèctrica puntual  
 $v$ : Velocitat de la partícula

$E$ : Camp elèctric  
 $B$ : Densitat de camp magnètic

A pesar que aquest el principi bàsic, la formula completa s'adapta a cada configuració de motor.

## 4. Disseny mecànic d'un motor elèctric

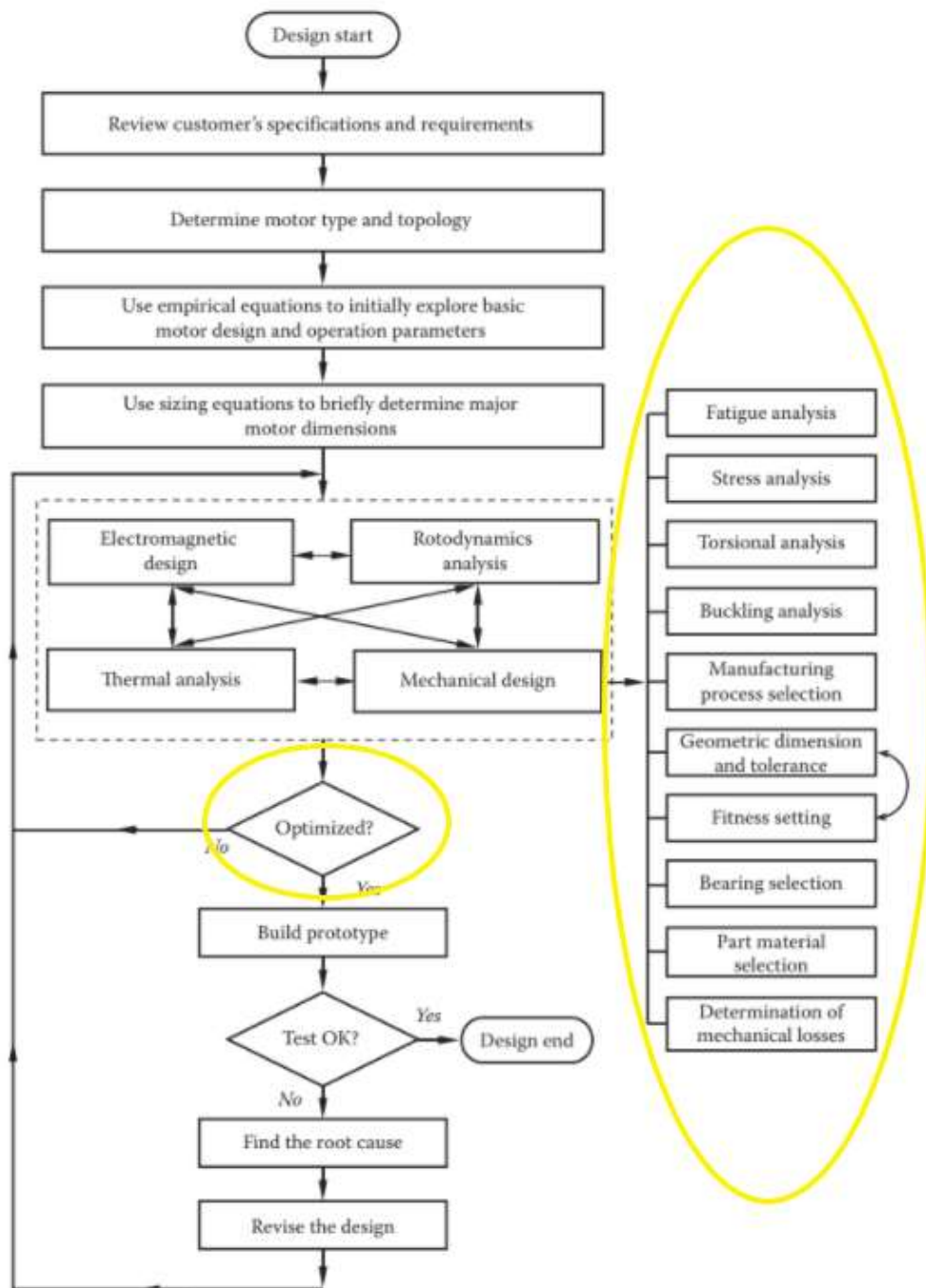
Per al disseny d'un motor elèctric, es tenen molts aspectes en compte com són els requeriments de disseny, les condicions d'operació, la selecció de materials, la integració del sistema, la selecció de rodaments, l'anàlisi tècnic, el procés de fabricació, la construcció del prototip, el testejat del motor i per últim el manteniment.



Il·lustració 3: Parts del disseny d'un motor elèctric.

El flux de disseny és el presentat en Il·lustració 4. En aquest treball es segueix majoritàriament el flux a partir del disseny mecànic següent:





Il·lustració 4: Passos disseny motor elèctric (mecànic).

## 4.1. Disseny previ del motor

Tal com es recomana a (Mott 2006), primer es plantegen les variables conegudes, un cop s'arriba al disseny de la part mecànica, es tenen en consideració entre altres:

- Configuració del motor
- Dimensions de les parts elèctriques com els imants, els bobinats, laminats, y separacions mínimes i màximes.
- Parell en el centre de l'eix
- Forces que actuen en el motor, per exemple, el pes del vehicle.
- Dimensions d'on va l'eix acoblat

Amb la informació que donen aquestes variables, es fa un disseny constructiu del conjunt, aquest disseny genera respostes a les necessitats que es plantegen en el procés d'imaginació.

Pel disseny constructiu d'un motor elèctric, s'ha de tindre en compte els següents aspectes:

- El conjunt del motor s'ha de poder muntar i desmuntar.
- El pes s'ha de reduir al màxim per reduir el moment d'inèrcia, els esforços, i tot plegat, millorar l'eficiència mecànica.
- Utilitzar mesures normalitzades dels components per evitar la fabricació de peces exclusives i reduir costos de fabricació.
- Ubicar les forces el més pròxim als suports per reduir els esforços.
- Les peces han de ser fabricades, amb la major facilitat possible.
- Inspirar-se en dissenys previs.

Es realitza un esbós de cada component i del conjunt per poder tindre un punt de partida en el disseny de cada component.

## 4.2. Disseny de l'eix

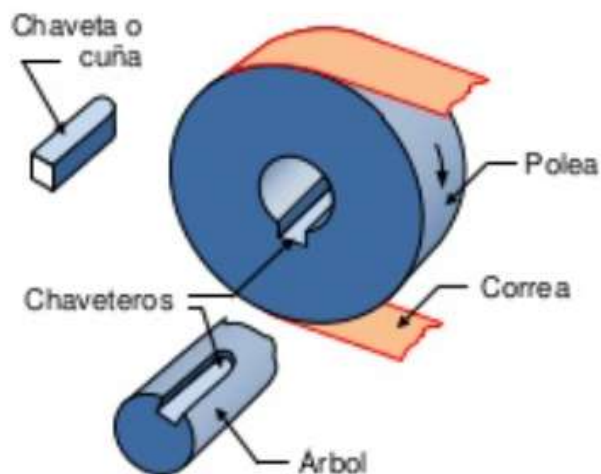
Segons (Useche, 2018) les etapes per el disseny d'un eix son:

1. Selecció del material
2. Disseny constructiu (configuració geomètrica)
3. Verificació de la resistència
  - Estàtica
  - A fatiga
4. Verificació de la rigidesa
  - Deflexió per flexió i pendent de l'elàstica
  - Deformació per torsió

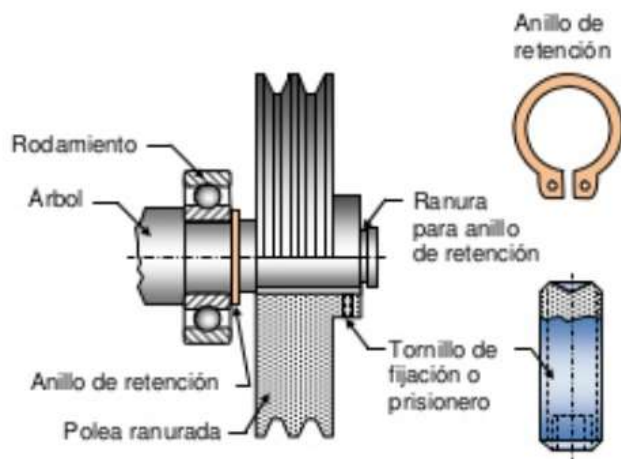
### 4.2.1. Accessoris dels eixos

Certa part de la següent informació ha estat extreta de (Useche 2018).

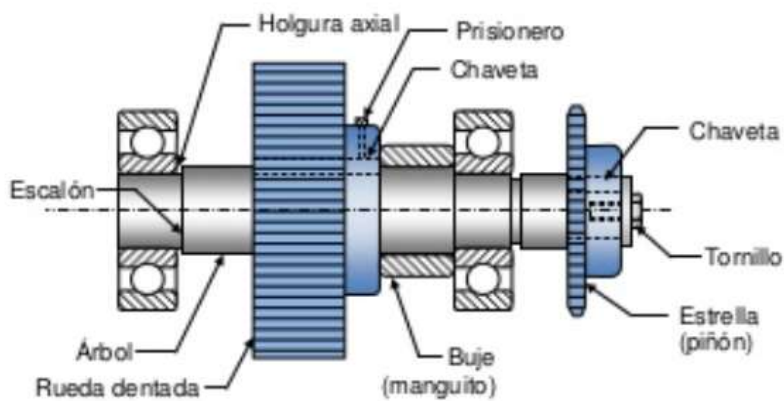
En els eixos van elements ubicats axialment, per poder posicionar-los correctament s'utilitzen límits, casquets o regruixos. Per la transmissió de potència, o fixar components, s'utilitzen falques, xavetes, estriats, pesadors, ajustos a pressió... Cal conèixer les possibles configuracions per poder realitzar un disseny previ el més pròxim possible al definitiu.



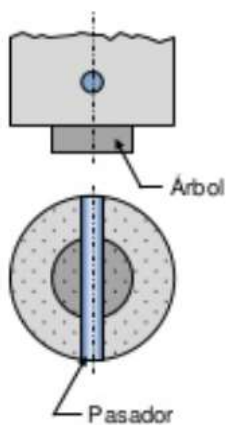
Il·lustració 5: Components sistema eix-politja



Il·lustració 6: Componentes eix-politja 2.



Il·lustració 7: Components eix-politja.



Il·lustració 8: Componentes eix-politja.

#### **4.2.2. Selecció del material**

El material més utilitzat en els eixos és l'acer, seguint les recomanacions de la norma SAE (Society of Automotive Engineers) per als eixos de motors, s'utilitzen acers de mig % en carboni, que van del SAE 1020 al SAE 1050. Les propietats dels acers estan a l'annex A.1 *Propietats mecàniques dels acers AISI* i a l'annex A.2 *Propietats físiques de materials d'enginyeria*.

#### **4.2.3. Disseny constructiu**

Amb el disseny previ del motor, es coneixen els punts de les reaccions i de les forces que actuen en l'eix. Amb aquestes dades, es realitza el disseny previ de l'eix per tindre una idea dels elements que aniran en aquest.

#### **4.2.4. Càlcul del diàmetre de l'eix**

L'eix rep forces radials, axials i tangencials, aquestes càrregues provoquen esforços per flexió, torsió, càrrega axial i tallant.

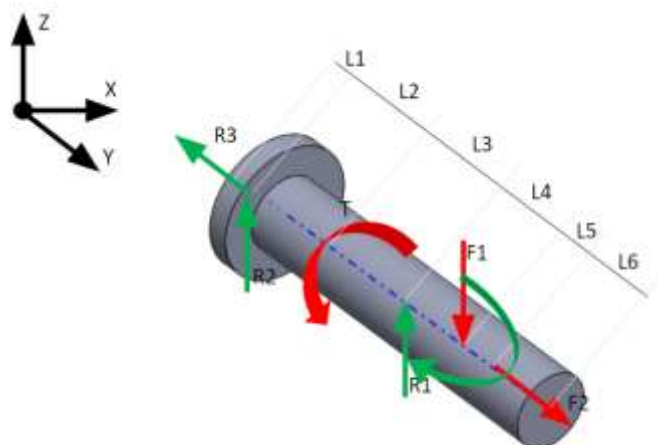
Hi ha molts mètodes per calcular el diàmetre de l'eix, en funció de l'aplicació d'aquest i de les càrregues que actuen, un mètode és seguir la norma ASME (American Society of Mechanical Engineers) que contempla el tipus d'eix (fixe o giratòri), els tipus de càrregues, la fatiga, etc.

Un altre mètode és fer el càlcul pel mètode estàtic amb factors de seguretat molt grans (al voltant de 5). L'anàlisi a fatiga segons l'aplicació de l'eix, no és del tot factible i molt difícil, ja que per aquests tipus d'anàlisi, el moment torçor i flector han d'estar en fase (arribar als punts màxims i mínims alhora), i per exemple, en un motor d'un vehicle, tenint en compte l'acceleració i desacceleració i les irregularitats de la carretera, gairebé mai arriben succeeix.

Amb el diàmetre calculat, se simula amb un software FEA (Anàlisi per elements finits) tant en estàtic com a fatiga, per verificar que resistirà a vida infinita. Si no es dóna el cas, es torna a calcular amb un factor de seguretat més gran, en el cas que sobrepassi molt la vida infinita ( $10^6$  cicles), es torna a calcular amb un factor de seguretat inferior.

##### **4.2.4.1. Diagrama del cos lliure**

El diagrama de cos lliure és una representació gràfica per analitzar les forces que actuen en un cos lliure. Per realitzar-ho, es fa un esbós de la peça, posant els recolzaments i les forces.



Il·lustració 9: Diagrama cos lliure eix motor. Font: Pròpia

#### 4.2.4.2. Càlcul de les reaccions

Per calcular les reaccions, s'igualen les forces i els moments a zero.

$$\sum \vec{F} = 0 \quad (\text{Eq.4.2.4.2.1})$$

$$\sum \vec{M} = 0 \quad (\text{Eq.4.2.4.2.2})$$

#### 4.2.4.3. Diagrames d'esforços

S'analitza els esforços tallants, axials, moments flectors i torçors per cada tram. S'entén com un tram, la part de l'eix que es troba entre dues forces o entre dos canvis de seccions.

Es representa en un gràfic posant en l'eix vertical la càrrega, i en l'horitzontal la distància.

#### 4.2.4.4. Determinació de la secció més carregada

A partir dels diagrames d'esforços, es veu gràficament la secció més carregada, aquesta és on els esforços són més grans. Aquesta secció és la que limita el dimensionament, el diàmetre mínim de l'eix serà calculat a partir d'aquesta secció.

En el cas dels eixos amb diferents seccions, determinem la secció més carregada de cada secció i s'analitzarà cadascuna per separat.

#### 4.2.4.5. Càlcul del diàmetre mínim de la secció més carregada

La norma ASME (American Society of Mechanical Engineers) dóna una equació pel càlcul d'eixos que treballen a torsió, flexió i càrrega axial, que es basa en l'equació d'esforç tallant màxim modificada amb la introducció de factors de xoc, fatiga i columna.

- Eixos buits

$$de^3 = \frac{16}{\pi\sigma_p(1-K^4)} \sqrt{\left(CfM + \frac{\alpha F di(1+K)^2}{8}\right)^2 + (CtT)^2} \quad (\text{Eq.4.2.4.5.1})$$

- Eixos massissos

$$d^3 = \frac{16}{\pi\sigma_p} \sqrt{(CfM)^2 + (CtT)^2} \quad (\text{Eq.4.2.4.5.2})$$

M = Moment flector

T = Moment torçor

K = di/de

Cf = Factor de xoc i fatiga, aplicat al moment flector

Ct = Factor de xoc i fatiga, aplicat al moment torçor

$\sigma_p$  = Esforç permisible, 30% del límit elàstic. Si en l'eix hi ha xavetes o estries, aquest valor disminueix un 25%.

de = Diàmetre exterior

di = Diàmetre interior

F = Càrrega axial

$\alpha$  = Factor columna, per càrregues a tracció té un valor de 1, per compressió es calcula:

$$\alpha = \frac{1}{1-0.0044\left(\frac{L}{K}\right)}, \text{ Si } L/K < 155 \quad (\text{Eq.4.2.4.5.3})$$

$$\alpha = \frac{Sy}{\pi^2 n E} \left(\frac{L}{K}\right)^2, \text{ Si } L/K > 155 \quad (\text{Eq.4.2.4.5.4})$$

$n = 1$ , extrems articulats

$n = 2,25$ , extrems fixos

$n = 1.6$  extrems restringits parcialment (per exemple, coixinets)

$k = \text{Radi de gir} = (I/A)^{1/2}$

$I = \text{Moment d'inèrcia}$

$A = \text{Àrea de la secció transversal}$

$S_y = \text{Esforç de fluència}$

Els valors dels coeficients  $C_m$  i  $C_t$  varien en funció del tipus d'eix i de la càrrega:

<b>Per eixos fixes</b>	$C_m$	$C_t$
Càrrega aplicada gradualment	1.0	1.0
Càrrega aplicada de cop	1.5 .. 2.0	1.5 .. 2.0
<b>Per eixos en rotació</b>		
Càrrega aplicada gradualment	1.5	1.0
Càrrega de cop (xocs lleugers)	1.5 .. 2.0	1.0 .. 1.5
Càrrega de cop (xocs forts)	2.0 .. 3.0	1.5 .. 3.0

*Il·lustració 10: Taula de valors de  $C_m$  i  $C_t$ .*

#### 4.2.5. Verificació de la resistència

Per verificar la resistència, se simulen els esforços en un programa FEA (Finite elements analysis).

Es fa anàlisi estàtic i a vida infinita. El factor de seguretat ha de ser superior a 3, en el cas contrari, s'ha de disminuir gradualment l'esforç permisible i iterant fins a aconseguir-ho. En l'anàlisi a vida infinita, si tant el nombre de cicles és inferior a  $10^6$  o el percentatge de dany és superior a 100%, s'ha de tornar a calcular el diàmetre amb un esforç permisible menor. En el cas que el nombre de cicles sigui molt superior a  $10^6$  o el percentatge de dany molt inferior a 100%, es torna a calcular el diàmetre amb un esforç permisible major.



#### 4.2.6. Estandardització del diàmetre.

Per estandarditzar el diàmetre i la forma de l'eix, s'utilitza la norma que més s'apropi al disseny previ. En l'annex B Normalització d'eixos (DIN 5472), hi ha les taules de la norma DIN 5472.

#### 4.2.7. Verificació de la rigidesa

Les càrregues aplicades a l'eix, produeixen deformacions, aquestes deformacions han de ser petites per a d'evitar efectes no desitjats com vibracions, cops, desgasts, etc.

Per trobar els valors de les deformacions, es pot calcular analíticament o per la simulació en FEA.

##### 4.2.7.1. Angle de torsió

$$\theta = \frac{TL}{JG} \leq 0.01 \text{rad/m} \quad (\text{Eq.4.2.7.1.1})$$

$\theta$  = Angle de deformació (torsió)      L = Longitud (m)      G = mòdul de rigidesa (Pa)

T = Par de torsió (Nm)      J = mòdul polar d'inèrcia (m<sup>4</sup>)

##### 4.2.7.2. Deflexió

La deflexió màxima en direcció perpendicular a l'eix, també coneguda com a fletxa màxima, ha de ser menor que la separació mínima entre l'estator y el rotor que la limita la part elèctrica. El càlcul de la fletxa màxima varia segons el tipus de configuració. Les fórmules es troben l'annex A.3 *Taules de reaccions, moments i fletxes*.

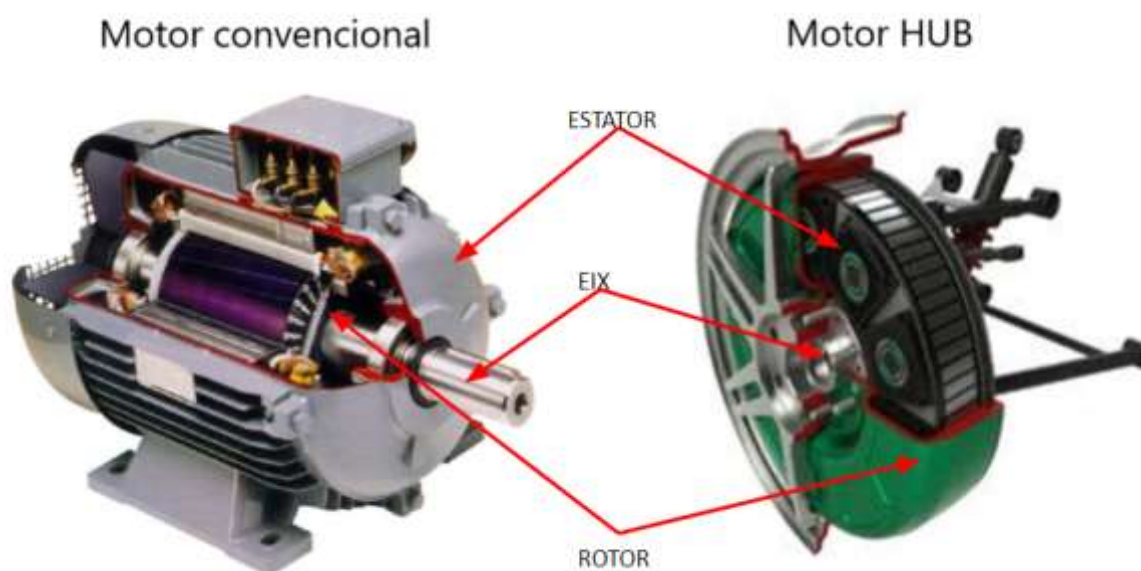
### 4.3. Disseny de l'estator i el rotor

A l'hora de dissenyar l'estator i el rotor, es coneixen variables que depenen del disseny elèctric com la configuració i dimensions.

Amb aquestes condicions de disseny, es fa un disseny previ i s'optimitza per treure el màxim material possible.

Si l'eix es fixe, l'estator té la forma d'una llanta semblant a la d'un cotxe o un disc, i si l'eix es giratori, és el rotor el que té aquestes formes. De les dues maneres, les dimensions màximes i mínimes estan molt limitades.

En els motors convencionals, no tipus HUB, l'estator forma part de la carcassa, o va acoblat a aquesta i es recolza en l'eix a través de rodaments, en els tipus HUB, va acoblat a l'eix.



Il·lustració 11: Motor convencional i motor HUB. Font: pròpia

#### 4.3.1. Selecció del material

Els estators dels motors, generalment estan fets d'alumini, per fundació i mecanitzats prèviament, així que es ha de trobar un aliatge amb aquestes característiques. Els aliatges d'alumini presenten les següents característiques:

- Resistència a la corrosió
- Lleuger
- Resistència i duresa mecànica
- Rigidesa i proporcionar força-pes
- Bona conductivitat tèrmica
- Bona conductivitat elèctrica
- Bones característiques d'acabar
- Reciclabilitat completa
- Resistència a altes temperatures de funcionament.

En el cas del rotor, pot ser d'acer o d'alumini, en funció de l'aplicació que es destinarà el motor. A continuació en la taula 1, es mostra les diferències d'un aliatge d'alumini enfront un acer.

Propiedad		Aluminió	Acero 371
1	Esfuerzo (N/mm <sup>2</sup> )	250	400
2	Elasticidad E, Mòdulo de Young (MPa)	70.000	210.000
3	Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	2,7	7,8
4	Punto de fusión (°C)	660	1500
5	Rango de temperatura de trabajo (°C)	-250 a 150	-50 a 500
6	Conductibilidad elèctrica (m/Ohm mm) <sup>2</sup>	29	7
7	Conductividad tèrmica (W/m °C)	200	76
8	Coefficiente de expansi3n lineal x 10-6/°C	24	12
9	No-magnètico	Sí	No
10	T3xico	No	No
11	Resistente a la corrosi3n	Sí	Sí
12	Mecanizado	Fàcil	Fàcil
13	Maleable	Sí	Sí
14	Costo	Barato	Caro

Il·lustraci3n 12: Taula comparativa Alumini i Acer 371.

L'acer té millors propietats de resistència. En canvi, l'alumini millors propietats de conductivitat tèrmica (condici3n prioritària en aquest cas). Preferentment s'agafa alumini, ja que el cost és més baix i té millor conductivitat tèrmica, però si no s'aconsegueix un disseny que compleixi els requisits, passem a l'acer.

Les propietats dels aluminis per fundici3n, estan a l'annex A.5 *Propietats dels aluminis per fundici3n*.

#### 4.3.2. Disseny constructiu i disseny previ

Per realitzar el disseny constructiu, s'ha de tenir en compte que l'estator treballa a torsió i que aquest s'ha de fixar a una part del motor. Per aconseguir aix3, s'utilitzen xavetes, pesadors, cargols, etc.

El rotor pot tindre dues configuracions:

- Acoblat a l'eix: Només té moment torçor. S'uneix per acoblament, normalment amb un cub amb dents o xaveta si el moment torçor no és molt gran. Tindrà forma de roda d'un cotxe
- Rotor com carcassa. En aquest cas, haurà de suportar forces radials a més a més de moment torçor. Anirà recolzar en rodaments i tindrà forma d'anell.

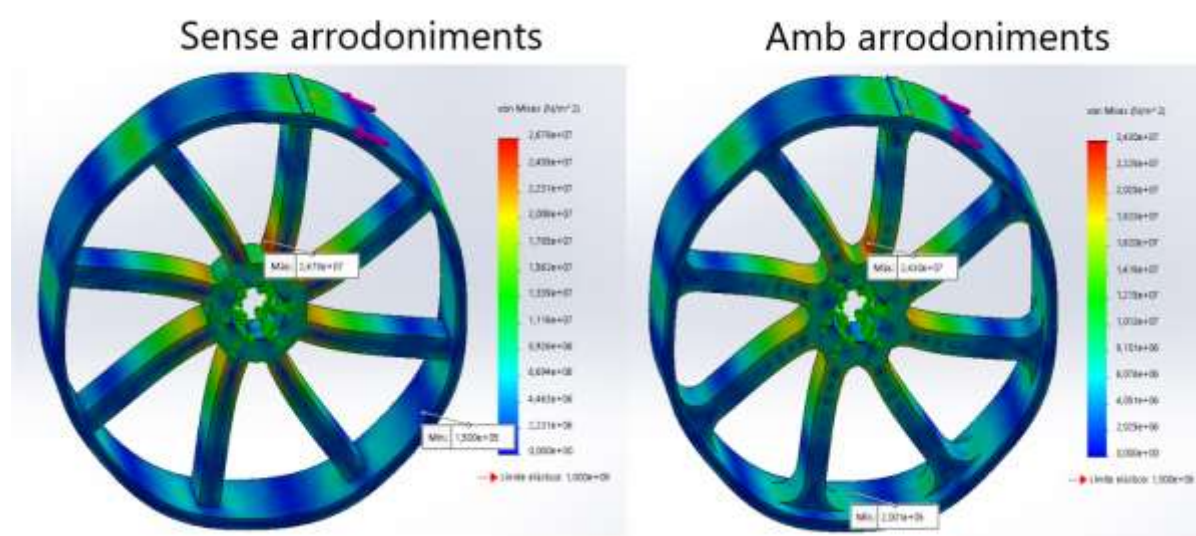
Si va acoblar a la carcassa, primer es realitza un anell massís, si va a l'eix, una roda massissa amb el forat de l'eix en el centre.

Com s'ha dit abans, les dimensions màximes i mínimes tant del rotor com de l'estator, estan molt delimitades, per tant es planteja un disseny amb les dimensions màximes, que després es va modificant fent iteracions fins arribar al punt més òptim.

### 4.3.3. Verificació de la resistència

Com el disseny previ és una forma molt senzilla, i amb el màxim de material possible, serà el màxim que podrà resistir l'estator o el rotor. Es fa una simulació estàtica per CAE i s'obté el factor de seguretat. Perquè el disseny sigui vàlid, aquest haurà de ser major de 3, en cas contrari, s'ha de provar altres aliatges i configuracions fins a trobar el que compleix els requisits.

El més probable és que on doni el factor de seguretat més petit sigui a les unions o en els canvis de secció, ja que apareixen concentradors de tensions<sup>1</sup>. Per evitar això es fan arrodoniments en aquests punts.



Il·lustració 13: Comparació rotor amb arrodoniments i sense. Font pròpia

En la il·lustració 14, es pot veure un rotor amb arrodoniment i sense, al posar arrodoniments, el valor de la tensió de Von Mises es redueix  $2480000$  Pa, un 10%.

<sup>1</sup> Concentrador de tensions: és una localització dins d'un sòlid elàstic on el camp de tensions es concentra. (Wikipedia 2019)

#### 4.3.4. Optimització

En el disseny previ i en la verificació de la resistència, s'utilitza la geometria més bàsica possible. Ara s'ha de treure la major quantitat de material que es pugui per poder reduir el pes i millorar les prestacions mecàniques. És molt important tindre en compte que la peça s'ha de poder fabricar el més fàcil possible, per això s'han d'evitar formes molt complexes. El factor de seguretat sempre ha de ser superior a 3.

#### 4.3.5. Verificació de la rigidesa

Les càrregues aplicades a l'estator, provocaran torsió, aquesta torsió generalment pot provocar desgast entre els components, per aquest motiu és molt important que l'angle de torsió no superi 0.16rad. Aquest valor s'obté de l'anàlisi FEA.

En el cas del rotor, si és de tipus HUB, les càrregues aplicades, provocaran torsió i deflexió. Això pot provocar a més a més de desgast, vibracions i cops amb altres components del motor. L'angle de torsió no pot superar els 0.16rad i la deflexió no pot superar la distància mínima entre l'estator i el rotor. En el cas dels motors convencionals, la torsió i deflexió serà a l'estator.

### 4.4. Toleràncies i tractaments superficials

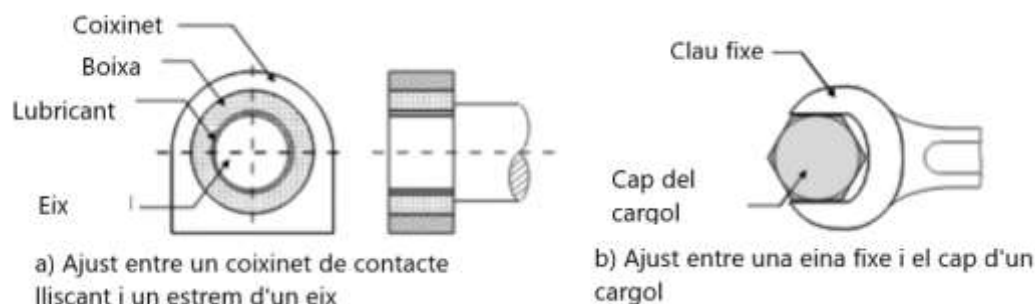
#### 4.4.1. Toleràncies i ajustos

A causa de les desviacions en els processos de fabricació, és impossible fabricar peces amb unes dimensions exactes, per aquest motiu, és necessari acceptar desviacions en les mesures, aquesta desviació es denomina tolerància.

Cada procés de fabricació, té unes toleràncies, que si no s'especifica el contrari, aquestes han de complir la norma del seu procés, descrita per exemple a la norma DIN 1691/1973.

#### 4.4.1.1. Ajustos

Un ajust apareix quan un element ha d'encaixar amb un altre per complir una funció.



Il·lustració 14: Exemple d'ajust. Font: Pròpia

Perquè un ajust es faci segons s'ha descrit prèviament, s'ha de definir les toleràncies. Pel que fa a la nomenclatura, s'ha de descriure que entenem com eix, forat, qualitat y posició de la tolerància:

- Eix: Component que té contacte extern.
- Forat: Component que té contacte intern.
- Qualitat: És la amplitud de la tolerància, relacionada amb la dimensió bàsica (cota nominal). Es representa com IT01, IT0, IT1, IT2...
- Posició de la tolerància: És el lloc on queda un punt de cada component. La posició de la tolerància defineix un joc mínim i un màxim. La posició de l'eix es representa amb una lletra minúscula i la del forat amb majúscula.

Per la selecció de l'ajust, es poden seguir les recomanacions de les normes ISO, resumides en la següent imatge:

AJUSTES MÓVILES		Agujero base			Eje base			
		H7	H8	H11	h6	h7	h8	h11
a)	Con gran juego (alineación defectuosa, longitudes muy grandes)		d8	a11 b11 c11 d11			D10	A11 B11 C11 D11
b)	Casos normales de piezas que giran o deslizan	e7 f6	e8 f7			E8 F7	E9 F8	
c)	Piezas que necesitan una guía precisa y giran despacio	g6			G7			
AJUSTES CON APRIETE								
a)	1) Colocación a mano	h6 j6	h7	h11	H7 J7	H8	H8	H11
	2) Colocación con mazo	k6 m6 n6			K7 M7 N7			
b)	1) Colocación con mazo	p6 r6			P7 R7			
	2) Montaje con prensa o dilatación	r6 s6 x7	u7		R7 S7 U7	U8 X7 Z7		

Il·lustració 15: Taula de tipus d'ajusts. Font: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn19.html>

#### 4.4.1.2. Toleràncies dimensionals

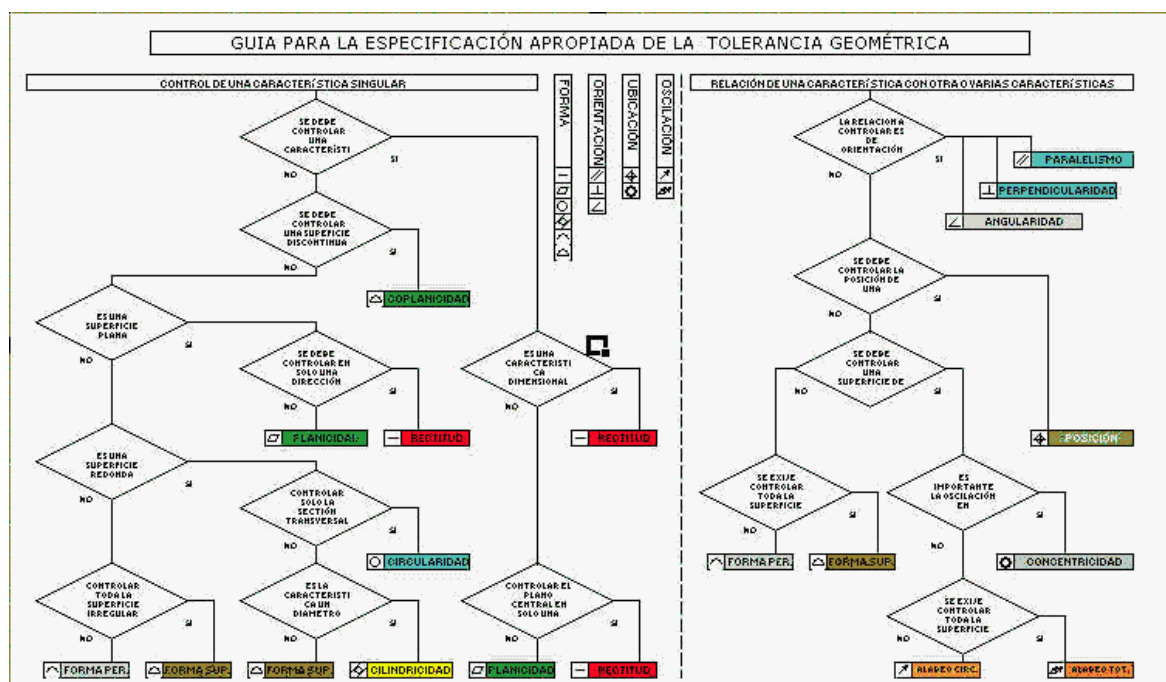
Les toleràncies dimensionals, estableixen uns límits superiors i inferiors. Qualsevol mesura que no estigui acompanyada d'una tolerància, hauran de complir les normes de toleràncies generals de cada procés, segons la norma DIN 1691/1973, per exemple.

#### 4.4.1.3. Toleràncies geomètriques

Les toleràncies geomètriques, s'especifiquen per aquells components que han de complir funcions importants en el conjunt. Poden controlar formes individuals o definir relacions entre diferents components. Aquestes toleràncies es classifiquen:

- Formes primitives: Planitud, rectitud, cilíndricitat, rodonesa.
- Formes complexes: Perfil, superfície
- Orientació: Paral·lelisme, perpendicularitat, inclinació.
- Ubicació: Concentricitat, posició
- Oscil·lació: radial, axial, total.

En la següent imatge, es mostra una guia per especificar correctament les toleràncies.



Il·lustració 16: Guia de toleràncies geomètriques. Tractament superficial

El tractament superficial és un procés de la fabricació de peces que es realitza amb l'objectiu de donar unes característiques determinades a la superfície de la peça.

- Augmentar la duresa, per obtenir superfícies més resistents al desgast.
- Obtenir un coeficient de fricció adequat en el contacte entre dos superfícies.
- Disminuir adhesió, com per exemple en contactes elèctrics per evitar un arc elèctric.
- Millorar la retenció de lubricants
- Augmentar la resistència a la corrosió i oxidació
- Augmentar resistència mecànica
- Controlar dimensions i rugositats
- Proporcionar característiques decoratives, com per exemple, el color.

En funció dels requeriments del motor, es fa un tipus de tractament o un altre, per exemple, si es vol utilitzar per ambients amb molta humitat, s'han d'incorporar tractaments per evitar la corrosió que es mesuren en hores en càmera salina.

En funció de l'ús al qual va destinat el motor, per exemple automoció, es poden seguir unes normes o altres per la selecció dels tractaments.



#### 4.4.1.4. Rugositat

La rugositat segons (Rubio Alonso 2014), és la desviació d'una superfície, aquesta pot variar en funció del tipus de fabricació (Il·lustració 17) i és un paràmetre important ja que influeix en molts aspectes com la resistència a la fatiga, el desgast, l'aspecte, etc.

La rugositat es selecciona en funció de l'aplicació del component..

RUGOSIDAD	APLICACIÓN
N1	Espejos. Bloques patrón
N2	Planos de apoyo de relojes comparadores
N3	Herramientas de precisión. Cojinetes superacabados. Acoplamientos estancos de alta presión en movimiento alternativo. Superficies bruñidas de retención sin retén.
N4	Soportes de cigüeñales y árboles de levas. Pies de válvulas. Superficies de cilindros de bombas hidráulicas. Cojinetes lapeados. Pernos de árboles para rotores de turbinas, reductores...
N5	Árboles acanalados. Superficie exterior de pistones. Acoplamientos efectuados a presión. Asientos de válvulas..
N6	Tambores de freno. Agujeros brochados. Cojinetes de bronce. Dientes de engranaje. Superficies de piezas deslizantes, como patines y sus guías.
N7	Caras de engranajes. Árboles y orificios de engranajes. Cara de émbolo.
N8	Pernos y cojinetes para transmisión (montaje a mano). Superficies de acoplamiento de partes fijas desmontables.
N9	Superficies laterales de retención con retenes normales.

Il·lustració 17: Tipus de rugositats en funció de l'aplicació.

Rugosidad promedio en micrómetros – Ra $\mu\text{m}$													
Procesos	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.80	0.40	0.20	0.10	0.05	0.025	0.012
Arenado	h												
Aserrado	h												
Brochado	h												
Bruñido	h												
Cepillado	h												
Cizallado	h												
Corte con soplete	h												
Corte electroquímico	h												
Corte láser	h												
Electroerosión	h												
Estampado	h												
Esmerilado	h												
Extrusión	h												
Forjado	h												
Fresado	h												
Fundición a cera perdida	h												
Fundición a presión	h												
Fundición en arena	h												
Fundición en coquilla	h												
Granallado	h												
Laminado en caliente	h												
Laminado en frío	h												
Lapidado	h												
Limado	h												
Mandrilado	h												
Mortajado	h												
Oxicorte	h												
Pulido	h												
Recalado	h												
Rectificado	h												
Superacabado	h												
Taladrado	h												
Torneado	h												
Trefilado	h												
	Aplicación frecuente									Aplicación menos frecuente			

Il·lustració 18: Valor de la rugositat en funció de la fabricació.

## 4.5. Segellat del motor

El segellat del motor és molt important ja que evita possibles errors en el funcionament a la llarga, que els poden provocar l'entrada de partícules, aigua, o la sortida de fluids si el motor porta.

Per realitzar el segellat, s'utilitzen juntes tòriques o les nomenades pastes de juntes. El primer que s'ha de conèixer a l'hora de seleccionar qualsevol tipus de segellat, és la temperatura i la pressió, aquest últim, poc important en el món dels motors elèctrics.

#### 4.5.1. Juntes tòriques

Les juntes tòriques és l'element més segur a l'hora d'aconseguir estanqueïtat i treballen en molts rangs de temperatura i pressió.

Per col·locar les juntes tòriques, es fan ranures on van ubicades, per exemple entre dues tapes. La junta ha d'anar comprimida, per tal que treballi correctament. La pressió que s'ha d'aplicar la determina el fabricant.

La ranura on va col·locada la junta ha de ser de secció més petita entre un 2 i un 5%.



*Il·lustració 19: Imatge de junta tòrica.*

#### 4.5.2. Pastes de juntes

La pasta de juntes o segador, es un material viscos que canvia a estat sòlid quan s'aplica.

És menys eficaç respecte les juntes tòriques però com a avantatge, facilita el disseny ja que només necessita una superfície plana (amb rugositat si es possible) per aplicar-ho.

Podem trobar de silicona, de poliuretà o acrílic, la selecció d'aquests varia en funció de les característiques del motor així com el material de la superfície on s'aplica, el rang de temperatures d'operació o el tipus de producte del que es vol aïllar.

### 4.6. Rodaments

Els rodaments són uns elements rotatius que segons l'esforç que suporta, pot ser radial, axial o una combinació dels dos.

Els rodaments axial, suporten esforços en la direcció del seu eix, per exemple, una els d'una porta. Els rodaments radials, els utilitzats en els motors, els esforços són en direcció normal a la direcció que

passa pel centre del seu eix, per exemple, una roda i els rodaments radials-axials, suporten els dos tipus d'esforços, combinats o alternament.

#### 4.6.1. Tipus de rodaments

Tipus	Nom	Tipus de càrrega d'operació	Velocitat d'operació	Capacitat de càrrega	Imatge
De boles	De ranura	Radial	Alta	Mitja	
	De contacte angular	Radial Axial	Alta	Alta	
	Auto-alineats	Radial	Alta	Baixa	
	D'empenta	Axial	Alta	Mitja	
De corró	Esfèrics	Radial Axial Radial d'impacte	Mitja	Alta	
	Cilíndrics	Radial	Alta	Alta	

	Cònics	Radial Axial	Mitja	Alta	
	D'agulla	Radial	Baixa	Alta	

Il·lustració 20: Tipus de rodaments

#### 4.6.2. Selecció de rodaments

Per seleccionar els rodaments, primer hem de conèixer el diàmetre limitant, ja sigui l'exterior o l'interior, i seleccionar un capaç de suportar les càrregues i moments necessàries.

La velocitat de gir i la temperatura de treball, també s'ha de conèixer ja que és un limitant a l'hora de seleccionar rodaments.

#### 4.6.3. Vida dels rodaments

Per calcular la vida dels rodaments, s'ha de calcular la càrrega dinàmica equivalent segons les equacions 4.6.2.1 o 4.6.2.2.

Si  $F_a/F_r \leq 2.35$ :

$$P = X * Fr + Y * Fa \quad (\text{Eq.4.6.2.1})$$

Si  $F_a/F_r > 2.35$ :

$$P = 0.97 * Fr + Fa \quad (\text{Eq.4.6.2.2})$$

P = Càrrega dinàmica equivalent

Fr = Força radial

Fa = Força axial

X = % de càrrega radial

Y = % de càrrega axial

Amb la càrrega dinàmica equivalent calculada, es defineix el paràmetre p, que té un valor de 3 per rodaments de boles i de 3.33 per a rodaments cilíndrics.

El nombre de revolucions que resistirà es calcula amb l'equació 4.6.2.3:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (\text{Eq.4.6.2.2})$$

L10 = Milions de revolucions

C= Capacitat de càrrega (la proporciona el fabricant)

P = Càrrega dinàmica equivalent

P =Factor

## 5. Exemple de disseny d'un motor elèctric

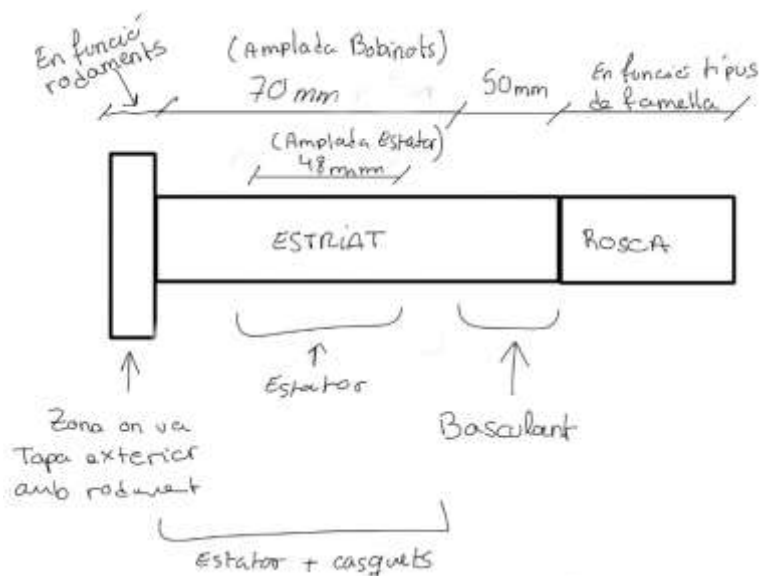
Les variables conegudes definides prèviament per les condicions de disseny i la part elèctrica son:

- Configuració del motor: Motor en roda d'imants permanents. Utilitzat per anar en un basculant monobraç d'una motocicleta.
- Dimensions de les parts elèctriques:
  - Imants que van en el rotor. Plànol TFE.FFM-01001-00
  - Anell laminat. Plànol TFE.FFM-01002-00
  - Diàmetre interior rotor 283mm.
  - Separació entre rotor i estator (incloent imants) = 0.5mm.
  - Ample dels bobinats 70 mm.
- Dimensions dels elements exteriors:
  - Amplada de monobraç 50mm.
- Parell en el centre de l'eix 240Nm.
- Forces que actuen en el motor:
  - Pes màxim 2180N

### 5.1. Disseny previ

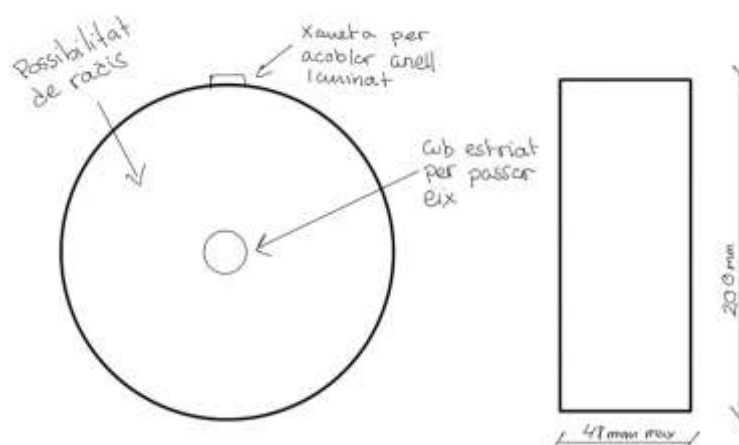
Amb les condicions de disseny i pensant en un disseny constructiu, es realitza un disseny previ.

- Eix



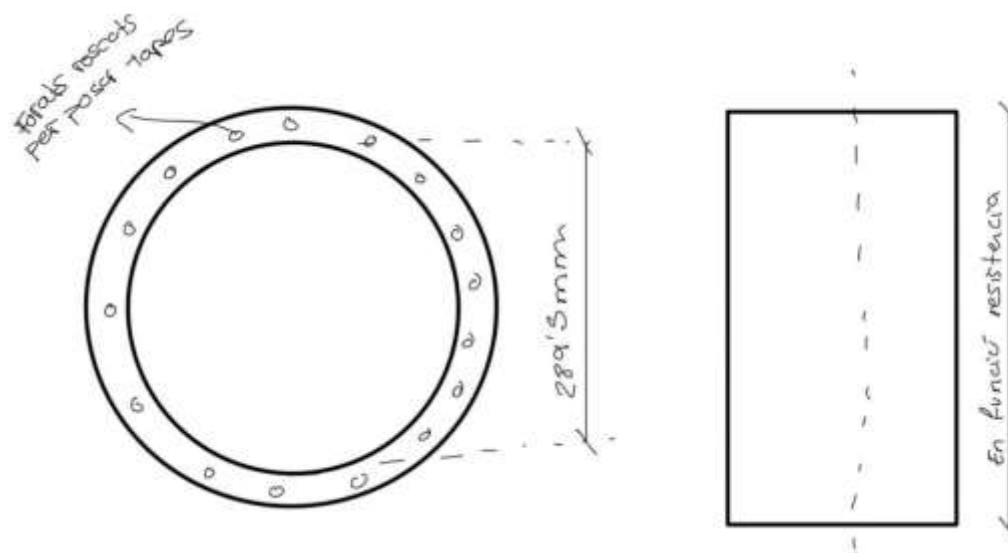
Il·lustració 21: Esbós del disseny previ de l'eix. Font: Pròpia

- Estator



Il·lustració 22: Esbós del disseny previ de l'estator. Font: Pròpia

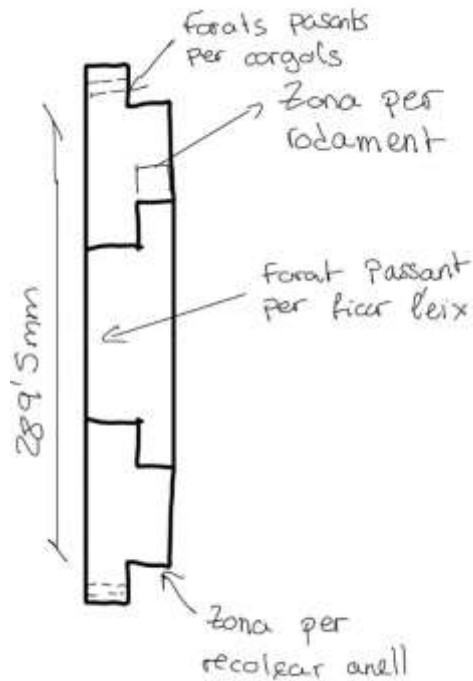
- Anell del rotor



Il·lustració 23: Esbós del disseny previ de l'anell de rotor. Font: Pròpia



- Tapa exterior i interior



Il·lustració 24: Esbós del disseny previ de les tapes exterior i interior. Font: Pròpia

## 5.2. Disseny de l'eix

### 5.2.1. Selecció del material

El material que agafem per aquest tipus d'eix és el SAE/AISI 1045 ja que és molt utilitzat per molts fabricants en els eixos de motors, eixos de lleves, etc.

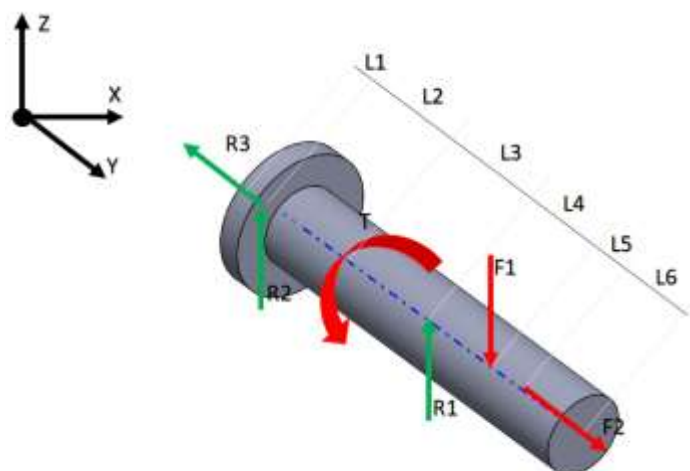
Les propietats mecàniques de l'annex A.1 i A.2 que afecten al disseny són:

Límit de elàstic = 531Mpa

Mòdul d'elasticitat (E) = 206.8Gpa

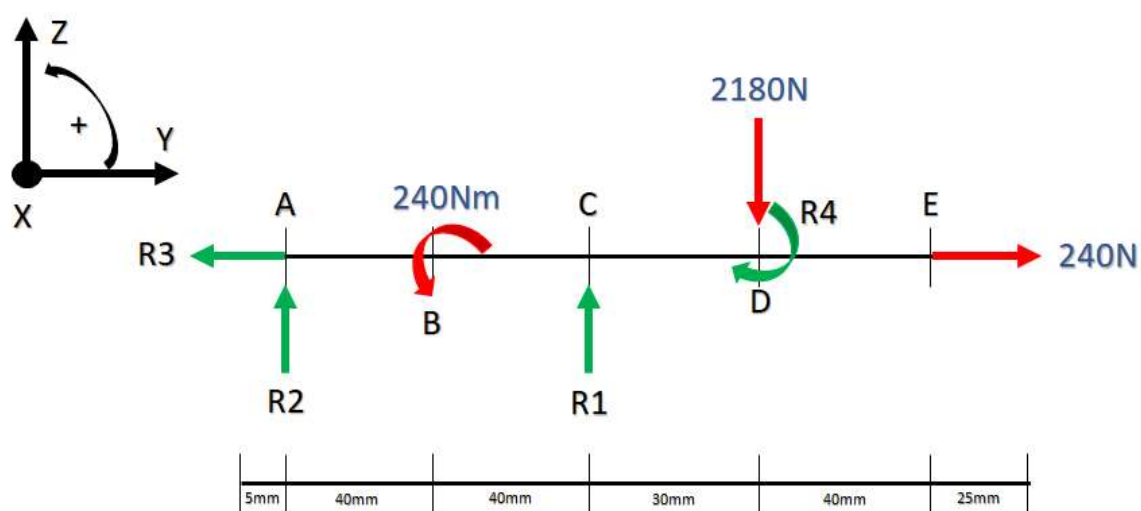
Mòdul de rigidesa (G) = 80.8Gpa

### 5.2.2. Diagrama del cos lliure



Il·lustració 25: Diagrama del cos lliure de l'eix. Font pròpia

### 5.2.3. Càlcul de les reaccions



Il·lustració 26: Representació de forces i a l'eix. Font pròpia

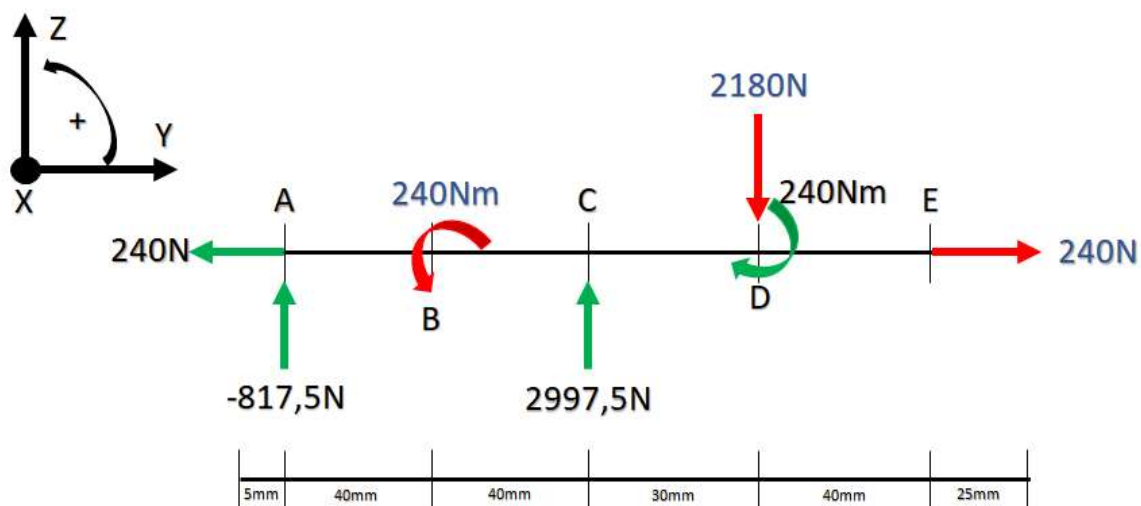
Amb les equacions 4.2.4.2.1 y 4.2.4.2.2, es calcula R1, R2, R3 i R4.

$$R1 = 2997.5\text{N}$$

$$R2 = -817.5\text{N}$$

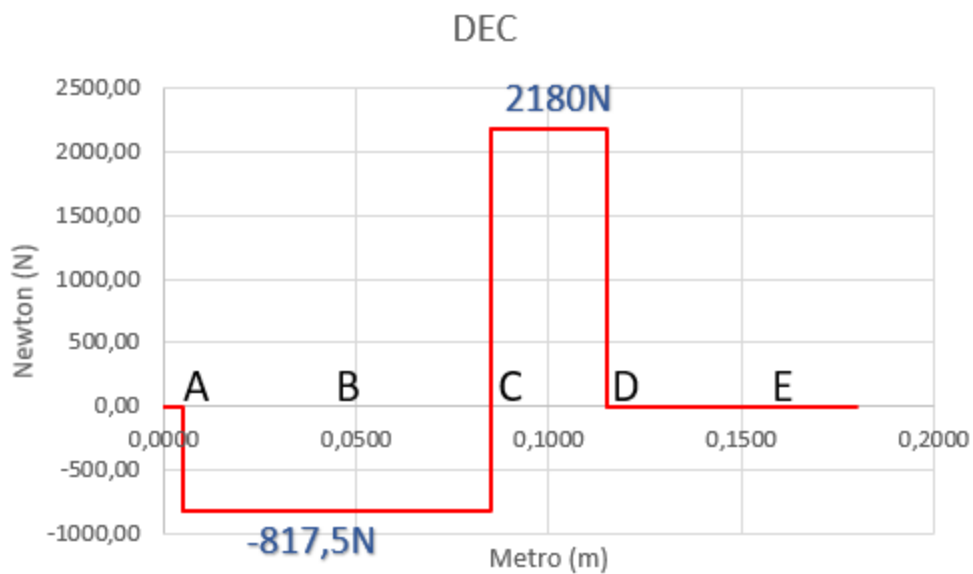
$$R3 = 240\text{N}$$

$$R4 = 240\text{Nm}$$

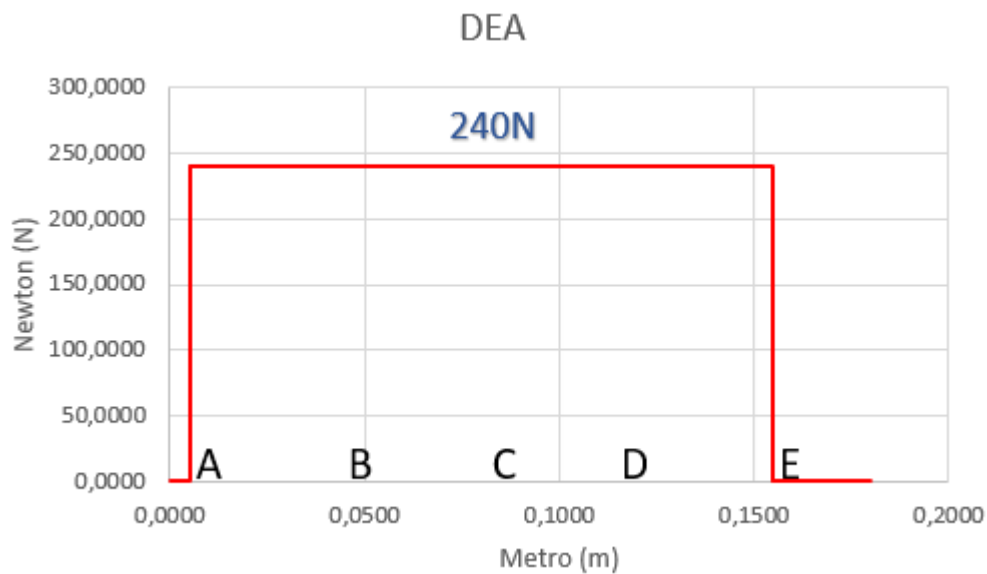


Il·lustració 27: Representació de forces 2 a l'eix. Font pròpia

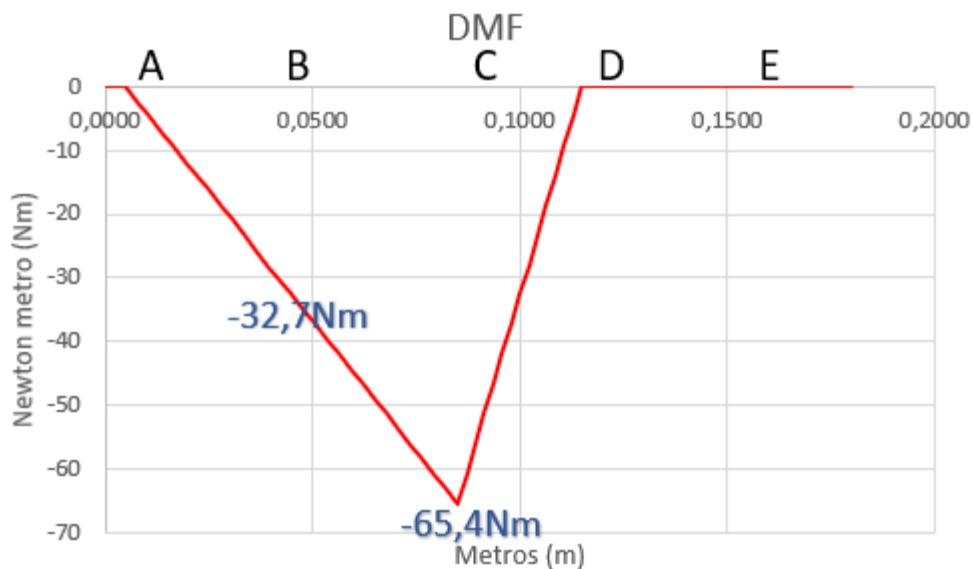
#### 5.2.4. Diagrames d'esforços



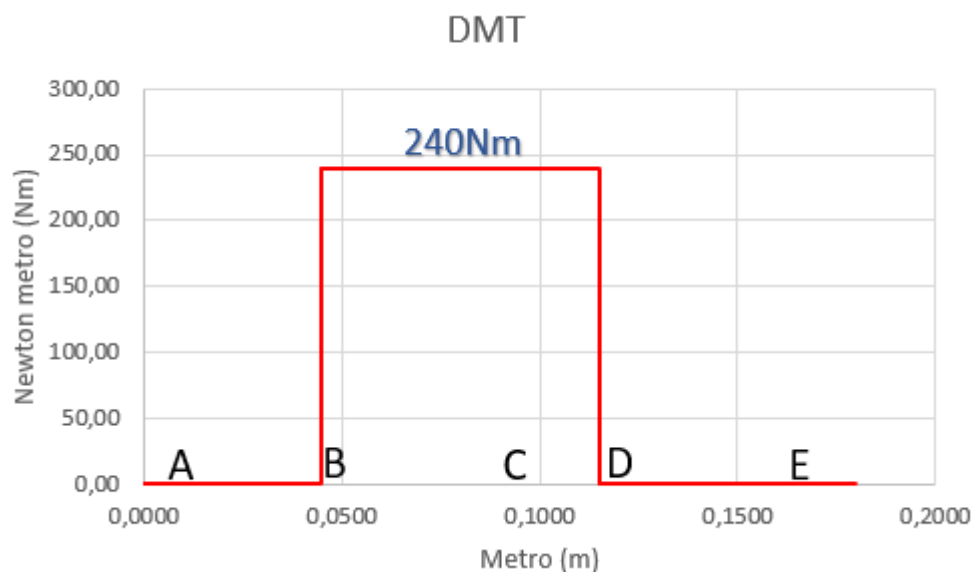
Il·lustració 28: Diagrama d'esforços tallants de l'eix. Font pròpia



Il·lustració 29: Diagrama d'esforços axials de l'eix. Font pròpia



Il·lustració 30: Diagrama de moment flector de l'eix. Font pròpia



Il·lustració 31: Diagrama de moment torçor de l'eix. Font pròpia

### 5.2.5. Determinar secció més carregada

La secció més carregada es en el punt C, ja que és on hi ha més esforç tallant, axial, torçor i flector.

Esforç tallant = 2180N. Esforç axial = 240N, Moment flector = 64,5Nm, Moment torçor = 240Nm.

### 5.2.6. Càlcul del diàmetre mínim de la secció crítica

La secció crítica és la més carregada. En el cas que sigui un eix amb diferents diàmetres, es calcularia el diàmetre mínim de cada secció.

En aquest cas, calculem en el punt C i valdrà per tot l'eix.

Aplicant la equació 4.2.4.5.2, amb els paràmetres:

$$S_y = 9806620\text{Pa}$$

$$M = 65,4\text{Nm}$$

$$T = 240\text{Nm}$$

$$\text{Tensió màxima permisible} = 0,25 \text{ (hi ha estries)} * 0,3 * S_y$$

Dóna un diàmetre de = 24.3mm.

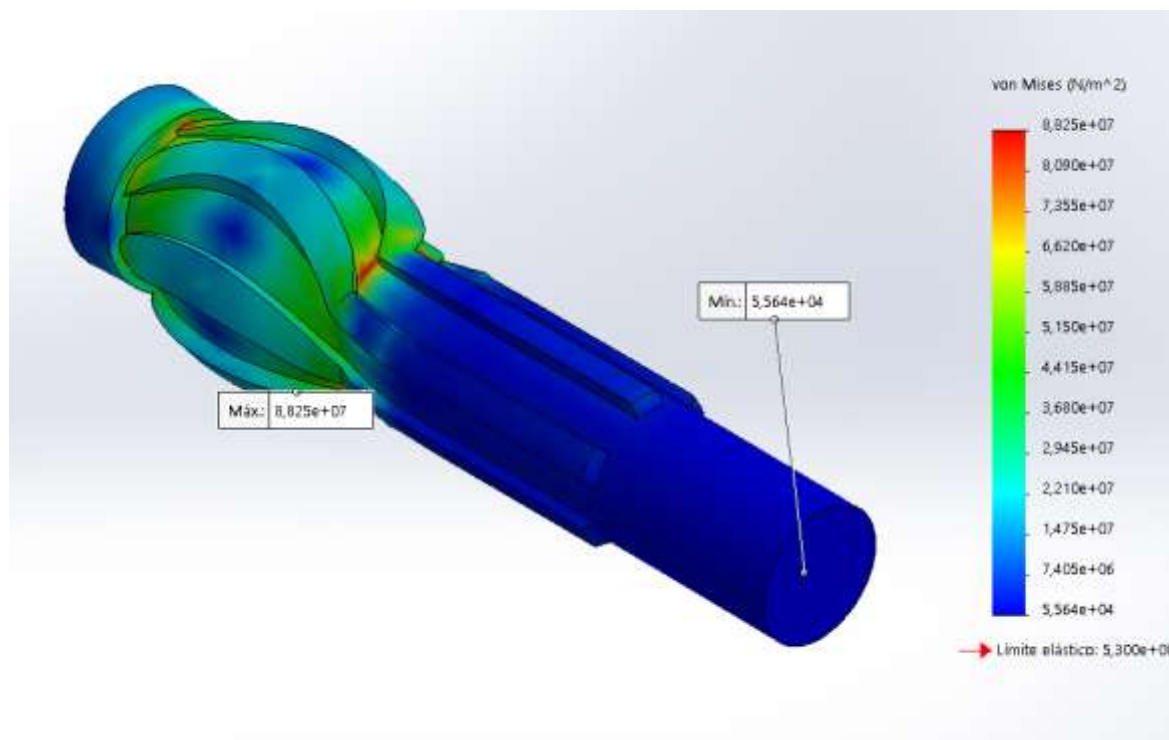
### 5.2.7. Estandardització del diàmetre

Segons la norma taula de l'annex B, la norma DIN 5462, adequada per eixos estriats per transmetre par amb poca velocitat de gir, es diàmetre immediatament superior es de 26mm, amb un diàmetre exterior de 30mm, 6 nervis de 6mm d'amplada.

## 5.2.8. Verificació de la resistència

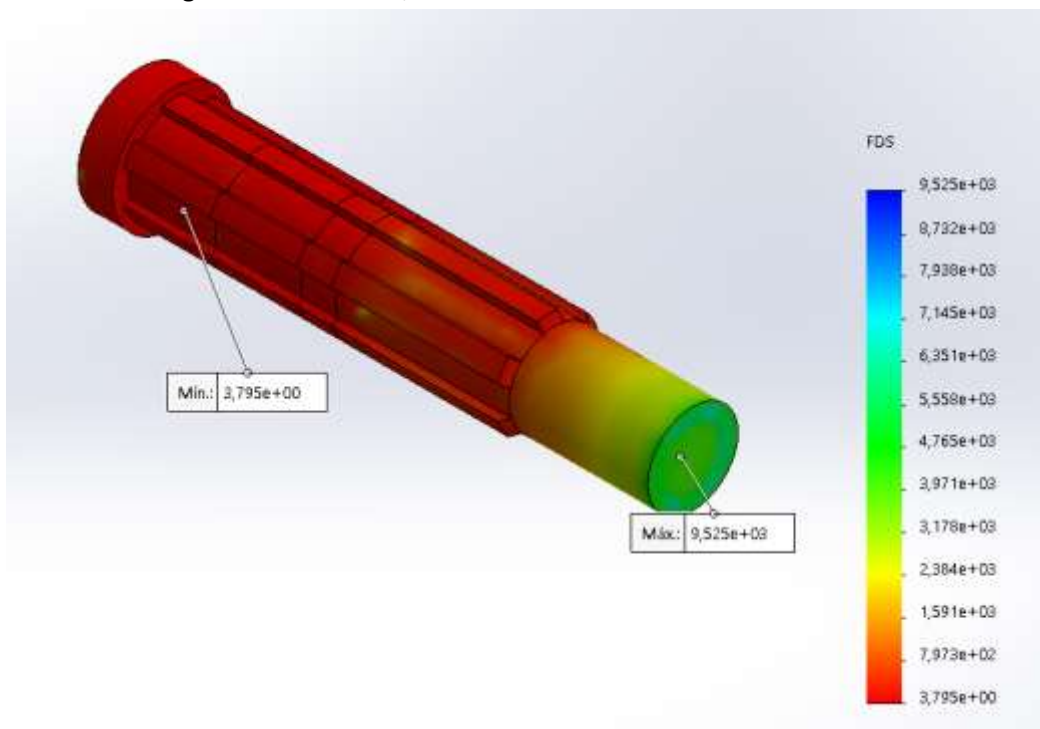
- Anàlisi estàtic

En l'anàlisi estàtic, el límit elàstic és inferior a la tensió de von Mises, sent la màxima amb un valor de  $8.825 \cdot 10^7$  N/m<sup>2</sup> a la zona de l'estriat, ja que és un concentrador de tensions.



Il·lustració 32: Eix. Anàlisi estàtic. Representació tensió de Von Mises. Font pròpia

I el factor de seguretat mínim de 3,795.

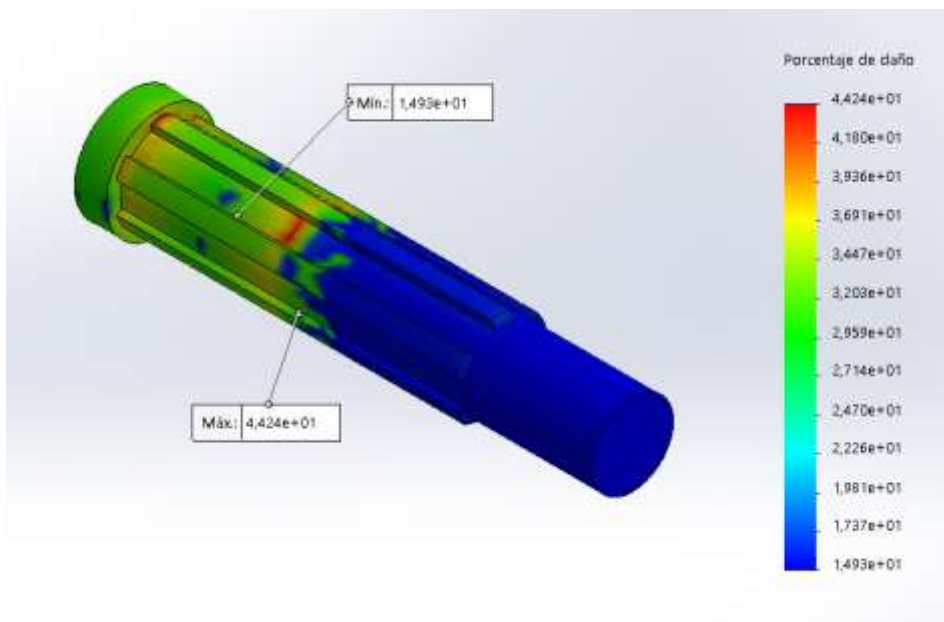


Il·lustració 33: Eix. Anàlisi estàtic. Representació Factor de seguretat. Font pròpia

Les dues condicions són òptimes, per tant el diàmetre es dona per vàlid en l'anàlisi estàtic.

- Anàlisi a fatiga

En l'anàlisi a fatiga, el percentatge de dany màxim és de 44.42, per tant no trenca a vida infinita.



Il·lustració 34: Eix. Anàlisi a fatiga. Representació Percentatge de dany. Font pròpia.

Tant en l'anàlisi estàtic com l'anàlisi a fatiga, els punts més crítics són els mateixos que hem calculat abans com secció crítica (punt C), cosa que verifica que les simulacions s'han fet correctament.

### 5.2.9. Verificació de la rigidesa

- Angle de torsió

Amb l'equació 4.2.7.1.1 es calcula l'angle de torsió per metre amb els paràmetres:

$$T = 240\text{Nm}$$

$$D = 0.026\text{ m}$$

$$L = 0.16\text{m}$$

$$G = 80 \cdot 10^9\text{ Pa}$$

$$J = \pi \cdot d^4 / 32$$

Dóna un resultat de 0.01 rad/m, queda dintre del màxim permès per aquest tipus d'eixos.

L'anàlisi estàtic dóna el valor de desplaçament màxim i mínim en direcció perpendicular al centre de l'eix. Amb aquest valor, podem aplicar l'equació 5.2.9.1 i dóna el valor de l'anàlisi.

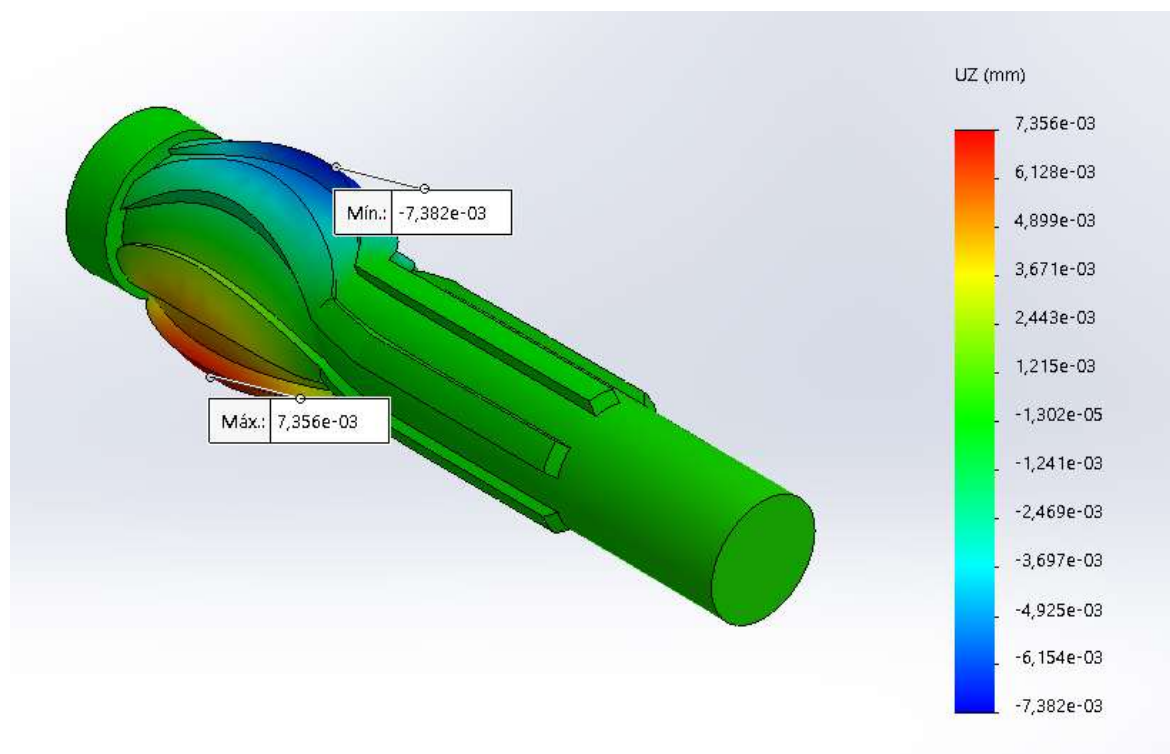
$$\phi = \frac{e_{\min} + e_{\max}}{d \cdot L} \quad (\text{Eq.5.2.9.1})$$

$e_{\min}$  = desplaçament mínim

$e_{\max}$  = desplaçament màxim

$d$  = diàmetre

$L$  = Longitud



Il·lustració 35: Eix. Representació desplaçaments eix Z



El valor és de 0.003 Rad/m, és lògic que sigui menor al teòric ja que en aquest últim, s'han tingut en compte les estries, cosa que en el teòric no.

- Deflexió: Segons (SkyCiv 2018):
- Per calcular la fletxa màxima, agafem l'equació corresponent de l'annex A.3 Taules de reaccions, moments i fletxes

$$y = F * \frac{a^2}{6EI} (3l - a) \quad (\text{Eq.5.2.9.2})$$

Simplifiquem l'eix per i el calculem com si el punt C està acoblat, i la càrrega s'aplica en D

$$a = 0.03\text{m}$$

$$l = 0.095\text{m}$$

$$E = 5,3 * 10^8 \text{ Pa}$$

$$I = 0.022\text{m}^2$$

$$M = 0,3\text{Kg}$$

$$F = 2180\text{N}$$

Dona un resultat de 0.000016m.

En l'anàlisi estàtic per FEA, el valor es de 0,0009m, en ambdós casos, estem molt lluny del límit de 5mm definit per les condicions de disseny.

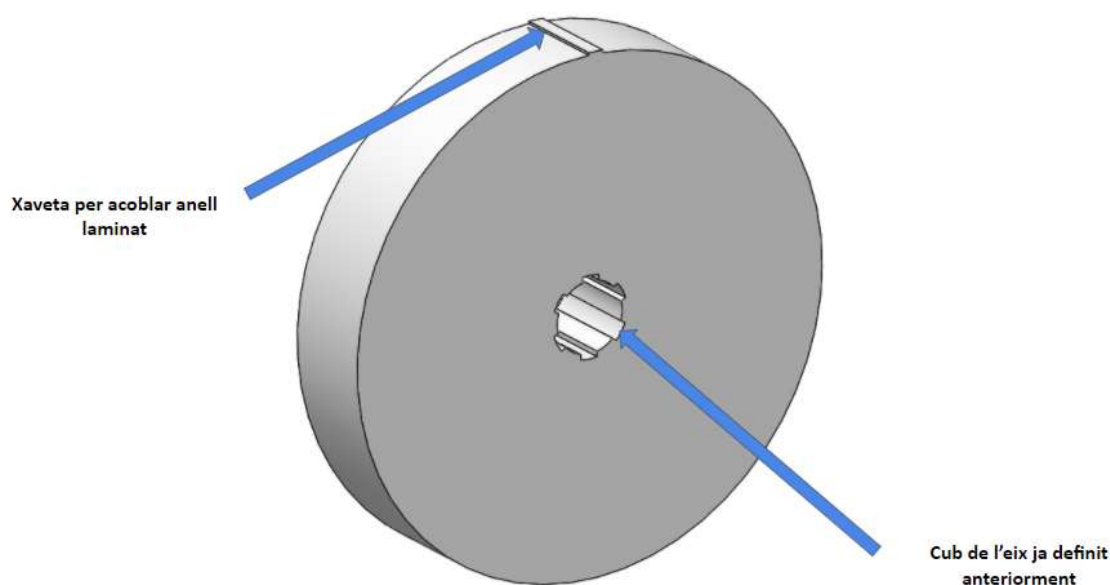
## 5.3. Disseny de l'estator

### 5.3.1. Selecció del material

El material elegit per l'estator és alumini ADC 12, ja que s'ha utilitzat prèviament en altres estators, és vàlid per fundació, es pot mecanitzar i té bones propietats mecàniques. Les propietats estan a l'annex A.4.

### 5.3.2. Disseny previ i constructiu

S'ha realitzat el dimensionament més bàsic possible amb les condicions de disseny per veure quines característiques tenim.



Il·lustració 36: Disseny previ. Estator. Font: Pròpia

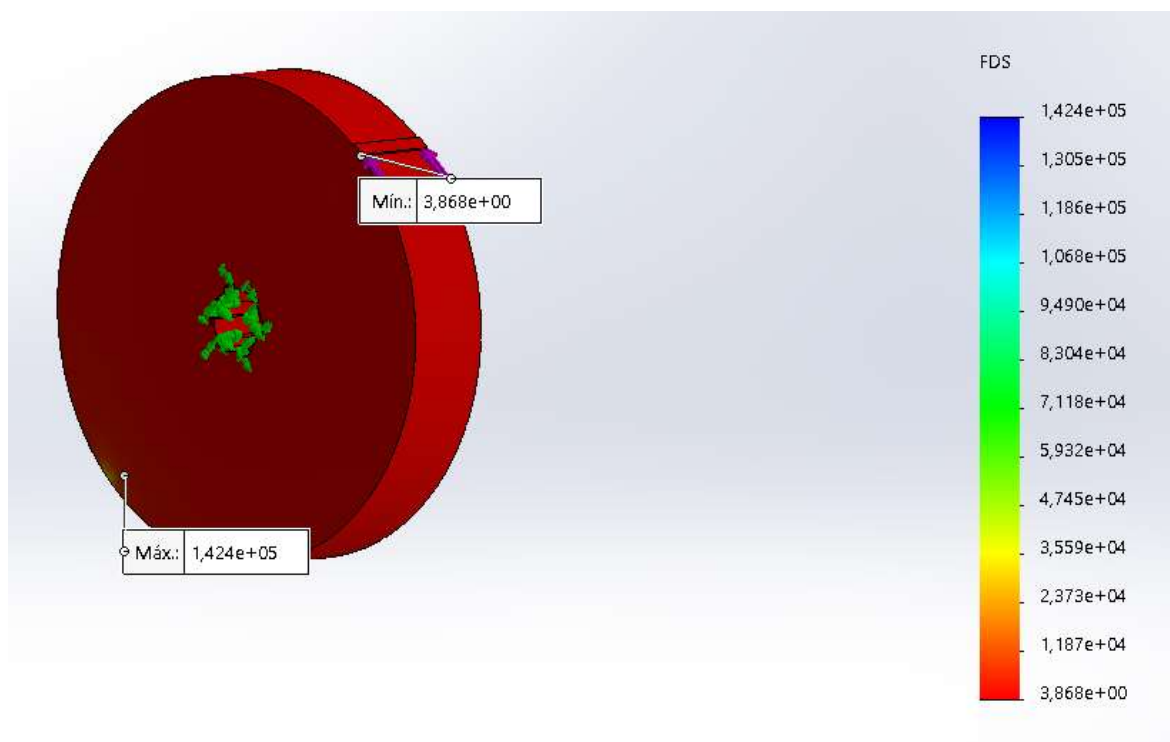
### 5.3.3. Verificació de la resistència i rigidesa

Els valors de l'anàlisi estàtic es troben en la següent il·lustració:

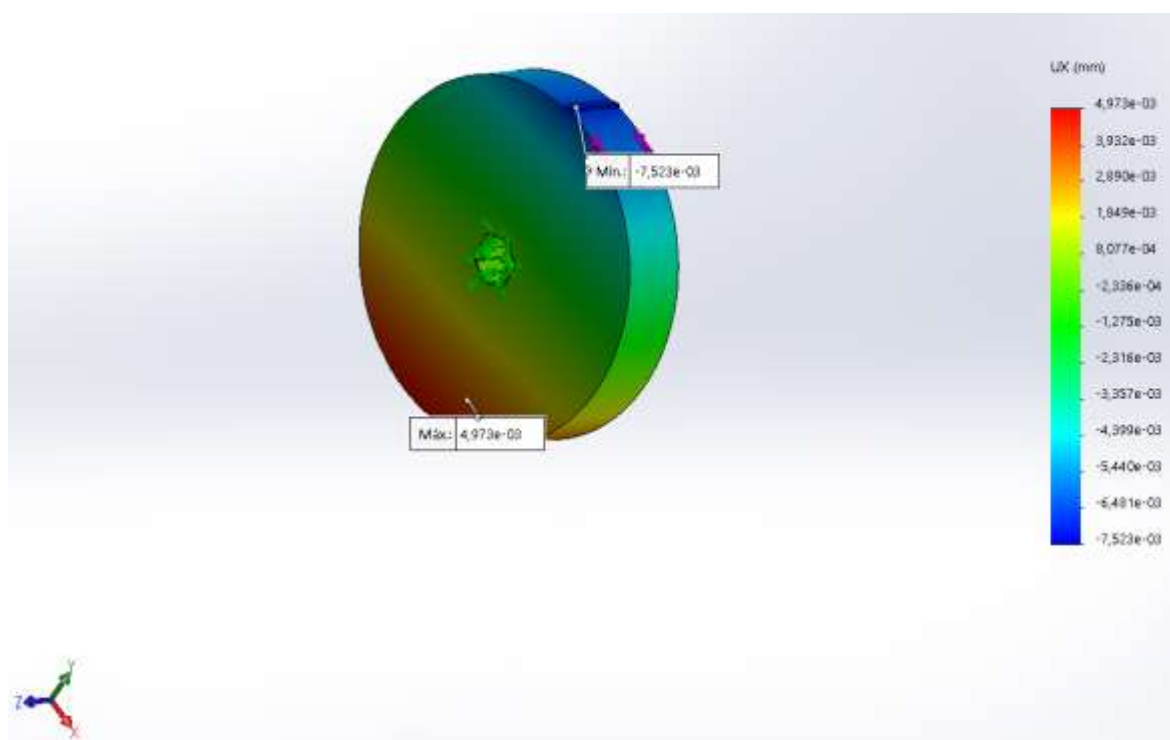
Estator	Pes (Kg)	Factor de seguretat	Desplaçaments màxims eix X (mm)	Desplaçaments mínims eix X (mm)	Angle de gir eix X (rad)	Desplaçaments màxims eix Y (mm)	Desplaçaments mínims eix Y (mm)	Angle de gir eix Y (rad)	Desplaçaments màxims eix Z (mm)	Desplaçaments mínims eix Z (mm)
Sense optimitzar	3560	3,868	0,00497	-0,00752	0,00006245	0,00537	-0,005361	0,000053655	0,000248	-0,000254

Il·lustració 37: Rotor sense optimitzar. Dades de l'anàlisi estàtic. Font: Pròpia

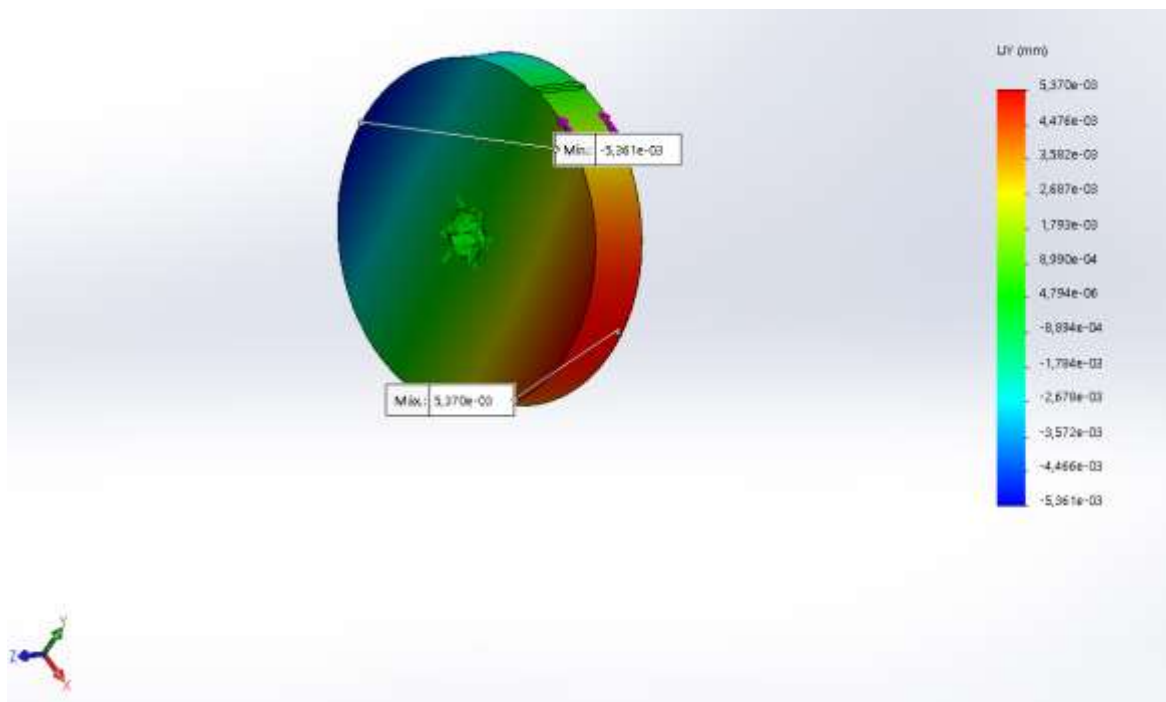
Amb aquests valors, seria vàlid ja que el factor de seguretat es superior a 3, i els desplaçaments no provocarien col·lisions, a més a més que en el cub de l'eix són molt petits.



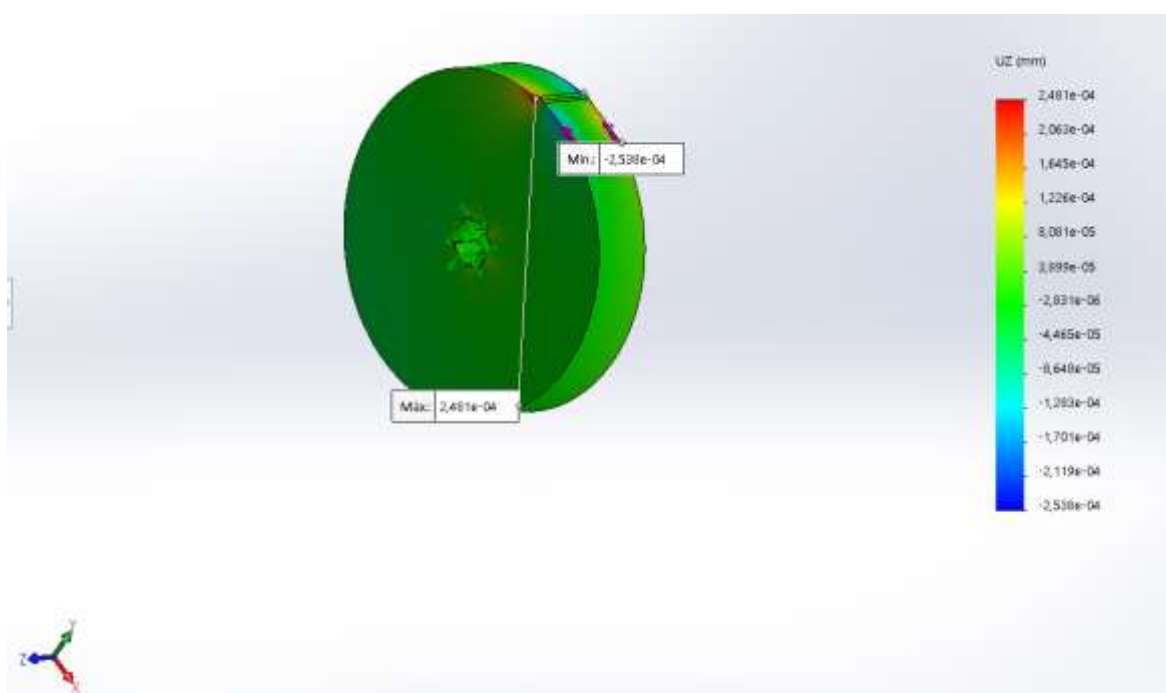
Il·lustració 38: Anàlisi estàtica. Estator sense optimitzar. Factor de seguretat. Font: Pròpia



Il·lustració 39: Anàlisi estàtica. Estator sense optimitzar. Desplaçaments eix X. Font: Pròpia



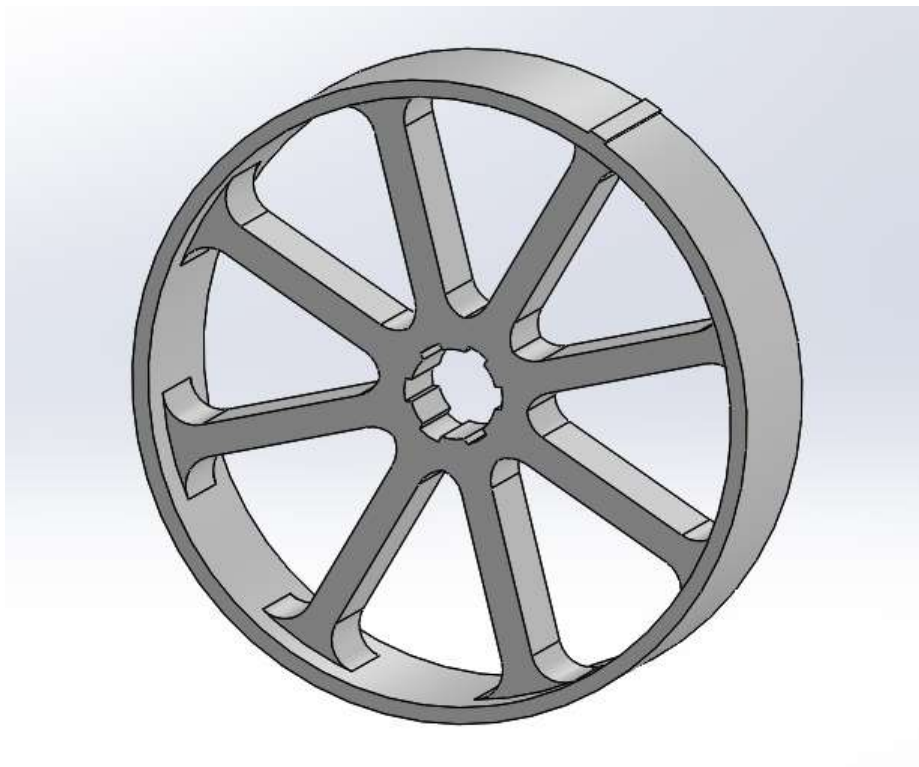
Il·lustració 40: Anàlisi estàtic. Estator sense optimitzar. Desplaçaments eix Y. Font: Pròpia



Il·lustració 41: Anàlisi estàtic. Estator sense optimitzar. Desplaçaments eix Z. Font: Pròpia

### 5.3.4. Optimització

Com té forma d'una roda de cotxe, i les característiques són semblants (resisteix par que va des de l'exterior fins a el centre), optimitzem el disseny assemblant-ho a una roda de cotxe, traient material i fent interaccions fins trobar el més òptim:



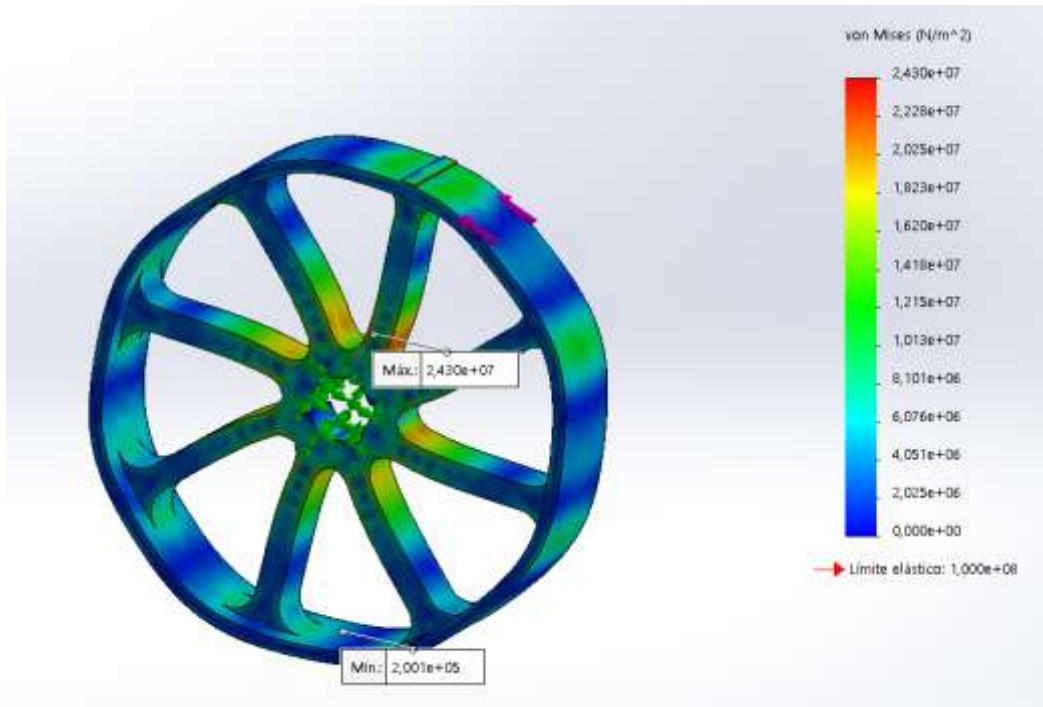
Il·lustració 42: Modelat de l'estator optimitzat. Font: Pròpia

Els valors de l'anàlisi estàtic es troben en la següent il·lustració:

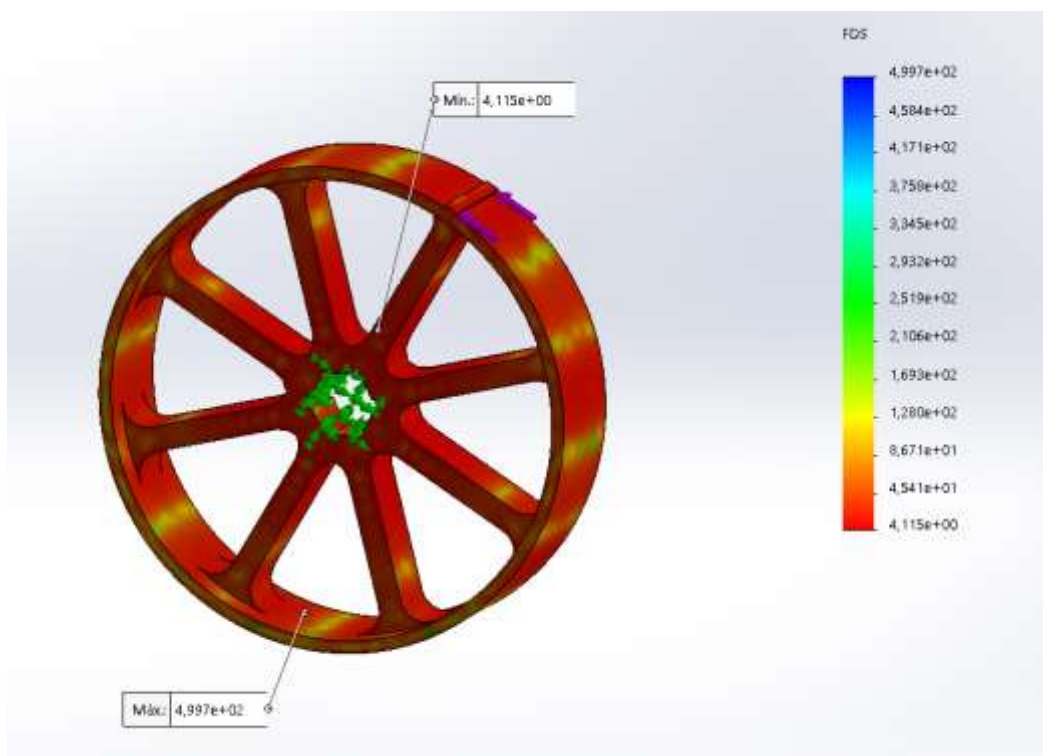
Estator	Pes (Kg)	Factor de seguretat	Desplaçaments màxims eix X (mm)	Desplaçaments mínims eix X (mm)	Angle de gir eix X (rad)	Desplaçaments màxims eix Y (mm)	Desplaçaments mínims eix Y (mm)	Angle de gir eix Y (rad)	Desplaçaments màxims eix Z (mm)	Desplaçaments mínims eix Z (mm)
Optimitzat	1181	4,115	0,09	-0,105	0,000975	0,0933	-0,0932	-0,0009325	-0,013	-0,012

Il·lustració 43: Resum anàlisi estàtic. Estator optimitzat. Font: Pròpia

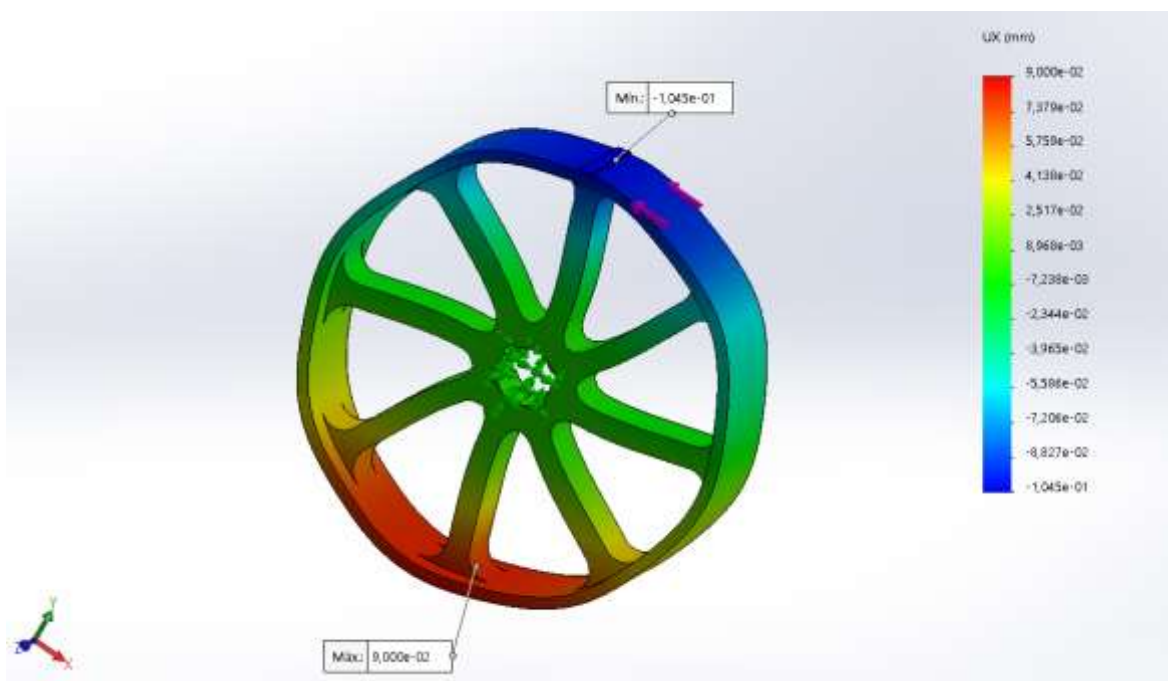
Amb aquests valors, es dona per vàlid ja que el factor de seguretat és superior a 3 i les deformacions no són excessives.



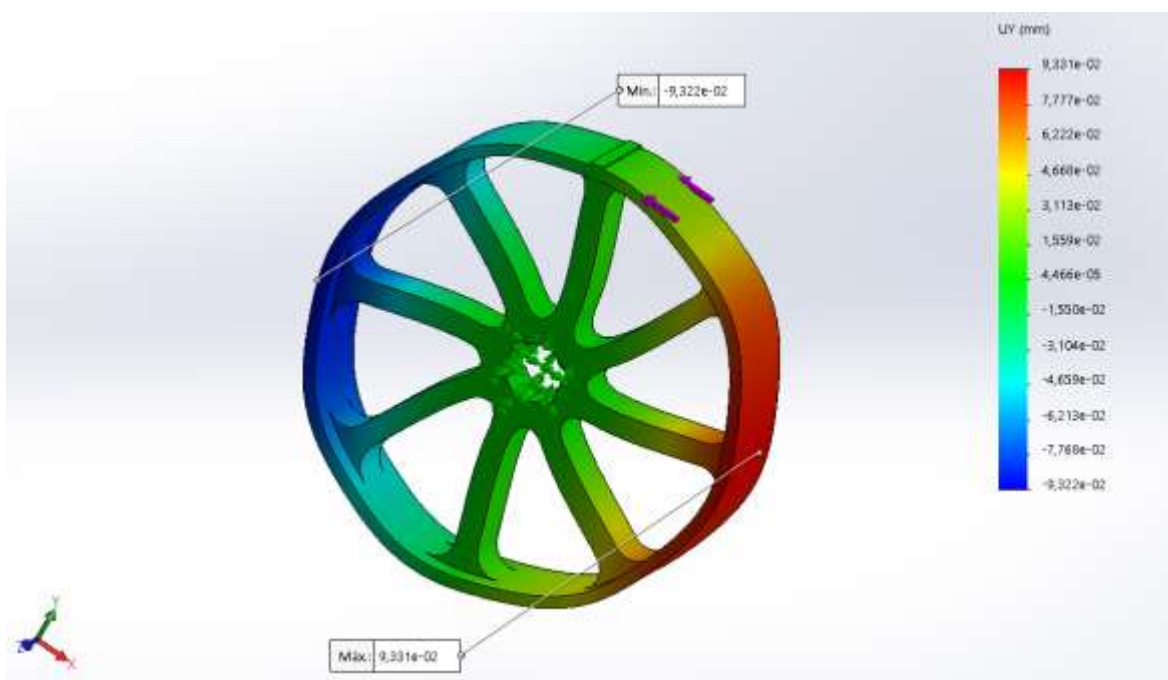
Il·lustració 44: Anàlisi estàtic. Estator optimitzat. Tensió de Von Misses. Font: Pròpia



Il·lustració 45: Anàlisi estàtic estator optimitzat. Factor de seguretat. Font: Pròpia

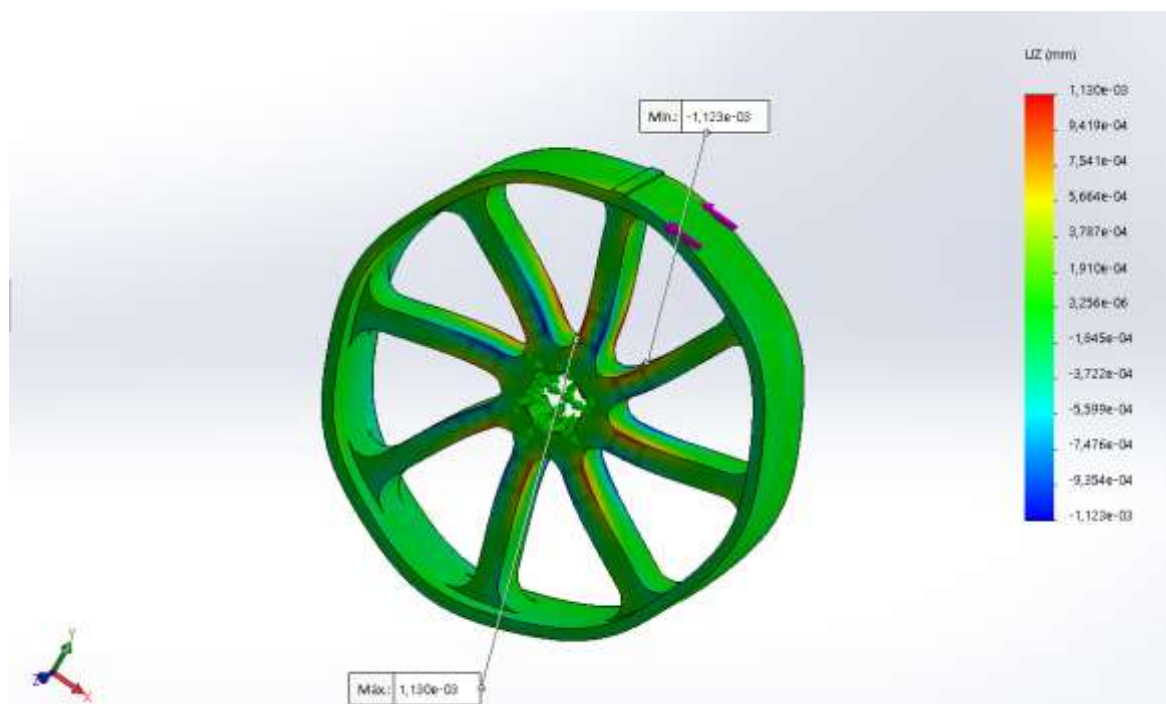


Il·lustració 46: Anàlisi estàtic estator optimitzat. Desplaçament eix X. Font: Pròpia



Il·lustració 47: Anàlisi estàtic estator optimitzat. Desplaçament eix Y. Font: Pròpia





Il·lustració 48: Anàlisi estàtica estator optimitzat. Desplaçament eix Z. Font: Pròpia

### 5.3.5. Comparació de resultats

Amb la versió optimitzada, hem reduït el pes en un 66.8%, el factor de seguretat ha augmentat un 6,4%, però els desplaçaments han augmentat considerablement, en valors superiors al 1000%, encara que continuen sent acceptables. Els angles de gir no superen els 0,16rad.

	Pes (Kg)	Factor de seguretat	Desplaçaments màxims eix X (mm)	Desplaçaments mínims eix X (mm)	Angle de gir eix X (rad)	Desplaçaments màxims eix Y (mm)	Desplaçaments mínims eix Y (mm)	Angle de gir eix Y (rad)	Desplaçaments màxims eix Z (mm)	Desplaçaments mínims eix Z (mm)
Sense optimitzar	3560	3,868	0,00497	-0,00752	0,00006265	0,00537	-0,005361	0,000053655	0,000248	-0,000254
Optimitzat	1181	4,115	0,09	-0,105	0,000975	0,0933	-0,0932	0,0009325	0,013	-0,012
% de canvi	-66,8	6,4	1710,9	1296,3	1461,2	1637,4	1638,5	1638,0	5141,9	4624,4

Il·lustració 49: Anàlisi estàtica. Estator. Comparació de resultats. Font: Pròpia

Amb aquests resultats, es dona per vàlid el disseny.



## 5.4. Rodaments

Un cop es calcula l'eix, ja es coneixen tots els paràmetres per la selecció de rodaments:

- Pel tipus de càrrega, la millor elecció són rodaments rígids de boles, amb segellant a un costat o dos, amb lubricant sense manteniment.
- Diàmetre interior: 35.00mm
- Espessor: 10mm
- Càrrega radial: 1090N
- Càrrega axial: 240N (Compressió)

Amb aquests valors, busquem al catàleg de rodaments, Annex A.6 *Catàleg de rodaments de boles rígides (mesures de 30 a 35mm)*, el més adequat. Agafem el model 61907-2RS1.

## 5.5. Disseny del rotor

El rotor està format per un anell i dues tapes, aquestes van amb rodaments, i l'exterior va a l'eix directament i la interior a un casquet que va a l'eix.

### 5.5.1. Selecció del material

Igual que l'estator, el material elegit es l'alumini ADC 12.

### 5.5.2. Disseny previ i constructiu de l'anell

El disseny previ de l'anell, és una roda massissa de secció constant, amb forats per els cargols per unir-ho amb les tapes laterals.



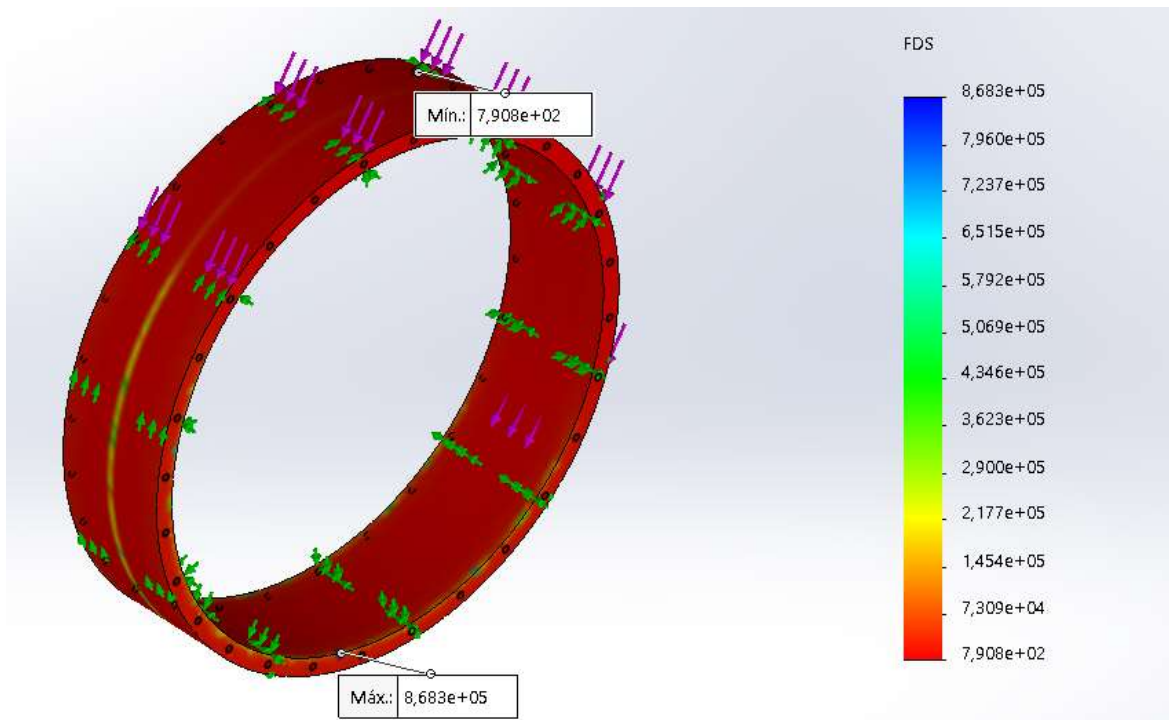
Il·lustració 50: Disseny previ. Anell del rotor. Font: Pròpia

### 5.5.3. Verificació de la resistència i rigidesa

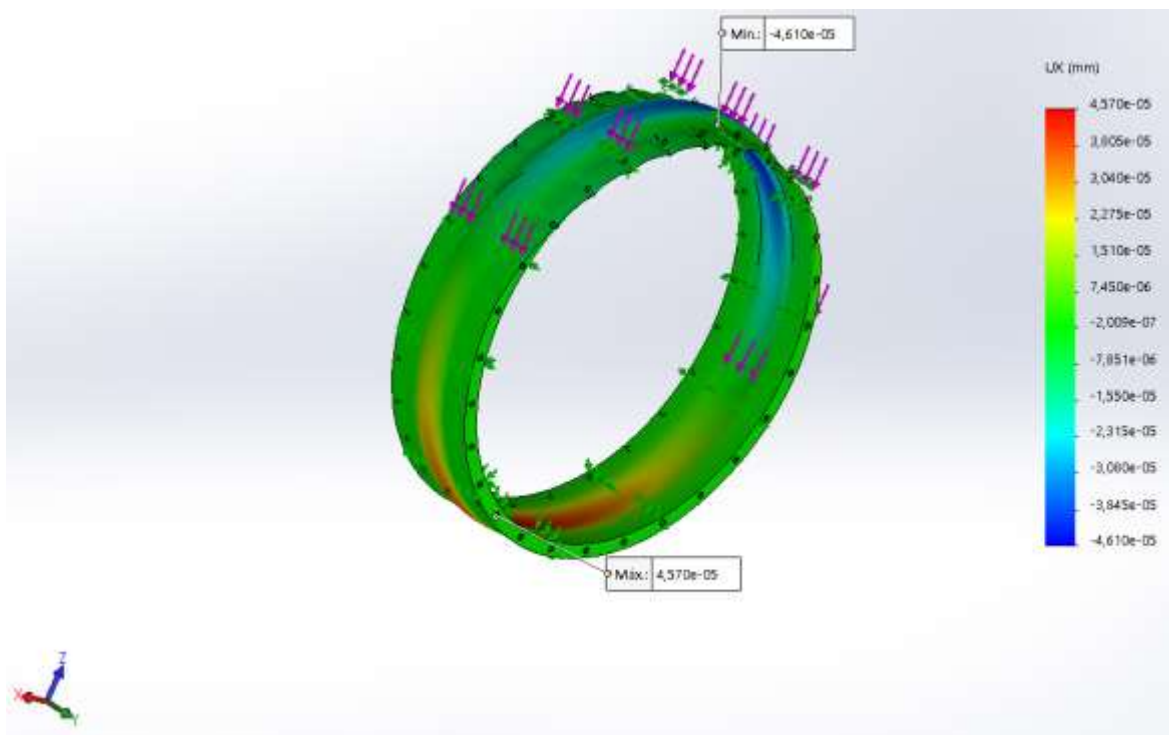
Amb els resultats de l'anàlisi estàtic, es dona per acceptat el disseny ja que les deformacions són mínimes i el factor de seguretat és molt superior a 3.

Anell Rotor	Pes (kg)	Factor de seguretat	Desplaçaments màxims eix X (mm)	Desplaçaments mínims eix X (mm)	Angle de gir eix X (rad)	Desplaçaments màxims eix Y (mm)	Desplaçaments mínims eix Y (mm)	Angle de gir eix Y (rad)	Desplaçaments màxims eix Z (mm)	Desplaçaments mínims eix Z (mm)
Sense optimitzar	0,637	791	0,0000457	-0,0000461	0,00000459	0,00001108	-0,00001114	1,111E-07	0,0000455	-0,0000466

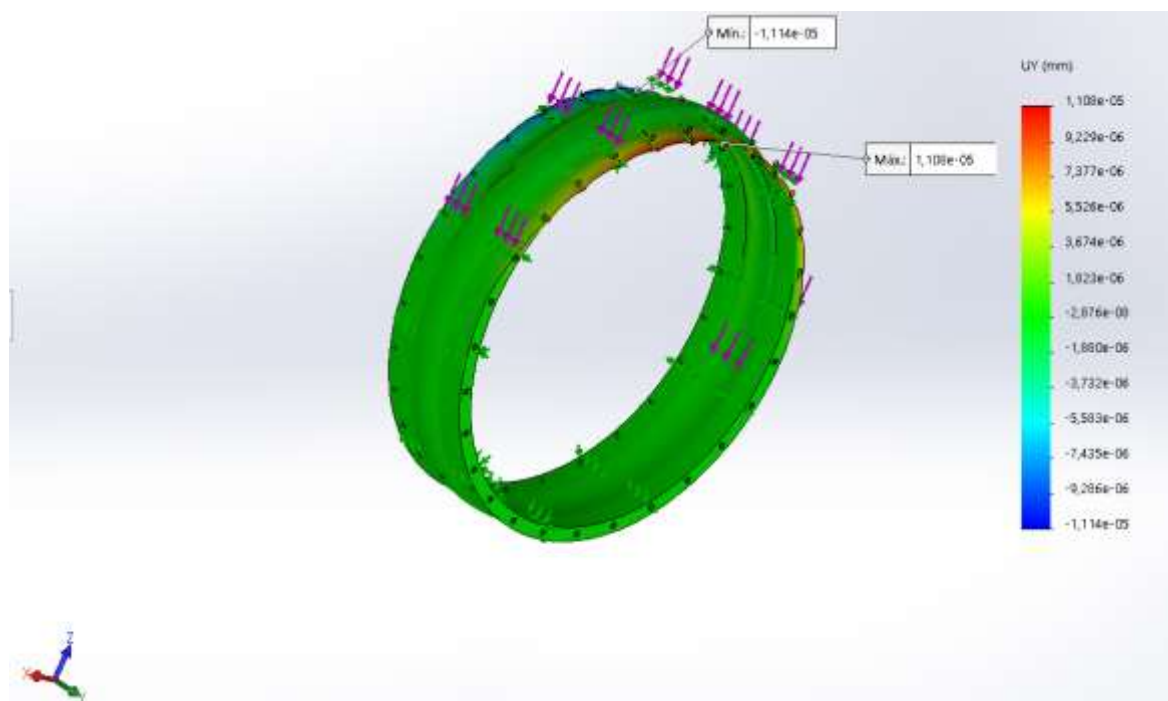
Il·lustració 51: Dades de l'anàlisi estàtic. Anell del rotor sense optimitzar Font: Pròpia



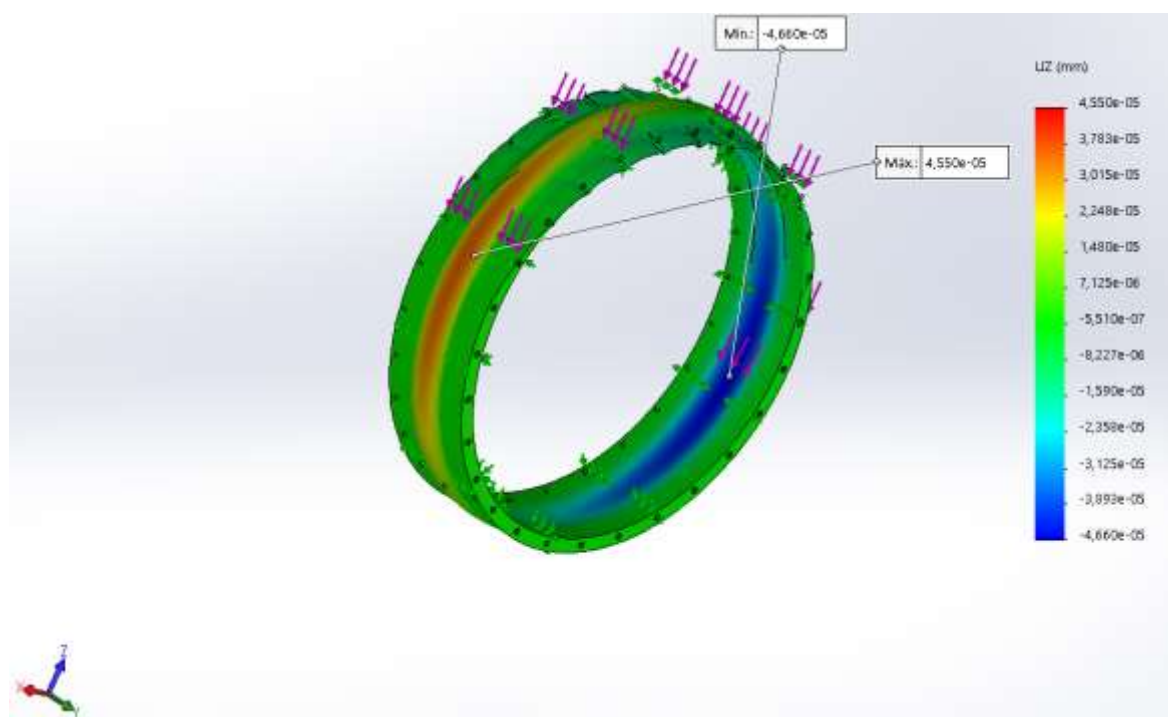
Il·lustració 52: Anàlisi estàtic. Anell del rotor sense optimitzar. Factor de seguretat. Font: Pròpia



Il·lustració 53: Anàlisi estàtic. Anell del rotor sense optimitzar. Desplaçaments eix X. Font: Pròpia



Il·lustració 54: Anàlisi estàtica. Anell del rotor sense optimitzar. Desplaçaments eix Y. Font: Pròpia



Il·lustració 55: Anàlisi estàtica. Anell del rotor sense optimitzar. Desplaçaments eix Z. Font: Pròpia

### 5.5.4. Optimització de l'anell

Per optimitzar l'anell, traiem material de la zona central, deixant espais en els costats per poder posar cargols.



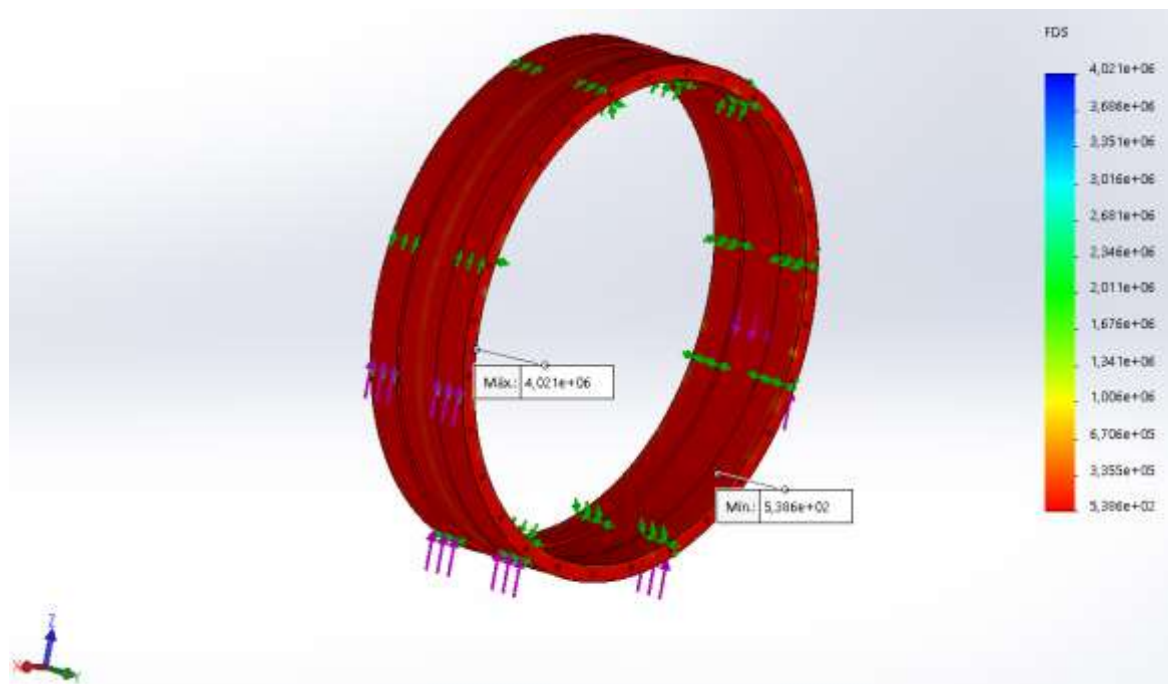
Il·lustració 56: Modelat de l'anell exterior optimitzat. Font: Pròpia

Els valors de l'anàlisi estàtic es troben a la següent il·lustració:

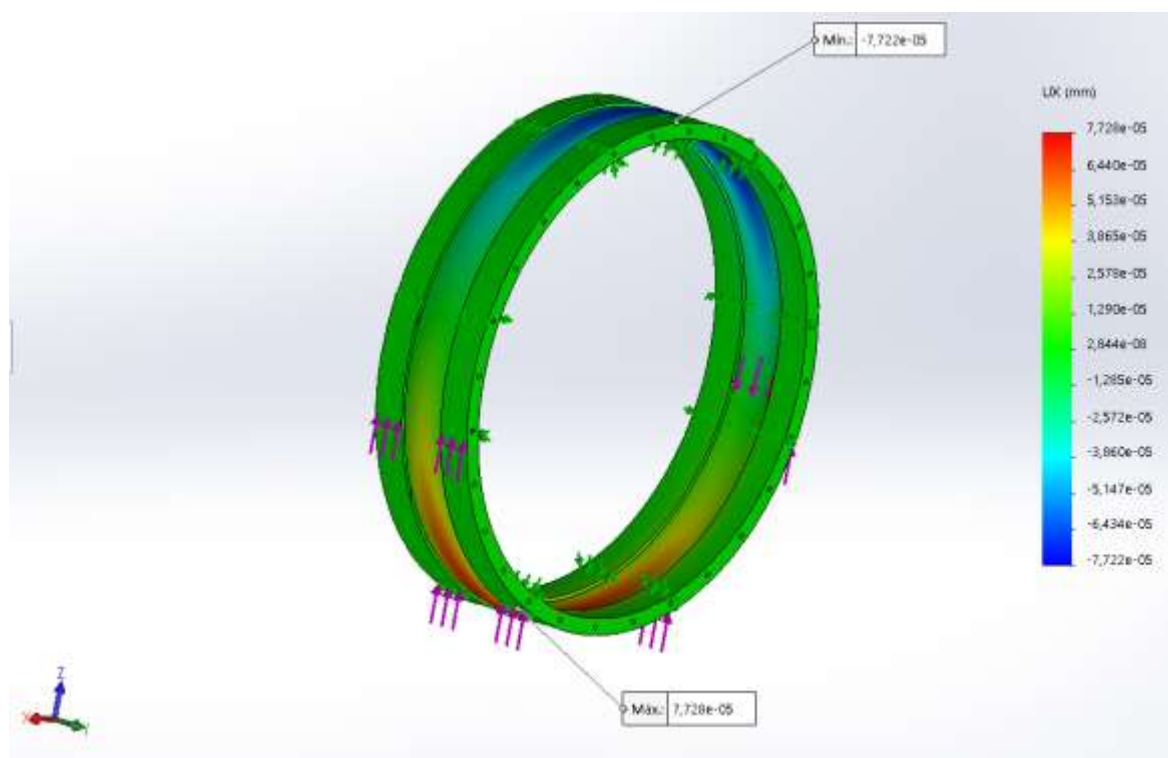
Anell Rotor	Pes (Kg)	Factor de seguretat	Desplaçaments màxims eix X (mm)	Desplaçaments mínims eix X (mm)	Angle de gir eix X (rad)	Desplaçaments màxims eix Y (mm)	Desplaçaments mínims eix Y (mm)	Angle de gir eix Y (rad)	Desplaçaments màxims eix Z (mm)	Desplaçaments mínims eix Z (mm)
Optimitzat	0.499	538	0,0000773	-0,0000772	7,725E-07	0,00000115	-0,00000115	1,15E-08	0,0000769	-0,0000769

Il·lustració 57: Dades de l'anàlisi estàtic de l'anell del rotor optimitzat. Font: Pròpia

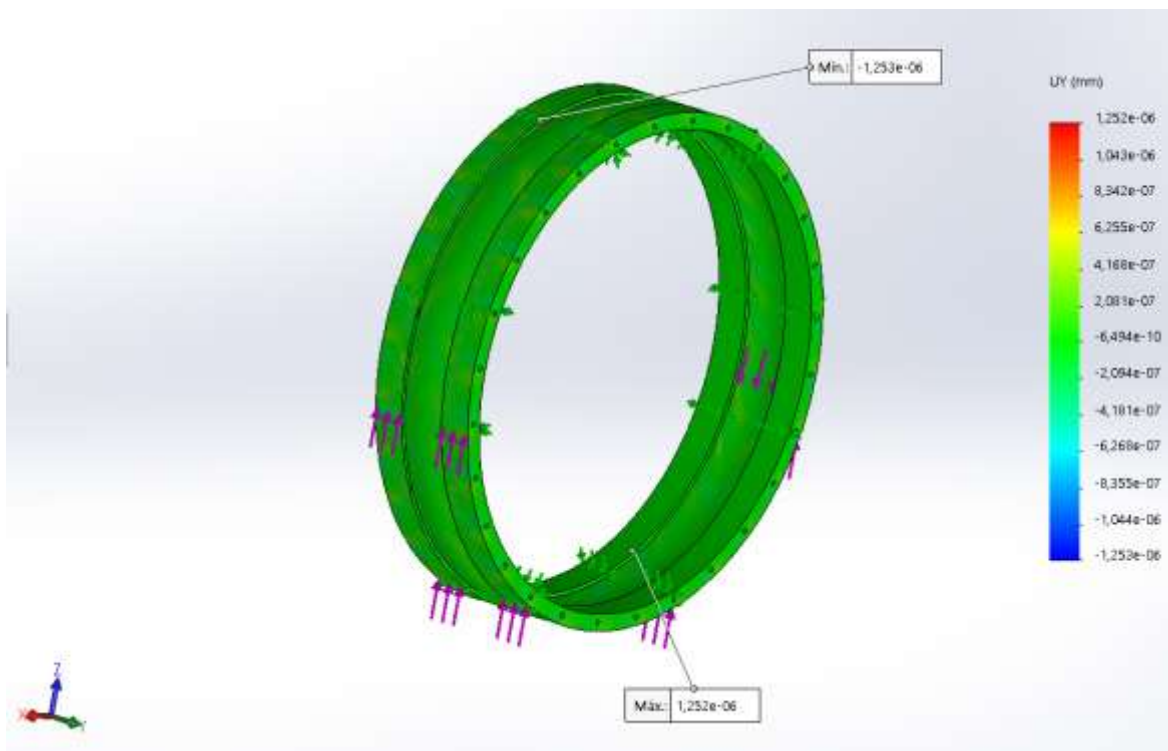
Amb aquests valors, es dona per acceptat ja que el factor de seguretat és molt més gran que 3, i els desplaçaments són mínims.



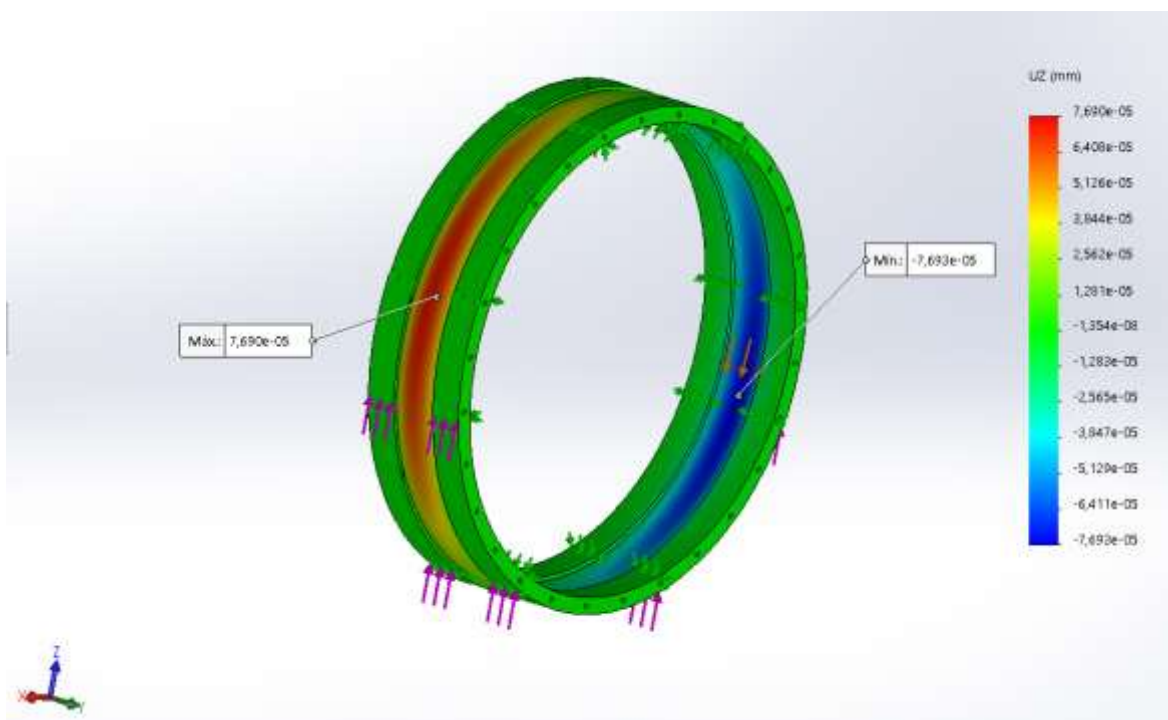
Il·lustració 58: Anàlisi estàtic. Anell del rotor optimitzat. Factor de seguretat. Font: Pròpia



Il·lustració 59: Anàlisi estàtic. Anell del rotor optimitzat. Desplaçaments eix X. Font: Pròpia



Il·lustració 60: Anàlisi estàtic. Anell del rotor optimitzat. Desplaçaments eix Y. Font: Pròpia



Il·lustració 61: Anàlisi estàtic. Anell del rotor optimitzat. Desplaçaments eix Z. Font: Pròpia



### 5.5.5. Validació de l'anell

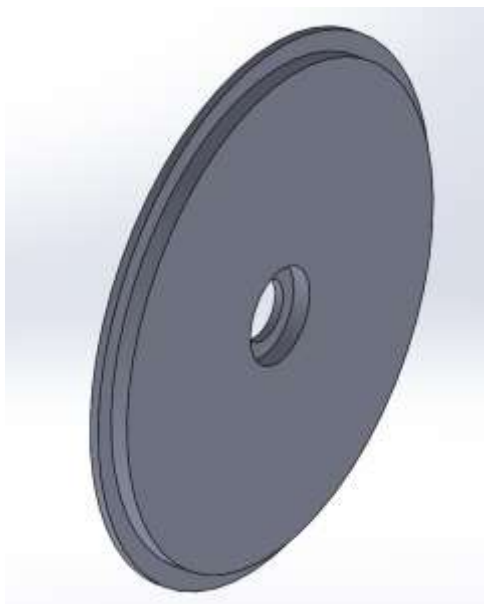
Tal i com es pot veure a la il·lustració següent, s'ha reduït el pes en l'optimització un 21.7%, a més a més, tot i que el factor de seguretat es redueix i els angles de gir en l'eix X i Z augmenten, estan dintre dels paràmetres per donar per acceptat el disseny.

Anell Rotor	Pes (Kg)	Factor de seguretat	Desplaçaments màxims eix X (mm)	Desplaçaments mínims eix X (mm)	Angle de gir eix X (rad)	Desplaçaments màxims eix Y (mm)	Desplaçaments mínims eix Y (mm)	Angle de gir eix Y (rad)	Desplaçaments màxims eix Z (mm)	Desplaçaments mínims eix Z (mm)
Sense optimitzar	0,637	791	0,0000457	-0,0000461	0,000000459	0,00001108	-0,00001114	1,111E-07	0,0000455	-0,0000466
Optimitzat	0,489	538	0,0000773	-0,0000772	7,725E-07	0,00000115	-0,00000115	1,15E-08	0,0000769	-0,0000769
% de canvi	-21,7	-32,0	69,1	67,5	68,3	-89,6	-89,7	-89,6	69,0	65,0

Il·lustració 62: Anàlisi estàtic. Anell del rotor. Comparació de resultats. Font: Pròpia

### 5.5.6. Disseny previ i constructiu de la tapa exterior i interior

Es realitza el disseny previ de les tapes exteriors i interiors amb el màxim de material possible. En aquest punt, ja es coneixen les dimensions del forat central i del diàmetre exterior.



Il·lustració 63: Disseny previ. Tapa exterior i interior del rotor. Font: Pròpia

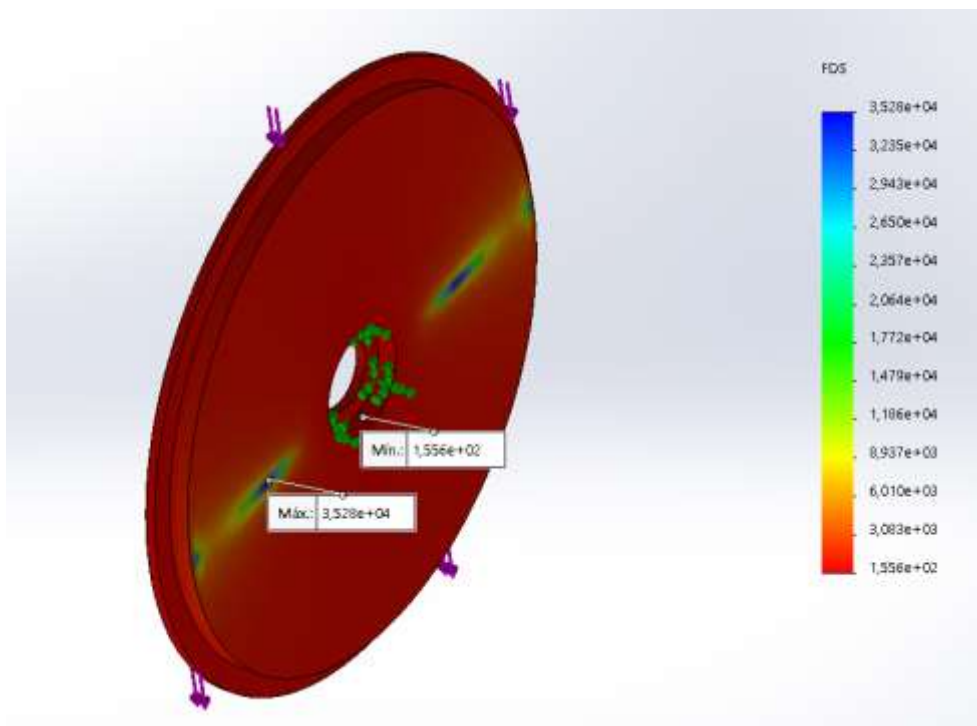
### 5.5.7. Verificació de la resistència i de la rigidesa

Amb els resultats de l'anàlisi estàtic, es dona per acceptat el disseny ja que les deformacions són mínimes i el factor de seguretat és molt superior a 3.

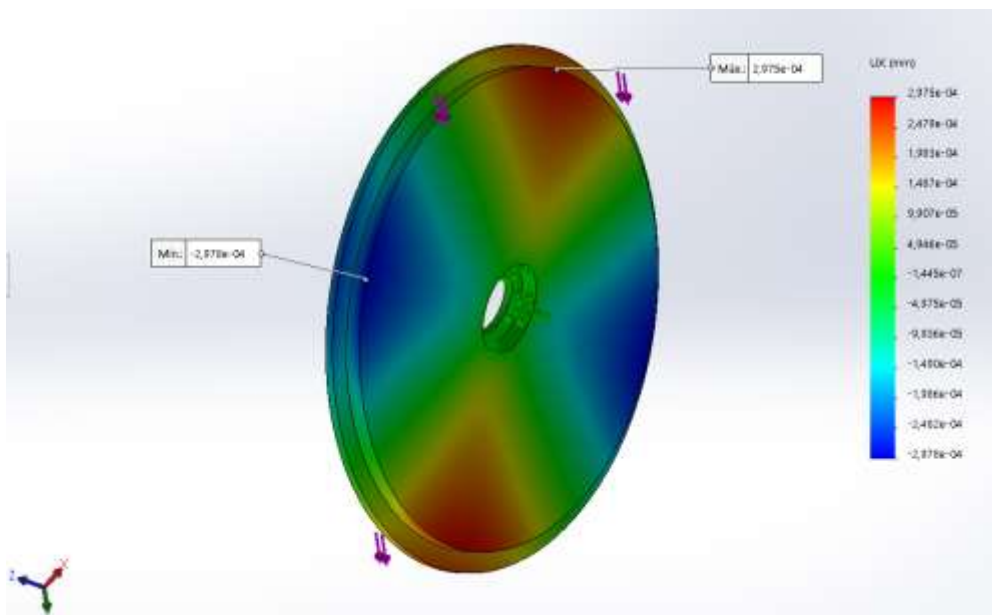
Tapa exterior interior	Pes (Kg)	Factor de seguretat	Desplaçaments màxims eix X (mm)	Desplaçaments mínims eix X (mm)	Angle de gir eix X (rad)	Desplaçaments màxims eix Y (mm)	Desplaçaments mínims eix Y (mm)	Angle de gir eix Y (rad)	Desplaçaments màxims eix Z (mm)	Desplaçaments mínims eix Z (mm)
Sense optimitzar	0,971	156	0,000297	-0,000298	0,000002975	0,001269	0,000061	0,00000665	0,004943	-0,004957

Il·lustració 64: Dades de l'anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior del rotor. Font: Pròpia

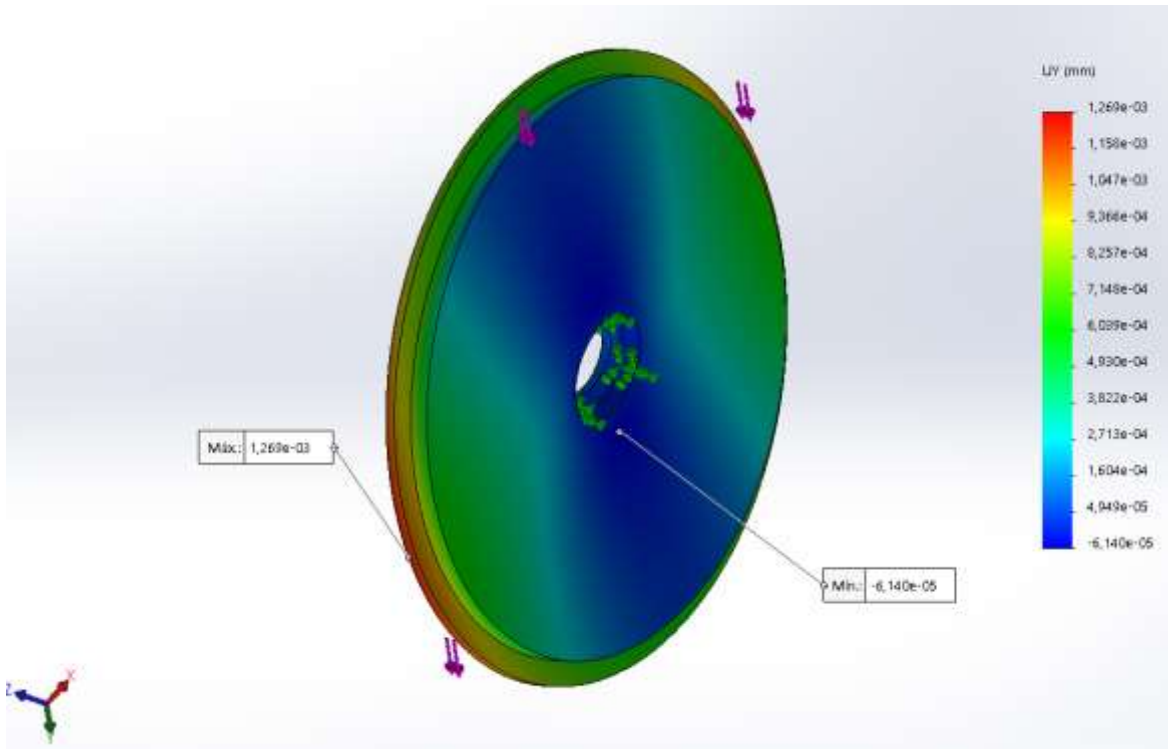




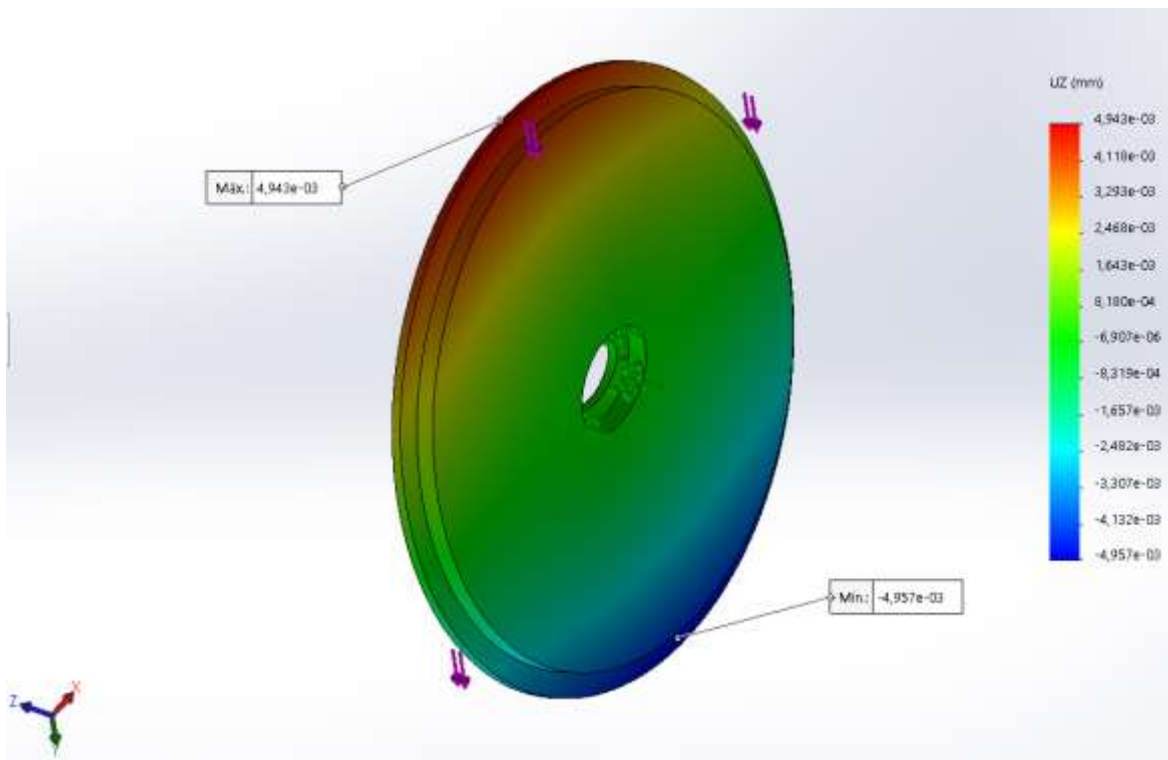
Il·lustració 65: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior del rotor sense optimitzar. Factor de seguretat. Font: Pròpia



Il·lustració 66: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior del rotor sense optimitzar. Desplaçament eix X. Font: Pròpia



Il·lustració 67: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior del rotor sense optimitzar. Desplaçament eix Y. Font: Pròpia



Il·lustració 68: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior del rotor sense optimitzar. Desplaçament eix Z. Font: Pròpia

### 5.5.8. Optimització de la tapa exterior i interior

Per optimitzar la tapa exterior i interior, es fan iteracions traient material deixant dos anells en la part interior fins trobar un que compleixi els requisits.



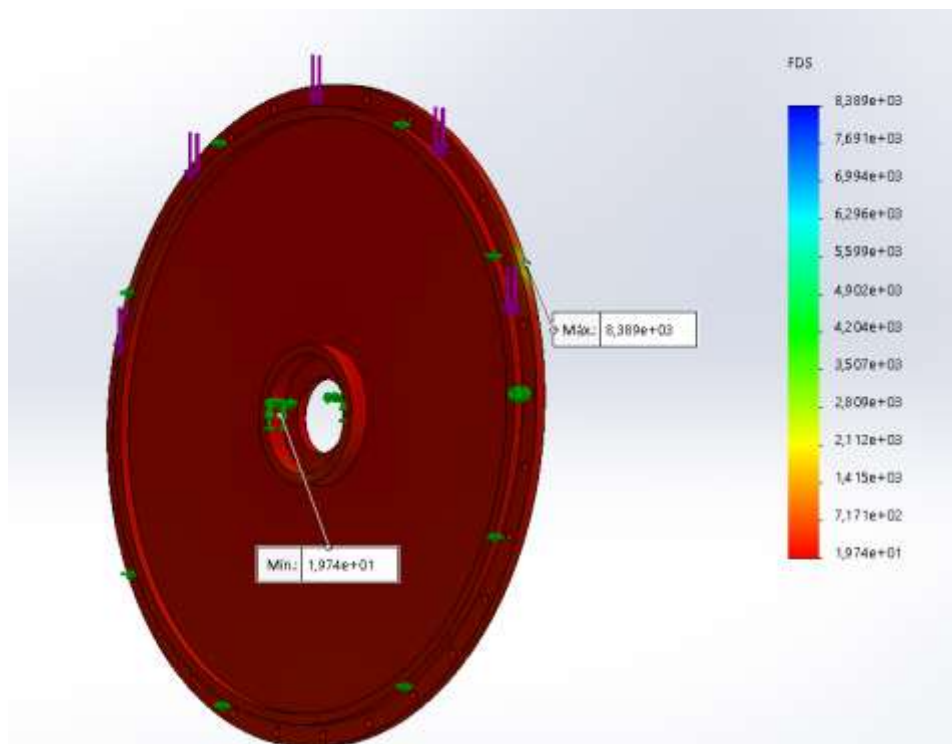
Il·lustració 69: Modelat de l'anell interior i exterior optimitzat. Font: Pròpia

Els resultats de l'anàlisi estàtic de l'anell exterior i interior optimitzat es troben en la il·lustració següent.

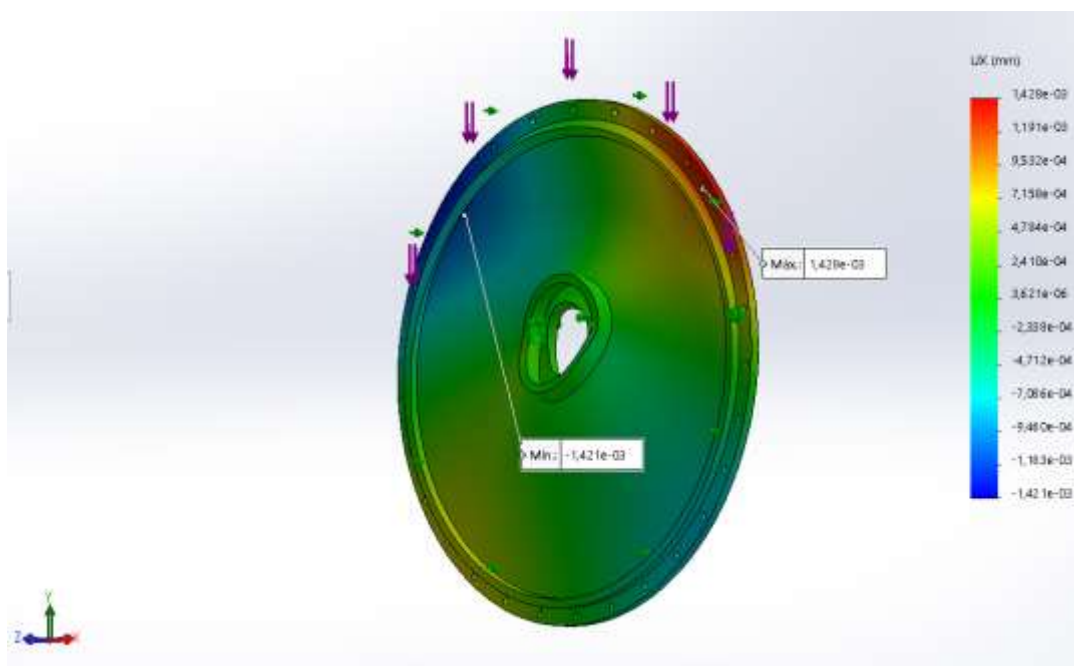
Tapa exterior interior	Pes (Kg)	Factor de seguretat	Desplaçaments màxims eix X (mm)	Desplaçaments mínims eix X (mm)	Angle de gir eix X (rad)	Desplaçaments màxims eix Y (mm)	Desplaçaments mínims eix Y (mm)	Angle de gir eix Y (rad)	Desplaçaments màxims eix Z (mm)	Desplaçaments mínims eix Z (mm)
Optimitzat	0,385	19	0,001428	-0,001421	0,000014245	0,000137	-0,005785	0,00002961	0,003532	-0,003592

Il·lustració 70: Dades de l'anàlisi estàtic de l'anell interior i exterior optimitzat. Font: Pròpia

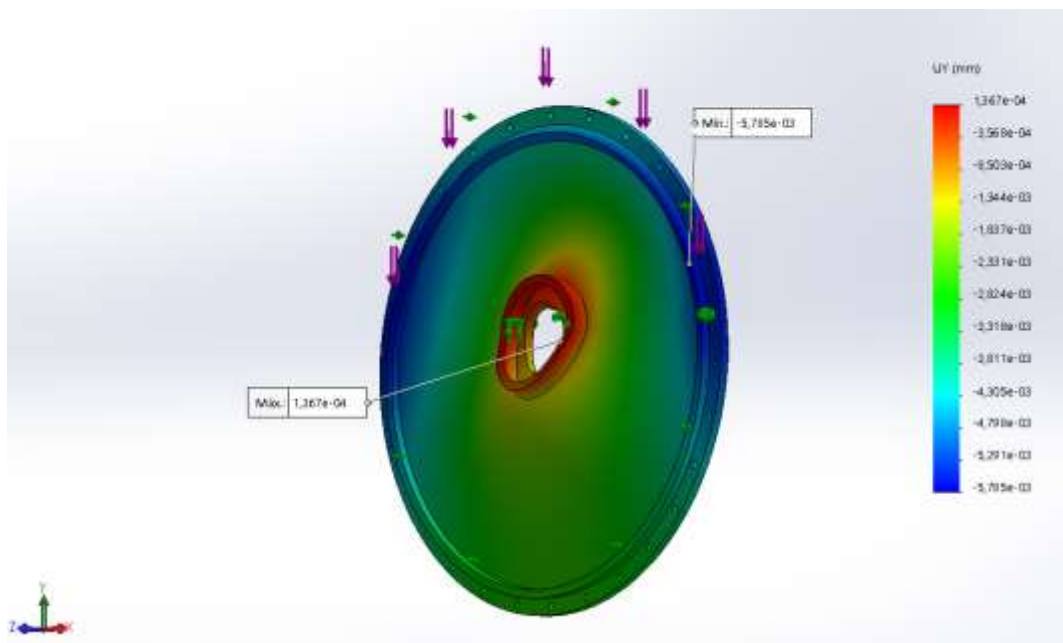
Els resultats són vàlids ja que el factor de seguretat es superior a 3, i els desplaçaments estan dintre dels paràmetres mínims.



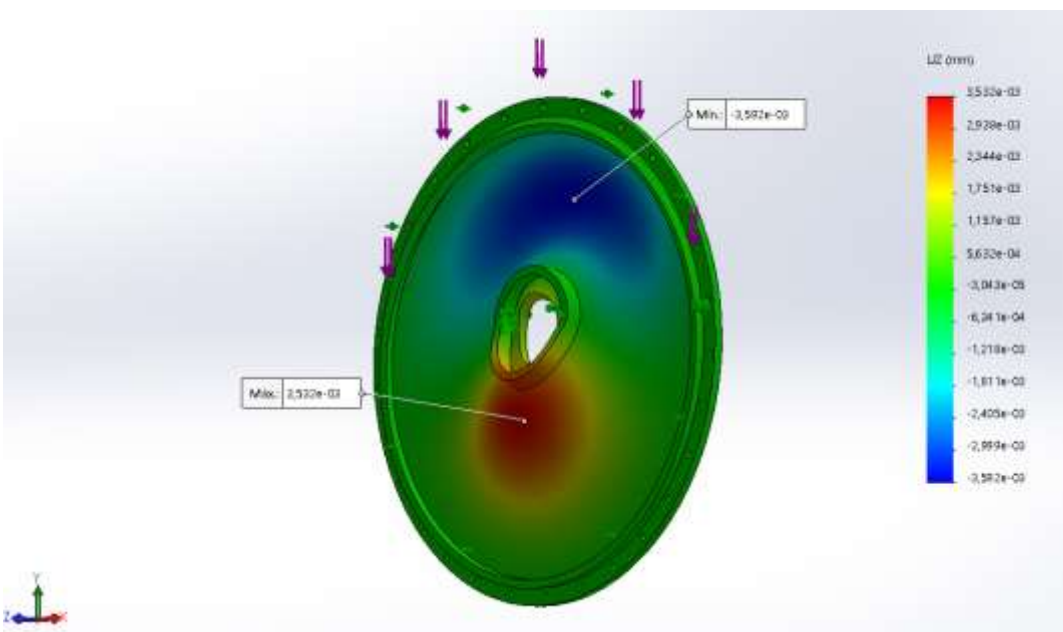
Il·lustració 71: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior optimitzada. Factor de seguretat. Font: Pròpia



Il·lustració 72: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior optimitzada. Desplaçaments de l'eix X. Font: Pròpia



Il·lustració 73: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior optimitzada. Desplaçaments de l'eix Y. Font: Pròpia



Il·lustració 74: Anàlisi estàtic. Tapa exterior i interior optimitzada. Desplaçaments de l'eix Z. Font: Pròpia

### 5.5.9. Validació de la tapa exterior i interior

A la il·lustració següent es mostra la comparació entre la tapa exterior i interior optimitzada i no. El pes es redueix considerablement, un 60,4%. Tot i que el factor de seguretat disminueix un 87,8% i els desplaçaments i angles de gir augmenten en un gran nombre, estan dintre dels paràmetres, per tant s'accepta el disseny.

Tapa exterior interior	Pes (Kg)	Factor de seguretat	Desplaçaments màxims eix X (mm)	Desplaçaments mínims eix X (mm)	Angle de gir eix X (rad)	Desplaçaments màxims eix Y (mm)	Desplaçaments mínims eix Y (mm)	Angle de gir eix Y (rad)	Desplaçaments màxims eix Z (mm)	Desplaçaments mínims eix Z (mm)
Sense optimitzar	0,971	156	0,000297	-0,000298	0,000002975	0,001269	0,000061	0,00000665	0,004943	-0,004957
Optimitzat	0,385	19	0,001428	-0,001421	0,000014245	0,000137	-0,005785	0,00002961	0,003532	-0,003592
% de canvi	-60,4	-87,8	380,8	376,8	378,8	-89,2	-9583,6	345,3	-28,5	-27,5

Il·lustració 75: : Comparació de les dades de l'anàlisi de la tapa exterior i interior del rotor. Font: Pròpia

### 5.5.10. Validació del conjunt rotor

Tal i com s'ha dissenyat, l'anell del rotor es recolza en un anell de les tapes exteriors i interiors, aquestes aniran acoblades a uns rodaments que van a l'eix.

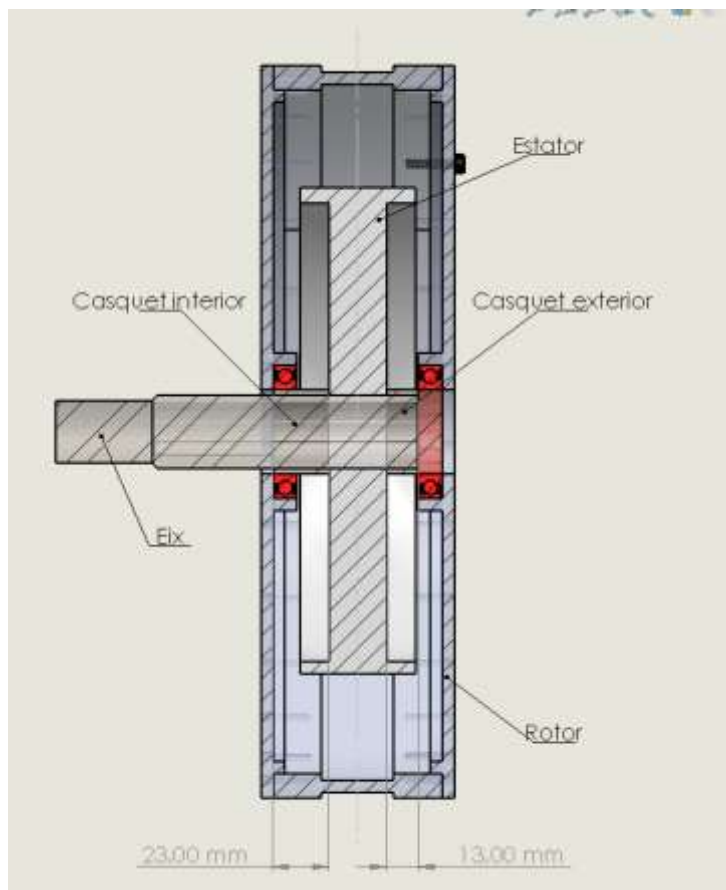
Per unir la tapa exterior i interior s'utilitzen 28 cargols de mètrica 4, ja que no suporten esforços axials, només tallants i dividits entre 28, son de 58.51N.



Il·lustració 76: Sub-ensamblatge del rotor. Font: Pròpia

## 5.6. Disseny dels casquets

Seràn necessaris dos casquets per poder centrar l'estator amb el rotor. Aquests casquets tindran longituds diferents ja que al costat exterior, el rodament es recolza directament a l'eix.



Il·lustració 77: Representació dels casquets per centrar l'estator amb el rotor. Font: Pròpia

### 5.6.1. Selecció del material

Els casquets han de ser d'un material més tou que l'eix perquè el desgast per fricció es produeixi en els casquets i no en l'eix per reduir costos de reparacions en el cas que fos necessari. Per aquest motiu, seleccionem l'acer SAE/AISI 1035 laminat en calent, amb una duresa de Brinell de 143HB, un 16% menys que l'acer 1045 de l'eix.

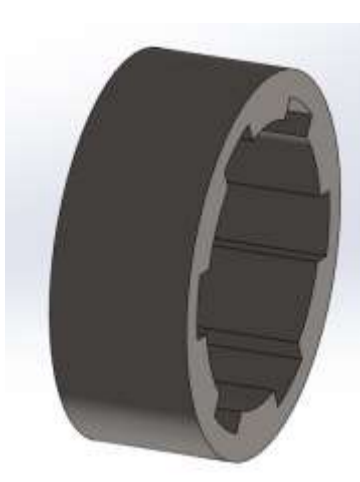
### 5.6.2. Disseny previ

Les dimensions dels casquets han de ser:

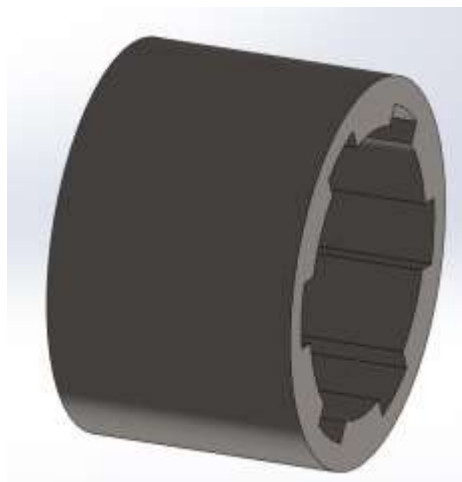
- Interiors: Les mateixes que la zona de l'eix.
- Exteriors: La mateixa que el diàmetre interior dels rodaments.



- Llargada: Per centrar l'eix, han de ser l'interior de 23mm i l'exterior de 13mm.



Il·lustració 78: Dimensionat del casquet exterior. Font pròpia



Il·lustració 79: Dimensionat del casquet interior. Font pròpia

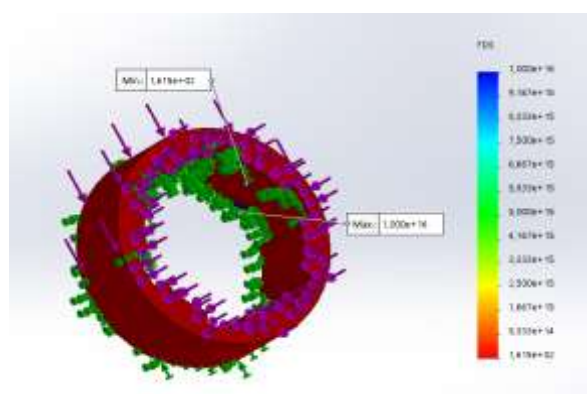
### 5.6.3. Verificació de la resistència i la rigidesa

Els casquets suportaran una força tallant de 1090N i una de compressió de 240N cadascú. Es realitza l'anàlisi estàtic i els resultats són el de la següent il·lustració.

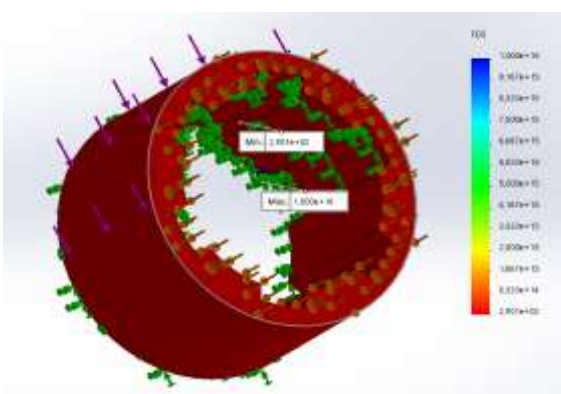
Casquets	Pes (Kg)	Factor de seguretat	Desplaçaments màxims eix X (mm)	Desplaçaments mínims eix X (mm)	Desplaçaments màxims eix Y (mm)	Desplaçaments mínims eix Y (mm)	Angle de gir eix Y (rad)	Desplaçaments màxims eix Z (mm)	Desplaçaments mínims eix Z (mm)	Angle de gir eix Z (rad)
Casquet interior	0,065	290	0,000005551	-0,00004431	0,0000182	-0,0000181	1,81818E-09	0,0000068	-0,0000655	-1,06727E-06
Casquet exterior	0,037	165	0,000003917	-0,0000343	0,0000185	-0,0000289	-1,89091E-07	0,00000927	-0,0000659	-1,02964E-06

Il·lustració 80: Dades de la simulació del casquet exterior i interior

Cap casquet té un angle de gir superior a 0,16 rad, i el factor de seguretat és molt superior a 3. En aquest cas no s'optimitza ja que les dimensions estan definides prèviament.

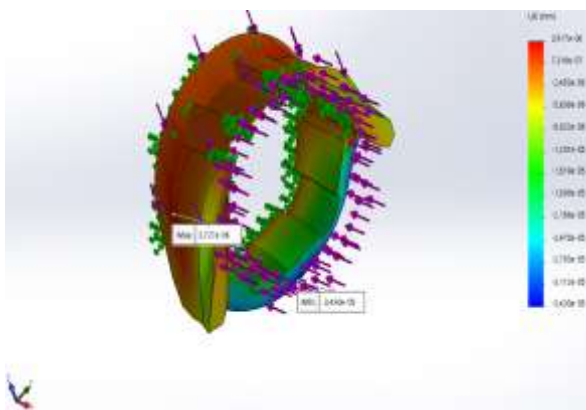


Il·lustració 81: Anàlisi estàtic. Casquet exterior. Factor de seguretat. Font: pròpia

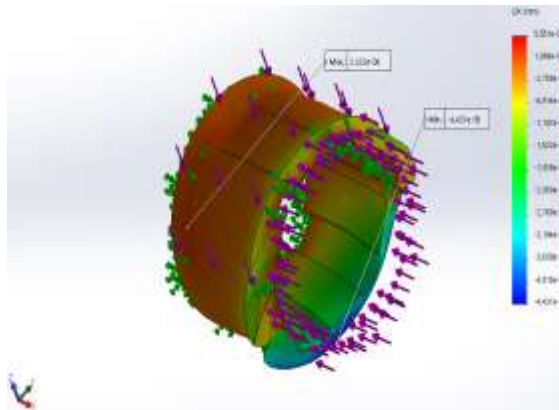


Il·lustració 82: Anàlisi estàtic. Casquet interior. Factor de seguretat. Font: pròpia

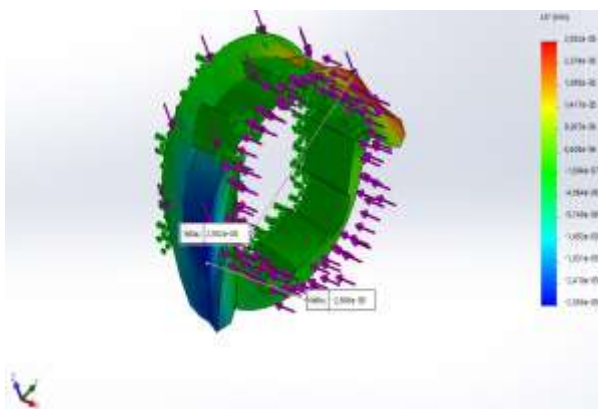




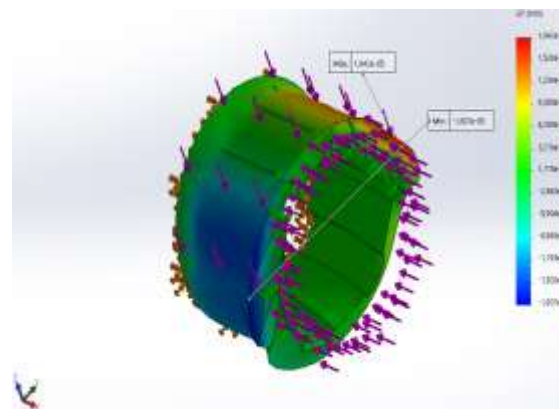
Il·lustració 83: Anàlisi estàtica. Casquet exterior. Desplaçament eix X. Font: pròpia



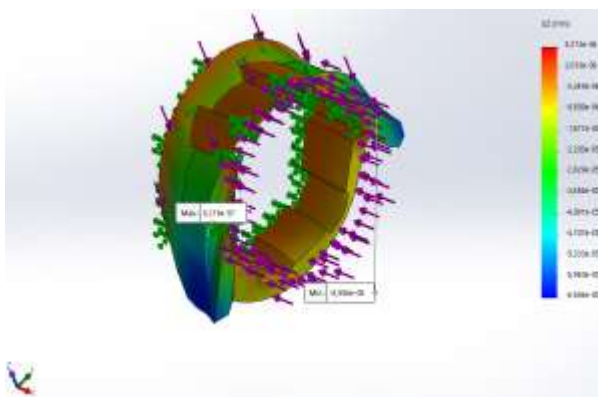
Il·lustració 84: Anàlisi estàtica. Casquet interior. Desplaçament eix X. Font: pròpia



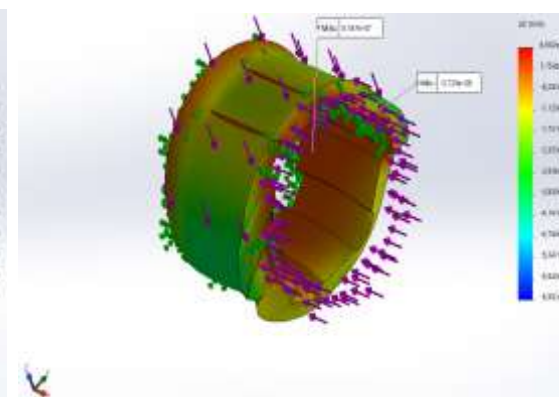
Il·lustració 85: Anàlisi estàtica. Casquet interior. Desplaçament eix Y. Font: pròpia



Il·lustració 86: Anàlisi estàtica. Casquet exterior. Desplaçament eix Y. Font: pròpia



Il·lustració 87: Anàlisi estàtica. Casquet exterior. Desplaçament eix Z. Font: pròpia



Il·lustració 88: Anàlisi estàtica. Casquet interior. Desplaçament eix Z. Font: pròpia

## 5.7. Toleràncies, ajustos i tractaments superficials

Un cop realitzat tot el disseny, es defineixen les toleràncies, els ajustos i els tractaments superficials de tots els components que sigui necessari.

Els punts crítics són:

- Ajust de l'eix amb casquets, estator i rodament exterior
- Unió anell del rotor amb les tapes laterals
- Unió tapes laterals amb rodaments

Per l'ajust de l'eix amb els casquets, l'estator, i el rodament exterior, posem tolerància a l'eix h6 (tolerància d'eix base).

Com el motor té la possibilitat de reparar-se en el cas que es fes malbé algun component, tant elèctric, per exemple, el bobinat, com mecànic, per exemple, els rodaments, els ajustos no poden ser amb desmuntatge amb deterior. Per tant, s'ha de definir un tipus d'ajust que sigui vàlid per transmetre esforços i amb desmuntatge sense deterior, per aquest motiu, seleccionem h6K7 per els casquets i l'estator i en el cas del rodament, h6P5 ja que la del rodament està definida per el fabricant i, el rodament que va a l'eix directament, es l'exterior i no influeix en el desmuntatge.

En la unió entre els rodaments i les tapes laterals, el forat base és el del centre de la tapa. Posem tolerància a les tapes interior i exteriors d'H7, quedant un ajust p5H7, la del rodament, igual que el que va al casquet, ve definida pel fabricant.

Per últim, en la unió entre tapes laterals i anell del rotor, es necessita un altre ajust. En aquest, no es transmeten grans esforços, ha de ser desmuntable i s'ha de poder col·locar a mà, per tant, queda una tolerància en les tapes exteriors h6 i en l'anell H7, quedant un ajust h6H7.

Nombre de l'ajust	Ajust
Eix - Estator	h6K7
Eix - Casquets	h6K7
Eix - Rodament exterior	h6P5
Casquet interior - Rodament interior	h6P5
Tapes laterals - anell del rotor	h6H7

Il·lustració 89: Resum de toleràncies. Font: Pròpia

En la tapa exterior i interior, hem d'assegurar concentricitat entre la superfície on va l'anell del rotor ensamblat i el forat per el rodament per evitar vibracions, per aquest motiu, el defineix una concentricitat amb tolerància de 0.2mm.

Seguint la taula de rugositats, es defineix rugositat N7 a l'eix i als casquets i N8 a la tapa exterior i interior, on va acoblat l'anell del rotor.

Per evitar la corrosió, l'anell del rotor i les tapes laterals, han d'estar pintades per evitar corrosió, els components d'acer com l'eix i els casquets, han d'estar lubricats amb greix.



## 6. Anàlisi de l'impacte ambiental

Com ja s'ha comentat anteriorment (*Veure apartat d'especejament i llistat de materials*), el nostre sistema consta de materials fèrrics com Acer ANSI/SAE 1045 i Alumini ADC 12, materials plàstics i d'altres. Per tant es tindrà en compte el següent:

Segons la normativa (Europea 2011) la ferralla de ferro, acer o alumini s'haurà de separar durant la recollida i s'haurà de mantindre apartada o, si no, els residus utilitzats com a matèria primera s'hauran sotmès a un tractament per a separar la ferralla de ferro, acer o alumini dels components no metàl·lics i no ferris (no aplica en aquest cas).

En el cas dels rodaments, gràcies a l'adopció de suports partits de la sèrie SNN de NSK equipats amb rodaments de corrons esfèrics NSKHPS, no caldrà manteniment ni substitució d'ells durant la vida útil del assemblatge. Per tant, no es preveu que tinguin cap impacte mediambiental més enllà del que deriva del final de la vida útil del sistema. En el qual aplicarà el mateix procediment que per la ferralla de ferro o alumini anteriorment citada.

En quan al reciclatge del bloc motor elèctric HUB, com està format per varis elements diferents, cal realitzar una sèrie de passos intermedis que es llisten a continuació.

En el reciclatge de motors elèctrics, els molins axials aconseguixen una separació del 99% de puresa de material fèrric. Entra en escena llavors una altra màquina per a separar el material fi de la resta com a plàstic, alumini o coure. És important que aquestes dues màquines es complementin perquè el resultat sigui òptim. Quan ocorre el contrari i es compren de manera separada, la inversió no serà rendible.

En aquest punt, els materials fèrrics i derivats es processen de la mateixa forma citada anteriorment. En canvi, els materials plàstics es tracten seguint la normativa (Europea 2019).

Per la naturalesa d'aquest sistema, no es precisa el reciclatge d'elements minerals molt contaminants com oli lubricant o grassa (exceptuant els rodaments interns, en els quals no aplica).



## Conclusions

Els motors elèctrics són màquines capaces de transformar energia elèctrica en mecànica, molt utilitzada dia a dia per tots nosaltres. En el punt que ens trobem avui en dia, respecte al canvi climàtic, els motors elèctrics donen la possibilitat de treballar amb energia provinent de fonts renovables i per la tendència que porta la indústria, aquest serà utilitzat per molt temps, amb diferents configuracions, però el mateix principi. Un exemple d'això és que les companyies d'automoció actualment prioritzen l'optimització de la font d'energia per subministrar al motor, com és el cas de Toyota, que comença a millorar la tecnologia de piles d'hidrogen que milloren l'autonomia i redueixen considerablement la contaminació en la fabricació respecte a les bateries d'ió-liti actuals.

Són molts els motius per als quals els motors elèctrics són interessants d'estudiar i així, ampliar la literatura d'aquests, com s'ha volgut fer en aquest treball, on es dóna una pinzellada a la història d'aquest, els diferents tipus de configuracions i la part elèctrica, seguidament es tracten els aspectes mecànics d'aquests i es fa un exemple d'un cas real.

Per tant, l'objectiu d'aquest treball era, per una banda, demostrar la importància que té la part mecànica, ja que es pot optimitzar molt per aconseguir millors prestacions i aconseguir una guia, per aquells lectors que, amb un coneixement tècnic senzill, puguin començar a desenvolupar els principals components mecànics del motor.

Cal recalcar que hi ha aspectes que no s'han tractat com la refrigeració, les pèrdues mecàniques, el soroll, o les vibracions, però com he dit abans, s'ha aconseguit fer una guia pràctica per dissenyar els principals components perquè un motor pugui funcionar correctament. Més endavant, es podria aprofundir més, partint d'aquest treball.

## Pressupost i/o Anàlisi Econòmica

En el següent pressupost s'ha tingut en compte el preu de fabricació per una sola unitat. Per tant, cal tindre en compte que sobretot el preu de fabricació (laminat i mecanitzat) és força més elevat que el de la hipotètica producció en sèrie del producte final.

Els preus base del material (alumini i acer) és a partir de la compra per kilogram. Per tant, també es podria trobar a un preu més econòmic si es fessin grans abastiments de material.

Per a més informació, consultar el nº d'element al document *Plànol d'assemblatge* o el nº de peça als *Annexes*.

Nº ELEMENT	Nº DE PEÇA	DESCRIPCIÓ	MATERIAL	QUANTITAT	PREU UNITARI	PREU TOTAL
1	TFE.FFM-002001-02	EJE	Acer 1045	1	34	34
2	TFE.FFM-004001-00	RODAMIENTO W_61907_2RS1	-	2	6,7	13,4
3	TFE.FFM-003001-02	TAPA EXTERIOR E INTERIOR	Alumini ADC 12	2	25	50
4	TFE.FFM-003002-02	ROTOR ARO EXTERIOR	Alumini ADC 12	1	20	20
5	TFE.FFM-002002-02	ESTATOR	Alumini ADC 12	1	42,5	42,5
6	TFE.FFM-002003-00	CASQUILLO INTERIOR	Acer 1045	1	13,25	13,25
7	TFE.FFM-004002-00	TORNILLO DIN-912 M4X20 8.8	-	28	0,08	2,24
8	TFE.FFM-002004-00	CASQUILLO EXTERIOR	Acer 1045	1	13,25	13,25
					<b>TOTAL</b>	<b>188,64 €</b>

*Il·lustració 90: Taula de costos*



## **Bibliografia**

Europea, Diario Oficial de la Unión. 2011. *REGLAMENTO (UE) No333/2011 DEL CONSEJO de 31 de Marzo de 2011.*

2019. *DIRECTIVA (UE) 2019/904 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 5 de Junio de 2019.*

Hanselman, Duane. 2003. *Brushless Permanent Magnet Motor Design.*

Mott, Robert. 2006. *Diseño de Elementos de Máquinas I.*

Rubio Alonso, Higinio. 2014. "Rugosidades Superficiales."

SkyCiv. 2018. "Ecuaciones de Deflexión." 2018.

Useche, Libardo Vicente Vanegas. 2018. "Diseño de Ejes i Árboles CAP. 7." In *Diseño de Elementos de Máquinas.*

Wikipedia. 2019. "Concentración de Tensiones." .  
[https://es.wikipedia.org/wiki/Concentraci3n\\_de\\_tensiones.](https://es.wikipedia.org/wiki/Concentraci3n_de_tensiones)

## Il·lustracions i Recursos Digitals

Tona, W. (2014). *Mechanical Design of Electric Motors*.

Chileno, P. (2016). ALUMINIO, USO EN EL AUTOMOVIL. Retrieved from <http://eafdelautomovil.blogspot.com/2013/03/aluminio-uso-en-el-automovil.html>

Ingemecanica. (2014). Ajustes y Tolerancias en los Procesos de Mecanizado. Retrieved from <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn19.html>

Onaciu, T. (2008). Tolerancias dimensionales y geométricas. Retrieved from <https://www.interempresas.net/Medicion/Articulos/26029-Tolerancias-dimensionales-y-geometricas.html>

None. (2021). Alibaba. Retrieved from <https://spanish.alibaba.com/>

## Annex A Taules de consulta

### A.1 Propietats mecàniques dels acers AISI

**TABLA 9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono**  
 Datos de varias fuentes. \* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

\* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Il·lustració 91: Taula propietats dels Acers SAE.

## A.2 Propietats físiques de materials d'enginyeria

**TABLA 1** Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería  
 Datos provenientes de varias fuentes. \* Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico

Material	Módulo de elasticidad $E$		Módulo de rigidez $G$		Razón de Poisson $\nu$	Peso específico $\gamma$ lb/in <sup>3</sup>	Densidad de masa $\rho$ Mg/m <sup>3</sup>	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

\* *Properties of Some Metals and Alloys*, International Nickel Co., N.Y., *Metals Handbook*, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

*Il·lustració 92: Propietats físiques de materials de l'enginyeria. morgana*

### A.3 Taules de reaccions, moments i fletxes

#### VIGAS DE EJE RECTO ISOSTÁTICAS

TABLAS DE  $M_0$  - R - f

TIPO DE VIGA Y CARGA ACTUANTE	REACCIONES DE VÍNCULO	$M_0$ max en $x_0$	FLECHA MÁX. en $x_1$
	$R_A = R_B = q \frac{L}{2}$	$\frac{qL^2}{8}$ $x_0 = \frac{L}{2}$	$f_{max} = \frac{5}{384} \frac{qL^4}{EI}$ $x_1 = \frac{L}{2}$
	$R_A = R_B = \frac{P}{2}$	$\frac{PL}{4}$ $x_0 = \frac{L}{2}$	$f_{max} = \frac{1}{48} \frac{PL^3}{EI}$ $x_1 = \frac{L}{2}$
	$R_A = R_B = P$	$P \cdot a$ $x_0 = \text{de } a \text{ hasta } L - 2a$	$f_{max} = \frac{Pa(3L^2 - 4a^2)}{24EI}$ $x_1 = \frac{L}{2}$
	$R_A = \frac{1}{6} qL$ $R_B = \frac{1}{3} qL$	$q \frac{qL^2}{2}$ $x_0 = 0,577 L$	$f_{max} = \frac{0,00652 qL^4}{EI}$ $x_1 = 0,519 L$
	$R_A = \frac{Pb}{L}$ $R_B = \frac{Pa}{L}$	$\frac{Pab}{L}$ $x_0 = a$	
	$R_A = P$	$P \cdot L$ $x_0 = 0$	$f_{max} = \frac{1}{3} \frac{PL^3}{EI}$ $x_1 = L$
	$R_A = qL$	$\frac{qL^2}{2}$ $x_0 = 0$	$f_{max} = \frac{1}{8} \frac{qL^4}{EI}$ $x_1 = L$
	$R_A = \frac{qL}{2}$	$\frac{qL^2}{6}$ $x_0 = 0$	$f_{max} = \frac{1}{30} \frac{qL^4}{EI}$ $x_1 = L$
	$R_A = R_B = \frac{qL}{4}$	$\frac{qL^2}{12}$ $x_0 = \frac{L}{2}$	$f_{max} = \frac{1}{60} \frac{PL^3}{EI}$ $x_1 = \frac{L}{2}$
	$R_A = R_B = q \frac{(L-a)}{2}$	$\frac{qL^2}{24} (3-4\alpha^2)$ $x_0 = \frac{L}{2}$ $\alpha = \frac{a}{L}$	

#### VALORES ADMISIBLES DE FLECHAS

##### MADERAS

Vigas para entrepisos de viviendas, oficinas:  $f \leq \frac{L}{300}$

Vigas para techos (correas, cables):  $f \leq \frac{L}{200}$

Vigas en voladizo:  $f \leq \frac{L}{500}$

#### ACERO

Vigas para entrepisos:  $f \leq \frac{L}{400}$

Vigas para techos:  $f \leq \frac{L}{300}$

Vigas en voladizo:  $f \leq \frac{L}{200}$

#### HORMIGÓN ARMADO

Vigas y losas para techos con cielorrasos aplicados o entrepisos que soportan tabiques u otras construcciones:  $f \leq \frac{L}{300}$  a  $\frac{L}{500}$

La adopción de uno u otro valor de flecha estará dada por la importancia del local y por la necesidad de preservarlas de deformaciones que las afecten en exceso.

Bibliografía: Goldenhorn

## VIGAS DE EJE RECTO HIPERESTÁTICAS

Tabla de  $M_{max}$ ,  $R$  y  $f_{adm}$

Tipo de viga y carga actuante	Reacciones de vínculo	Momento flector en $x_0$ y en empotramientos	Flexión en abscisa $x_1$
	$R_A = 3/8 ql$ $R_B = 5/8 ql$	$M_{max} = \frac{9}{128} ql^2$ $x_0 = 3/8 l$ $M_B = -ql^2/8$	$f_{max} = \frac{ql^4}{185 EJ}$ $x_1 = 0,4215 l$
	$R_A = \frac{5}{16} P$ $R_B = \frac{11}{16} P$	$M_{max} = \frac{5}{32} Pl$ $x_0 = 0,5 l$ $M_B = -\frac{3}{16} Pl$	$f_{max} = \frac{7Pl^3}{751 EJ}$ $x_1 = 0,447 l$
	$R_A = \frac{ql}{10}$ $R_B = \frac{9ql}{10}$	$M_{max} = \frac{ql^2}{33,6}$ $x_0 = 0,447 l$ $M_B = -\frac{ql^2}{15}$	$f_{max} = \frac{ql^4}{419 EJ}$ $x_1 = 0,447 l$
	$R_A = \frac{P}{2l} (2l - 3a + \frac{a^3}{l^2})$ $R_B = \frac{P}{2l} (3a + \frac{a^3}{l^2})$	$M_{max} = R_A a$ $x_0 = a$ $M_B = -\frac{Pa(l^2 - a^2)}{2l^2}$	
	$R_A = R_B = \frac{ql}{2}$	$M_{max} = \frac{ql^2}{24}$ $x_0 = 0,5 l$ $M_A = M_B = -\frac{ql^2}{12}$	$f_{max} = \frac{ql^4}{384 EJ}$ $x_1 = 0,5 l$
	$R_A = R_B = P/2$	$M_{max} = \frac{Pl}{8}$ $x_0 = 0,5 l$ $M_A = M_B = -\frac{Pl}{8}$	$f_{max} = \frac{Pl^3}{192 EJ}$ $x_1 = 0,5 l$
	$R_A = 0,15ql$ $R_B = 0,35ql$	$M_{max} = 0,0215 ql^2$ $x_0 = 0,558 l$ $M_A = -\frac{ql}{30}; M_B = -\frac{ql}{20}$	$f_{max} = \frac{ql^4}{764 EJ}$ $x_1 = 0,515 l$
	$R_A = \frac{Pb}{l^3} (l^2 - a^2 + ab)$ $R_B = \frac{Pa}{l^3} (l^2 - b^2 + ab)$	$M_{max} = \frac{2Pa^2b^2}{l^3}$ $x_0 = a$	$M_A = -\frac{Pab^2}{l^2}$ $M_B = -\frac{Pa^2b}{l^2}$



## A.4 Normalització d'eixos (DIN 5472)

DIN 5472

Medidas nominales Diámetro interior x Diámetro exterior x Anchura del nervio	Eje nervado			Cubo nervado		
	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	b <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	b <sub>2</sub>
	g6 j6	a11	h9	H7	H13	D9
21 x 25 x 5	21	25	5	21	25	5
23 x 28 x 6	23	28	6	23	28	6
26 x 32 x 6	26	32	6	26	32	6
28 x 34 x 7	28	34	7	28	34	7
32 x 38 x 8	32	38	8	32	38	8
36 x 42 x 8	36	42	8	36	42	8
42 x 48 x 10	42	48	10	42	48	10
46 x 52 x 12	46	52	12	46	52	12
52 x 60 x 14	52	60	14	52	60	14
58 x 65 x 14	58	65	14	58	65	14
62 x 70 x 16	62	70	16	62	70	16
68 x 78 x 16	68	78	16	68	78	16
72 x 82 x 16	72	82	16	72	82	16
78 x 90 x 16	78	90	16	78	90	16
82 x 95 x 16	82	95	16	82	95	16
88 x 100 x 16	88	100	16	88	100	16
92 x 105 x 20	92	105	20	92	105	20
98 x 110 x 20	98	110	20	98	110	20

1) R según diámetro de la fresa o de la muela esmeril



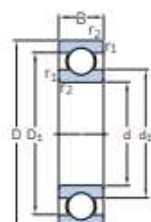
## A.5 Propietats dels aluminis per fundició

ALEACIONES DE ALUMINIO PARA FUNDICIÓN

Designación tipo		L-2500	L-2521	L-2530	L-2551	L-2560	L-2581	L-2570	L-2610	L-2620	L-2630	L-2651	L-2640	L-2655
Densidad (20 °C)	kg / cm <sup>3</sup>	2,65	2,65	2,67	2,7	2,69	2,69	2,69	2,70	2,70	2,70	2,70	2,67	2,69
Tensió de trencament	N	275 x 230	275 x 230	275 x 230	275 x 230	285 x 230	285 x 230	285 x 230	315 x 230	315 x 230	315 x 230	315 x 230	325 x 230	325 x 230
Condició de treball	%	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
Conductivitat tèrmica	W / m · K	207	207	207	207	207	207	207	207	207	207	207	207	207
Conductivitat elèctrica	10 <sup>8</sup> Ω <sup>-1</sup> · cm <sup>-1</sup>	40 x 40	40 x 40	40 x 40	40 x 40	40 x 40	40 x 40	40 x 40	40 x 40	40 x 40	40 x 40	40 x 40	40 x 40	40 x 40
Resistència a la tracció (R <sub>m</sub> )	N / mm <sup>2</sup>	180 x 170	180	180 x 170	180 x 170	180 x 230	180	180 x 230	180 x 230	180 x 230	180	170	180	180 x 230
Límit elàstic (R <sub>eL</sub> )	N / mm <sup>2</sup>	90 x 90	90 x 90	90 x 90	90 x 90	90 x 200	90	90 x 200	90 x 200	90 x 200	90	90	90	90 x 200
Mòdul elàstic (E)	N / mm <sup>2</sup>	70 000	70 000	70 000	70 000	70 000	70 000	70 000	70 000	70 000	70 000	70 000	70 000	70 000
Alargament	%	8 x 8	8	8 x 8	8	8 x 8	8	8 x 8	8	8	8	8	8	8 x 8
Dureza Brinell		90 x 90	90 x 90	90 x 90	90 x 120	90 x 90	90	90 x 90	90 x 100	90 x 100	90	90	90	90 x 90
Composició química		Al-10Si	Al-10Si-0,5Fe	Al-10Si-0,5Cu	Al-10Si-0,5Mg	Al-10Si-0,5Mg	Al-10Si-0,5Mg	Al-10Si-0,5Mg	Al-10Si-0,5Mg	Al-10Si-0,5Mg	Al-10Si-0,5Mg	Al-10Si-0,5Mg	Al-10Si-0,5Mg	Al-10Si-0,5Mg
Si	%	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
Fe	%	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Cu	%	0,10	0,05	0,05	0,05	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
Mg	%	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Mn	%	0,10	0,05	0,05	0,05	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
Zn	%	0,10	0,05	0,05	0,05	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
Ti	%	0,05	0,05	0,05	0,05	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
Pb	%	0,10	0,05	0,05	0,05	0,05	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
Sn	%	0,05	0,05	0,10	0,10	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Al	%	89,90	89,95	89,90	89,90	89,90	89,90	89,90	89,90	89,90	89,90	89,90	89,90	89,90
Grup Europeu (EN)		AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg
Família (NF)		A.2.12.1	A.2.12.1	A.2.12.1	A.2.12.1	A.2.12.1	A.2.12.1	A.2.12.1	A.2.12.1	A.2.12.1	A.2.12.1	A.2.12.1	A.2.12.1	A.2.12.1
Normativa (UNE)		UNE 10411	UNE 10411	UNE 10411	UNE 10411	UNE 10411	UNE 10411	UNE 10411	UNE 10411	UNE 10411	UNE 10411	UNE 10411	UNE 10411	UNE 10411
Tipus (UNE)		AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg
Norma (ISO)		AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg
Tipus (ISO)		AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg
Tipus (DIN)		AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg
Tipus (BS)		AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg
Tipus (ASTM)		AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg	AlSi10Mg

## A.6 Catàleg de rodaments de boles rígides (mesures de 30 a 35mm)

### 1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 30 – 35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite <sup>1)</sup>		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado <sup>1)</sup>
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
30 cont.	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	• 16006	-
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	• 6006	-
	55	13	13,8	8,3	0,355	-	8 000	0,12	• 6006-2RS1	6006-RS1
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	• 6006-2RZ	6006-RZ
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	• 6006-2Z	6006-Z
	55	19	13,3	8,3	0,355	-	8 000	0,17	• 63006-2RS1	-
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	• 6206	-
	62	16	20,3	11,2	0,475	-	7 500	0,21	• 6206-2RSH	6206-RSH
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,2	• 6206-2RZ	6206-RZ
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,21	• 6206-2Z	6206-Z
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	• 6206 ETN9	-
	62	20	19,5	11,2	0,475	-	7 500	0,25	• 62206-2RS1	-
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	• 6306	-
	72	19	29,6	16	0,67	-	6 300	0,35	• 6306-2RSH	• 6306-RSH
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,36	• 6306-2RZ	• 6306-RZ
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,36	• 6306-2Z	6306-Z
	72	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	• 6306 ETN9	-
	72	27	28,1	16	0,67	-	6 300	0,5	• 62306-2RS1	-
90	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	• 6406	-	
35	47	7	4,36	3,35	0,14	-	8 500	0,022	• 61807-2RS1	-
	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	15 000	0,03	• 61807-2RZ	-
	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	• 61807	-
	55	10	10,8	7,8	0,325	-	7 500	0,08	• 61907-2RS1	-
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	13 000	0,08	• 61907-2RZ	-
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	• 61907	-
	62	9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	• 16007	-
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	• 6007	-
	62	14	16,8	10,2	0,44	-	7 000	0,16	• 6007-2RS1	6007-RS1
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	12 000	0,16	• 6007-2RZ	6007-RZ
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	12 000	0,16	• 6007-2Z	6007-Z
	62	20	15,9	10,2	0,44	-	7 000	0,22	• 63007-2RS1	-
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	• 6207	-
	72	17	27	15,3	0,655	-	6 300	0,3	• 6207-2RSH	• 6207-RSH
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	10 000	0,3	• 6207-2Z	6207-Z

Rodamiento SKF Explorer

• Producto popular

<sup>1)</sup> Para los rodamientos con una sola placa de protección o un sello no rozante (Z, RZ), corresponden las velocidades límite de los rodamientos abiertos.

