

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

***ESTUDIO DE LA INFLUENCIA DE LA PRECARGA
DE BOLA EN EL COMPORTAMIENTO ESTÁTICO
DE RODAMIENTOS DE ALAMBRES MEDIANTE
ELEMENTOS FINITOS***

Alumno: Pérez, Vigiola, Asier

Director: Abasolo, Bilbao, Mikel

Curso: 2018-2019

Fecha: Bilbao, 19, junio, 2019

Resumen trilingüe (castellano/euskera/inglés) + palabras clave

Resumen. Los rodamientos de alambres son una clase de rodamientos de vuelco, que se caracterizan principalmente en emplear alambres como pista de rodadura. Como consecuencia, tienen un comportamiento completamente diferente a los rodamientos convencionales. Recientemente, en un estudio llevado a cabo por el grupo de investigación ADM del departamento de Ingeniería Mecánica de Bilbao, se compararon ambos tipos de rodamientos a través de modelos de Elementos Finitos.

En este Trabajo Fin de Grado, se estudia la influencia de la precarga de bola en el comportamiento estático estructural de los rodamientos de alambres bajo carga axial, empleando el mismo modelo de Elementos Finitos. Durante el montaje, se introducen elementos rodantes con mayores dimensiones que el nominal, lo que generan fuerzas en los contactos llamadas precarga.

Para estudiar este fenómeno, se analizarán la rigidez, la capacidad estática de carga, las fuerzas en el contacto, el giro del alambre y el truncamiento de la elipse de contacto, variando los valores de dos parámetros: la precarga y la conformidad de contacto.

Laburpena. Alanbrezko errodamenduak iraulketa errodamenduen mota bat da, alanbreak erroadura pista bezala erabiltzeagatik karakterizatzen dira. Ondorioz, errodamendu konbentzionalekiko portaera ezberdina daukate. Berriki, Bilboko Ingeniaritza Mekanika departamentuko ADM ikerkuntza taldeak burututako ikerketa batean, bi errodamendu motak parekatu zituzten Elementu Finitoen modeloen bidez.

Gratu Amaierako Lan honetan, bolaren aurrekargako eragina alanbrezko errodamenduen portaera estatiko estrukturalan ikasten da karga axialpean, Elementu Finitoko modelo berdina erabiltzen. Muntaia egiten den bitartean, balore nominalak baino dimentsio handiagoko elementu ibilgailuak sartzen dira, aurrekarga deitutako kontaktuetan indarrak sortzen dira.

Fenomeno hau aztertzeko, zurruntasuna, karga estatikako ahalmena, indarrak ukipenean, alanbreren bila eta ukipeneko elipsearen trunkamendua analizatuko dira bi parametro aldatuz: aurrekarga eta ukipenaren Konformitatea.

Summary. Wire bearings are a type of slewing bearings that are mainly characterized by using wires as raceway. Consequently, their behavior is completely different from slewing bearings. Recently, in a study carried out by the ADM investigation group of Bilbao's Mechanical Engineering Department, both types of bearing were compared via Finite Elements models.

In this Final Degree Work, the influence of ball preload in static structural behavior of wire bearings under axial load is studied using the same Finite Element model. During the set up,

rolling elements with bigger dimensions than nominal value are inserted, which generate forces in the contacts known as preload.

To study this phenomenon, stiffness, load static capacity, contact forces, wire twist, and truncation of the contact ellipse will be analyzed changing two parameter values: preload and contact conformity.

Palabras clave

Rodamiento de alambres; Precarga; Conformidad; Truncamiento; Giro del alambre; Rigidez; Capacidad estática de carga; Ángulo de contacto; Elementos Finitos; Análisis estático; Carga axial.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. CONTEXTO	1
1.1.1. RODAMIENTOS DE VUELCO	1
1.1.2. CONSIDERACIONES DEL DISEÑO DE RODAMIENTOS DE ALAMBRE	9
1.1.3. CRITERIOS DE DISEÑO	12
1.2. ANTECEDENTES DIRECTOS DEL TFG	14
1.2.1. INTRODUCCIÓN	14
1.2.2. GEOMETRÍA	14
1.2.3. MATERIAL	15
1.2.4. MALLADO	15
1.2.5. CONDICIONES DE CONTORNO	15
1.2.6. CARGAS	16
1.2.7. CASOS DE ESTUDIO	16
1.2.8. RESULTADOS	16
1.2.9. CONCLUSIONES	21
2. OBJETIVOS Y ALCANCE DEL TRABAJO	22
3. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO	27
4. METODOLOGÍA. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS	28
4.1. GEOMETRÍA	28
4.2. MATERIALES	29
4.3. MALLA	30
4.4. CARGAS	37
4.4.1. INTRODUCCIÓN DE LA PRECARGA	37
4.4.2. CARGA AXIAL	39
4.5. CONDICIONES DE CONTORNO	40
5. RESULTADOS	44
5.1. VARIACIÓN DE LA RIGIDEZ	44
5.2. CAPACIDAD ESTÁTICA DE CARGA	46
5.3. COMPORTAMIENTO FRENTE AL TRUNCAMIENTO	47
5.4. GIRO DEL ALAMBRE	54
5.5. FUERZAS DE CONTACTO	55
6. PLANIFICACIÓN DEL TRABAJO	58

6.1 SELECCIÓN DEL TEMA	58
6.2 ANÁLISIS PREVIOS	58
6.3. ANÁLISIS MODELO EF	59
6.4. DOCUMENTACIÓN FINAL	59
7. PRESUPUESTO	61
7.1. COSTES DIRECTOS	61
7.2. COSTES INDIRECTOS	62
7.3. BENEFICIO INDUSTRIAL	63
7.4. PRESUPUESTO TOTAL DEL TFG	63
8. CONCLUSIONES	64
9. BIBLIOGRAFÍA	66
10. ANEXOS	69
10.1. MODELO SIMPLIFICADO	69
10.2. MODELO DEL RODAMIENTO DE ALAMBRES	75

Lista de tablas, ilustraciones, gráficas y acrónimo

Tablas

Tabla 1. Casos de estudio para situación de anillos deformables y rígidos [24].	16
Tabla 2. Casos de estudio con $s = 0,87$.	24
Tabla 3. Casos de estudio con $s = 0,90$.	24
Tabla 4. Casos de estudio con $s = 0,93$.	24
Tabla 5. Casos de estudio con $s = 0,96$.	25
Tabla 6. Gastos de personal.	61
Tabla 7. Amortizaciones.	62
Tabla 8. Otros gastos.	62

Ilustraciones

Figura 1. Cargas que actúan sobre los rodamientos de vuelco [7].	1
Figura 2. Componentes de los rodamientos convencionales [6].	2
Figura 3. Pista de rodadura con configuración de cuatro puntos de contacto [7].	2
Figura 4. Detalle de los elementos de los rodamientos convencionales [5].	3
Figura 5. Tipos de espaciadores: a) jaula b) espaciadores [5].	3
Figura 6. Montaje a compresión de los rodamientos convencionales [5].	3
Figura 7. Tapón de carga [3].	4
Figura 8. Engrasador [5].	4
Figura 9. Aplicaciones: a) hélices de timón b) excavadoras [11].	5
Figura 10. Rodamientos convencionales en las palas y en el sistema de orientación de los aerogeneradores [14].	5
Figura 11. a) Grúa portuaria b) Rodamiento convencional [15].	6
Figura 12. Máquina tuneladora [17].	6
Figura 13. Rodamiento de alambres: a) sección del rodamiento [20] b) pista de rodadura [18].	7
Figura 14. Resistencia de carga uniforme en todas las direcciones [21].	7
Figura 15. Paneles solares [21].	7
Figura 16. Antena satelital móvil [21].	8
Figura 17. Óptica láser en aviones [21].	8
Figura 18. a) Dispositivos de rayos X b) máquina de tomografía computarizada [21].	8
Figura 19. Precarga en el rodamiento de alambre.	9
Figura 20. Conformidad de contacto bola-alambre.	10
Figura 21. Elipse de presión del contacto bola-alambre debido a una precarga del 20%: a) $s = 0,87$ b) $0,96$.	10
Figura 22. Elipse de presión del contacto bola-alambre.	11
Figura 23. Comienzo del truncamiento de la elipse de presión del contacto bola-alambre.	11
Figura 24. Truncamiento de la elipse de presión del contacto bola-alambre.	11

Figura 25. a) Fuerza normal en el contacto bola-alambre b) Momento torsor generado en el alambre. _____	12
Figura 26. Giro del alambre debido al momento torsor (M_T). _____	12
Figura 27. Desplazamiento del anillo exterior (azul) originado por una fuerza axial. _____	13
Figura 28. Rodamiento de alambre sometido a F_a , F_r , y M . _____	14
Figura 29. Sección transversal de los rodamientos a estudio: a) rodamiento convencional b) rodamiento de alambres. _____	15
Figura 30. Rigidez de distintos rodamientos y estado de truncamiento [24]: a) Situación de anillos deformables b) situación de anillos rígidos. _____	18
Figura 31. Fuerzas y ángulos de contacto [24]: a) anillos deformables b) anillos rígidos. _____	19
Figura 32. Presión de la elipse de contacto 100% de la carga axial (condición de anillos deformables) [24]: (a) Caso 1 (b) Caso 2 (c) Caso 3 (d) Caso 5. _____	20
Figura 33. Evolución de la presión de contacto en el plano de simetría durante el proceso de carga (condición de anillos deformables) [24]: a) Caso 1 b) Caso 2 c) Caso 3 d) Caso 5. _____	21
Figura 34. Rodamiento de alambre bajo el caso de carga axial pura. _____	22
Figura 35. Ángulo de contacto, α . _____	23
Figura 36. Combinaciones de precarga y conformidad del contacto. _____	23
Figura 37. Método de introducción de la carga axial. _____	26
Figura 38. Planteamiento de las cargas y condiciones de contorno en los casos de estudio. _____	26
Figura 39. Simetría cíclica: a) rodamiento completo b) sector fundamental. _____	28
Figura 40. Sección transversal del rodamiento de alambre a estudio [mm] [24]. _____	29
Figura 41. Modelo del rodamiento de alambre en ANSYS®. _____	29
Figura 42. Asignación de materiales: acero (gris) para bolas y alambres; aluminio (rojo) para los anillos. _____	29
Figura 43. Particiones de la geometría del rodamiento de alambre: a) parte posterior b) parte anterior. _____	30
Figura 44. Tipo de elementos tridimensionales de segundo orden: a) tetraedros b) hexaedros. _____	30
Figura 45. Regiones menos importantes de los anillos: a) estrategia de mallado b) malla resultante. _____	31
Figura 46. Chaflanes de los anillos: a) estrategia de mallado b) malla resultante. _____	31
Figura 47. Zonas próximas al contacto bola-alambre: a) estrategia de mallado b) malla resultante. _____	32
Figura 48. Zona interior de los anillos: a) estrategia de mallado b) malla resultante. _____	32
Figura 49. Zona de contacto bola-alambre: a) estrategia de mallado b) malla resultante. _____	33
Figura 50. Mallado de los anillos. _____	33
Figura 51. Alambres: a) estrategia de mallado b) malla resultante. _____	34
Figura 52. Nodos del contacto alambre-anillo. _____	34
Figura 53. Bola: a) estrategia de mallado b) malla resultante. _____	35
Figura 54. Nodos del contacto bola-alambre. _____	35
Figura 55. Relación de aspecto-número de elementos de la malla: tetraedros (rojo); hexaedros (morado). _____	36

Figura 56. Malla del rodamiento de alambre: a) parte posterior b) parte anterior. _____	37
Figura 57. 1º Análisis: Introducción de la precarga de la bola (Step 1). _____	39
Figura 58. 2º Análisis: a) conservación de la precarga de la bola (Step 1) b) aplicación de la carga axial (Step 2). _____	39
Figura 59. Modelo original del rodamiento de alambres. _____	40
Figura 60. Importación de los desplazamientos al submodelo. _____	41
Figura 61. Mallado del contacto bola-alambre: a) modelo original b) submodelo. _____	41
Figura 62. Implementación de la técnica de los submodelos en el TFG. _____	42
Figura 63. Condiciones de contorno del 1º Análisis: a) parte posterior b) parte anterior del rodamiento. _____	42
Figura 64. Condiciones de contorno del 2º Análisis: a) parte posterior b) parte anterior del rodamiento. _____	43
Figura 65. Fuerzas y contacto bola-alambre de estudio. _____	44
Figura 66. Variación de la rigidez durante la carga axial e indicación del truncamiento de la elipse de contacto con conformidad 0,87. _____	45
Figura 67. Variación de la rigidez durante la carga axial e indicación del truncamiento de la elipse de contacto con conformidad 0,90. _____	45
Figura 68. Variación de la rigidez durante la carga axial e indicación del truncamiento de la elipse de contacto con conformidad 0,93. _____	46
Figura 69. Variación de la rigidez durante la carga axial e indicación del truncamiento de la elipse de contacto con conformidad 0,96. _____	46
Figura 70. Líneas de presión en el contacto con conformidad 0,87 durante la precarga y la carga axial: a) Caso 1 b) Caso 2 c) Caso 3 d) Caso 4 e) Caso 5. _____	48
Figura 71. Líneas de presión en el contacto con conformidad 0,90 durante la precarga y la carga axial: a) Caso 6 b) Caso 7 c) Caso 8 d) Caso 9 e) Caso 10. _____	49
Figura 72. Líneas de presión en el contacto con conformidad 0,93 durante la precarga y la carga axial: a) Caso 11 b) Caso 12 c) Caso 13 d) Caso 14 e) Caso 15. _____	50
Figura 73. Líneas de presión en el contacto con conformidad 0,96 durante la precarga y la carga axial: a) Caso 16 b) Caso 17 c) Caso 18 d) Caso 19 e) Caso 20. _____	51
Figura 74. Presión de la elipse de contacto con conformidad 0,87 (100% de la carga axial): a) Caso 1 b) Caso 2 c) Caso 3 d) Caso 4 e) Caso 5. _____	52
Figura 75. Presión de la elipse de contacto con conformidad 0,90 (100% de la carga axial): a) Caso 6 b) Caso 7 c) Caso 8 d) Caso 9 e) Caso 10. _____	52
Figura 76. Presión de la elipse de contacto con conformidad 0,93 (100% de la carga axial): a) Caso 11 b) Caso 12 c) Caso 13 d) Caso 14 e) Caso 15. _____	53
Figura 77. Presión de la elipse de contacto con conformidad 0,96 (100% de la carga axial): a) Caso 16 b) Caso 17 c) Caso 18 d) Caso 19 e) Caso 20. _____	53
Figura 78. Giro del alambre para diferentes valores de precarga: a) $s=0,87$ b) $s=0,90$ c) $s=0,93$ d) $s=0,96$ _____	54
Figura 79. Variación del ángulo de contacto para diferentes valores de precarga: a) $s=0,87$ b) $s=0,90$ c) $s=0,93$ d) $s=0,96$. _____	56

Figura 80. Variación del ángulo de contacto y giro del alambre dependiendo del momento torsor (M_T) y de la fuerza de rozamiento (F_r) en el contacto alambre-anillo. _____	56
Figura 81. Modelo simplificado del contacto bola-alambre de EF. _____	69
Figura 82. Modelo 2D de EF. _____	70
Figura 83. Mallado del modelo 2D de EF. _____	70
Figura 84. Estrategia de refinamiento en la zona de contacto. _____	71
Figura 85. Malla refinada del modelo 2D de EF en la zona de contacto. _____	71
Figura 86. Estrategia de mallado en el resto de zonas. _____	71
Figura 87. Transición del tamaño de los elementos triángulos. _____	72
Figura 88. Relación de aspecto-número de elementos de la malla: triángulos (azul); cuadriláteros (amarillo). _____	72
Figura 89. Precarga de la bola mediante salto térmico. _____	73
Figura 90. Precarga de la bola mediante un <i>offset</i> . _____	73
Figura 91. Condiciones de contorno: a) modelo 2D de EF b) equivalencia. _____	73
Figura 92. Definición del contacto en el modelo 2D de EF. _____	74
Figura 93. Resultados del estado del contacto: a) salto térmico b) <i>offset</i> . _____	74
Figura 94. Resultados de la penetración en el contacto [mm]: a) salto térmico b) <i>offset</i> . _____	75
Figura 95. Resultados de la presión en el contacto [MPa]: a) salto térmico b) <i>offset</i> . _____	75
Figura 96. Precarga de la bola mediante un salto térmico. _____	76
Figura 97. Precarga de la bola mediante un <i>offset</i> . _____	76
Figura 98. Condiciones de contorno en el modelo del rodamiento de alambre de EF. _____	77
Figura 99. Definición de los contactos en el modelo del rodamiento de alambre de EF. _____	77
Figura 100. Resultados del estado del contacto: a) salto térmico b) <i>offset</i> . _____	78
Figura 101. Resultados de la penetración en el contacto [mm]: a) salto térmico b) <i>offset</i> . _____	78
Figura 102. Resultados de la presión en el contacto [MPa]: a) salto térmico b) <i>offset</i> . _____	78

1. INTRODUCCIÓN

En 1794, el inventor galés Philip Vaughan patentó el primer rodamiento de bolas que se empleó en los ejes de los carruajes. Sin embargo, no fue hasta 1907, cuando se comenzó a mejorar el diseño de los rodamientos gracias al ingeniero Sven Wingquist, quien desarrolló y patentó otro tipo de rodamiento como solución a los problemas de fricción que presentaban las máquinas de la empresa de textil donde trabajaba. De este modo, fundó la compañía SKF, liderando el camino de la investigación, el desarrollo y la introducción de tecnologías innovadoras para mejorar el funcionamiento de las máquinas y la productividad de las fábricas [1].

1.1. CONTEXTO

En la actualidad, existen una gran variedad de empresas multinacionales dedicadas a la fabricación de todo tipo de rodamientos (NSK, Rotek Inc, Franke GmbH, etc). Como consecuencia de la estandarización a nivel mundial de sus dimensiones, los rodamientos son fácilmente intercambiables.

1.1.1. RODAMIENTOS DE VUELCO

Los rodamientos de vuelco (*slewing bearings*) son rodamientos de grandes dimensiones empleados en mecanismos que operan a bajas velocidades de giro o en rotaciones oscilantes y/o intermitentes, capaces de absorber elevados momentos de vuelco y cargas axiales y radiales [2-5] en cualquier sentido (Figura 1).

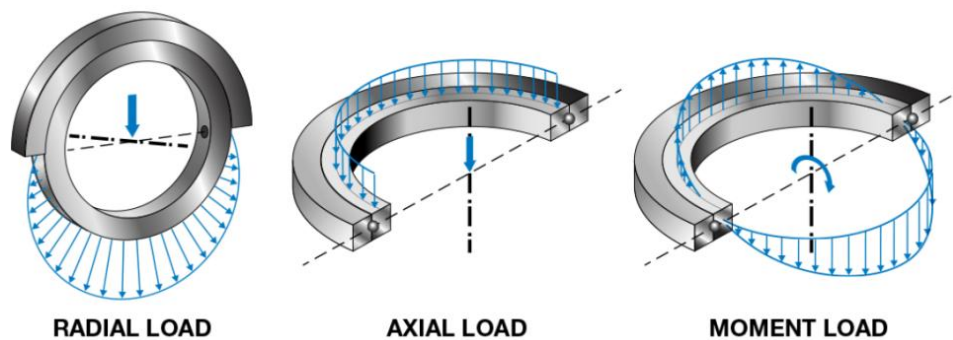


Figura 1. Cargas que actúan sobre los rodamientos de vuelco [7].

Los rodamientos de vuelco en función de su diseño, se dividen en dos categorías: convencionales y de alambre.

1.1.1.1. CONVENCIONALES

Los rodamientos convencionales se caracterizan principalmente por su alto nivel de rigidez, lo que les permiten resistir y transmitir las cargas producidas, garantizar la precisión necesaria por la aplicación y cumplir con los parámetros operativos y ciclos de vida requeridos. También, gracias a su diseño, poseen alta capacidad de carga, generan baja fricción entre las superficies de contacto y son resistentes a la corrosión [2-5].

Componentes

A continuación, se realiza una descripción general de los diferentes elementos (Figura 2) que componen los rodamientos convencionales [6].

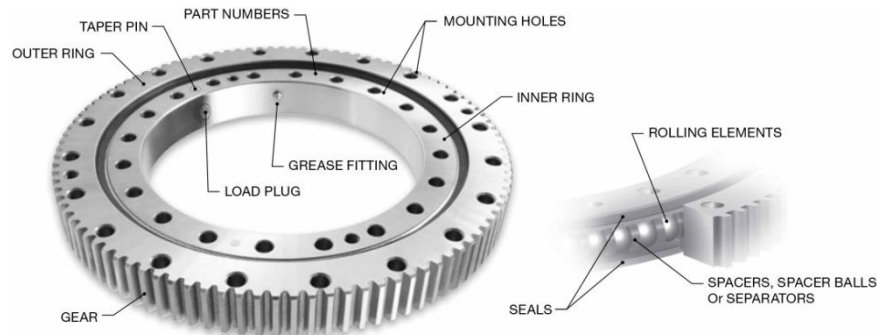


Figura 2. Componentes de los rodamientos convencionales [6].

- Anillo interior (*inner ring*) y anillo exterior (*outer ring*): estos rodamientos están formados por dos anillos, cada uno de los cuales, presenta una pista de rodadura de precisión, donde se alojan los elementos rodantes (Figura 4). Las pistas de rodaduras generalmente, se diseñan en una configuración de contacto de cuatro puntos (Figura 3) y con ángulos de contacto (α) de 45° . Los anillos pueden llegar a medir varios metros.



Figura 3. Pista de rodadura con configuración de cuatro puntos de contacto [7].

- Engranajes (*gear*): dependiendo del mecanismo en el que se esté utilizando, en el diámetro interior del anillo interior o en el diámetro exterior del anillo exterior pueden incorporarse engranajes para transmitir el par aplicado (Figura 2).
- Elementos rodantes (*rolling elements*): transfieren la carga entre el anillo interior y el anillo exterior al entrar en contacto sobre las pistas de rodadura, facilitando el movimiento relativo de los anillos (Figura 4). Las dimensiones de estos elementos son de

milímetros. Como elementos rodantes, se pueden utilizar una o más hileras de bolas o de rodillos cilíndricos. En el caso de las bolas, el contacto con la pista de rodadura es un punto, mientras que en el de los rodillos, el contacto es una línea.

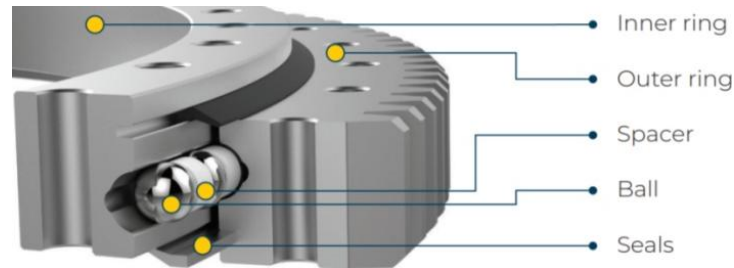


Figura 4. Detalle de los elementos de los rodamientos convencionales [5].

- Jaula o espaciadores (*spacers, spacer balls or separators*): es el elemento responsable de separar y evitar el contacto entre los elementos rodantes con el objetivo de reducir el calor por fricción generado en el rodamiento y para optimizar la distribución de la carga. También, los guían y los retienen en el caso de la retirada de uno de los aros del rodamiento durante su montaje o desmontaje. A veces, se utilizan bolas espaciadoras en lugar de jaulas (Figura 5). En este caso, éstas son bolas ligeramente más pequeñas colocadas entre cada elemento rodante.

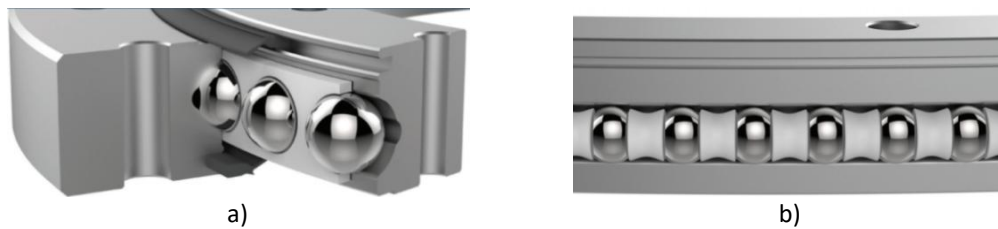


Figura 5. Tipos de espaciadores: a) jaula b) espaciadores [5].

- Orificios de montaje (*mounting holes*): se disponen de una serie de agujeros espaciados uniformemente alrededor de las caras de los anillos para anclarlos al mecanismo mediante uniones atornilladas (Figura 2). El montaje es conveniente realizarlo a compresión [6-7], ya que se asegura que la carga sea transmitida a través de los elementos rodantes (Figura 6).



Figura 6. Montaje a compresión de los rodamientos convencionales [5].

- Juntas de sellado (*seals*): cuentan con un sellado a cada lado (Figura 5a) y Figura 7), cuya función principal es la retención de lubricante y evitar la entrada de contaminación, como polvo y escombros. Se fabrican a partir de una tira de caucho extruido.
- Tapón de carga (*load plug*): la introducción de los elementos rodantes se realiza a través de una perforación radial en el anillo no engranado, que posteriormente se tapona mediante un pasador cónico (Figura 7).



Figura 7. Tapón de carga [3].

- Engrasador (*grease fitting*): es un orificio que se realiza radialmente en uno de los anillos, a través del cual, se suministra el lubricante (Figura 8). La cantidad de orificios y sus ubicaciones pueden variar con el diámetro del rodamiento.

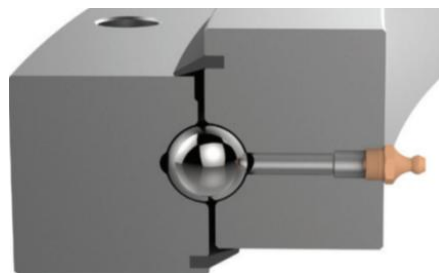


Figura 8. Engrasador [5].

Las cualidades de los rodamientos convencionales dependen en gran medida de los materiales utilizados en los diferentes componentes. Dichos materiales deben presentar buena templabilidad, estabilidad dimensional, pureza elevada, y alta resistencia a la rodadura y al desgaste [8].

En la mayoría de las aplicaciones, si los anillos y los elementos rodantes deben soportar importantes cargas de impacto, generalmente se fabrican con aceros cementados o de superficie, como acero al cromo endurecido, ya que presentan un núcleo más suave que absorbe las fuerzas [9]. Las jaulas están fabricadas de acero con un bajo contenido en carbono, aunque dependiendo del entorno y de las aplicaciones, pueden utilizarse jaulas de latón o de acero inoxidable.

Aplicaciones

Los rodamientos convencionales se emplean en los principales sectores industriales, como por ejemplo: construcción, minería y náutica [10-11], entre otros (Figura 9).



Figura 9. Aplicaciones: a) hélices de timón b) excavadoras [11].

Debido al incremento de la demanda de energías renovables para la generación de electricidad, el sector de la industria eólica ha sufrido una importante evolución durante las últimas décadas [12-14]. Los aerogeneradores emplean este tipo de rodamientos, concretamente, en el ajuste adecuado del ángulo de paso de las palas, obteniendo así la máxima eficiencia del generador al controlar la producción de potencia y en la orientación del sistema de giro de la góndola en la dirección prevalente del viento (Figura 10). Para ello, son accionadas por un número de piñones y reductoras colocados en su perímetro que engranan sobre el anillo dentado unido a la torre.



Figura 10. Rodamientos convencionales en las palas y en el sistema de orientación de los aerogeneradores [14].

En consecuencia, estos rodamientos deben ofrecer un valor reducido de fricción y soportar las elevadas cargas producidas por la fuerza del viento, el peso propio de los componentes y del giro de las palas.

Otras de las aplicaciones ideales son las grúas torres y portuarias (Figura 11). Para el movimiento de rotación de la carga, disponen de un rodamiento de gran tamaño situado entre la pluma y la columna fija, provisto de un dentado exterior. Estos rodamientos tienen la capacidad de controlar

el momento de vuelco que le produce la carga móvil, el viento y los esfuerzos de compresión debidos al peso propio y a la carga [15].



Figura 11. a) Grúa portuaria b) Rodamiento convencional [15].

En las máquinas tuneladoras (Figura 12), soportan las cargas que actúan sobre el cabezal de corte durante su trabajo de excavación y avance debidas a la presiones de perforación que actúan descentradas, además del propio peso [16-17].



Figura 12. Máquina tuneladora [17].

1.1.1.2. DE ALAMBRE

Años más tarde, en 1936, Erich Franke inventó y patentó los rodamientos de alambres (*wire bearings*) [18-19]. Se tratan de rodamientos de vuelco que poseen la particularidad de utilizar como pista de rodadura alambres especiales (Figura 13) diseñados para adaptarse a la geometría de los elementos rodantes, asegurando una resistencia de carga uniforme en todas las direcciones (Figura 14).

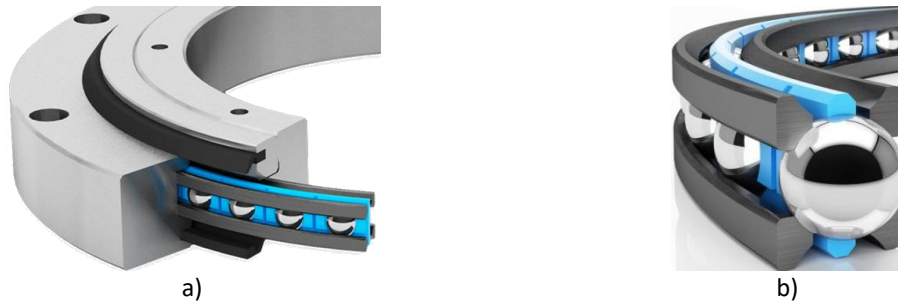


Figura 13. Rodamiento de alambres: a) sección del rodamiento [20] b) pista de rodadura [18].

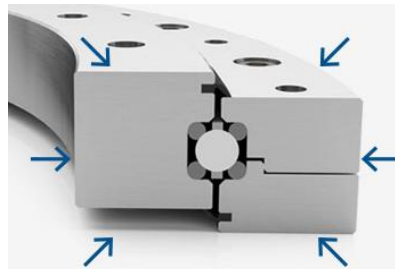


Figura 14. Resistencia de carga uniforme en todas las direcciones [21].

En comparación con los rodamientos convencionales, gracias a su diseño, son más flexibles, duraderos y ligeros, ya que existe mayor diversidad en la elección de los materiales y los alambres son intercambiables. De esta manera, los anillos se pueden fabricar con aleaciones de aluminio, mientras que los elementos rodantes y los alambres con acero [20-21]. También, tienen mejor comportamiento frente a las vibraciones, fluctuaciones de temperatura y a los choques debido a la elasticidad interna de los anillos.

Aplicaciones

Los rodamientos de alambres se emplean en la industria en multitud de aplicaciones [21] tales como:

- Paneles solares, donde se necesita pivotar los paneles a una velocidad muy lenta para seguir la trayectoria del sol, a la vez que se requiere elevada capacidad de carga y rigidez debido a la presión que el viento ejerce sobre ellos (Figura 15).



Figura 15. Paneles solares [21].

- Antenas satelital móvil, donde el rodamiento no debe pesar más de 1 kg y debe garantizar rigidez y un funcionamiento suave (Figura 16).



Figura 16. Antena satelital móvil [21].

- Ópticas láser en aviones, donde se requieren rodamientos ligeros, con alta rigidez y máxima precisión, además de ser capaces de absorber fuerzas desde todas las direcciones y resistir a las vibraciones y las fluctuaciones de temperatura (Figura 17).

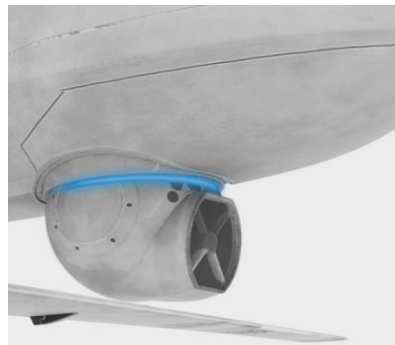


Figura 17. Óptica láser en aviones [21].

También, estos rodamientos se utilizan en máquinas de tomografía computarizada, dispositivos de rayos X, tanques, etc (Figura 18).



a)



b)

Figura 18. a) Dispositivos de rayos X b) Máquina de tomografía computarizada [21].

1.1.2. CONSIDERACIONES DEL DISEÑO DE RODAMIENTOS DE ALAMBRE

A la hora de diseñar un rodamiento, cualquier decisión en su geometría y montaje pueden afectar significativamente a su rendimiento y a su fiabilidad durante el funcionamiento. En este TFG, para los rodamientos de alambres, se han considerado importantes los siguientes aspectos: la precarga, la conformidad de contacto, el truncamiento de la elipse de contacto y el giro del alambre.

1.1.2.1. PRECARGA

Durante el montaje de los rodamientos de alambres, se introducen elementos rodantes con mayor diámetro (Figura 19) que el nominal (D_w). Este sobredimensionamiento (δ_p) suele ser de micras. Como consecuencia, las bolas se comprimen generándose unas fuerzas entre ellas y los alambres del rodamiento llamadas precarga.

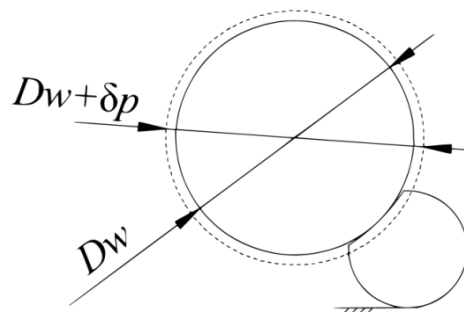


Figura 19. Precarga en el rodamiento de alambre.

Según las aplicaciones, es posible que sea necesario precargar los rodamientos de alambres para obtener los siguientes beneficios [22-23]:

- Aumento del par de giro en vacío: las presiones generadas en los contactos evita que se produzcan movimientos relativos entre los elementos cuando no se les esté aplicando ninguna carga.
- Aumento de la precisión en el posicionamiento: debido a que es necesario aplicar un mayor par de giro para vencer las fuerzas de fricción, se consigue cuantificar con más precisión lo que gira en función del par aplicado.
- Disminución de los niveles de ruido y de las vibraciones durante el funcionamiento: se disminuyen las holguras, mejorando el guiado de los elementos rodantes que se encuentran en las zonas sin cargas; es decir, permite compensar los defectos de fábrica.

- Mayor vida útil: mejora la durabilidad de funcionamiento al ofrecer una distribución de carga más uniforme, ya que todas las bolas se encuentran en contacto con los alambres.

En contraposición, al generarse fuerzas adicionales en los contactos, se aumenta las presiones en los contactos.

1.1.2.2. CONFORMIDAD DE CONTACTO

La conformidad de contacto (s) es uno de los parámetros más importantes en el diseño de los rodamientos de alambres, ya que influye en la naturaleza del contacto bola-pista (Figura 20) al relacionar (1) el diámetro de la bola (D_w) y el diámetro de la pista de rodadura ($2 \cdot R_c$) [24].

$$s = \frac{D_w}{2 \cdot R_c} \quad (1)$$

En general, una elevada conformidad aumenta el área de contacto y por tanto, puede soportar una carga mayor a costa de un mayor riesgo de truncamiento (Figura 21b)). Sin embargo, cuando la conformidad se reduce, la posibilidad de darse el truncamiento es menor, pero la presión es grande en una zona muy localizada (Figura 21a)). Los fabricantes de rodamientos de alambres establecen la conformidad de contacto en base a su propia experiencia y a los resultados de los ensayos.

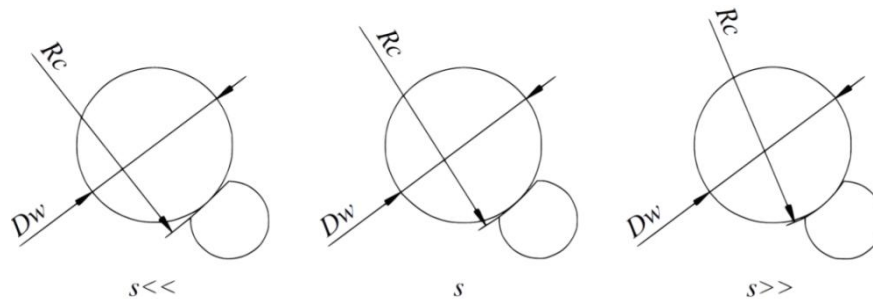


Figura 20. Conformidad de contacto bola-alambre.

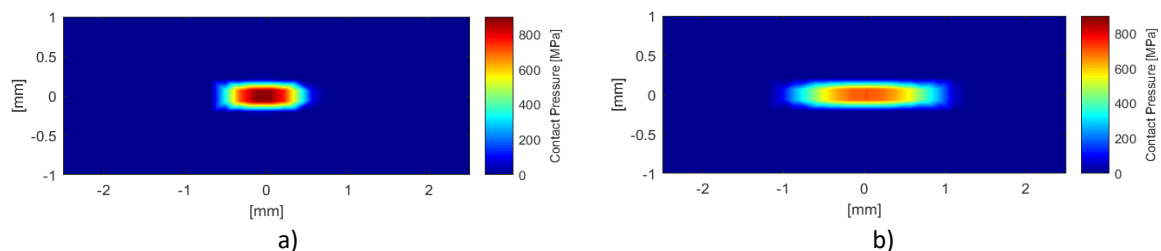


Figura 21. Elipse de presión del contacto bola-alambre debido a una precarga del 20%: a) $s = 0,87$ b) $0,96$.

1.1.2.3. TRUNCAMIENTO DE LA ELIPSE DE CONTACTO

Cuando el rodamiento de alambres no se encuentra sometido a ningún tipo de carga, el contacto entre bola y alambre es un punto. Bajo una carga, este punto se convierte en un área elíptica (Figura 22), debido a la deformación elástica de los elementos.

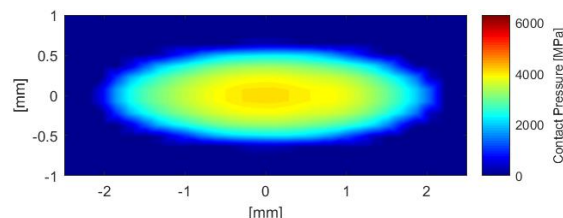


Figura 22. Elipse de presión del contacto bola-alambre.

A medida que aumenta la carga aplicada, esta elipse se va deformando hasta llegar a los límites de rodadura (Figura 23). En ese momento, la elipse de contacto comienza a truncarse.

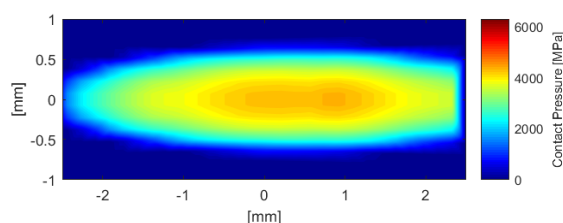


Figura 23. Comienzo del truncamiento de la elipse de presión del contacto bola-alambre.

Finalmente el rodamiento de alambres trunca cuando la presión máxima del contacto se genera en dichos límites en lugar del centro de la elipse, ya que el contacto se produce en el borde del alambre (Figura 24). Como consecuencia, estas presiones tan elevadas producen daños prematuros en los rodamientos y causan su fallo, incluso antes de alcanzar la capacidad estática de carga.

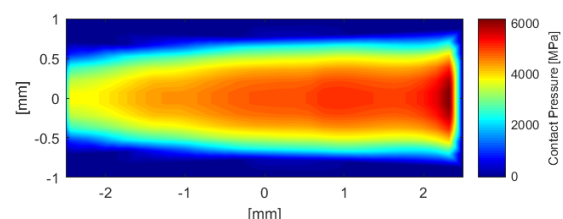


Figura 24. Truncamiento de la elipse de presión del contacto bola-alambre.

1.1.2.4. GIRO DEL ALAMBRE

La aplicación de una carga axial en el rodamiento de alambres, genera en el punto de contacto bola-alambre, una fuerza normal (F_N) a ambas superficies (Figura 25a)). Sin embargo, debido a que el punto de contacto no se encuentra alineado con el centro del alambre, esta fuerza normal además, produce un momento torsor (M_T) sobre él (Figura 25b)).

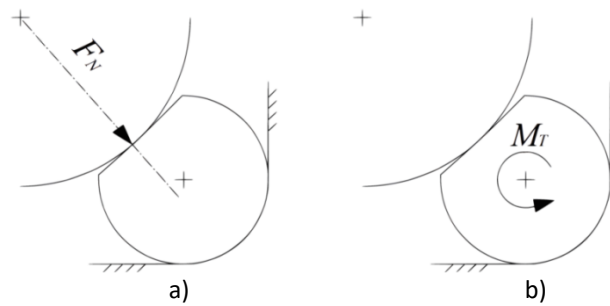


Figura 25. a) Fuerza normal en el contacto bola-alambre b) Momento torsor generado en el alambre.

Dependiendo del valor de la carga axial, el momento torsor puede superar la fricción entre las superficies de contacto alambre-anillo, favoreciendo el giro del alambre (Figura 26).

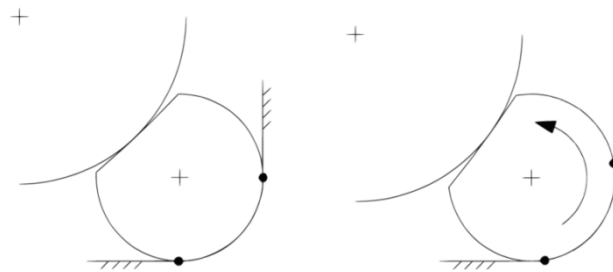


Figura 26. Giro del alambre debido al momento torsor (M_T).

1.1.3. CRITERIOS DE DISEÑO

En función del diseño, los rodamientos de alambres presentan unas características concretas que los hacen más o menos apropiados para unas determinadas aplicaciones [22]. En muchos casos, a la hora de seleccionar un rodamiento de este tipo, es necesario tener en cuenta diversos factores tales como la rigidez (K) y la capacidad estática de carga (C_{0a}).

1.1.3.1. RIGIDEZ

La rigidez (K) se define (2) como la relación entre la carga aplicada (F_a) y el desplazamiento (δ) que sufre el anillo donde se aplica dicha carga (Figura 27).

$$K = \frac{F_a}{\delta} \quad (2)$$

Se trata de un parámetro extremadamente importante, ya que la magnitud de la deformación afecta enormemente al rendimiento y a la precisión del sistema [22].

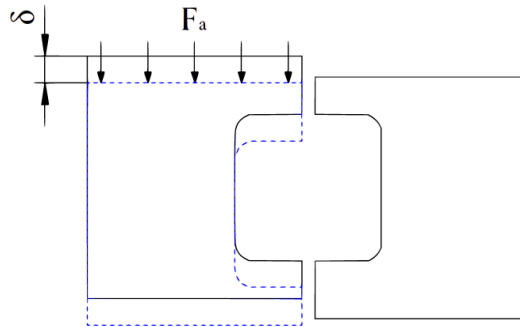


Figura 27. Desplazamiento del anillo exterior (azul) originado por una fuerza axial.

La rigidez depende del diseño, material y tamaño del rodamiento que afecta a la deformación elástica de los elementos, además de otros factores en el que se incluyen:

- Introducción de precarga (δ_p): en este TFG, se estudiará si la precarga en los rodamientos de alambres disminuye la deformación causada por las cargas.
- Conformidad de contacto: elevadas conformidades aumenta la zona de contacto bola-alambre, reduciendo las presiones y las deformaciones de los elementos.
- Ángulo de contacto: un ángulo de contacto cercano al ángulo inicial dará lugar a menores desplazamientos de los componentes.
- Giro de los alambres: un menor giro de los alambres, también implica un menor desplazamiento.
- Coeficiente de fricción entre las superficies de contacto: cuanto mayor sea el valor del coeficiente de fricción, las zonas de contacto se encontrarán más adheridas, reduciendo el movimiento relativo entre los elementos.
- El tipo de elemento rodante: los rodillos cilíndricos al tener una zona de contacto mayor donde se puede distribuir las fuerzas, su deformación es menor comparado con las bolas.

1.1.3.2. CAPACIDAD ESTÁTICA DE CARGA

La capacidad estática de carga (C_0) de un rodamiento de alambres se define como la combinación de fuerza axial (F_a), fuerza radial (F_r) y momento (M) que da como resultado una presión de 4.200 MPa en la superficie de contacto bola-alambre (Figura 28). Se trata de una adaptación de la norma ISO 76: 2006 [9], ya que no se contempla el momento de vuelco. En este Trabajo Fin de Grado, se estudiará solamente el caso de carga axial pura (véase apartado 2. OBJETIVOS Y ALCANCE DEL TRABAJO de este TFG); es decir, se considerará la capacidad estática de carga axial pura (C_{0a}).

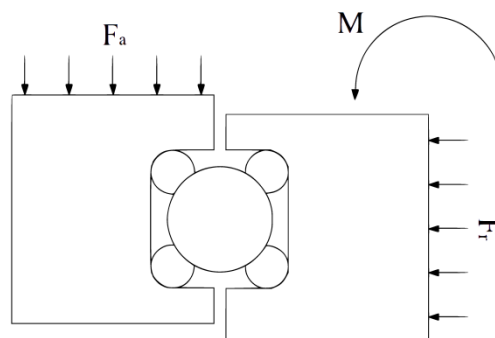


Figura 28. Rodamiento de alambre sometido a F_a , F_r , y M .

1.2. ANTECEDENTES DIRECTOS DEL TFG

En el año 2017, el doctorando Iñigo Martín, que pertenece al grupo de investigación ADM del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela de Ingeniería de Bilbao (UPV/EHU) publicó una investigación sobre los rodamientos de alambres [24].

1.2.1. INTRODUCCIÓN

La finalidad del estudio fue obtener información acerca de la influencia de diferentes parámetros en el comportamiento estructural estático de estos rodamientos bajo la aplicación de una carga axial pura. Los resultados que se obtuvieron se compararon con los rodamientos convencionales de cuatro puntos de contacto.

Para ello, se crearon dos modelos paramétricos en el software de Elementos Finitos, ANSYS®, donde se evaluaron la rigidez, la capacidad estática de carga, y el estado del contacto bola-alambre (fuerza y ángulo de contacto, y el truncamiento de la elipse de contacto) para distintas combinaciones de conformidad del contacto (s), coeficiente de fricción (μ) y condiciones de contorno.

1.2.2. GEOMETRÍA

En el diseño de la sección transversal del rodamiento convencional y de alambres, se fijaron los valores de dos principales parámetros geométricos: el diámetro de la bola (D_w) y la distancia de ésta al centro del rodamiento (D_{pw}); para que ambos rodamientos se pudieran encontrar en catálogos comerciales. El resto de las dimensiones de los anillos y de los alambres se escogieron de manera que la sección transversal resultante de los dos rodamientos fuese la misma y así, realizar la comparación en iguales condiciones (Figura 29). El número total de bolas en los rodamientos era $n = 82$ y el ángulo de contacto inicial era $\alpha = 45^\circ$.

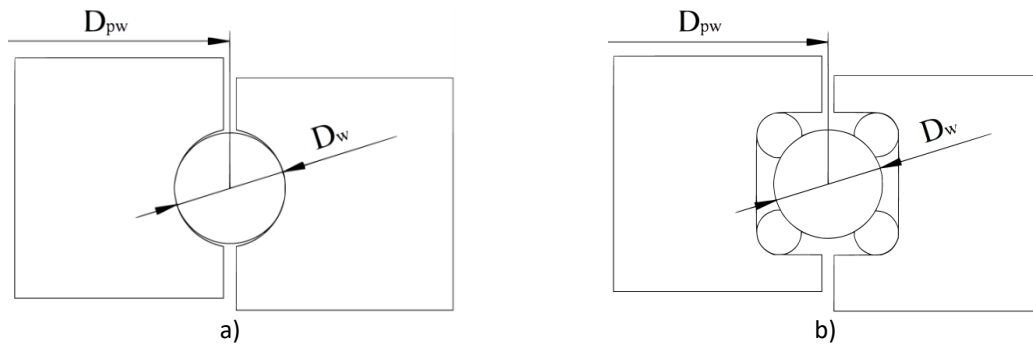


Figura 29. Sección transversal de los rodamientos a estudio: a) rodamiento convencional b) rodamiento de alambres.

Los demás elementos que componen los rodamientos, tales como, la jaula, los orificios de montaje, el tapón de carga, el engrasador y las juntas de sellado no fueron necesarios modelar, ya que no tenían influencia en el objeto de esta investigación.

1.2.3. MATERIAL

El material empleado fue acero para el rodamiento convencional y para el rodamiento de alambres, debido a que presentan la posibilidad de seleccionar diversos materiales, se eligió acero para los elementos rodantes y los alambres, y aluminio para los anillos.

1.2.4. MALLADO

En ambos modelos, se emplearon el mismo tipo de malla para realizar la comparación de los resultados que se obtuvieron posteriormente: en las zonas de contacto, se refinó la malla con elementos hexaedros de segundo orden con el fin de obtener mayor precisión, mientras que en el resto de regiones menos importantes con elementos tetraedros de segundo orden de mayor tamaño. Además, para obtener mejores resultados en los contactos locales se empleó la técnica de los submodelos (véase apartado 4.5. CONDICIONES DE CONTORNO de este TFG).

1.2.5. CONDICIONES DE CONTORNO

En cuanto a las condiciones de contorno, se consideraron dos situaciones extremas para cada caso de estudio, ya que la rigidez de las estructuras donde se sujetan los rodamientos influyen en su comportamiento: anillos deformables (*unclamped*) y anillos rígidos (*clamped*).

En la situación *unclamped*, la estructura permite a los anillos deformarse libremente en la dirección radial, mientras que en el caso *clamped* la posibilidad de deformación tanto axial como radial es nula.

1.2.6. CARGAS

La carga axial externa se introdujo mediante la aplicación de un determinado desplazamiento axial en la cara superior del anillo exterior, cuyo valor fue diferente en cada caso para proporcionar la misma fuerza axial, ya que la rigidez de los rodamientos cambiaba dependiendo de los valores de los parámetros de conformidad de contacto (s) y del coeficiente de fricción (μ).

1.2.7. CASOS DE ESTUDIO

Como ya se ha mencionado anteriormente, los parámetros que se variaron en los análisis fueron la conformidad de contacto (s) y el coeficiente de fricción (μ). Se utilizaron conformidades con valores de 0,943 y 0,87 en ambos rodamientos, y un coeficiente de fricción de 0,1 en el contacto bola-pista del rodamiento convencional. Para el rodamiento de alambres, se usó un valor de 0,1 en el contacto bola-alambre y 0,1 y 0,3 en el contacto alambre-anillo para evaluar la presencia o ausencia de lubricación (Tabla 1). En cada caso de estudio, la fuerza axial que se consiguió mediante el desplazamiento, tuvo que alcanzar los valores de la capacidad estática de carga axial propuestos por el grupo de investigación ADM [26].

Tabla 1. Casos de estudio para situación de anillos deformables y rígidos [24].

Caso	Tipo de rodamiento	s	μ (bola-alambre)	μ (alambre-anillo)	C_{0a} (Fuerza axial objetivo [kN]) [26]
1	Convencional	0,943	0,1	-	1213,1
2	Convencional	0,87	0,1	-	674,24
3	Alambres	0,87	0,1	0,1	674,24
4	Alambres	0,943	0,1	0,1	1213,1
5	Alambres	0,87	0,1	0,3	674,24

1.2.8. RESULTADOS

En este caso, los resultados se obtuvieron mediante macros en el postprocesado de ANSYS®. Las macros son secuencias de comandos almacenados en el propio programa, que facilita el método de obtención de dichos datos. Estos datos se graficaron por medio de MATLAB®, un software matemático con un lenguaje de programación propio. Una de sus múltiples aplicaciones es la visualización de resultados.

1.2.8.1. GIRO DEL ALAMBRE

La aplicación de una carga axial en los rodamientos de alambres, dependiendo del coeficiente de fricción, favorecía la rotación del alambre en vez de aumentar el ángulo de contacto (α). En cambio, en los rodamientos convencionales el ángulo de contacto aumentaba. Este fenómeno se

dio en el Caso 3, donde los nodos del contacto alambre-anillo no coincidían después de aplicar la carga axial.

1.2.8.2. RIGIDEZ AXIAL Y CAPACIDAD ESTÁTICA DE CARGA

Comportamiento de la rigidez axial

El efecto del giro del alambre sobre la rigidez se apreciaba en los Casos 3 y 5 con el mismo valor de conformidad de contacto (0,87), pero con diferentes coeficientes de fricción en el contacto alambre-anillo (0,1 y 0,3): un coeficiente mayor de fricción, disminuía el giro del alambre, y por tanto, aumentaba la rigidez del rodamiento.

También, dependiendo de las condiciones de contorno, el comportamiento de la rigidez variaba: en la configuración de anillos flexibles (Figura 30a)), la curva de rigidez de los rodamientos de alambre era casi lineal, mientras que la de los rodamientos convencionales presentaba un comportamiento exponencial. En la configuración de anillos rígidos (Figura 30b)), ambos rodamientos tenían una curva de rigidez exponencial, ya que la flexibilidad de los anillos no afectaba.

Capacidad estática de carga axial y truncamiento de la elipse de contacto

En la capacidad estática de carga, influía la conformidad de contacto y el truncamiento de la elipse de contacto. En ambos rodamientos, cuanto mayor era la conformidad de contacto, mayor era la capacidad estática de carga axial: los de conformidad 0,943 tenían el doble que los de 0,87 (Tabla 1).

El comportamiento de los Casos 1 y 3 frente al truncamiento era similar (Figura 30a)). Un coeficiente de fricción del contacto alambre-anillo menor favorecía el giro del alambre y evitaba el truncamiento de la elipse de contacto sobre todo en la configuración de anillos rígidos: el Caso 5 ($\mu = 0,3$) tenía peor respuesta que el Caso 3 ($\mu = 0,1$).

Los casos con peor comportamiento eran el 2 y el 4: uno porque la capacidad estática de carga era menor y el otro porque el truncamiento comenzaba y finalizaba antes.

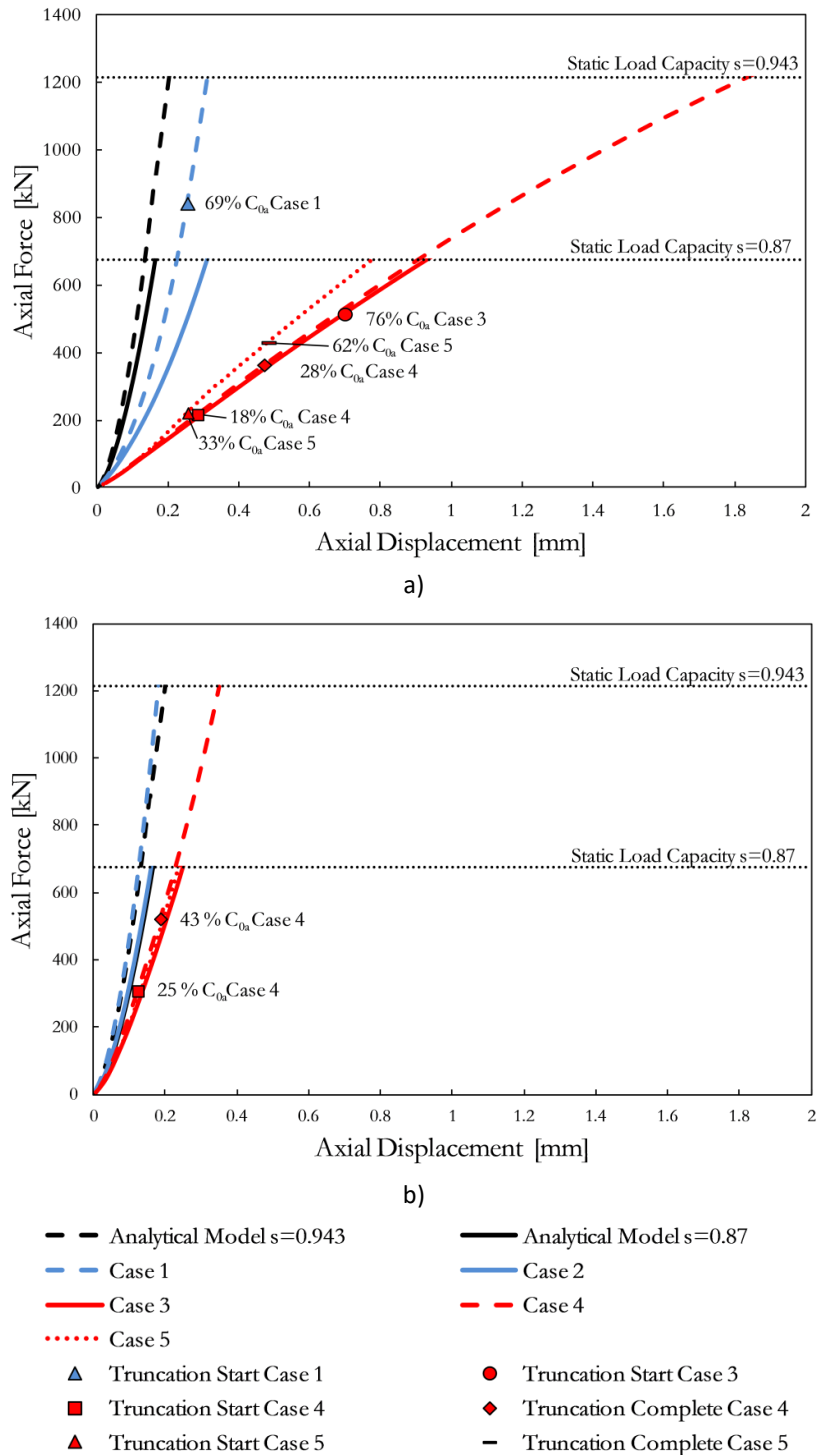


Figura 30. Rigidez de distintos rodamientos y estado de truncamiento [24]: a) situación de anillos deformables b) situación de anillos rígidos.

1.2.8.3. FUERZAS DE CONTACTO Y ÁNGULO DE CONTACTO

En los rodamientos convencionales, el ángulo de contacto aumentaba con la carga axial (Casos 1 y 2), pudiendo darse el truncamiento de la elipse de contacto bola-pista de rodadura (Figura 31).

En los rodamientos de alambres (Casos 3,4 y 5), con cargas bajas el ángulo de contacto aumentaba, mientras que a partir de unas determinadas cargas, se favorecía el giro del alambre, por lo que el ángulo de contacto disminuía (Figura 31).

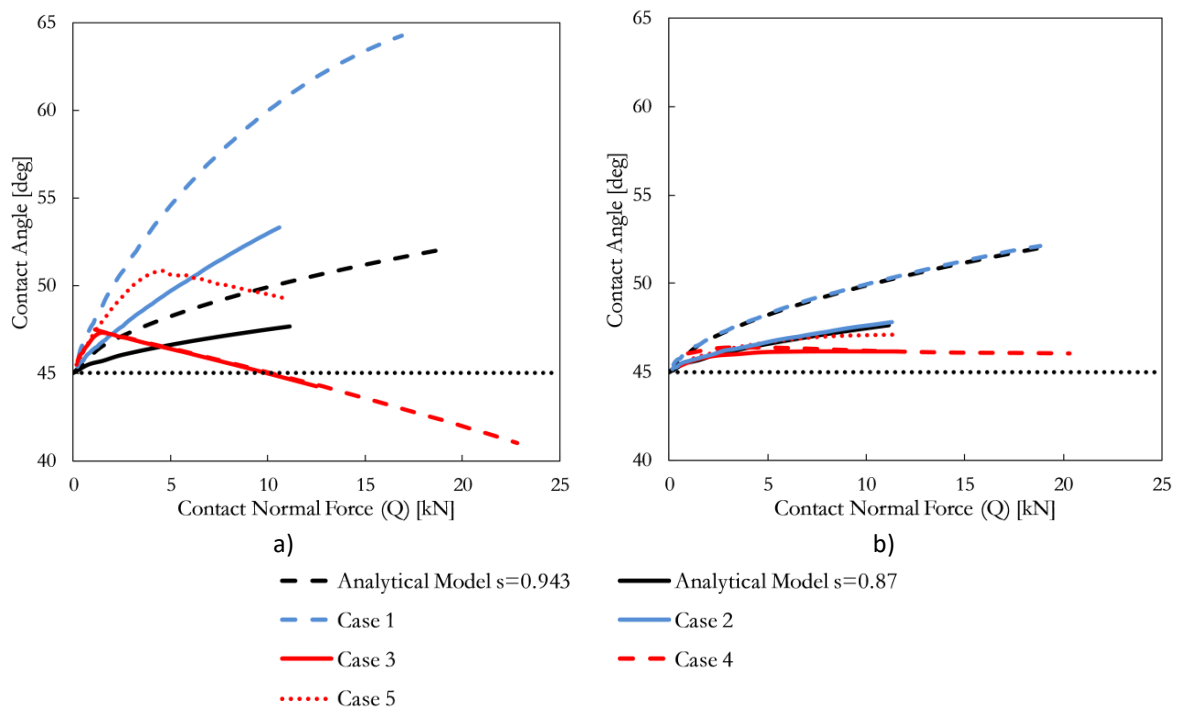


Figura 31. Fuerzas y ángulos de contacto [24]: a) anillos deformables b) anillos rígidos.

Las graficas de elipse de presión (Figura 32) representan las presiones [MPa] que se originan a lo largo de la pista de rodadura de los alambres [mm] en el contacto bola-alambre después de aplicar la carga axial (100%).

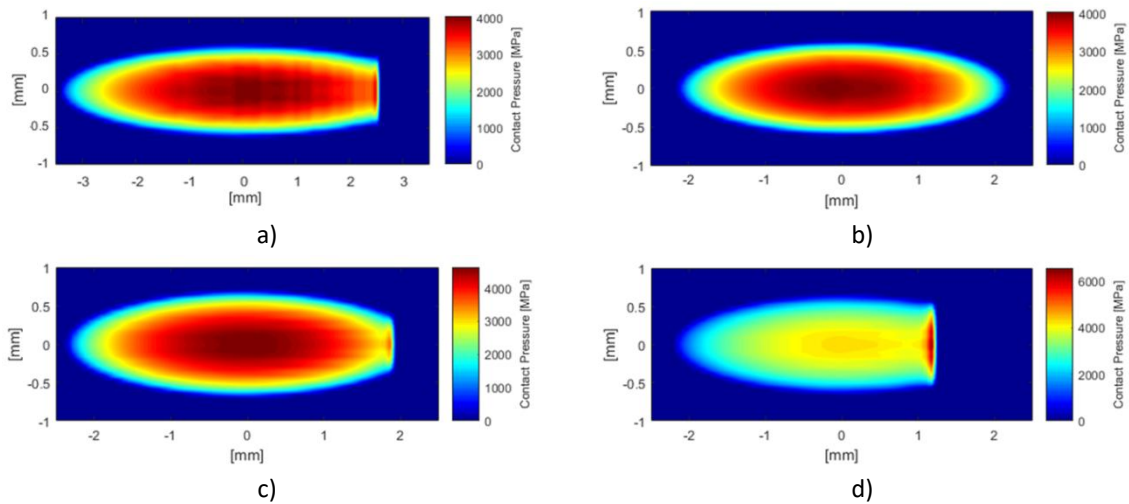


Figura 32. Presión de la elipse de contacto 100% de la carga axial (condición de anillos deformables) [24]:
(a) Caso 1 (b) Caso 2 (c) Caso 3 (d) Caso 5.

Otro fenómeno importante que sucedía era el desplazamiento de la elipse de contacto (Figura 32): en los rodamientos convencionales, se movía hacia los límites de rodadura debido al aumento del ángulo de contacto (Figura 33a) y Figura 33b) y en los rodamientos de alambres, permanecía centrada, ya que disminuía el ángulo de contacto (Figura 33c)). Sin embargo, si se aumentaba el coeficiente de fricción del contacto alambre-anillo (Caso 5), se necesitaba una mayor carga para generar el giro del alambre, por lo que aumentaba el ángulo de contacto y favorecería el truncamiento de la elipse de contacto (Figura 33d)).

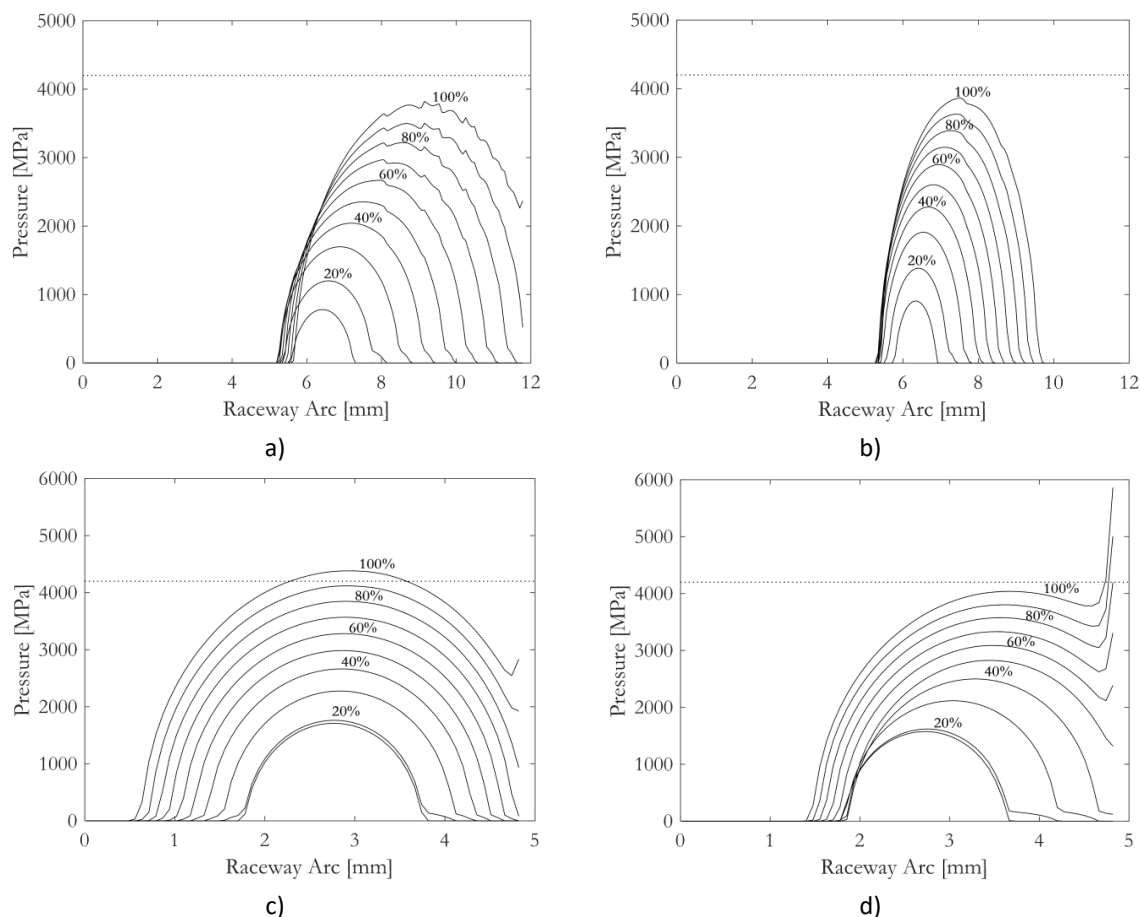


Figura 33. Evolución de la presión de contacto en el plano de simetría durante el proceso de carga (condición de anillos deformables) [24]: a) Caso 1 b) Caso 2 c) Caso 3 d) Caso 5.

1.2.9. CONCLUSIONES

Tras esta investigación, se concluyó que uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta en los rodamientos de alambres era el fenómeno del giro del alambre. El giro del alambre aumentaba si el coeficiente de fricción del contacto alambre-anillo disminuía o si la configuración del rodamiento era de anillos deformables.

También, los rodamientos de alambres eran más flexibles y ligeros que los rodamientos convencionales, como consecuencia de los materiales que se escogieron (aluminio para los anillos) y del giro del alambre.

En cuanto al truncamiento de la elipse de contacto, a pesar de que la pista de rodadura del alambre era menor, gracias al giro de éste, el ángulo de contacto disminuía y la elipse de contacto permanecía centrada, reduciendo así el riesgo de truncamiento. En este aspecto, los rodamientos de alambres con baja conformidad de contacto tenían un comportamiento similar a los rodamientos convencionales.

2. OBJETIVOS Y ALCANCE DEL TRABAJO

El objetivo de este Trabajo Fin de Grado consiste en estudiar el efecto de la precarga en el comportamiento estructural de los rodamientos de alambres desde el punto de vista estático, ya que operan a bajas velocidades de giro. El caso de carga que se evaluará es el de carga axial pura (Figura 34).

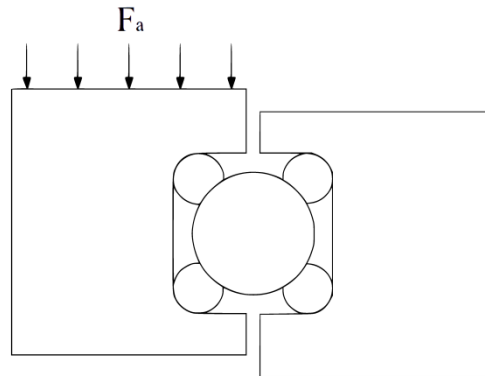


Figura 34. Rodamiento de alambre bajo el caso de carga axial pura.

El estudio de la influencia de la precarga se realiza mediante una serie de simulaciones en el software de Elementos Finitos, ANSYS®, variando los valores de dos parámetros característicos: la precarga (δ_p) y la conformidad de contacto (s). Los análisis se efectúan sobre el modelo parametrizado del rodamiento de alambres creado por el doctorando Iñigo Martín para su artículo de investigación [24]. Con el fin de adaptar el modelo a este Trabajo Fin de Grado, será necesario modificar las condiciones de contorno y las cargas aplicadas, ya que a diferencia de aquella investigación, a los elementos rodantes se les introducirá una determinada precarga (δ_p). Otros aspectos tales como la geometría del rodamiento, el material de los elementos y el mallado del modelo se conservarán.

Una vez finalizados los análisis, se obtendrán los resultados de los siguientes fenómenos de estudio: variación de la rigidez axial (K) y de la capacidad estática de carga axial (C_{0a}), el giro del alambre y el contacto bola-alambre. En este último, se considerará la fuerza normal de contacto (F_N), el ángulo de contacto (α); es decir, el ángulo que forma la fuerza normal de contacto con el eje horizontal (Figura 35), y el truncamiento de la elipse de contacto. Estos resultados se graficarán y se extraerán las conclusiones sobre el comportamiento global del rodamiento de alambres frente a la precarga. Para ello, se reutilizarán las macros de postprocesado en ANSYS® y los comandos de MATLAB® empleados en el artículo de investigación [24].

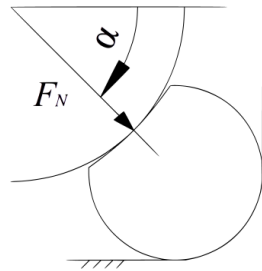


Figura 35. Ángulo de contacto, α .

El planteamiento que se llevará a cabo, consistirá en comparar los resultados de diversos análisis, contemplando suficientes casos para que las conclusiones se encuentren justificadas. Por ello, se establece una matriz de dimensiones 5x4 (Figura 36) con distintas combinaciones de precarga (δ_p) y conformidad del contacto (s).

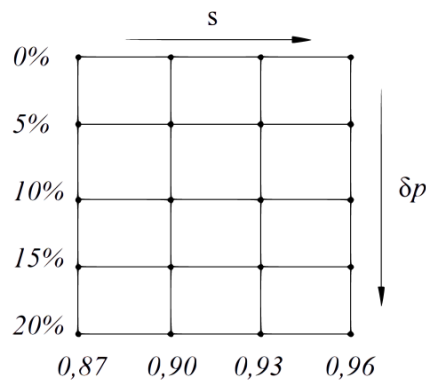


Figura 36. Combinaciones de precarga y conformidad del contacto.

Casos de estudio

En las siguientes tablas (Tabla 2, Tabla 3, Tabla 4 y Tabla 5), se resumen los casos que se estudiarán para cuantificar la influencia de la precarga en el rodamiento de alambres: son 20 casos en total, agrupados por el valor de la conformidad del contacto.

Tabla 2. Casos de estudio con $s = 0,87$.

Caso	δ_p (Precarga [%])	δ_p (Precarga [μm])[25]	C_{0a} (Fuerza axial objetivo [kN])[26]	δ (Desplazamiento axial objetivo [mm])
1	0	0	674,24	0,2644
2	5	6,29	672,76	0,2593
3	10	12,58	671,28	0,2554
4	15	18,87	669,78	0,2520
5	20	25,16	668,28	0,2488

Tabla 3. Casos de estudio con $s = 0,90$.

Caso	δ_p (Precarga [%])	δ_p (Precarga [μm])[25]	C_{0a} (Fuerza axial objetivo [kN])[26]	δ (Desplazamiento axial objetivo [mm])
6	0	0	809,32	0,2899
7	5	6,65	806,97	0,2851
8	10	13,30	804,61	0,2812
9	15	19,94	802,23	0,2776
10	20	26,59	799,84	0,2740

Tabla 4. Casos de estudio con $s = 0,93$.

Caso	δ_p (Precarga [%])	δ_p (Precarga [μm])[25]	C_{0a} (Fuerza axial objetivo [kN])[26]	δ (Desplazamiento axial objetivo [mm])
11	0	0	1044,00	0,3333
12	5	7,09	1039,90	0,3281
13	10	14,19	1035,70	0,3243
14	15	21,28	1031,40	0,3206
15	20	28,37	1027,10	0,3173

Tabla 5. Casos de estudio con $s = 0,96$.

Caso	δ_p (Precarga [%])	δ_p (Precarga [μm])[25]	C_{0a} (Fuerza axial objetivo [kN])[26]	δ (Desplazamiento axial objetivo [mm])
16	0	0	1579,70	0,4291
17	5	7,85	1570,60	0,4238
18	10	15,71	1561,30	0,4196
19	15	23,56	1551,80	0,4161
20	20	31,42	1542,20	0,4127

Los valores típicos de la conformidad del contacto (s) para los rodamientos de alambres se encuentran entre 0,87 y 0,96. En el modelo de Elementos Finitos, se estudiarán estos valores extremos, además de otros dos intermedios: 0,90 y 0,93.

En cuanto a los valores de la precarga, se establecerán de acuerdo a una expresión matemática desarrollada por el científico Luc Houpert [25]. Según esa expresión, la precarga depende de la conformidad del contacto (s), del diámetro de la bola (D_w) y de la presión máxima ($P_{m\acute{a}x}$) a la que se alcanza la capacidad estática de carga axial (C_{0a}) en el contacto bola-alambre; es decir, permite calcular el valor de la precarga ($\delta_{p\ m\acute{a}x}$) para el cual, se produce el fallo estático del rodamiento de alambres. Se decidirá introducir cinco casos de precarga (δ_p): desde el 0%, siendo la referencia del comportamiento de un rodamiento sin precarga, hasta el 20% de la precarga máxima ($\delta_{p\ m\acute{a}x}$) calculada.

El coeficiente de fricción (μ) en los contactos alambre-anillo (acero-aluminio) y bola-alambre (acero-acero), se escogerá el valor de 0,1; considerando la presencia de lubricación.

La carga axial se introducirá mediante un desplazamiento axial (δ), diferente en cada caso, que proporcione la misma fuerza de reacción axial (Figura 37). Esta fuerza de reacción axial deberá alcanzar la capacidad estática de carga axial (C_{0a}) según lo calculado por el modelo analítico propuesto por el grupo de investigación ADM [26], siendo así más realistas los resultados.

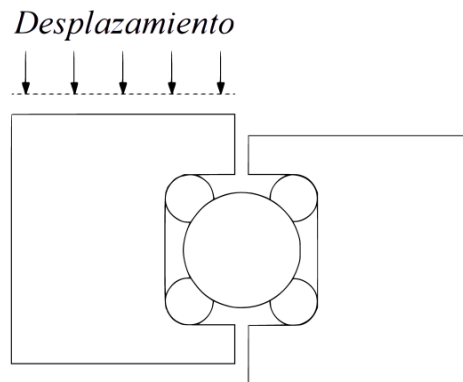


Figura 37. Método de introducción de la carga axial.

Por último, en todos los casos de estudio, se realizarán dos análisis con sus correspondientes cargas y condiciones de contorno (Figura 38): en el primer análisis, se introducirá la precarga con configuración de anillos deformables (*unclamped*) y en el segundo análisis, se aplicará la carga axial con condición de anillos rígidos (*clamped*). De esta manera, para cada caso de estudio se llevan a cabo dos análisis.

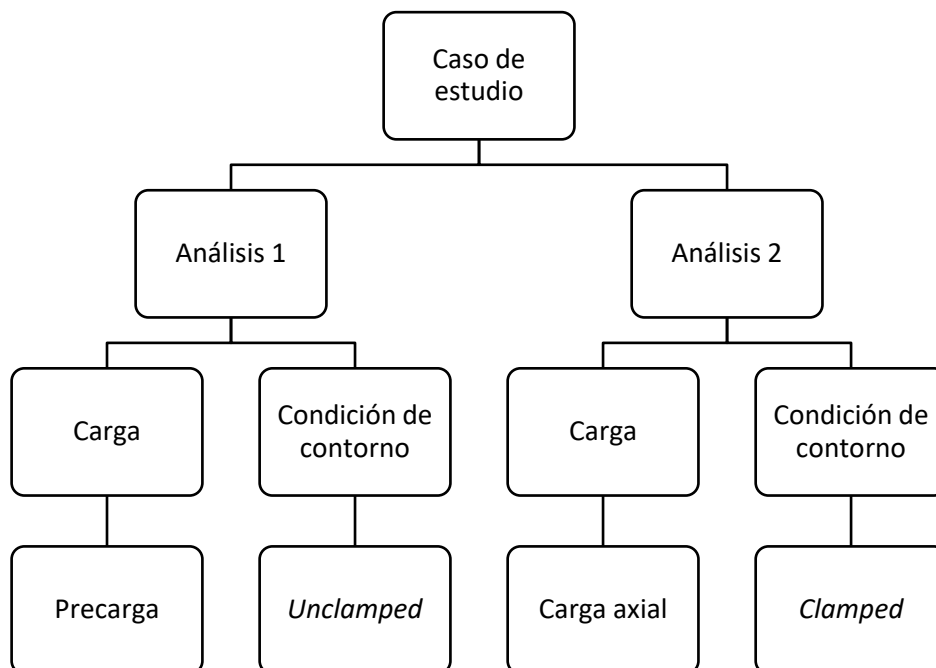


Figura 38. Planteamiento de las cargas y condiciones de contorno en los casos de estudio.

3. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO

A lo largo de las últimas décadas, numerosas investigaciones se han realizado sobre los rodamientos convencionales por parte de las empresas especializadas en este sector. Gracias a ello, la diversidad de rodamientos que se dispone en el mercado permite cubrir prácticamente las necesidades de cualquier usuario. Sin embargo, la información existente acerca de los rodamientos de alambres es menor en comparación con los convencionales, ya que se emplean en aplicaciones muy específicas o su uso no se encuentra tan extendido.

En este Trabajo Fin de Grado, se pretende estudiar uno de los parámetros de diseño más importantes de los rodamientos: la precarga de bola. El comportamiento de los rodamientos de alambres frente a la precarga de bola puede variar completamente de los demás rodamientos, debido a las diferencias en el diseño, geometría, en los materiales de los componentes, etc.

A partir de los resultados que se obtengan, se determinará la influencia de este parámetro desde el punto de vista estático y servirá como punto de partida para futuras investigaciones. También, permitirá conocer si las ventajas que aporta la precarga en este tipo de rodamientos son suficientemente beneficiosas como para tenerlas en cuenta. En caso contrario, no sería necesario introducir ninguna precarga y por tanto, se estaría optimizando en los recursos y en el coste de fabricación.

En resumen, con este Trabajo Fin de Grado se dará más a conocer los rodamientos de alambres, además de aportar un valor científico al proporcionar información sobre la influencia de un aspecto de diseño y un valor económico debido a un mejor aprovechamiento de los recursos en función de las conclusiones obtenidas.

4. METODOLOGÍA. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

En este apartado, se describe cada uno de los aspectos que se ha tenido en cuenta en el desarrollo del modelo de Elementos Finitos del doctorando Iñigo Martín [24], así como otros análisis adicionales y modificaciones que se han realizado con respecto al artículo de investigación.

4.1. GEOMETRÍA

El rodamiento de alambres consta de 82 bolas (n), y el ángulo de contacto inicial entre éstas y los alambres es de 45° (α). Sin embargo, si se considera este modelo teniendo en cuenta todos los elementos rodantes, supondría un elevado coste computacional. Por ello, analizando más detenidamente la geometría y la distribución de las cargas y de las condiciones de contorno, es posible simplificar el modelo.

La geometría es circunferencial y está compuesta por sectores idénticos, donde cada uno de ellos presenta las mismas cargas y condiciones de contorno. Este caso de simetría cíclica permite modelar y analizar un único sector en vez del rodamiento completo (Figura 39). A este sector se le denomina sector fundamental [27]. Además, el sector fundamental tiene un plano de simetría, por lo que es posible realizar el análisis de un solo medio sector. A partir de este medio sector se llevará a cabo el estudio, consiguiendo reducir los grados de libertad sin perder precisión en los resultados.

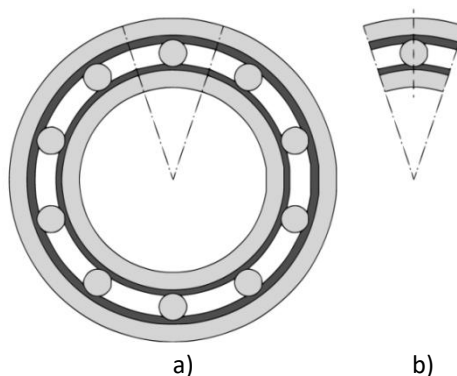


Figura 39. Simetría cíclica: a) rodamiento completo b) sector fundamental.

En lo referente a las dimensiones de la sección transversal, se parametrizan el diámetro de la bola (D_w) y el diámetro medio del rodamiento, es decir, la distancia de ésta al centro del rodamiento (D_{pw}), fijando los valores de 16 mm y de 420 mm, respectivamente. Los alambres tienen un diámetro de 6,66 mm. El resto de las dimensiones del anillo interior y exterior se muestran en la Figura 40. A partir de estas dimensiones, se crea el modelo 3D en ANSYS® (Figura 41).

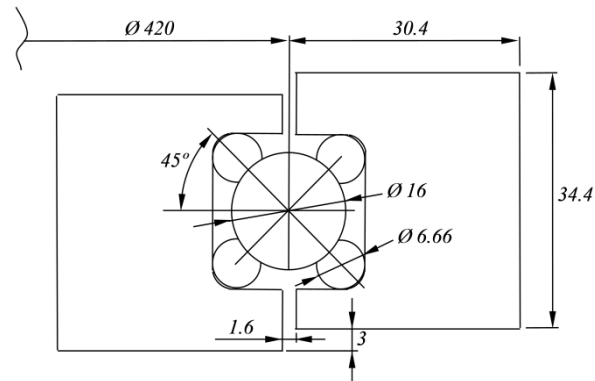


Figura 40. Sección transversal del rodamiento de alambre a estudio [mm] [24].

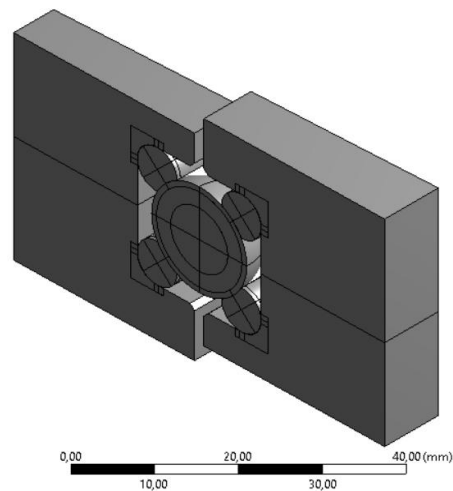


Figura 41. Modelo del rodamiento de alambre en ANSYS®.

4.2. MATERIALES

El material empleado en el análisis es acero para los elementos rodantes y los alambres (Figura 42), cuyas características se han descrito anteriormente, y aluminio para los anillos:

- Módulo de Young: $E = 71$ GPa.
- Coeficiente de Poisson: $\nu = 0,33$.

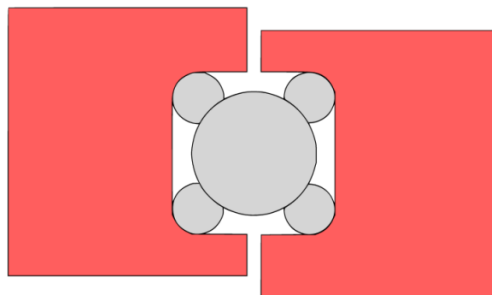


Figura 42. Asignación de materiales: acero (gris) para bolas y alambres; aluminio (rojo) para los anillos.

4.3. MALLA

La metodología de mallado que se lleva a cabo consiste en realizar diversas particiones (Figura 43) a cada uno de los sólidos debido a la complejidad de los contactos, permitiendo la posibilidad de emplear elementos de distintos tipos y tamaños dependiendo de la importancia de la zona.

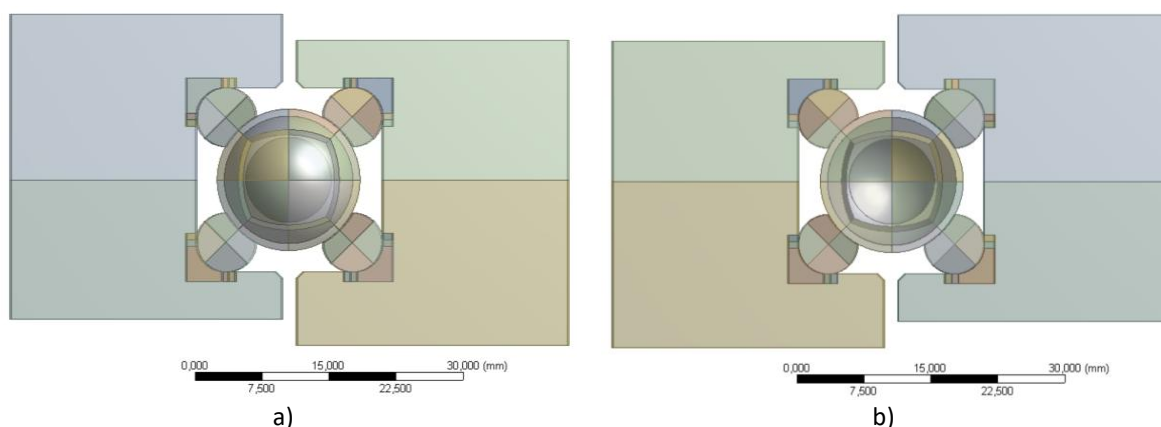


Figura 43. Particiones de la geometría del rodamiento de alambre: a) parte posterior b) parte anterior.

Los elementos que se emplean son hexaedros y tetraedros de segundo orden (Figura 44), ya que permiten captar con mayor precisión las variaciones de tensiones y deformaciones, aunque los grados de libertad aumenten y por tanto, el coste computacional sea mayor.



Figura 44. Tipo de elementos tridimensionales de segundo orden: a) tetraedros b) hexaedros.

Los tetraedros se utilizan principalmente en el mallado de las zonas donde las tensiones y las deformaciones son mínimas porque no se requiere de gran precisión, y a diferencia de los elementos hexaedros, no incrementan demasiado el coste computacional y facilitan las transiciones hacia elementos de menor tamaño.

En cambio, los hexaedros debido a que son más precisos, se utilizan en los refinamientos locales de los contactos. Sin embargo, una excesiva reducción del tamaño puede generar elementos alargados y como consecuencia, con mala relación de aspecto. En estos casos, es necesario prestar especial atención, ya que se introduciría anisotropía numérica [27]; es decir, el comportamiento de estos elementos frente a la rigidez sería diferente dependiendo de la dirección en que trabajen.

Anillos

En las zonas de los anillos de poca importancia, el tipo de elemento predominante es el tetraedro de segundo orden (*Patch Conforming Method: A, C*) y de tamaño relativamente grande, 2 mm (*Body Sizing: B, D*), lo que permite reducir considerablemente los grados de libertad y por tanto el coste computacional (Figura 45).

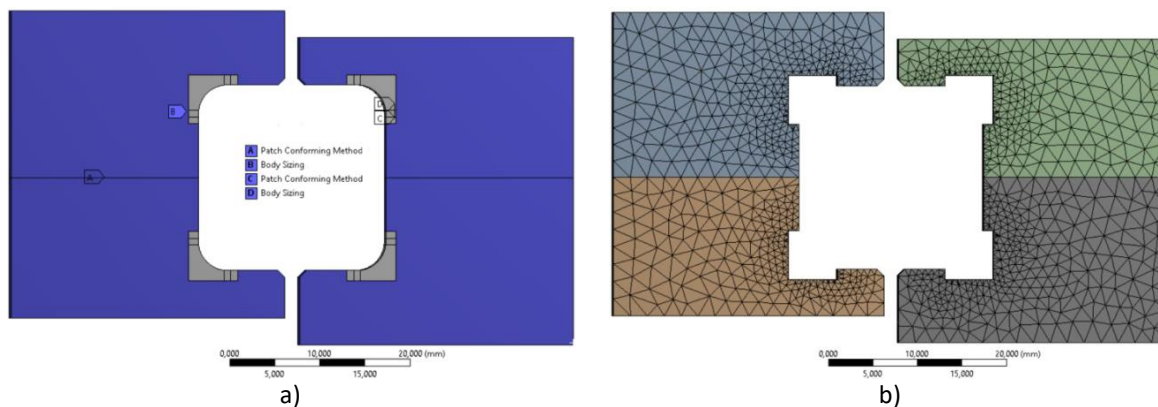


Figura 45. Regiones menos importantes de los anillos: a) estrategia de mallado b) malla resultante.

En los chaflanes, debido a que existe un cambio repentino en la geometría, se malla dividiendo las aristas superior e inferior en 15 partes (*Edge Sizing*), dando lugar a tetraedros de 0,5 mm de tamaño. De otra forma, se generarían elementos muy irregulares (Figura 46).

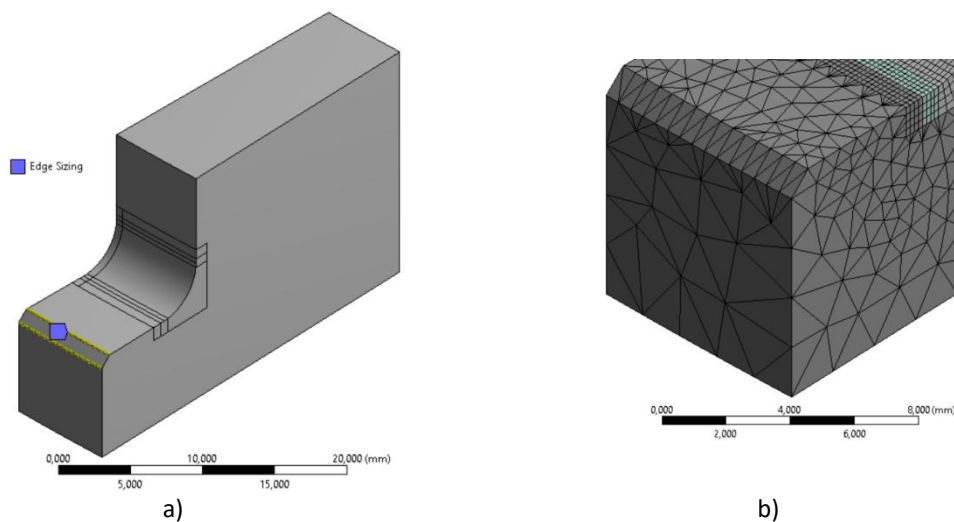


Figura 46. Chaflanes de los anillos: a) estrategia de mallado b) malla resultante.

En las zonas más próximas a los contactos con los alambres, es necesario una transición donde el tamaño de los elementos se vaya reduciendo progresivamente, para adaptarse al siguiente tipo de mallado más refinado y conservar una buena relación de aspecto (Figura 47). Por ello, tomando como origen el centro de los alambres, la región que se encuentre a un radio de 7 mm (*Esfera*), el tamaño del elemento se reduce a 0,8 mm.

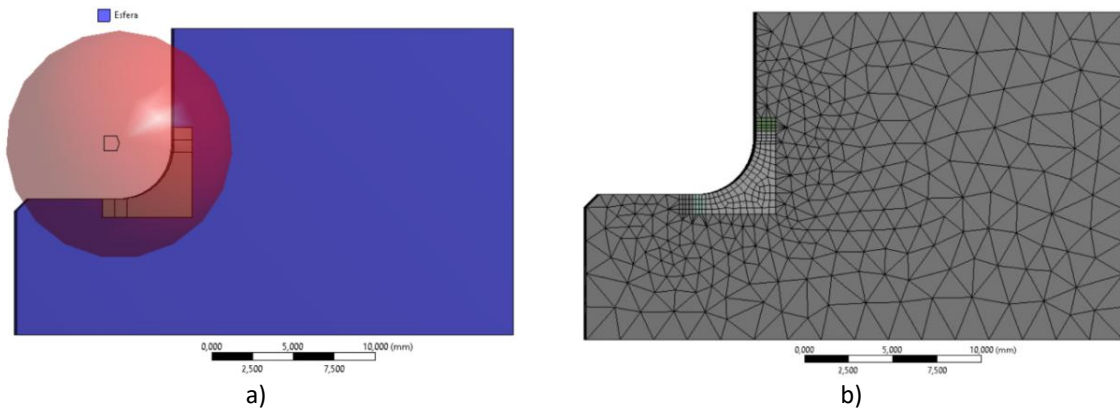


Figura 47. Zonas próximas al contacto bola-alambre: a) estrategia de mallado b) malla resultante.

También, por el mismo motivo, en la parte interior de los anillos (Figura 48), se mallan con elementos tetraedros de 0,5 mm de tamaño (*Face Sizing*).

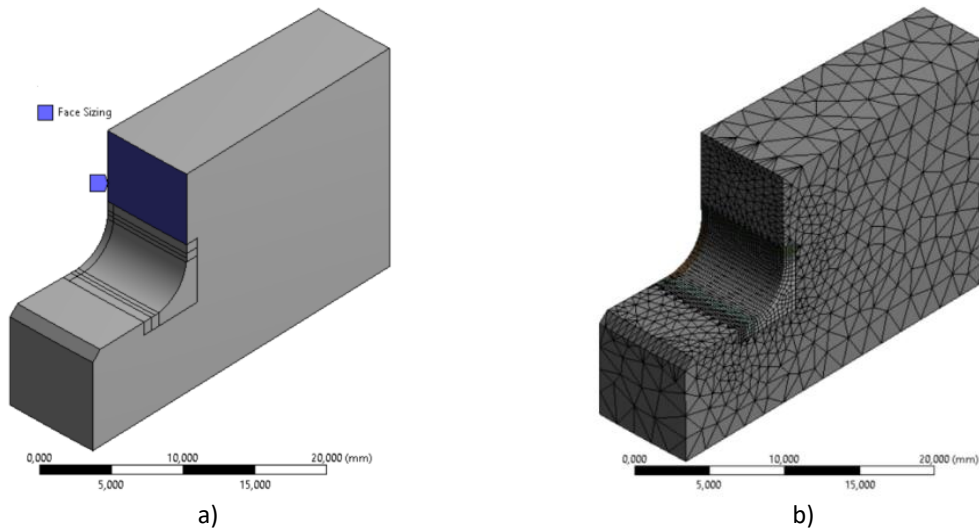


Figura 48. Zona interior de los anillos: a) estrategia de mallado b) malla resultante.

En los contactos, se opta por emplear una metodología de refinamiento diferente (Figura 49): cada una de las particiones se mallan con elementos cuadriláteros, dividiendo los lados en 2, 4 o 10 partes (*Edge Sizing*: G, A, D) y los arcos en 16 partes (*Edge Sizing*: B) con un factor de transición de tamaño de 1,8 a medida que se aleja de los extremos. Posteriormente, el espesor de los anillos (dirección perpendicular), se divide en 45 partes y se extruyen (*Sweep Method*: C, F), consiguiendo los elementos hexaedros.

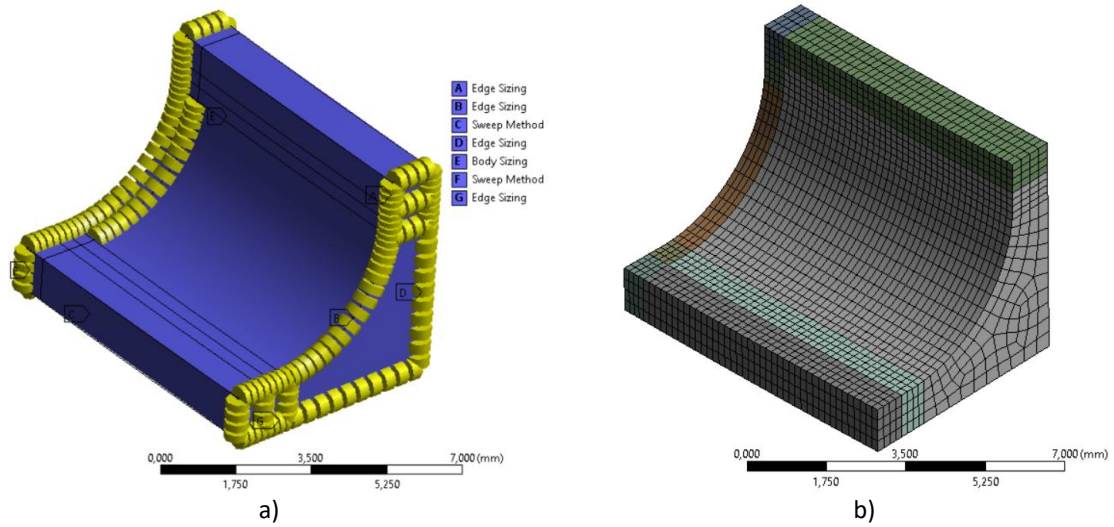


Figura 49. Zona de contacto bola-alambre: a) estrategia de mallado b) malla resultante.

Como resultado, se obtiene un refinamiento de la zona de contacto con un tamaño máximo de elemento de 0,35 mm (*Body Sizing*: E) y con muy buena relación de aspecto, sobre todo en las superficies de contacto, evitando la formación de elementos alargados (Figura 50).

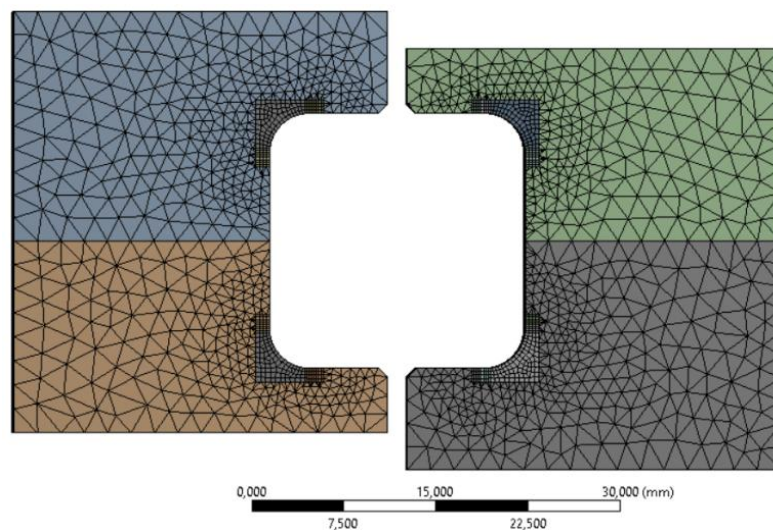


Figura 50. Mallado de los anillos.

Alambres

A diferencia de los anillos, los alambres presentan contactos con los anillos y con la bola por lo que es conveniente mallar toda la geometría con hexaedros de segundo orden. Además, para que exista una buena interacción entre los sólidos, el tamaño de los elementos debe ser similar de manera que los nodos que se encuentran en las superficies de contacto coincidan.

Por ello, se opta por realizar la misma metodología de refinamiento que se emplea en los anillos (Figura 51): se malla cada una de las áreas con cuadriláteros, dividiendo los arcos de contacto con la bola en 14 partes y los demás en 10 partes (*Edge Sizing*: B, A, D) y un factor de transición de tamaño de 2 a medida que se aleja de los puntos de contacto. A continuación, el espesor de los alambres se divide en 44 partes y se extruyen (*Sweep Method*: C, E).

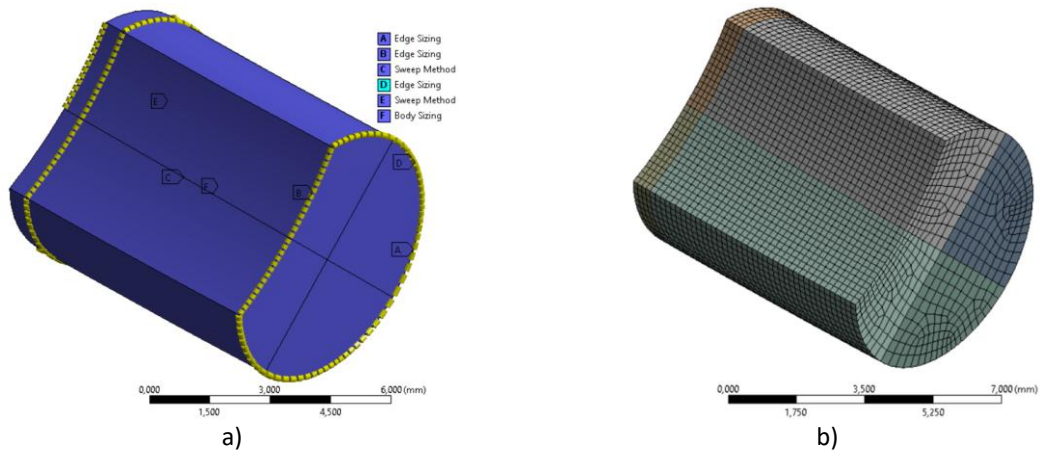


Figura 51. Alambres: a) estrategia de mallado b) malla resultante.

De esta manera, los nodos de los puntos de contacto con los anillos prácticamente coinciden (Figura 52) y mantienen una buena relación de aspecto, con un tamaño máximo de elemento de 0,35 mm (*Body Sizing*: F). También, los elementos que se encuentran en las superficies de contacto con la bola son muy equiláteros. Sin embargo, unos pocos hexaedros son más irregulares y más alargados, pero éstos se encuentran en el centro de los alambres y en las zonas de no contacto, por lo que no influyen tanto en los resultados.

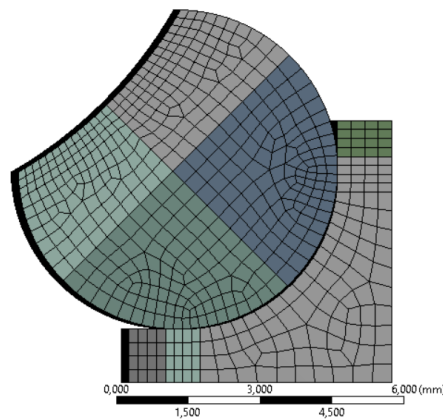


Figura 52. Nodos del contacto alambre-anillo.

Bola

El centro del elemento rodante, se malla con elementos tetraedros de segundo orden (*Patch Conforming Method*: D, F) de 1,4 mm de tamaño (*Body Sizing*: E). Entre esta zona y la de contacto con los alambres, se realiza una transición empleando el mismo tipo de elemento y de 0,7 mm de tamaño (*Body Sizing*: C). En cambio, toda la superficie se malla con elementos cuadriláteros (Figura 53), dividiendo cada uno de los arcos en 35 partes (*Edge Sizing*: B) y extruyéndolos 0,75 mm (*Sweep Method*: A).

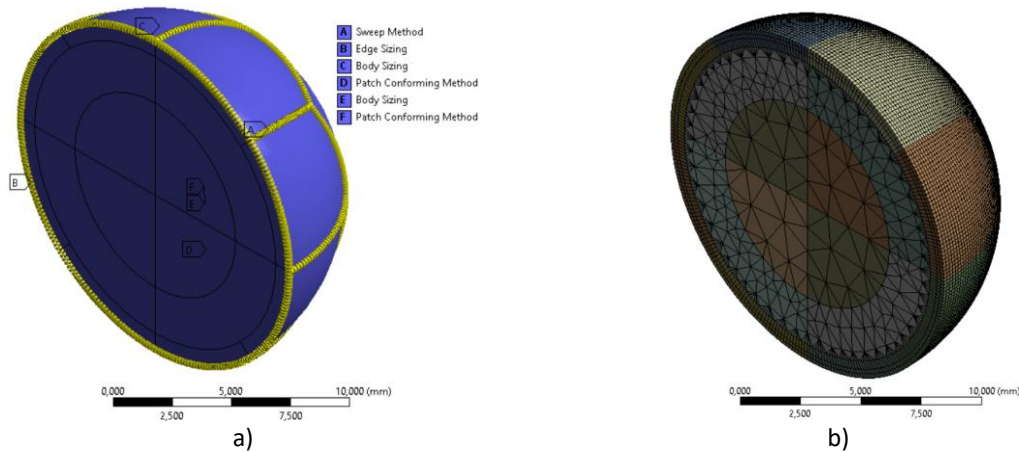


Figura 53. Bola: a) estrategia de mallado b) malla resultante.

Como consecuencia, el refinamiento que se consigue en la zona más cercana a la superficie de la bola presenta muy buena relación de aspecto, con un tamaño de elemento de 0,15 mm y coincidiendo con los nodos de la superficie de contacto de los alambres (Figura 54). El resto de los hexaedros son algo más alargados, pero no es tan relevante y la forma de los elementos tetraedros es muy regular.

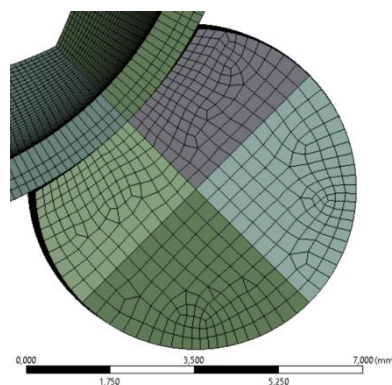


Figura 54. Nodos del contacto bola-alambre.

La malla resultante consta de 916.800 nodos y de 319.573 elementos (Figura 55), manteniendo una buena relación de aspecto en las zonas relevantes (0,76 de media), gracias a las transiciones del tamaño de los elementos, reduciéndolos progresivamente para adaptarse a la zona refinada (Figura 56).

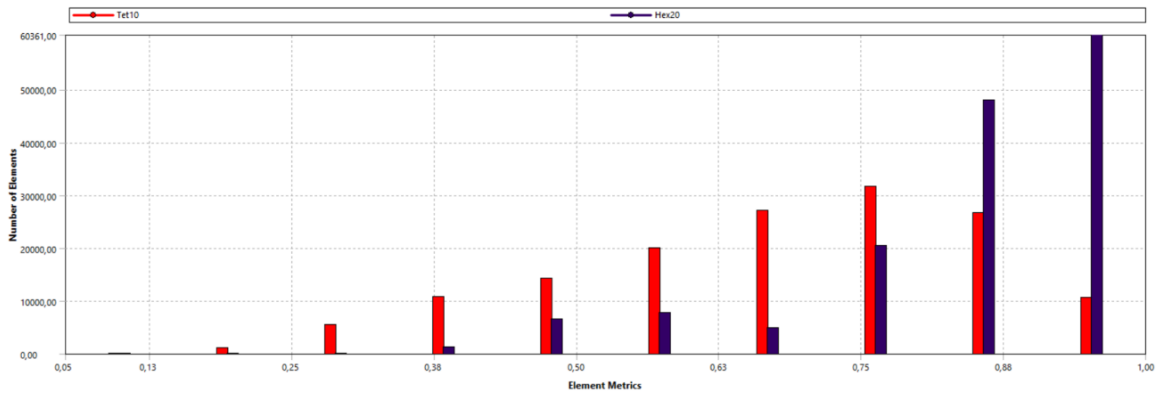


Figura 55. Relación de aspecto-número de elementos de la malla: tetraedros (rojo); hexaedros (azul).

De esta manera, se evita, la distorsión de los resultados debido a la anisotropía numérica [27]. Además, se consigue optimizar el mallado al combinar elementos hexaedros y tetraedros de segundo orden, dependiendo de la relevancia de las zonas: en las superficies de contacto es donde se refina la malla con elementos hexaedros, ya que se necesita precisión en los resultados y en el resto de regiones se emplean tetraedros para que no se incrementen demasiados los grados de libertad. Por último, otro aspecto importante es intentar que los nodos de las superficies de contacto coincidan para conseguir una interacción correcta entre los sólidos.

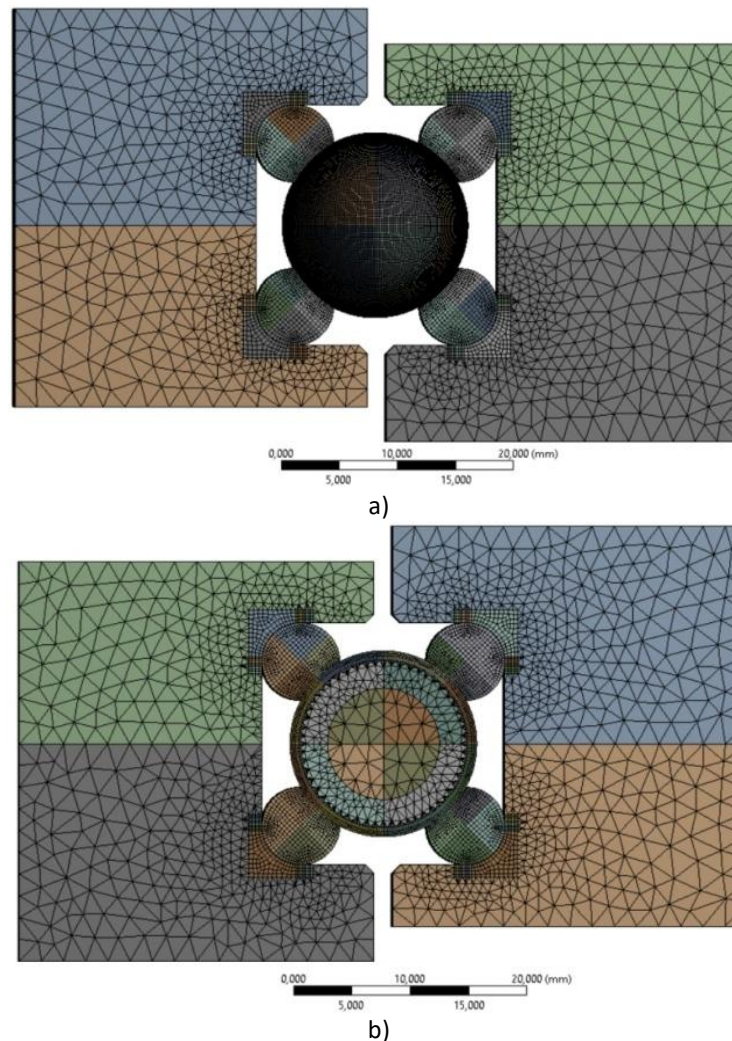


Figura 56. Malla del rodamiento de alambre: a) parte posterior b) parte anterior.

4.4. CARGAS

Como ya se ha mencionado, en cada caso de estudio, se realizan dos análisis. En el primer análisis, consta de un paso de carga (*Step 1*) al introducir solamente la precarga a la bola y en el segundo análisis, de dos pasos de carga (*Step 1* y *Step 2*), ya que se debe mantener la bola precargada, además de aplicar la carga axial. La precarga y la carga axial se introducirán mediante métodos diferentes. En el caso de la precarga, se realizará un análisis previo para decidirlo.

4.4.1. INTRODUCCIÓN DE LA PRECARGA

En ANSYS®, existen varios métodos que permiten introducir la precarga a los elementos rodantes: aplicación de un salto térmico, ΔT (*thermal condition*) y el empleo de un desplazamiento (*offset*) en el contacto bola-alambre.

Salto térmico

El método del salto térmico consiste en aumentar el volumen del elemento rodante mediante la aplicación un determinado gradiente térmico (ΔT), equivalente al valor de la precarga (δ_p) que se desea introducir, en función de la siguiente expresión (3):

$$\Delta T = \frac{(D_w + \delta_p)^3 - D_w^3}{3 \cdot \alpha_L \cdot D_w^3} \quad (3)$$

donde:

α_L = Coeficiente de dilatación térmica lineal del acero = $1,2 \cdot 10^{-5}$ [K^{-1}].

D_w = Diámetro de la bola [mm].

δ_p = Precarga de la bola [mm].

Offset

En cambio, el método *offset* se basa en sumar a la medida nominal del elemento rodante el valor de la precarga (δ_p), cuando se define el contacto entre bola-alambre.

Análisis previos

La decisión de emplear un método u otro dependerá de las conclusiones que se obtengan al estudiar el comportamiento del contacto bola-alambre en los análisis previos (véase apartado 10. ANEXO de este TFG)

A partir de estos análisis, se concluye que ambos métodos son de igual de válidos para introducir la precarga de la bola. La principal desventaja de la aplicación de un salto térmico es la pérdida de precisión al emplear una expresión matemática (3), aunque como se demuestra en estos análisis es despreciable. Por otro lado, el tiempo de resolución del análisis utilizando un salto térmico es menor (5 minutos más rápido) que el *offset*, lo que supone una gran ventaja si se quiere realizar numerosos análisis. Por tanto, se decide introducir la precarga de la bola mediante un salto térmico.

Por tanto, en el primer análisis, se introduce la precarga de la bola (*Step 1*) mediante un salto térmico (ΔT), aplicando la ecuación (3) y teniendo en cuenta que la temperatura del entorno es de 22°C (Figura 57).

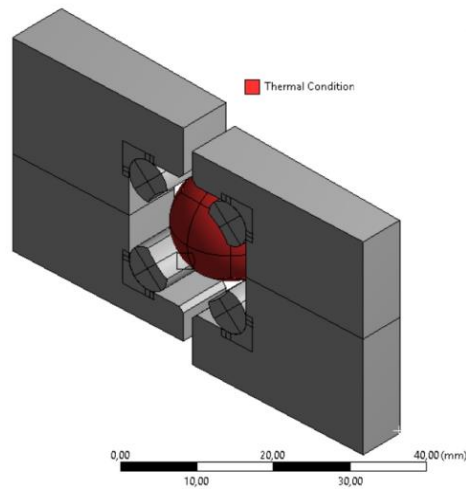


Figura 57. 1º Análisis: Introducción de la precarga de la bola (Step 1).

4.4.2. CARGA AXIAL

En el segundo análisis (Figura 58), se mantiene el salto térmico (*Thermal Condition*) introducida anteriormente, para conservar las dimensiones de la bola precargada (*Step 1*). Posteriormente, la carga axial se introduce por medio de un desplazamiento axial (*Displacement*), que proporcione la misma fuerza de reacción axial (*Step 2*). El principal motivo es permitir la comparación de los resultados, porque según el valor de los parámetros de estudio, la rigidez del modelo cambia. Además, se evita una deformación excesiva en la superficie donde se aplica la carga, lo que dificultaría la convergencia del análisis, ya que esta fuerza debe alcanzar la capacidad estática de carga axial del rodamiento (C_{0a}) [26].

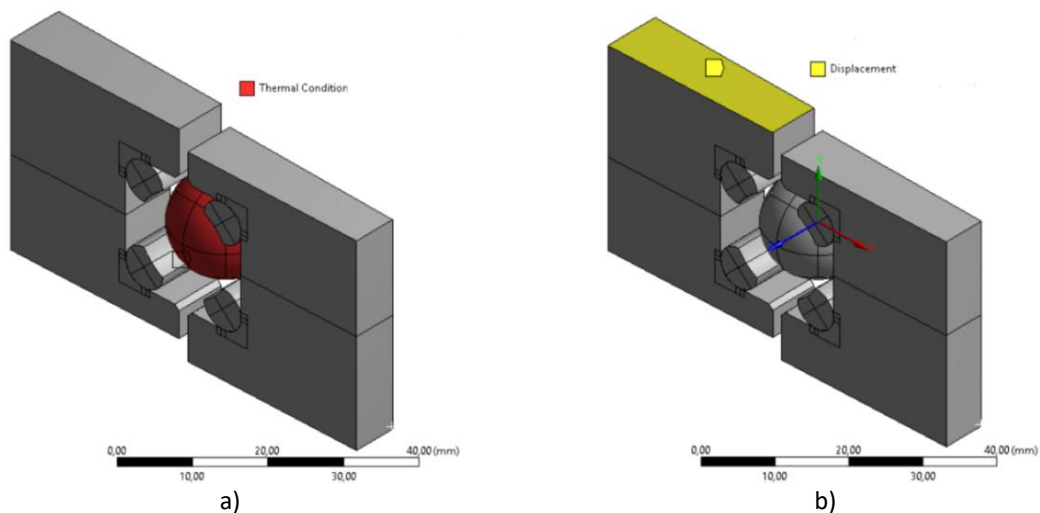


Figura 58. 2º Análisis: a) precarga de la bola (*Step 1*) b) aplicación de la carga axial (*Step 2*).

4.5. CONDICIONES DE CONTORNO

Durante la introducción de la precarga a los elementos rodantes, los anillos pueden deformarse libremente (*unclamped*). Tras realizar su montaje y anclarlos al mecanismo, cuando se les aplica la carga axial, los anillos se consideran rígidos; es decir, apenas se deforman (*clamped*). La técnica de los submodelos permitirá pasar de unas condiciones de contorno a otras.

Técnica de los submodelos

La técnica de los submodelos consiste en analizar con mayor precisión una región del modelo original, empleando una malla más refinada y sin tener que modelar toda la geometría. Para entender mejor este concepto, se expone el siguiente ejemplo: a partir del modelo del rodamiento de alambre, se quiere estudiar el comportamiento del contacto bola-alambre.

En primer lugar, se estudia el modelo original (Figura 59) con una malla que no contenga demasiados elementos pequeños, ya que si no, se elevaría demasiado los grados de libertad.

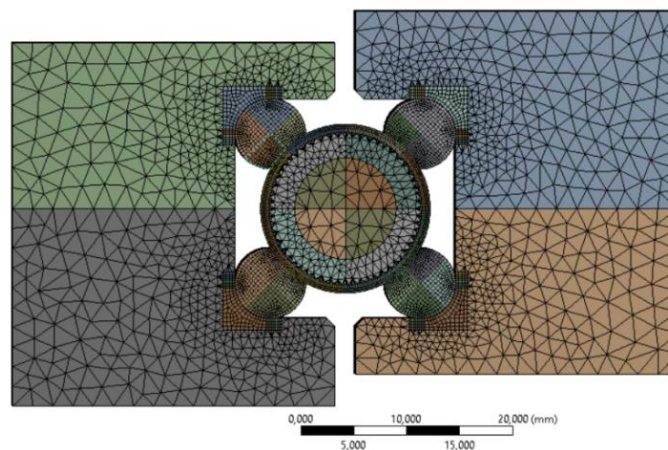


Figura 59. Modelo original del rodamiento de alambres.

Una vez resuelto el análisis y obtenidos los resultados de los desplazamientos, éstos se importan a un submodelo (Figura 60), imponiéndolos como condiciones de contorno (*Imported Cut Boundary Constraint*). Este submodelo consta solamente de la porción de la bola y del alambre que se encuentran en contacto. Por último, el submodelo se malla con elementos más pequeños para obtener resultados precisos (Figura 61).

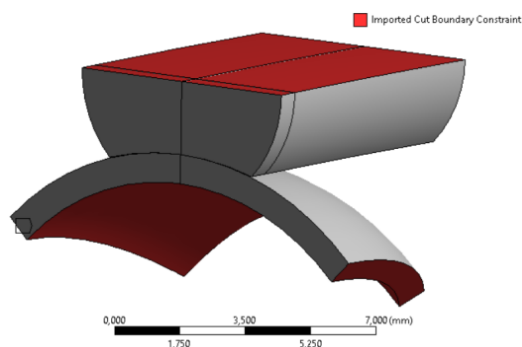


Figura 60. Importación de los desplazamientos al submodelo.

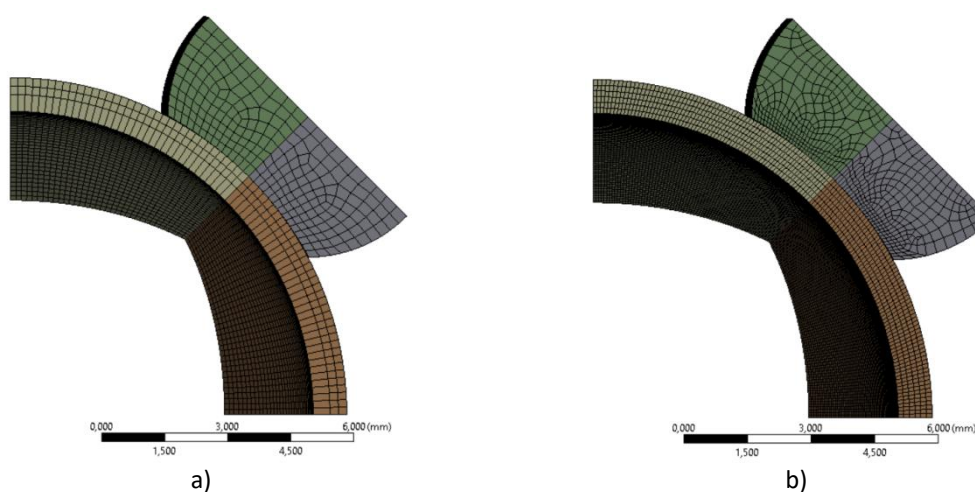


Figura 61. Mallado del contacto bola-alambre: a) modelo original b) submodelo.

Gracias a esta técnica, se reduce drásticamente el coste computacional sin perder precisión, ya que permite analizar aquellas zonas que sean importantes y evita emplear un mallado muy refinado en todo el modelo.

Sin embargo, en este TFG, se le dará otro uso; es decir, no se utilizará como una herramienta de refinamiento y no se crearán ningún submodelo. El motivo se debe a que la introducción de la precarga y la aplicación de la carga axial en el modelo del rodamiento de alambres, se llevan a cabo con distintas condiciones de contorno. Por tanto, la técnica de los submodelos se usará de la siguiente forma (Figura 62): en el primer modelo, donde se introducirá la precarga, se obtendrán los resultados de los desplazamientos. Después, estos desplazamientos se importarán al segundo modelo donde se aplicará la carga axial. Eso sí, los dos modelos se estudian con el mismo mallado.

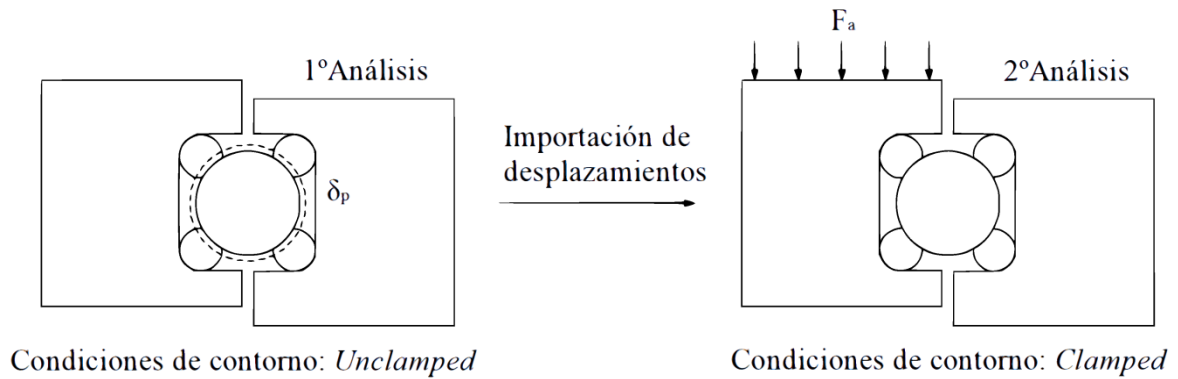


Figura 62. Implementación de la técnica de los submodelos en el TFG.

1º Análisis: Deformación libre de los anillos (unclamped)

En el primer análisis, a pesar que los anillos pueden deformarse libremente, mientras se introduce la precarga (*Step 1*), se debe imponer algunas restricciones para evitar el movimiento de sólido rígido y así, el análisis pueda converger (Figura 63).

Para ello, se aplica la condición de sin fricción (*Frictionless Support: C, A, B*) en la cara superior del anillo exterior, permitiendo su deformación en el plano XZ, y en las caras posterior y anterior de los anillos, deformándose libremente en el plano XY. Al anillo interior se le permite deformarse en todas las direcciones, pero con la condición de que todos los puntos de su cara inferior tengan el mismo desplazamiento en la dirección del eje Y (*Remote Point: D*).

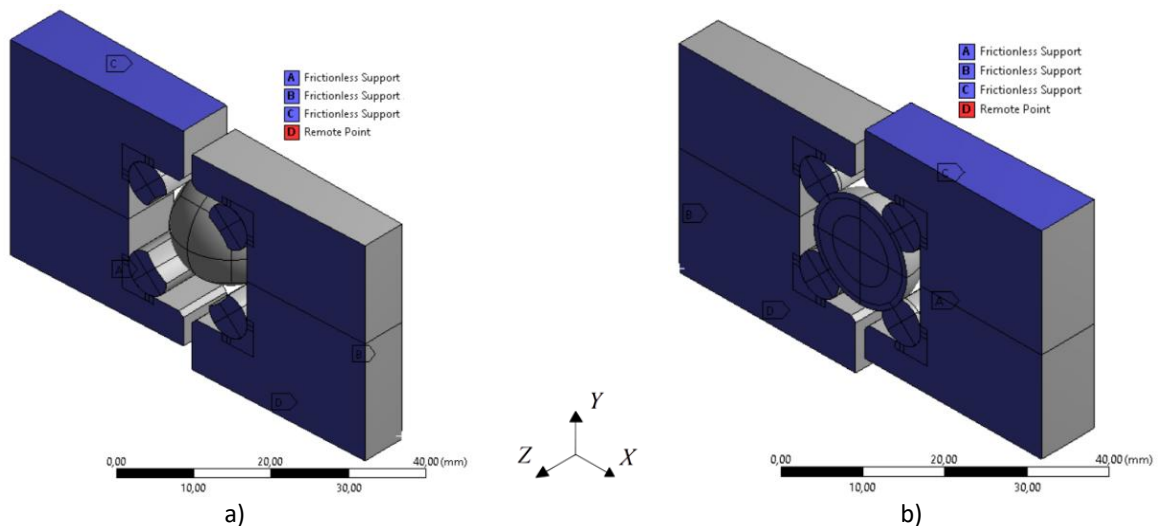


Figura 63. Condiciones de contorno del 1º Análisis: a) parte posterior b) parte anterior del rodamiento.

2º Análisis: Anillos rígidos (*Clamped*)

En el segundo análisis, se toma como punto de partida los resultados finales del análisis anterior (*Step 1*): se les imponen los desplazamientos obtenidos (*Imported Cut Boundary Constraint: C, D*) a los nodos que se encuentran en la superficie de la cara superior e inferior del anillo exterior e interior, respectivamente. Además, se aplica la condición de sin fricción (*Frictionless Support: A, B*) en las caras posterior y anterior de los anillos, deformándose libremente en el plano XY (Figura 64).

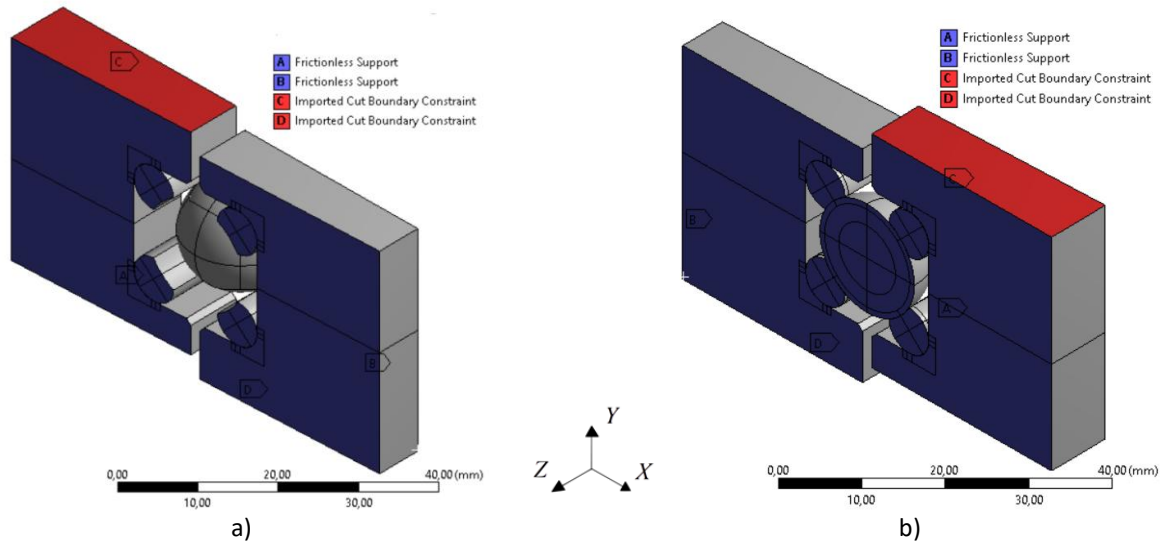


Figura 64. Condiciones de contorno del 2º Análisis: a) parte posterior b) parte anterior del rodamiento.

Por último, en el siguiente paso de carga (*Step 2*), en la cara superior del anillo exterior, se le aplicará la carga axial en la dirección del eje Y, pero permitiendo su deformación en el plano XZ. La cara inferior del anillo interior, como consecuencia de los resultados importados, se restringe su movimiento. De esta manera, se simula la configuración de anillos rígidos.

5. RESULTADOS

Las gráficas muestran el comportamiento de los distintos fenómenos de estudio en los rodamientos de alambres, en función de los porcentajes de precarga (δ_p) que se introducen y para un mismo valor de conformidad del contacto.

Las gráficas de rigidez axial relacionan el desplazamiento axial [mm] aplicado en la superficie superior del anillo exterior y la fuerza de reacción axial [kN] generado en la superficie inferior del anillo interior como consecuencia de dicho desplazamiento. Las gráficas que estudian las presiones en el contacto bola-alambre y el giro del alambre corresponden al del alambre inferior del anillo interior (Figura 65).

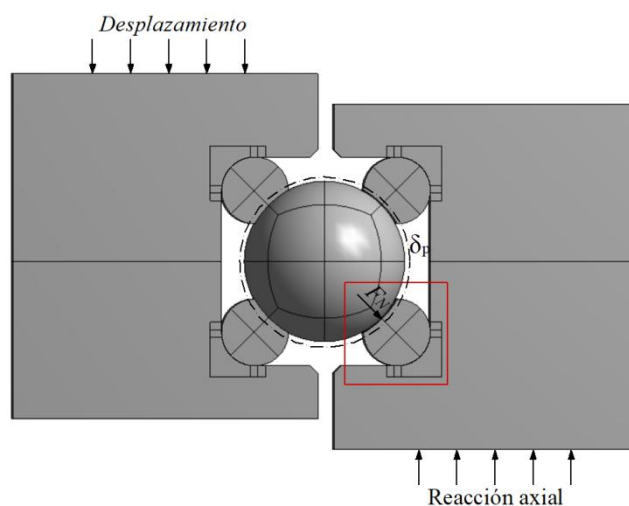


Figura 65. Fuerzas y contacto bola-alambre de estudio.

5.1. VARIACIÓN DE LA RIGIDEZ

A partir de las gráficas de rigidez (Figura 66, Figura 67, Figura 68, Figura 69), se comprueba que la condición de anillos deformables (*unclamped*) impuesta durante la introducción de la precarga, cumple con el comportamiento real de los rodamientos de alambre, ya que no se genera ninguna fuerza de reacción antes de aplicar la carga axial.

La influencia de la precarga sobre la rigidez se observa mejor comparando los casos extremos: una precarga mayor, aumenta la fuerza normal de contacto, lo que supone un mayor momento torsor inducido, favoreciendo el giro del alambre. Sin embargo, el giro que se produce es muy poco en comparación con la adhesión que se consigue en los contactos y por tanto, aumenta la rigidez del rodamiento.

En cuanto al comportamiento de la rigidez, como se emplean las mismas condiciones de contorno, no existen diferencias entre unos casos y otros: las curvas de rigidez presentan una

tendencia exponencial, pero no lineal, debido a la existencia de contactos entre los diferentes componentes.

También, se indican con un marcador el porcentaje de capacidad estática de carga axial en el que comienza el truncamiento de la elipse de contacto (círculos) y en el que se completa el truncamiento (rombos).

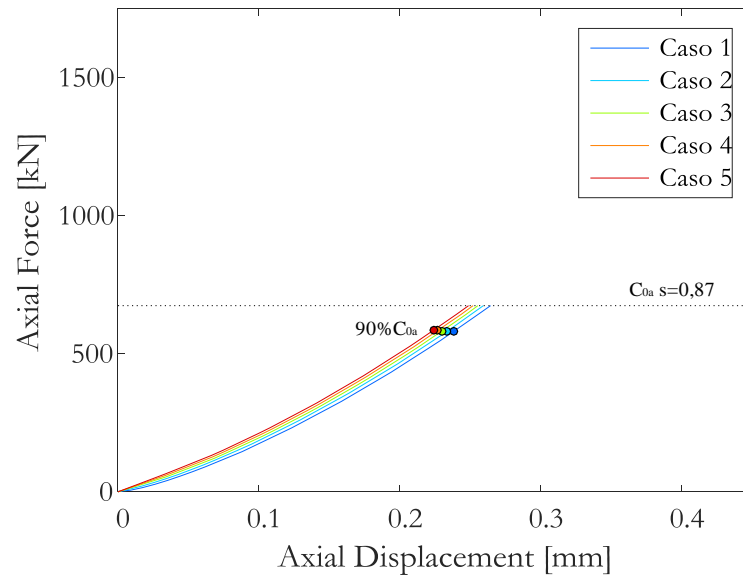


Figura 66. Variación de la rigidez durante la carga axial e indicación del truncamiento de la elipse de contacto con conformidad 0,87.

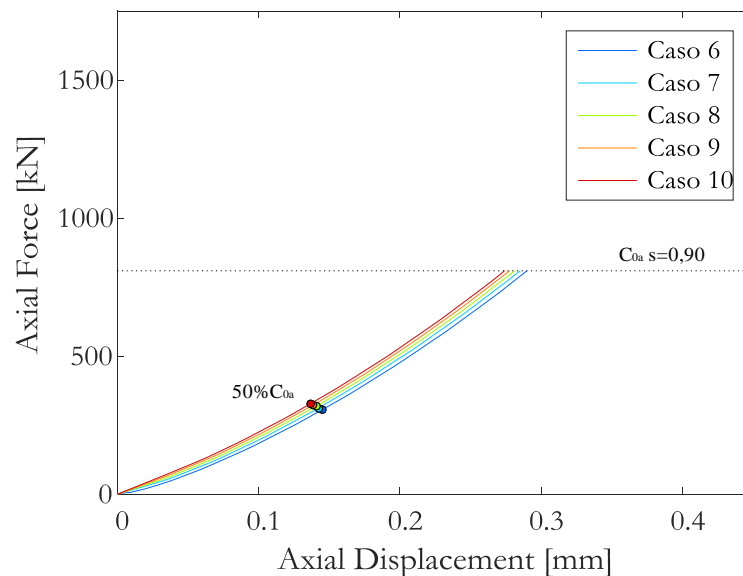


Figura 67. Variación de la rigidez durante la carga axial e indicación del truncamiento de la elipse de contacto con conformidad 0,90.

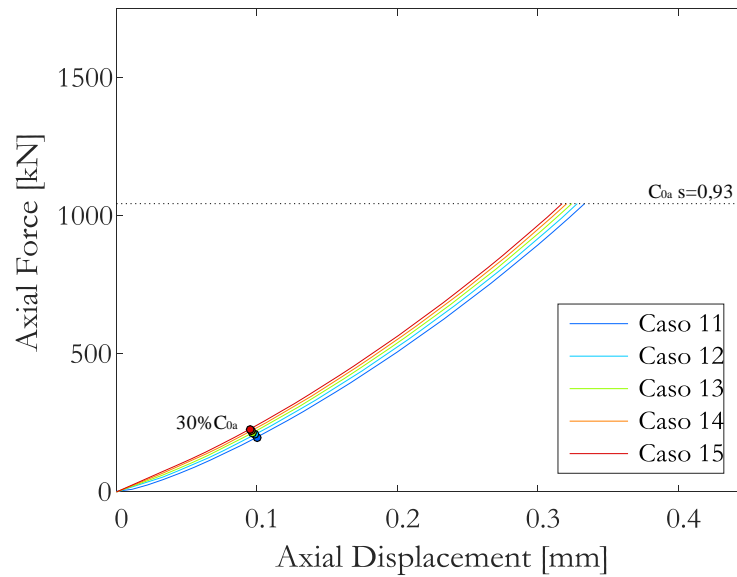


Figura 68. Variación de la rigidez durante la carga axial e indicación del truncamiento de la elipse de contacto con conformidad 0,93.

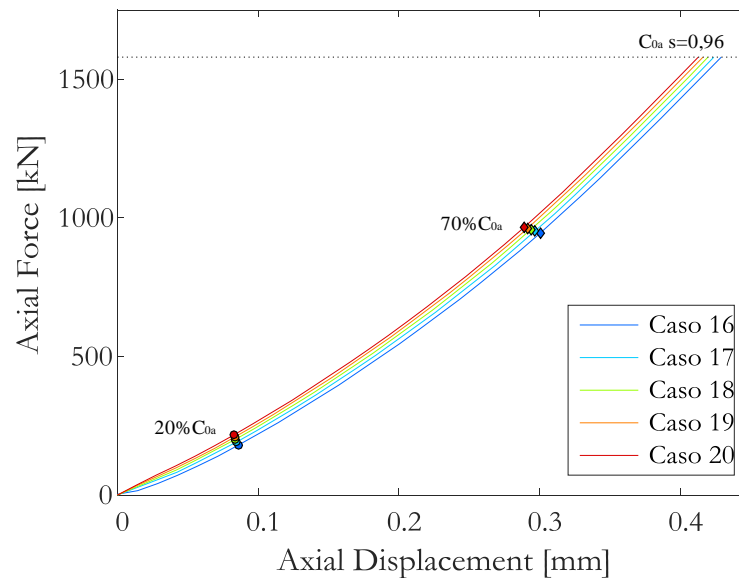


Figura 69. Variación de la rigidez durante la carga axial e indicación del truncamiento de la elipse de contacto con conformidad 0,96.

5.2. CAPACIDAD ESTÁTICA DE CARGA

En la capacidad estática de carga axial (C_{0a}), además de la conformidad del contacto (s), también influye la precarga, aunque las diferencias son pequeñas (Tabla 2, Tabla 3, Tabla 4 y Tabla 5), llegando a ser imposible distinguir las curvas de rigidez axial y en las gráficas de líneas de presión (Figura 70, Figura 71, Figura 72 y Figura 73): cuanto mayor es la precarga introducida, menor es la capacidad estática de carga axial. Las presiones generadas en el contacto bola-alambre, a

causa del sobredimensionamiento de la bola, aumentan con la precarga, pudiendo darse antes el fallo del rodamiento. El caso con peor comportamiento es el 20 ($s=0,96$ y $\delta_p = 20\%$), teniendo un 2,37% menos de capacidad estática de carga axial con respecto a su referencia, el Caso 16 ($s=0,96$ y $\delta_p = 0\%$).

5.3. COMPORTAMIENTO FRENTE AL TRUNCAMIENTO

El fenómeno del truncamiento de la elipse de contacto se observa en las gráficas de línea de presión (Figura 70, Figura 71, Figura 72 y Figura 73) y en las de rigidez axial (Figura 66, Figura 67, Figura 68 y Figura 69).

Las gráficas de línea de presión muestran los valores de las presiones de la elipse de contacto bola-alambre a lo largo de la sección transversal a medida que se va incrementando en un 10% la carga axial hasta llegar al objetivo fijado (100%). La primera línea de presión es la que se genera durante la precarga. Por eso, en aquellos casos donde el rodamiento de alambres no se precarga (Casos 1, 6, 11 y 16), se representa una línea menos. Cuando el valor de los extremos de las líneas no es nulo, significa que comienza a truncarse la elipse de contacto, y si en estos extremos se da el valor máximo de presión, implica que ya ha truncado.

Como se ha comentado en los apartados anteriores, la precarga genera una fuerza normal en el contacto bola-alambre. Cuanta más alta sea esta fuerza, más fácil resultará superar a la fuerza de fricción, produciéndose el giro del alambre (véase apartado 5.4. GIRO DEL ALAMBRE de este TFG). El giro de los alambres supondría la disminución del ángulo de contacto bola-alambre y por tanto, la elipse de contacto no se desplazaría hacia los límites de la pista de rodadura.

Sin embargo, la precarga no es suficientemente elevada para hacer girar el alambre y por ello, el ángulo de contacto aumentará durante la precarga (véase apartado 5.5. FUERZAS DE CONTACTO de este TFG); es decir, el riesgo de producirse el truncamiento es mayor, ya que la elipse de contacto ya no permanecerá centrada.

Sin embargo, no se aprecian diferencias visibles en el desplazamiento de la elipse de contacto dependiendo de los valores de precarga, ya que sus efectos se disipan con la aplicación de la carga axial. Por ello, el fenómeno del truncamiento se da con porcentajes de capacidad estática de carga muy similares.

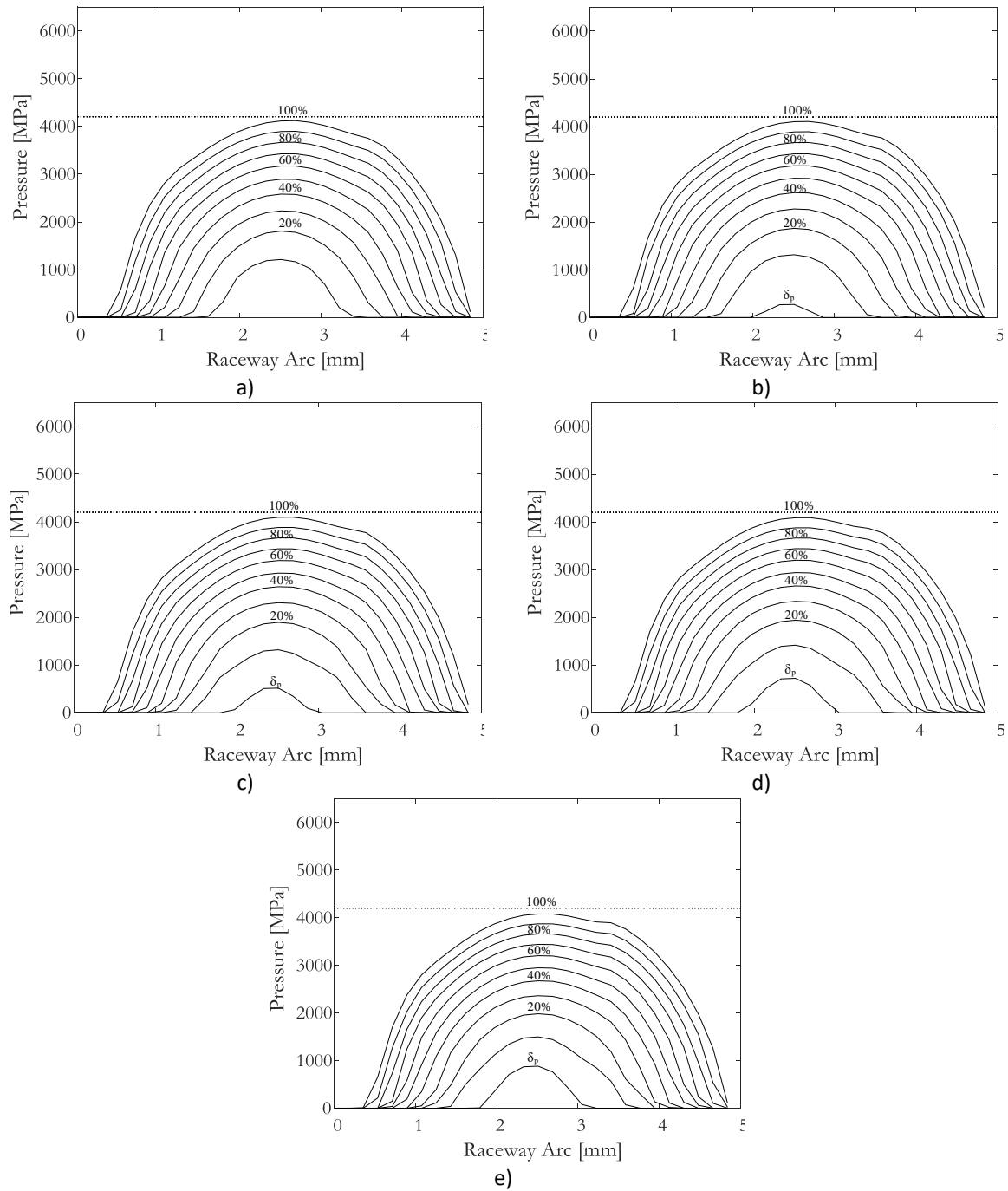


Figura 70. Líneas de presión en el contacto con conformidad 0,87 durante la precarga y la carga axial: a) Caso 1 b) Caso 2 c) Caso 3 d) Caso 4 e) Caso 5.

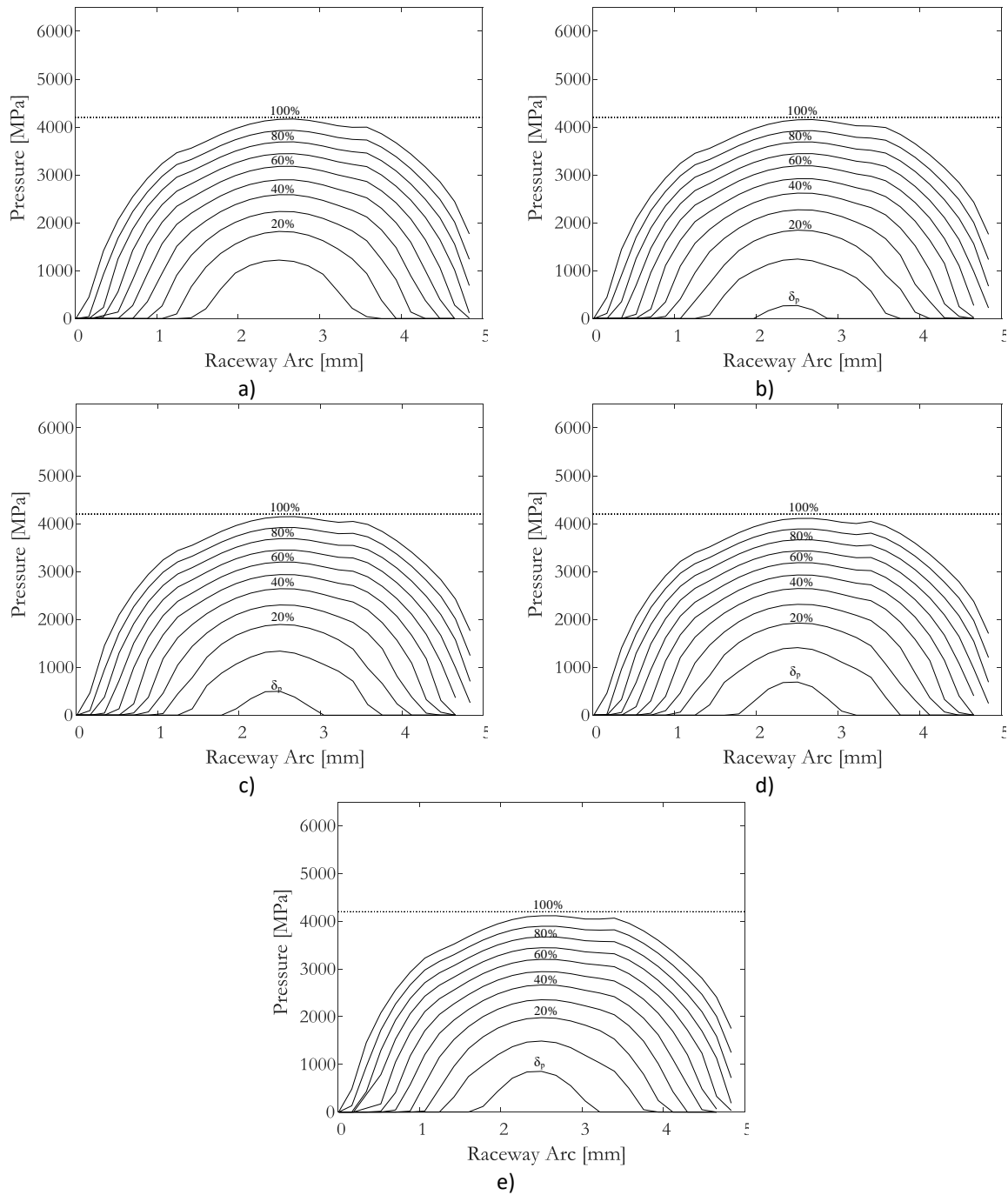


Figura 71. Líneas de presión en el contacto con conformidad 0,90 durante la precarga y la carga axial: a) Caso 6 b) Caso 7 c) Caso 8 d) Caso 9 e) Caso 10.

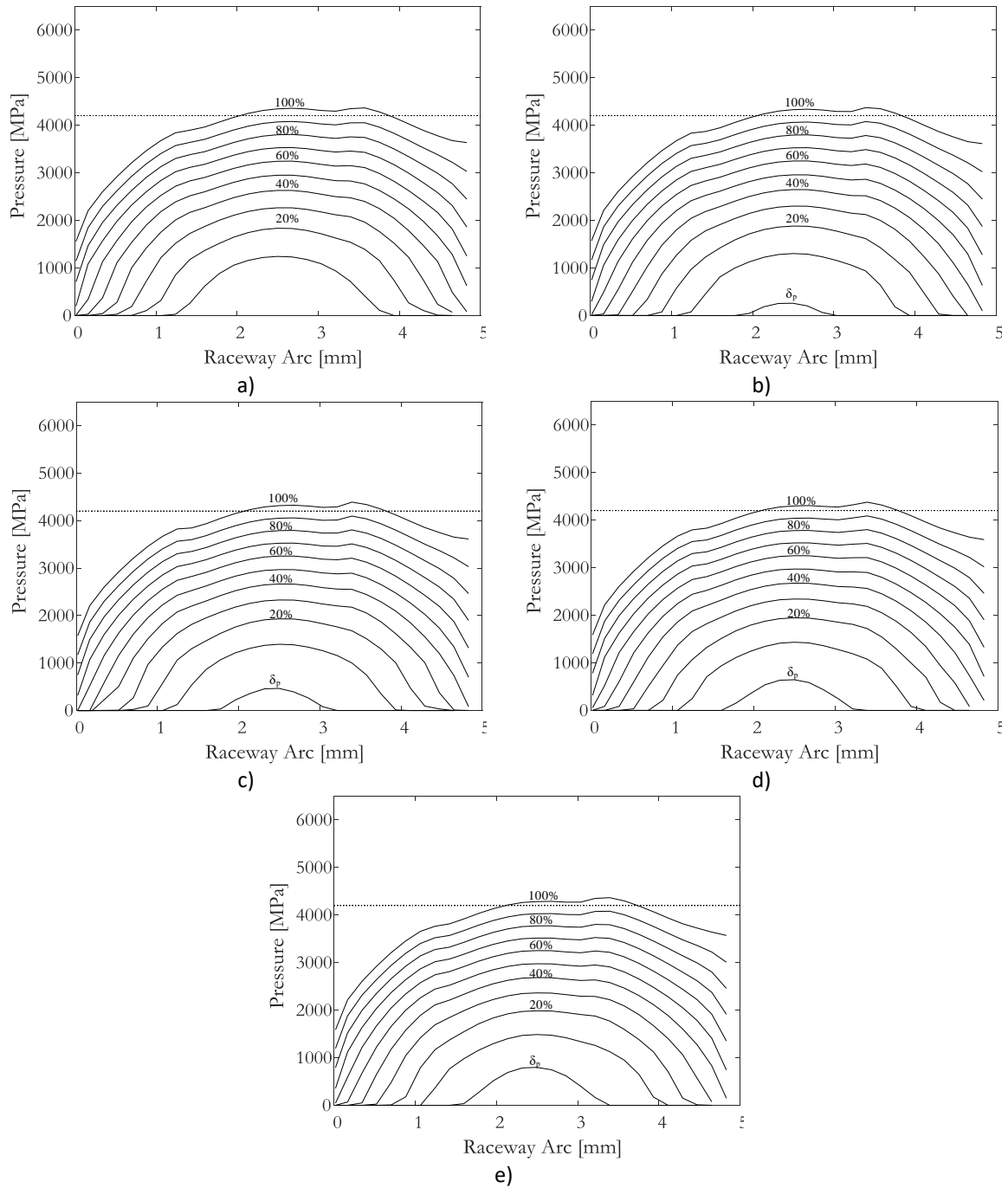


Figura 72. Líneas de presión en el contacto con conformidad 0,93 durante la precarga y la carga axial: a) Caso 11 b) Caso 12 c) Caso 13 d) Caso 14 e) Caso 15.

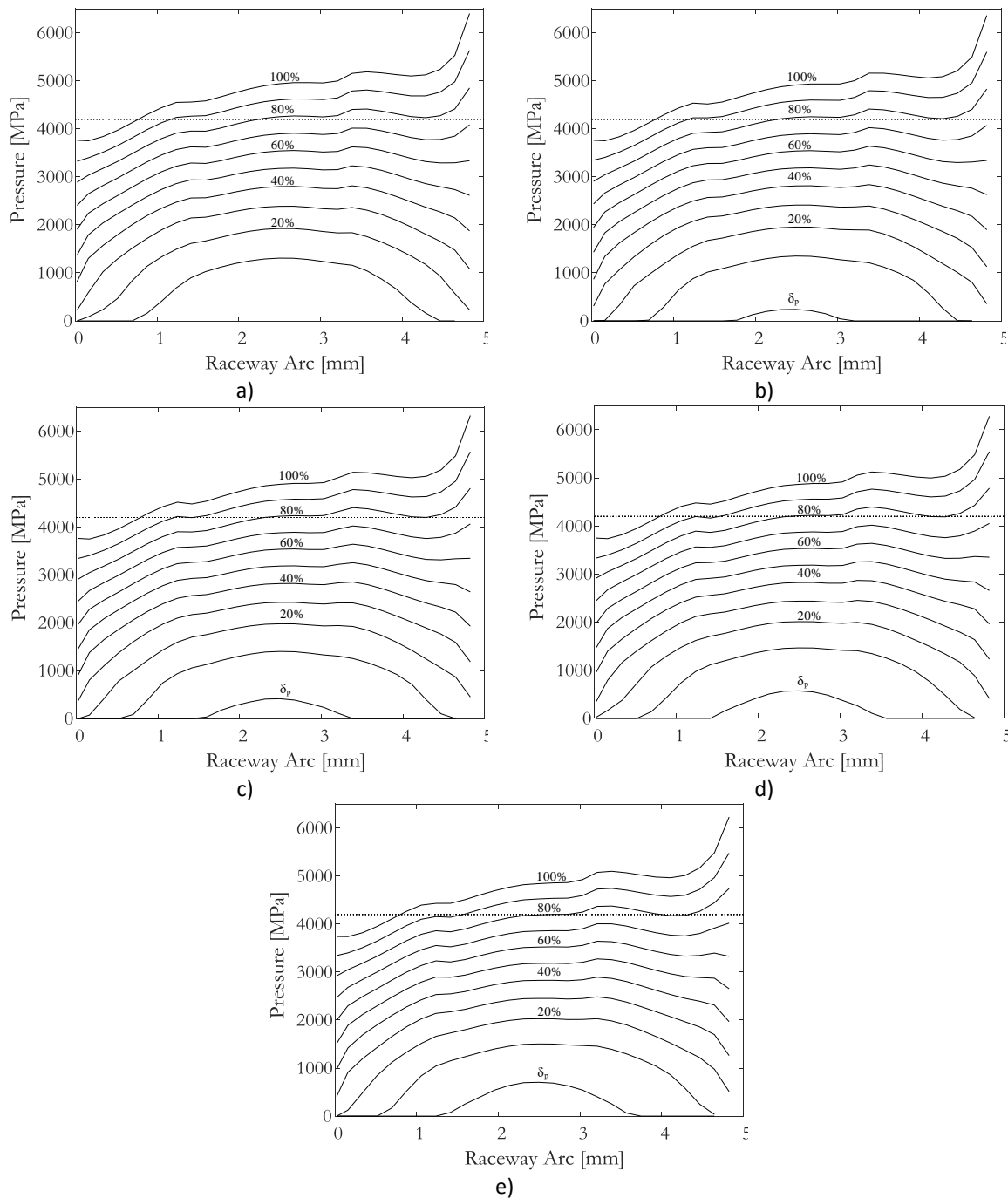


Figura 73. Líneas de presión en el contacto con conformidad 0,96 durante la precarga y la carga axial: a) Caso 16 b) Caso 17 c) Caso 18 d) Caso 19 e) Caso 20.

Las gráficas de elipse de presión (Figura 74, Figura 75, Figura 76 y Figura 77) representan las presiones [MPa] que se originan a lo largo de la pista de rodadura del alambre [mm] en el contacto bola-alambre después de aplicar la carga axial (100%). Los valores y la distribución de las presiones para una misma conformidad, pero con distinta precarga, son prácticamente idénticos.

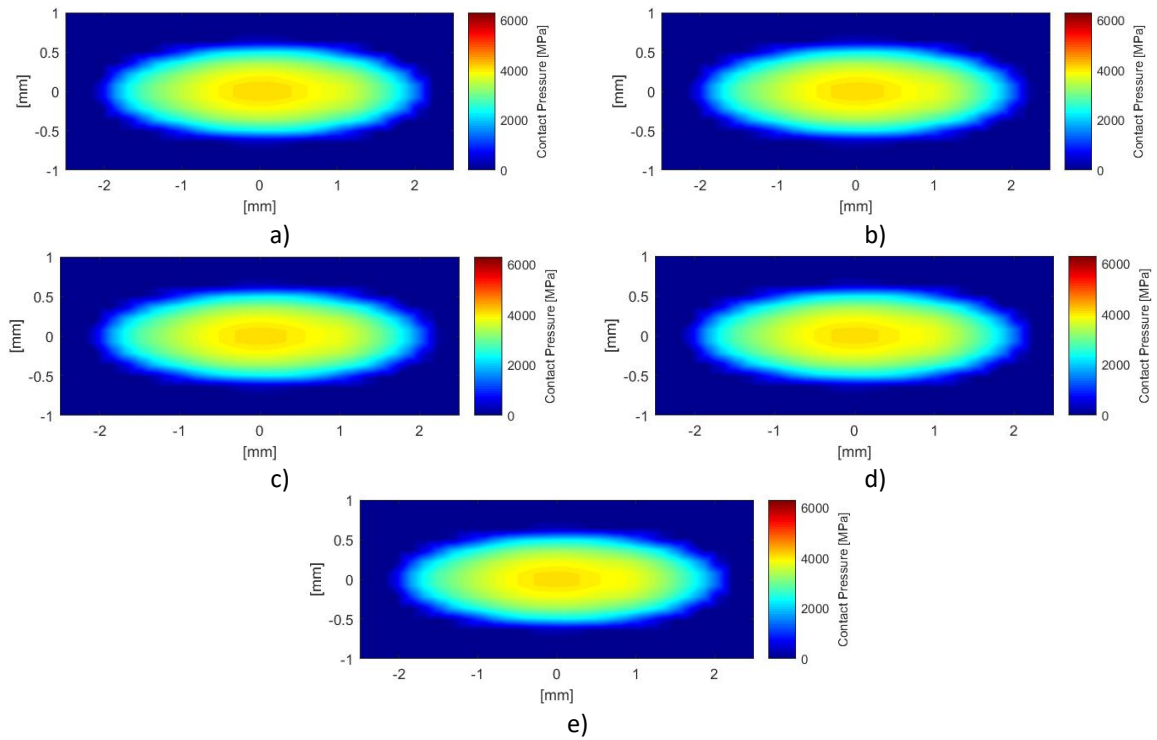


Figura 74. Presión de la elipse de contacto con conformidad 0,87 (100% de la carga axial): a) Caso 1 b) Caso 2 c) Caso 3 d) Caso 4 e) Caso 5.

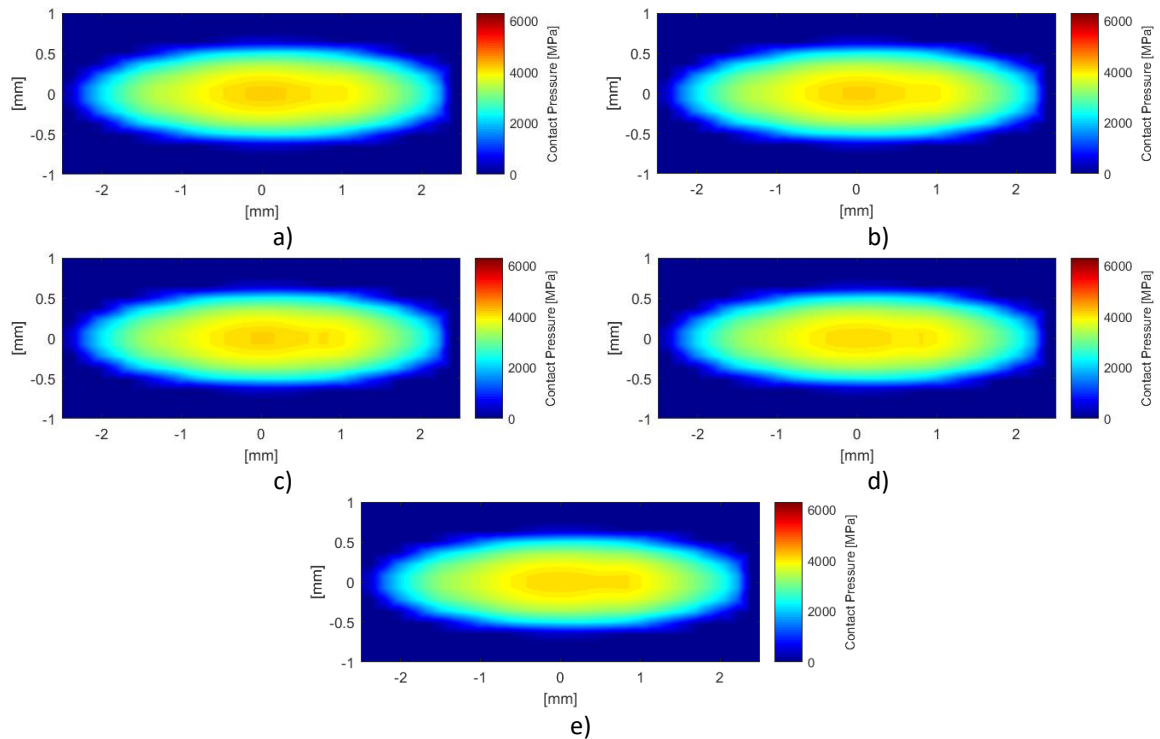


Figura 75. Presión de la elipse de contacto con conformidad 0,90 (100% de la carga axial): a) Caso 6 b) Caso 7 c) Caso 8 d) Caso 9 e) Caso 10.

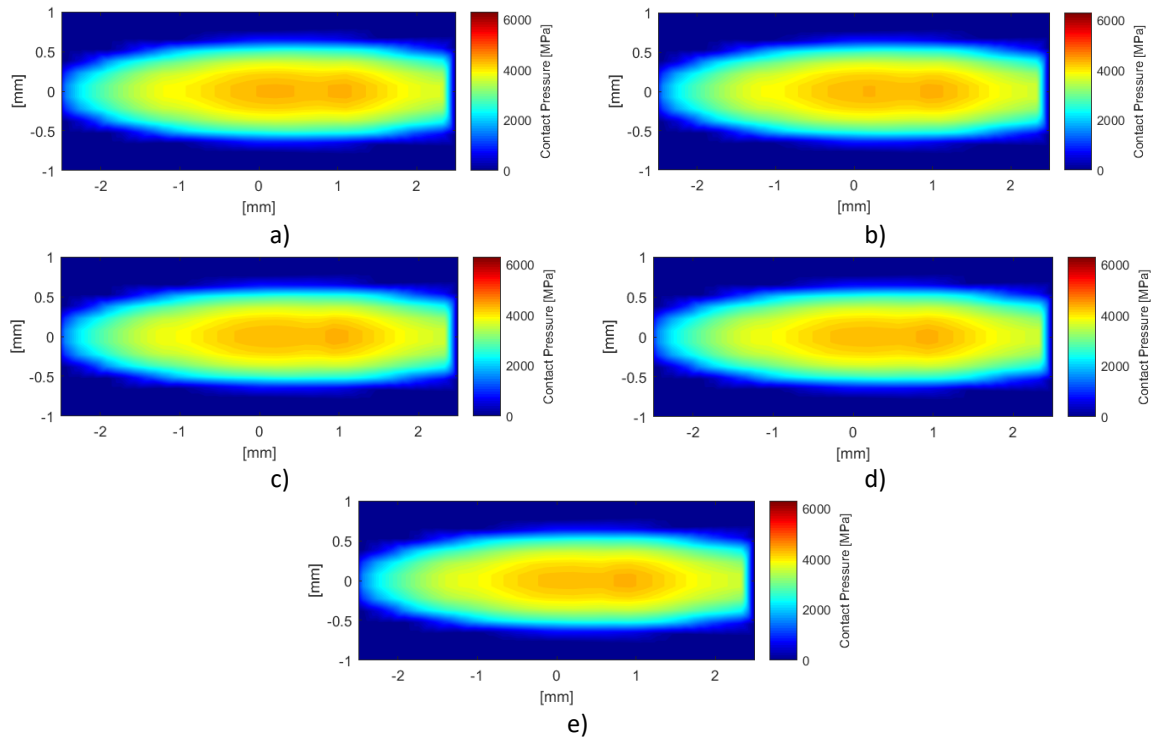


Figura 76. Presión de la elipse de contacto con conformidad 0,93 (100% de la carga axial): a) Caso 11 b) Caso 12 c) Caso 13 d) Caso 14 e) Caso 15.

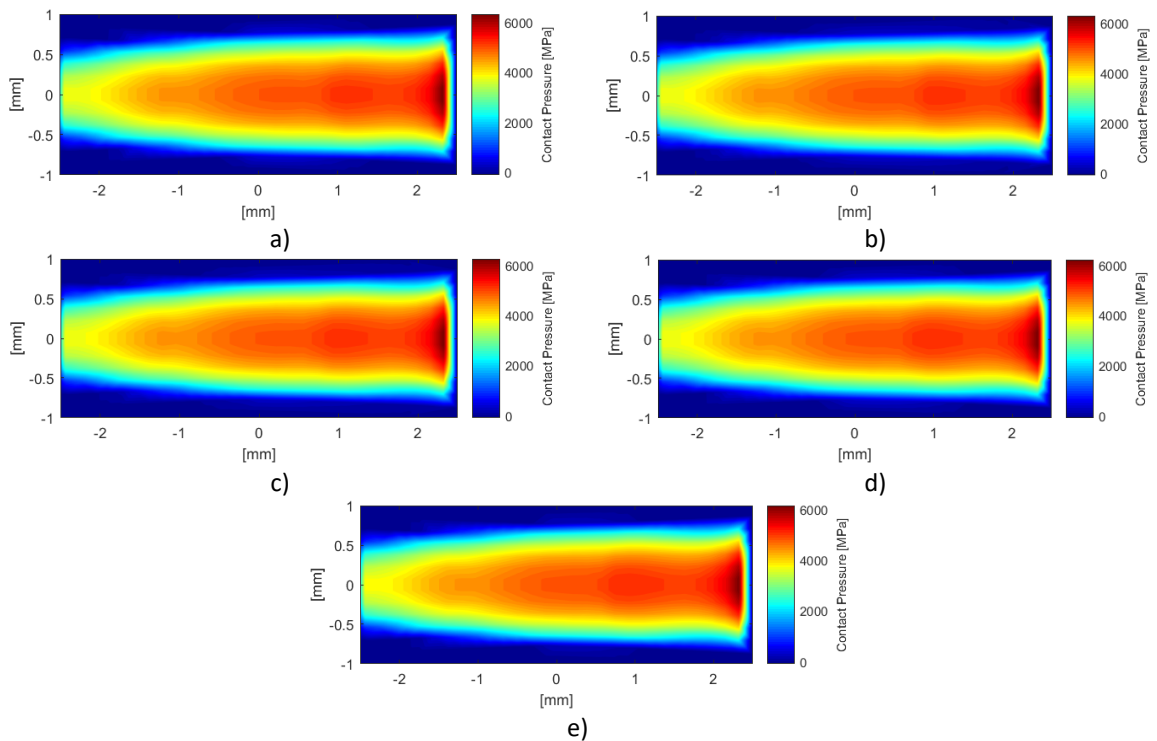


Figura 77. Presión de la elipse de contacto con conformidad 0,96 (100% de la carga axial): a) Caso 16 b) Caso 17 c) Caso 18 d) Caso 19 e) Caso 20.

5.4. GIRO DEL ALAMBRE

En todos los casos (Figura 78), se diferencian dos pendientes dependiendo si se favorece o no el giro del alambre: el momento torsor que se induce en el alambre como consecuencia de la fuerza normal de contacto, debe superar la fuerza de fricción en el contacto alambre-anillo para que el alambre gire con facilidad. En caso contrario, las superficies permanecen adheridas y los alambres prácticamente no giran. Cuando el alambre va a empezar a deslizar, la fuerza de rozamiento adquiere su valor máximo (pendientes menos inclinadas) y este valor disminuye cuando está deslizando (pendientes más inclinadas).

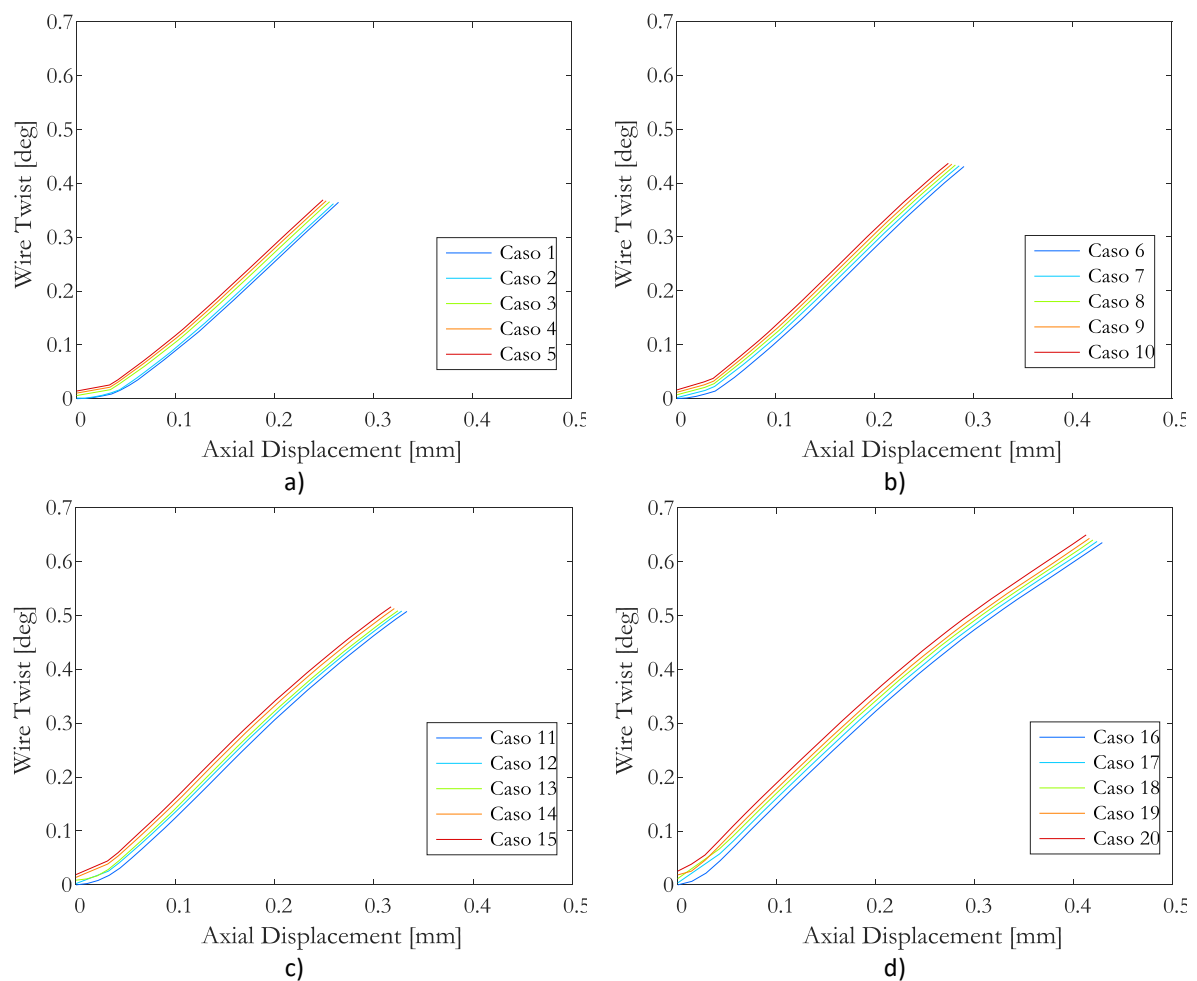


Figura 78. Giro del alambre para diferentes valores de precarga: a) $s=0,87$ b) $s=0,90$ c) $s=0,93$ d) $s=0,96$

La precarga incrementa la fuerza normal de contacto, haciendo que el cambio de pendiente se produzca antes y que el alambre gire más: en el Caso 5 ($s=0,87$ y $\delta_p = 20\%$), el alambre gira un 20% más con respecto al Caso 1 ($s=0,87$ y $\delta_p = 0\%$).

Esta diferencia va disminuyendo con el aumento de la conformidad de contacto: en el Caso 20 ($s=0,96$ y $\delta_p = 20\%$), gira un 6,40% más que en el Caso 16 ($s=0,96$ y $\delta_p = 0\%$). En los casos con elevadas conformidades, se aumenta el número de contactos entre bola-alambre. Dependiendo de la posición de estos contactos con respecto al centro del alambre, las fuerzas normales pueden generar momentos torsores en sentidos opuestos, reduciendo así el valor total del momento torsor inducido.

También, durante la introducción de la precarga, se aprecia que el alambre gira, aunque es prácticamente despreciable: en la condición de anillos deformables (*unclamped*), los elementos pueden desplazarse con más libertad y por tanto, no se necesitan elevadas fuerzas normales de contacto para producir el giro del alambre.

La consecuencia que tiene el giro de los alambres es en la rigidez de los rodamientos y en el truncamiento de la elipse de contacto: a mayor giro, menor será la rigidez y el riesgo de truncamiento. En cualquier caso, lo que gira el alambre como consecuencia de la precarga se considera despreciable.

5.5. FUERZAS DE CONTACTO

En las gráficas de la Figura 79, se observa que antes de aplicar la carga axial, el ángulo de contacto aumenta con respecto al inicial ($\alpha = 45^\circ$) cuanto mayor sea la precarga introducida, ya que ningún valor de precarga es suficientemente elevado como para vencer la fuerza de rozamiento del contacto alambre-anillo y producir un giro considerable del alambre. En el Caso 20 ($s=0,96$ y $\delta_p = 20\%$), el ángulo de contacto aumenta un 1,36% con respecto al Caso 16 ($s=0,96$ y $\delta_p = 0\%$), mientras que para bajas conformidades, la diferencia se reduce: en el Caso 5 ($s=0,87$ y $\delta_p = 0\%$), aumenta un 0,33% respecto al Caso 1 ($s=0,87$ y $\delta_p = 0\%$).

El origen de este fenómeno se debe a la estrecha relación existente entre el giro del alambre y el ángulo de contacto: para valores bajos de carga, el alambre prácticamente no gira, pero la fuerza normal en el contacto bola-alambre puede ser suficiente como para generar un movimiento relativo entre ellos. Este deslizamiento conlleva a que el ángulo de contacto aumente (Figura 80). A partir de una determinada carga axial, se favorece el giro del alambre y por tanto, el ángulo de contacto disminuye.

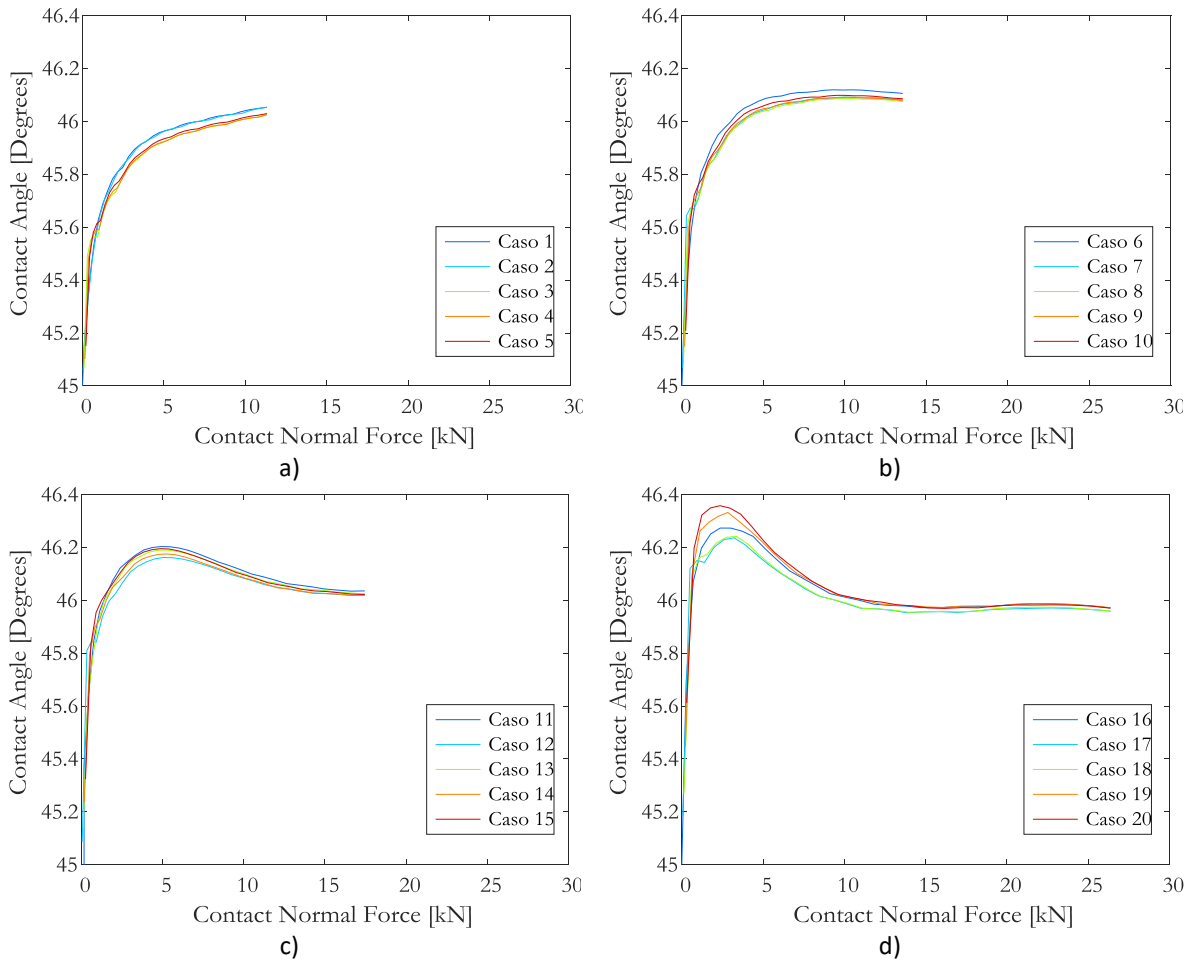


Figura 79. Variación del ángulo de contacto para diferentes valores de precarga: a) $s=0,87$ b) $s=0,90$ c) $s=0,93$ d) $s=0,96$.

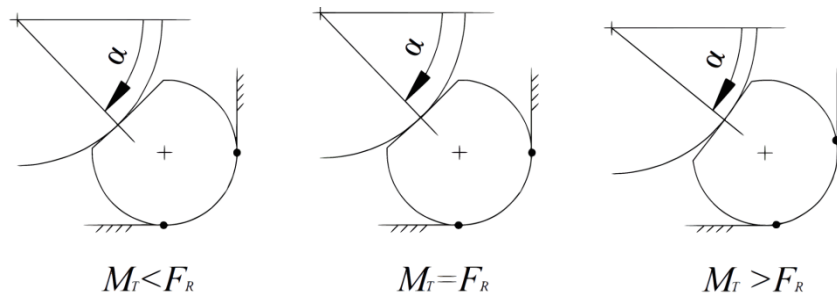


Figura 80. Variación del ángulo de contacto y giro del alambre dependiendo del momento torsor (M_T) y de la fuerza de rozamiento (F_R) en el contacto alambre-anillo.

Aun así, la influencia de la precarga es muy significativa en la variación del ángulo de contacto inicial, en el Caso 20, el incremento del ángulo de contacto durante la precarga supone un 44,85% del total. De todos modos, la aplicación de la carga axial hace que los valores del ángulo de contacto sean muy parecidos.

Sin embargo, estas curvas no siguen un patrón específico como en las demás gráficas, lo que impide extraer otras conclusiones claras sobre el efecto de la precarga en el ángulo de contacto. Una de las posibles causas sería a un error numérico debido a una malla no tan refinada en el contacto bola-alambre o a una mala relación de aspecto.

El ángulo de contacto también afecta a la rigidez de los rodamientos y en el truncamiento de la elipse de contacto: a mayor ángulo de contacto menor es la rigidez y mayor es el riesgo de truncamiento.

6. PLANIFICACIÓN DEL TRABAJO

A partir de un diagrama de Gantt, se describirá cada una de las tareas que se han realizado durante el desarrollo del TFG para tratar de conseguir una visión global de la metodología empleada y del tiempo dedicado a las diversas actividades. El TFG se ha dividido en 4 tareas principales: selección del tema, análisis previos, análisis del modelo de EF y documentación final, siendo la duración total de 186 días.

6.1 SELECCIÓN DEL TEMA

Se selecciona como tema del TFG el estudio de la influencia de la precarga de bola en el comportamiento estático de los rodamientos de alambres mediante Elementos Finitos. Para comenzar a comprender los conceptos básicos del método de Elementos Finitos, se realiza la lectura del libro [27] donde se explican los fundamentos matemáticos, los tipos de análisis, la técnica de los submodelos, etc. También, se obtiene información de los rodamientos de alambres, a partir del artículo [24] del grupo de investigación ADM. Al mismo tiempo, se aprende a manejar el software de Elementos Finitos, ANSYS®: creación de geometrías, introducción de cargas, condiciones de contorno, mallado...; y se estudia el modelo de EF del doctorando Iñigo Martin. Una vez asentadas las bases fundamentales, se plantean los objetivos y el alcance del TFG.

- Recursos: Libro de EF, artículo de investigación, ANSYS®, modelo de EF, portátil y ordenador.
- Dedicación: Director: 4 horas; Grupo de Investigación ADM: 15 horas; Alumno 28 horas.
- Duración: 17 días.

6.2 ANÁLISIS PREVIOS

Antes de definir el modelo de EF para adaptarlo a este TFG, se decide realizar previamente unos análisis. Con ello, se asegura que las decisiones tomadas sean las correctas, ahorrando así tiempo en solucionar posibles errores que se produzcan posteriormente. Estos análisis se centran en la introducción de la precarga y en las condiciones de contorno.

- Recursos: Libro de EF, artículo de investigación, ANSYS®, modelo de EF, portátil y ordenador.
- Dedicación: Director: 6 horas; Grupo de Investigación ADM: 33 horas; Alumno 74 horas.
- Duración: 40 días.

Precarga

Se comparan dos métodos de introducir la precarga mediante un análisis bidimensional y se plantean varios valores de precarga para aplicarlos al modelo de EF. Los resultados de los análisis se grafican y de las conclusiones extraídas, se decide el método a empelar.

Condiciones de contorno

Del mismo modo, en el modelo de EF, se plantean varias condiciones de contorno para observar el comportamiento del sistema y decidir cuál de todas ellas se ajusta más a la realidad.

6.3. ANÁLISIS MODELO EF

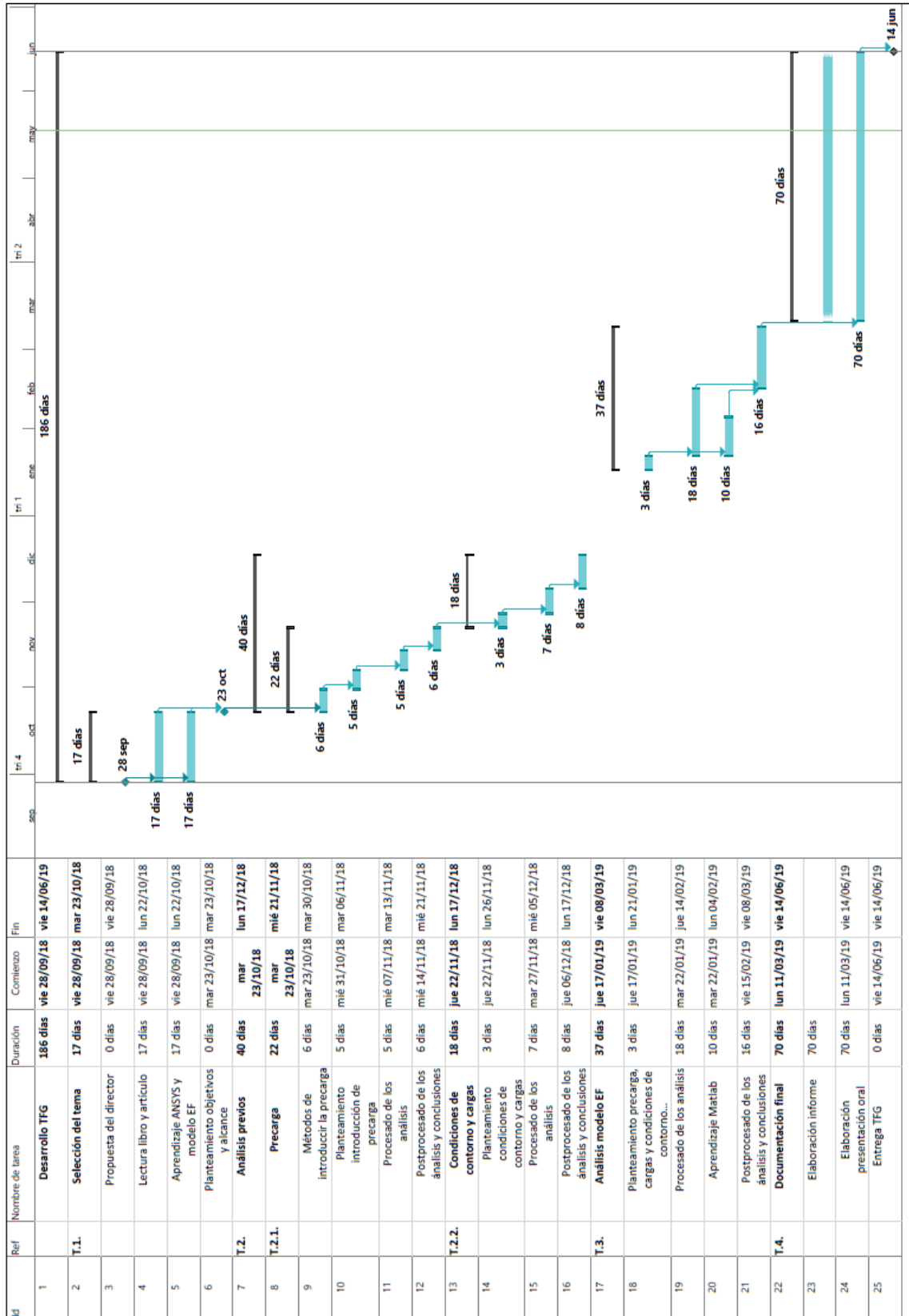
Tras haber definido la precarga y las condiciones de contorno, se plantean los valores de los diversos parámetros mencionados en los objetivos y alcance del TFG y se aplican al modelo de EF. A medida que se procesan los análisis, se aprenden algunas funciones básicas de MATLAB, ya que facilita estudiar los fenómenos que suceden en los rodamientos de alambres. Por último, se comparan los resultados de todos los casos y se extraen las conclusiones.

- Recursos: Libro de EF, artículo de investigación, ANSYS®, modelo de EF, portátil y ordenador.
- Dedicación: Director: 8 horas; Grupo de Investigación ADM: 25 horas; Alumno: 65 horas.
- Duración: 37 días.

6.4. DOCUMENTACIÓN FINAL

Se redacta el trabajo de acuerdo al índice que se establece y se prepara la presentación oral. También se realizan las correcciones necesarias en ambos documentos y finalmente se entrega el TFG.

- Recursos: Libro de EF, artículo de investigación, ANSYS®, modelo de EF, portátil y ordenador.
- Dedicación: Director: 7 horas; Grupo de Investigación ADM: 5 horas; Alumno: 110 horas.
- Duración: 70 días.



7. PRESUPUESTO

La realización de este TFG implica una serie de costes, debido a los recursos que son necesarios emplear para alcanzar los objetivos planteados. Por ello, se confecciona el siguiente presupuesto donde se incluyen los costes directos e indirectos.

7.1. COSTES DIRECTOS

Los costes directos se desglosan en:

- **Gastos de personal:** se refiere a las horas dedicadas al desarrollo del TFG (Tabla 6). Por un lado, se incluye el tiempo invertido por parte del alumno en el estudio de varios métodos de introducir la precarga, en la obtención de resultados y conclusiones y en la redacción del trabajo. Por otro lado, se tienen en cuenta las tareas realizadas por el director, tales como la supervisión del trabajo a través de reuniones, la revisión de resultados de los análisis y las correcciones en la redacción del informe. También, la colaboración del grupo de investigación ADM, en enseñar al alumno a manejar los software ANSYS® y MATLAB y a resolver cuestiones sobre el modelo de Elementos Finitos.

Tabla 6. Gastos de personal.

Concepto	Dedicación [h]	Coste unitario [€/h]	Coste total [€]
Director	25	18	450
Grupo de investigación ADM	78	13	1.014
Alumno	277	10	2.770

TOTAL GASTOS DE PERSONAL.....4.234€

- **Amortizaciones:** son los bienes materiales o inmateriales utilizados en el TFG cuyo valor se deprecia acorde al tiempo que va pasando y durante el cual, se está utilizando (Tabla 7). Estos bienes son: el ordenador del departamento de Ingeniería Mecánica donde se realizan los análisis y el portátil personal para la redacción del trabajo. También, se utiliza las siguientes licencias de software: ANSYS® de Elementos Finitos, MATLAB empleado para graficar los resultados y Microsoft Office tanto para la redacción y presentación del TFG.

Tabla 7. Amortizaciones.

Concepto	Precio [€]	Duración [meses]	Uso [meses]	Amortización [€]
Licencia de ANSYS®	5.000	12	9	3.750
Licencia de MATLAB	2.000	12	9	1.500
Licencia de Microsoft Office	500	12	9	375
Ordenador	2.000	72	9	25
Portátil	800	48	9	150

TOTAL AMORTIZACIONES.....5.800€

- Otros gastos: en este apartado se introduce el material bibliográfico consultado para desarrollar el trabajo, concretamente, el libro de Elementos Finitos [27] y la impresión del TFG (Tabla 8).

Tabla 8. Otros gastos.

Concepto	Unidades	Coste unitario [€/h]	Coste total [€]
Libro de EF	1	15	15
Impresión TFG	1	5	5

TOTAL OTROS GASTOS.....20€

-GASTOS DE PERSONAL.....	4.234€
-AMORTIZACIONES.....	5.800€
-OTROS GASTOS.....	20€
TOTAL DE COSTES DIRECTOS.....	10.054€

Asciende el presupuesto de costes directos a la expresada unidad de:

DIEZ MIL CINCUENTA Y CUATRO EUROS

7.2. COSTES INDIRECTOS

Los costes indirectos contemplan aquellos gastos que se generan durante el desarrollo del TFG, cuyo valor es difícil de cuantificar, como por ejemplo el consumo de electricidad, agua, gas, el mantenimiento del equipo, instalaciones, el material de oficina, etc. Para ello, se estima un 10% del total de costes directos.

10% COSTES DIRECTOS.....1.005,4€

TOTAL DE COSTES INDIRECTOS.....1.005,4€

Asciende el presupuesto de costes indirectos a la expresada unidad de:

MIL CINCO EUROS CON CUARENTA CÉNTIMOS

7.3. BENEFICIO INDUSTRIAL

El beneficio industrial que le correspondería a la empresa como compensación por realizar este estudio de investigación es del 6% del total de costes directos.

6% COSTES DIRECTOS.....603,24€

TOTAL DE COSTES INDIRECTOS.....603,24€

Asciende el presupuesto de costes indirectos a la expresada unidad de:

SEISCIENTOS Y TRES EUROS CON VEINTICUATRO CÉNTIMOS

7.4. PRESUPUESTO TOTAL DEL TFG

Costes directos.....10.054€

Beneficio industrial.....603,24€

Costes indirectos.....1.005,4€

SUBTOTAL:.....11.662,64€

21% I.V.A.....2.449,15€

TOTAL:.....14.111,79€

PRESUPUESTO TOTAL:.....14.111,79€

Asciende el presupuesto total del TFG a la expresada unidad de:

CATORCE MIL CIENTO ONCE EUROS CON SETENTA Y NUEVE CÉNTIMOS

8. CONCLUSIONES

Desde que se patentó el primer rodamiento en 1794, ha ido evolucionando durante las últimas décadas, existiendo en la actualidad, una gran variedad de tipos de rodamientos. Entre los más importantes, se encuentran los rodamientos de vuelco, que se emplean en mecanismos que trabajan a bajas velocidades, pero deben soportar elevadas cargas. Éstos a su vez, se dividen en dos categorías: convencionales y de alambres.

Los rodamientos de alambres se diferencian frente a los convencionales en la utilización de alambres especiales como pista de rodadura, confiriéndoles unas cualidades particulares: flexibilidad, ligereza, diversidad en la elección de materiales, mejora en el comportamiento frente a las vibraciones, durabilidad y resistencia de carga uniforme en todas las direcciones. Estas cualidades dependen de las consideraciones que se han tenido en cuenta a la hora de diseñar el rodamiento, y de entre todas ellas, este Trabajo Fin de Grado se ha centrado en la precarga de la bola, en la conformidad del contacto, en el truncamiento de la elipse de contacto y en el giro del alambre. Como consecuencia, los rodamientos de alambres presentarán una rigidez y una capacidad estática de carga diferentes, que los harán más apropiados para unas aplicaciones u otras.

Una de las investigaciones recientes que se publicaron fue la del doctorando Iñigo Martín, del grupo de investigación ADM de la Escuela de Ingeniería de Bilbao, cuyo objetivo fue estudiar mediante el método de Elementos Finitos, el comportamiento estructural estático de los rodamientos de alambres bajo la aplicación de una carga axial pura y distintos parámetros, para posteriormente, compararlos con los rodamientos convencionales de cuatro puntos de contacto.

Continuando con el estudio de los rodamientos de alambres, este Trabajo Fin de Grado se ha centrado en analizar la influencia de la precarga de bola en el comportamiento estático de estos rodamientos, considerando también, el caso de carga axial pura. Para ello, se han realizado 20 análisis empleando el modelo de Elementos Finitos de aquella investigación con distintas combinaciones de precarga y conformidad del contacto, con el objetivo de obtener resultados más contrastados.

La introducción de la precarga puede realizarse en ANSYS® mediante varios métodos igual de válidos: aplicación de un salto térmico, ΔT y el empleo de un desplazamiento (*offset*) en el contacto bola-alambre. La principal razón por la que se ha elegido el salto térmico es el tiempo de procesado, siendo éste menor que el del otro método. En ambos casos, se consiguen los mismos resultados.

De todos los fenómenos estudiados, se ha apreciado una leve tendencia en la rigidez axial y en la capacidad estática de carga axial con el aumento de precarga: por un lado, la precarga favorece la adhesión de las superficies de contacto debido a la introducción de elementos rodantes

sobredimensionados y reduce los movimientos relativos entre ellos. Por otro lado, las bolas comprimidas generan presiones adicionales en los contactos, lo que conlleva a un posible fallo prematuro en el rodamiento.

En cuanto al giro del alambre, se observa que la carga axial necesaria para producirse el giro del alambre es menor con la precarga y que durante la introducción de la precarga, el alambre también gira, gracias a la configuración de anillos deformables. Sin embargo, las variaciones no son lo suficientemente significantes como para influir en los demás fenómenos. Como consecuencia, el desplazamiento de la elipse de contacto es prácticamente imperceptible, incluso si se comparan con los casos en los que no se introduce ninguna precarga. Por tanto, el riesgo de producirse el truncamiento es indiferente de la precarga introducida, ya que la elipse de contacto permanece centrada; es decir dependerá principalmente de la conformidad del contacto.

Por último, las gráficas donde se muestran la variación del ángulo de contacto no son del todo fiables, posiblemente debido a un error en el mallado. Lo único que podría obtenerse a partir de ellas es que el ángulo de contacto aumenta durante precarga y que el ángulo disminuye cuando el alambre gira.

En resumen, el efecto de la precarga en el comportamiento estático de los rodamientos de alambres no es relevante, ya que comparando unos casos con otros, las variaciones en el giro del alambre son mínimas. Esto conlleva a que las diferencias en la rigidez axial, en la capacidad estática de carga axial, en el ángulo de contacto y en el truncamiento de la elipse de contacto sean despreciables. Por otro lado, la introducción de la precarga implica una serie de beneficios que no se pueden observar a través de los fenómenos estudiados: aumento del par de giro en vacío; es decir, cuando no se le esté aplicando ninguna carga, se evita que el rodamiento gire; se consigue una mayor precisión en el posicionamiento al necesitar mayor fuerza para girar; la carga se distribuye de manera más uniforme a través de todas las bolas y se disminuyen las vibraciones y los ruidos que se generarían debido a una excesiva holgura entre componentes o defectos de fábrica. Por ello, conviene precargar los rodamientos de alambres.

9. BIBLIOGRAFÍA

Páginas web

- [1] Motor y Racing. (2017). *Historia y aplicación automotriz de los rodamientos*. [En línea]. Disponible en: <https://www.motoryracing.com/coches/noticias/historia-aplicacion-automotriz-rodamientos/>
- [2] CRB. (2019). *Slewing bearings*. [En línea]. Disponible en: <https://www.crbcuscinetti.it/en/products/other-products/slewing-bearings/>
- [3] SKF. (2019). *Slewing bearings*. [En línea]. Disponible en: <https://www.skf.com/sg/products/bearings-units-housings/slewing-bearings/index.html>
- [4] Igus. (2019). *The latest in slewing ring bearing technology*. [En línea]. Disponible en <https://www.igus.com/info/slewing-ring-the-latest-in-slewing-ring-bearing-technology-ca>
- [5] Rotis. (2019). *Large slewing bearings - Technical specifications* [En línea]. Disponible en: <https://www.rotis-lj.si/wp-content/uploads/2018/11/Katalog.pdf>
- [6] Silverthin (2019). *Slewing rings bearings - Components (Turntable bearings)*. [En línea]. Disponible en: <https://www.silverthin.com/bearings/slewing-rings/engineering/components.php>
- [7] Silverthin. (2019). *Slewing Rings - Technical Information (Turntable bearings)*. [En línea]. Disponible en: <https://www.silverthin.com/bearings/slewing-rings/engineering/technical.php>
- [8] NSK Europe LTD. (2019). *Rodamientos*. [En línea]. Disponible en: https://www.nskeurope.es/downloads/literature_bearing/0004_NSK_Technical-Insight_UltraCleanSteel_SP.pdf
- [9] ISO (2006). *ISO 76:2006 (en)*. [En línea]. Disponible en: <https://www.iso.org/obp/ui#iso:std:iso:76:ed-3:v1:en>
- [10] Kaydon. (2019). *Slewing ring bearings*. [En línea]. Disponible en: <https://www.kaydonbearings.com/turntables.htm>
- [11] Rotek. (2019). *Applications*. [En línea]. Disponible en: <http://www.rotek-inc.com/Applications.asp>
- [12] Laulagun Bearings S.L. (2019). *Aerogeneración*. [En línea]. Disponible en: <http://www.laulagun.com/es/bb/sectores/aerogeneracion>

[13] Energías renovables. (2017). *Objetivo: prolongar la vida útil de los rodamientos de los aerogeneradores*. [En línea]. Disponible en: <https://www.energias-renovables.com/eolica/objetivo-prolongar-la-vida-util-de-los-20170531>

[14] Spares In Motion (2019). *Actualización de los elementos de desacoplamiento del sistema de pitch para S70/77, 77/MD70, FL70/77*. [En línea]. Disponible en: <https://www.sparesinmotion.com/es/servicios/actualizaciones-y-modificacion/actualizacion-de-los-elementos-de-desacoplamiento-del>

[15] Ingenierías Técnicas Portuarias S.L. (2019). *Grúas fijas*. [En línea]. Disponible en: http://www.itpsl.es/catalogo_pdf/gruas.pdf

[16] Sellos y Rodamientos. (2019). *Rodamientos para la Industria Minera (exploraciones a cielo cerrado y abierto)*. [En línea]. Disponible en: http://sellosyrodamientos.com.mx/?page_id=467

[17] Rotek. (2019). *Slewing Bearings*. [En línea]. *Tunneling machines*. Disponible en: <http://www.rotek-inc.com/sApplicationImages.asp?pid=38&sld=55&fld=22>

[18] Franke Bearings. (2019). *Wire Race Bearings*. [En línea]. Disponible en: <https://frankebearings.co.uk/wire-race-bearings/>

[19] Franke Bearings. (2019). *Historia*. [En línea]. Disponible en: <http://www.franke-gmbh.es/empresa/historia/#slide-1>

[20] MAC Marketing Corporation. (2019). *Wire Race Bearings*. [En línea]. Disponible en: <http://macmktg.com/wire-race-bearings/>

[21] Franke Bearings. (2019). *Basic Information*. [En línea]. Disponible en: <https://www.franke-gmbh.com/bearings/basic-information/#slide-9>

[22] Epidor. (2015). *Rodamientos SKF*. [En línea]. Disponible en: <https://epidor.com/documentos/27-Epidor-Technical-Distribution-Catalogo-Rodamientos-SKF.pdf>

[23] SKF. (2019). *Precarga de rodamientos*. [En línea]. Disponible en: https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/design-considerations/bearing_preload/index.html

Libros y artículos

[24] I. Martin, I. Heras, J. Aguirrebeitia, M. Abasolo, I. Coria, Static structural behaviour of wire bearings under axial load: comparison with conventional bearings and study of design and operational parameters. Mech. Mach. Theory. (2017)

[25] L. Houpert, An Engineering Approach to Hertzian Contact Elasticity-Part I. (2001).Doi: 10.1115/1.1308043.

[26] J.Aguirrebeitia, J. Plaza, M. Abasolo, J. Vallejo, Effect of the preload in the general static load-carrying capacity of four-contact-point slewing bearings for wind turbine generators: theoretical model and finite element calculations, Wind Energy. 17 (2014) 1605-1621. Doi: 10.1002/we.1656.

[27] M. Abasolo, J.Aguirrebeitia, I. Coria, e I. Heras. (2017). *Guía práctica de Elementos Finitos en Estática*. Ediciones Parainfo, S.A. ISBN: 978-84-283-4033-5.

10. ANEXOS

Se llevan a cabo dos análisis previos para estudiar el método con el que se introducirá la precarga: en el primer análisis, se utiliza un modelo simplificado del contacto bola-alambre con el fin de conseguir una idea aproximada de cómo varía el comportamiento del contacto; y en el segundo análisis, se utiliza el modelo del rodamiento de alambre para tener resultados más concluyentes. En cada uno de ellos, se introduce una precarga (δ_p) de un determinado valor mediante los dos métodos ya explicados.

En estos casos, el contacto entre dos superficies hace que la rigidez del modelo no varíe linealmente; es decir, el tipo de análisis es no lineal. Otras posibles fuentes de no linealidad podrían deberse a que la presión de contacto máxima supere el límite de fluencia del material y/o a grandes deformaciones, pero estas situaciones se darían en regiones muy locales.

10.1. MODELO SIMPLIFICADO

A continuación, se describe el modelo simplificado de Elementos Finitos.

Geometría

El diseño inicial del modelo consiste en una esfera de 16 mm de diámetro (D_w) en contacto con una superficie lo suficientemente grande como para que no interfiera en los resultados (Figura 81).

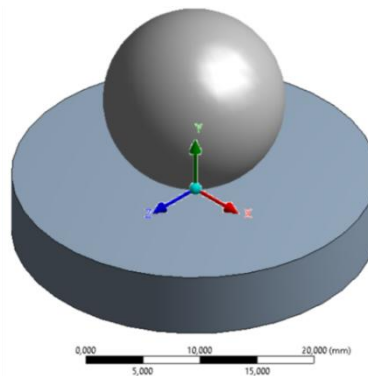


Figura 81. Modelo simplificado del contacto bola-alambre de EF.

Este modelo presenta la particularidad de encontrarse bajo un estado de axisimetría: se trata de una geometría de revolución, respecto al eje Y, cuyos planos radiales tienen las mismas cargas y condiciones de contorno. Como consecuencia, es posible estudiar el modelo como una superficie plana (análisis 2D) y teniendo en cuenta solamente la mitad del modelo. Además, en este caso, la mitad superior de la bola no influye en el análisis, lo permite simplificar aún más la geometría y así, reducir los grados de libertad (Figura 82) sin perder precisión. Por último, la geometría se

dividen en varias particiones, donde en cada una de ellas se empleará una estrategia de mallado diferente.

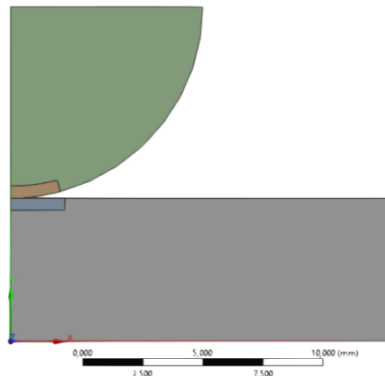


Figura 82. Modelo 2D de EF.

Material

El material empleado en el análisis es acero, cuyas características son las mismas con las que se fabrican los elementos rodantes y los alambres del rodamiento:

- Módulo de Young: $E = 200 \text{ GPa}$.
- Coeficiente de Poisson: $\nu = 0,3$.
- Coeficiente de dilatación térmica lineal: $\alpha_L = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$.

Malla

El análisis 2D permite mallar los modelos con elementos bidimensionales (cuadriláteros y triángulos) de segundo orden (Figura 83); es decir, poseen nodos intermedios en los lados, lo que les permite obtener resultados más precisos a costa de incrementar los grados de libertad y por consiguiente, el coste computacional. A continuación, se describe la estrategia de mallado que se ha seguido para este modelo.

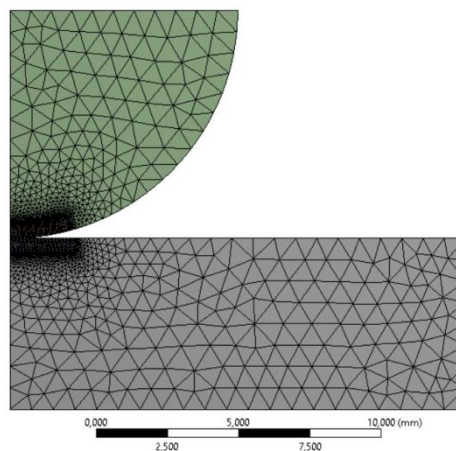


Figura 83. Mallado del modelo 2D de EF.

La zona de contacto se refina automáticamente (*Automatic Method: A*) con elementos predominantemente cuadriláteros, ya que dan mayor precisión que los elementos triángulos. El tamaño del elemento es de 0,04 mm, al dividir las aristas verticales en 10 partes (*Edge Sizing: C, E*) y las horizontales, incluido el arco del sector circular, en 60 partes (*Edge Sizing: D, B*) (Figura 84 y Figura 85).

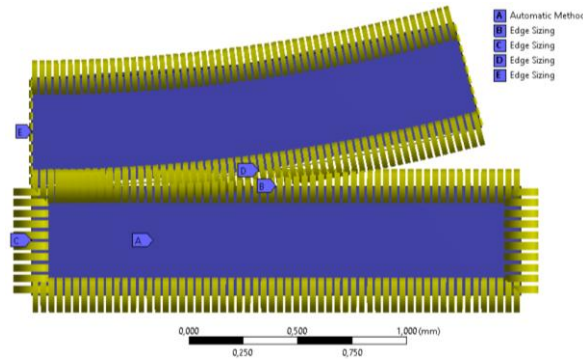


Figura 84. Estrategia de refinamiento en la zona de contacto.

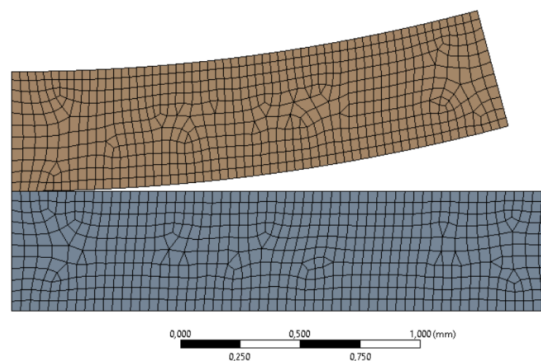


Figura 85. Malla refinada del modelo 2D de EF en la zona de contacto.

En el resto de las zonas donde los valores de las presiones y deformaciones son mínimas (Figura 86), se mullan con elementos triángulos (*All Triangles Method*), cuyos tamaños van aumentando (Figura 87), a medida que se alejan del contacto hasta alcanzar los 0,75 mm.

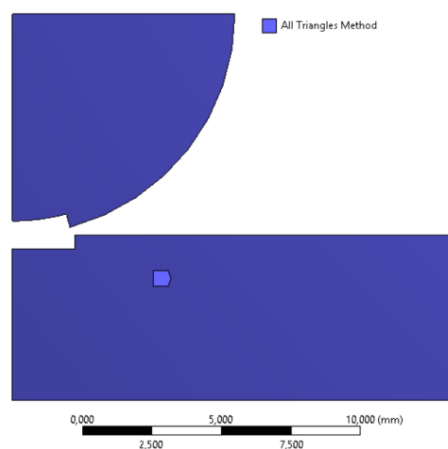


Figura 86. Estrategia de mallado en el resto de zonas.

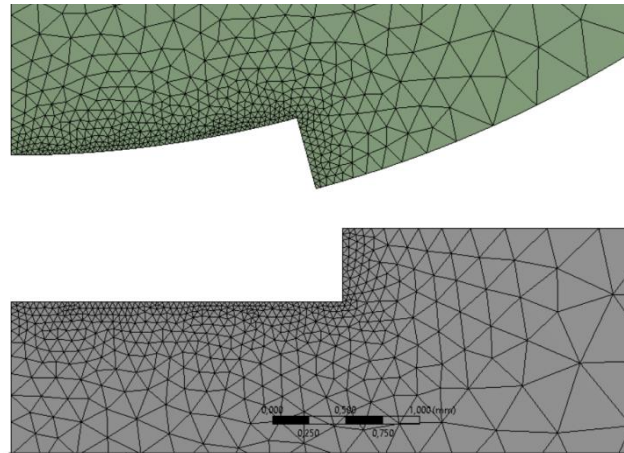


Figura 87. Transición del tamaño de los elementos triángulos.

La malla resultante consta de 8.834 nodos y de 3.684 elementos (Figura 88), con muy buena relación de aspecto en las zonas relevantes (0,96 de media), gracias a la transición suave que se consigue al pasar de un tipo de malla a otro.

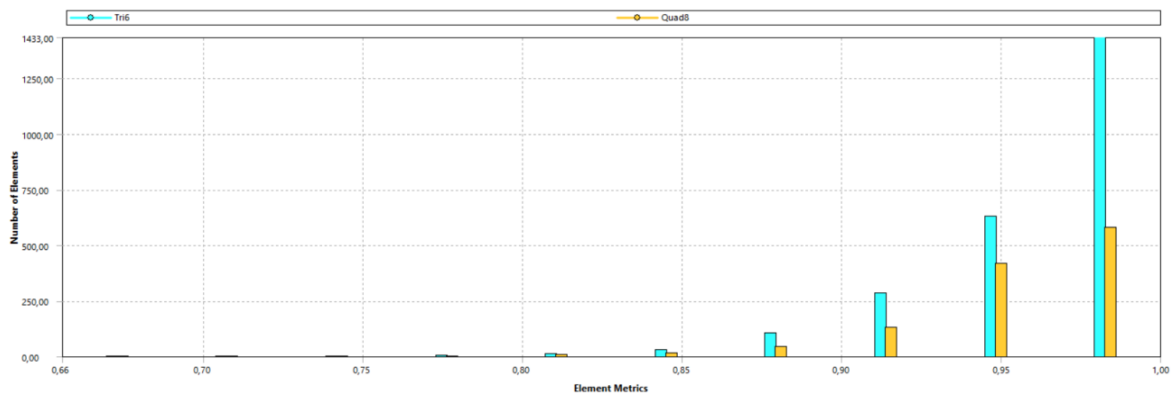


Figura 88. Relación de aspecto-número de elementos de la malla: triángulos (azul); cuadriláteros (amarillo).

Cargas

La precarga (δ_p) que se decide introducir a la bola es de 20 μm :

- En el método de salto térmico (Figura 89), aplicando la ecuación (3), es necesario incrementar la temperatura (ΔT) del elemento rodante 104,3°C, siendo la temperatura ambiente de 22°C.

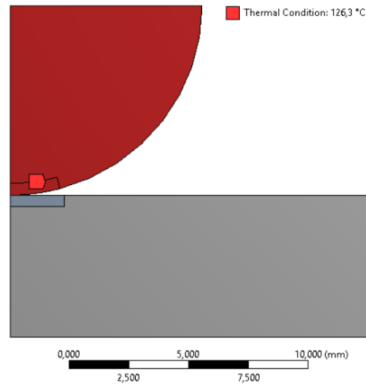


Figura 89. Precarga de la bola mediante salto térmico.

- En el método *offset*, al definir el contacto, se especifica un incremento del radio de la bola de 10 μm (Figura 90).

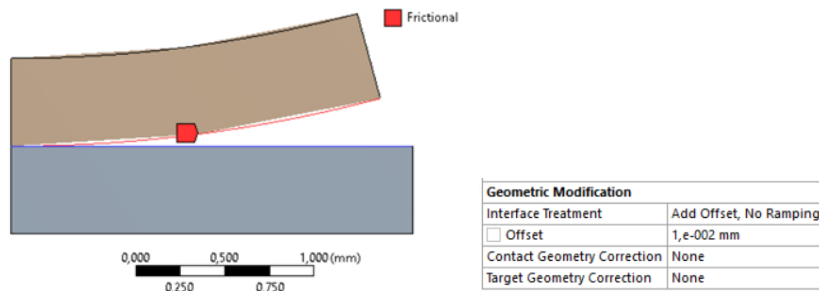


Figura 90. Precarga de la bola mediante un *offset*.

Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno que se imponen al modelo son las de sin fricción (*Frictionless Support*), que es equivalente al uso de apoyos móviles, tanto en los radios del sector circular como en los lados laterales y en el lado inferior del rectángulo (Figura 91), evitando el movimiento y el giro en el plano XY.

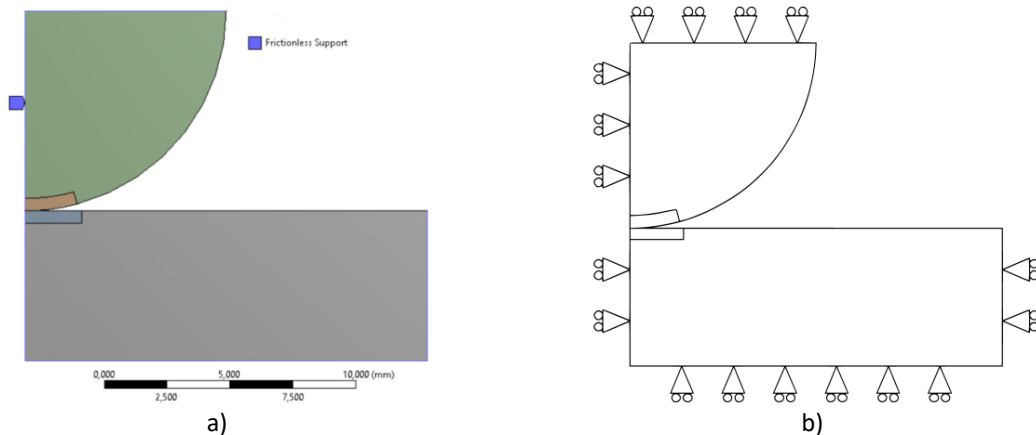


Figura 91. Condiciones de contorno: a) modelo 2D de EF b) equivalencia.

El contacto (*Frictional Contact*) bola-alambre se define con un coeficiente de fricción (μ) entre ambas superficies de 0,1 (Figura 92).

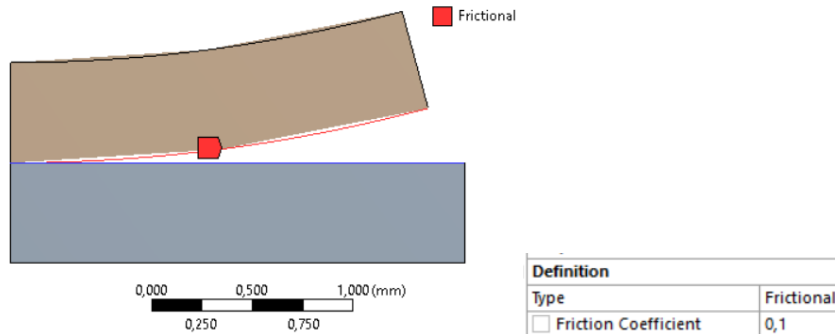


Figura 92. Definición del contacto en el modelo 2D de EF.

Resultados

Los resultados que se comparan son el estado del contacto bola-alambre y los valores de penetración y de presión en dicha zona.

El estado del contacto muestra las superficies que se encuentran adheridas (*Sticking*), en deslizamiento (*Sliding*), cerca del deslizamiento (*Near*) y lejos del contacto (*Far*). La Figura 93 muestra unas condiciones de contacto similares.

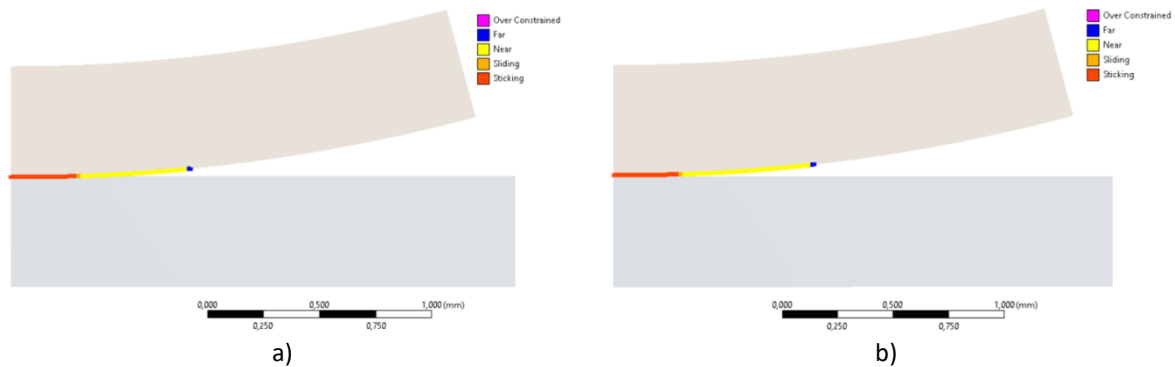


Figura 93. Resultados del estado del contacto: a) salto térmico b) offset.

La penetración máxima en el contacto es de 0,584 μm , aproximadamente en ambos métodos (Figura 94).

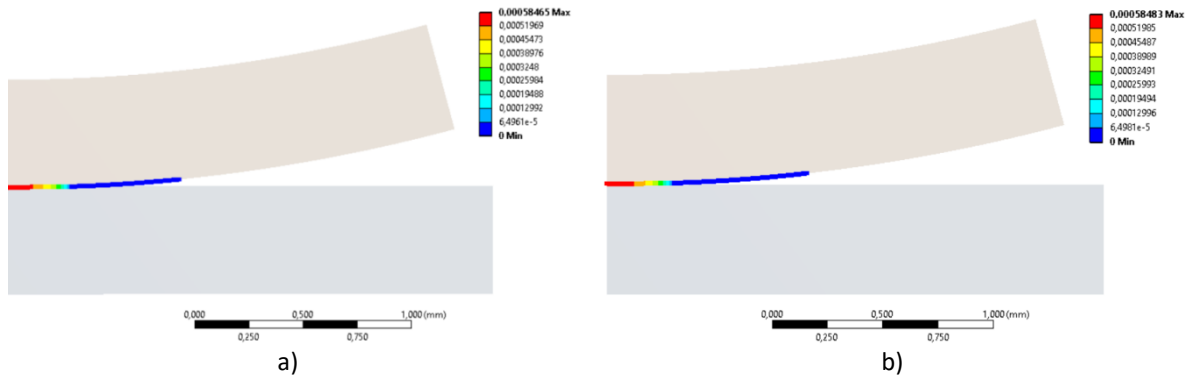


Figura 94. Resultados de la penetración en el contacto [mm]: a) salto térmico b) *offset*.

El valor de la presión máxima difiere en 0,7 MPa (salto térmico: 2.338,6 MPa; *offset*: de 2.339,3 MPa) y la distribución de presiones es similar (Figura 95).

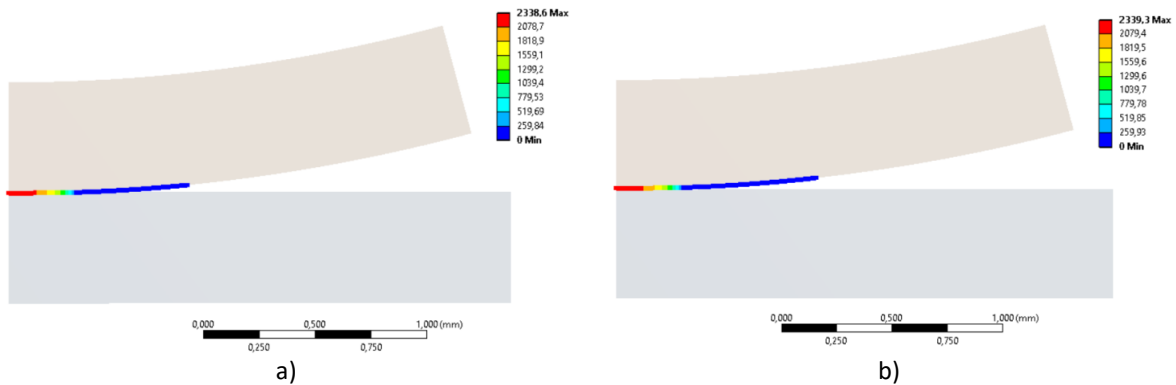


Figura 95. Resultados de la presión en el contacto [MPa]: a) salto térmico b) *offset*.

En este primer análisis, se concluye que los dos métodos usados para introducir la precarga generan el mismo comportamiento en el contacto bola-alambre.

10.2. MODELO DEL RODAMIENTO DE ALAMBRES

En el segundo análisis, el modelo que se utiliza es el del rodamiento de alambres [24] con una conformidad del contacto (s) de 0,87. El mallado de este modelo se ha descrito en el apartado 4.3. MALLA de este TFG.

Cargas

Al rodamiento de alambres se le introduce también, una precarga (δ_p) del 20%; es decir 25,16 μm [26]:

- En el método de salto térmico (Figura 96), se incrementa 131,26°C la temperatura (ΔT) de la bola, siendo la temperatura ambiente de 22°C.

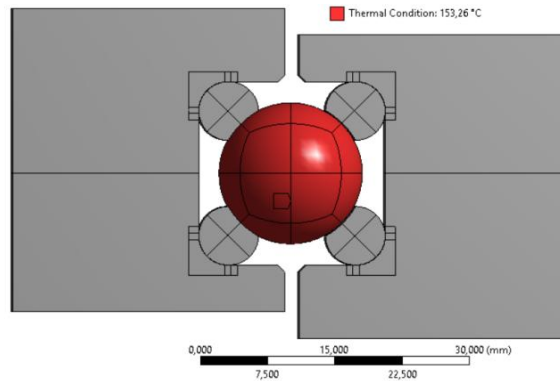


Figura 96. Precarga de la bola mediante un salto térmico.

- En el método *offset*, al definir los contactos, se especifica un aumento del radio de la bola de 12,58 μm (Figura 97).

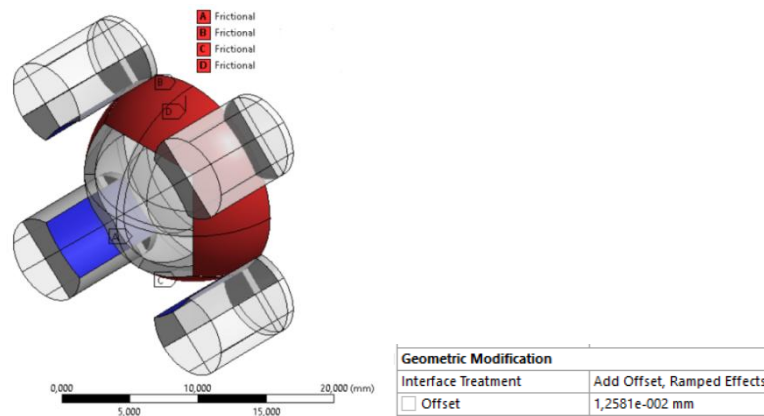


Figura 97. Precarga de la bola mediante un *offset*.

Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno que se imponen son la condición de empotramiento en la cara superior del anillo exterior (*Displacement*) y en la cara inferior del anillo interior (*Fixed Support*), y la condición de simetría (*Frictionless Support*) en las caras posterior y anterior de los anillos (Figura 98) permitiendo así, la deformación libre en el plano XY.

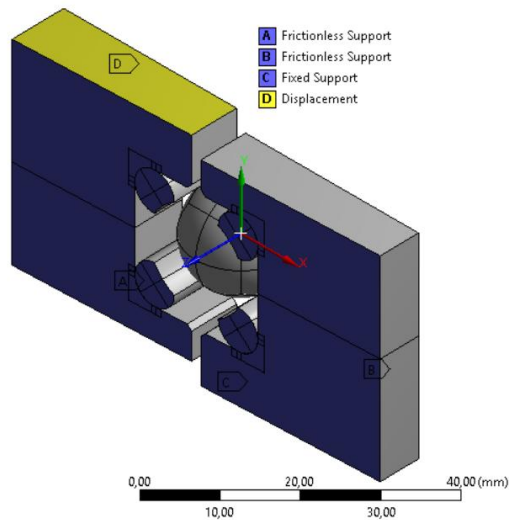


Figura 98. Condiciones de contorno en el modelo del rodamiento de alambre de EF.

Los contactos (*Frictional Contact*) bola-alambre se definen con un coeficiente de fricción (μ) entre ambas superficies de 0,1 (Figura 99).

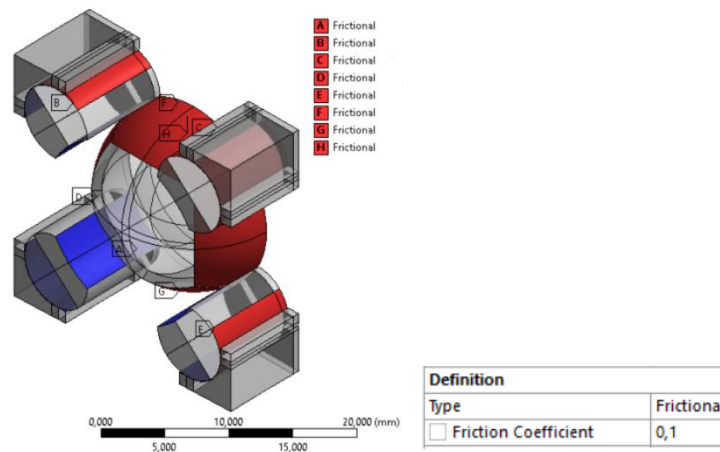


Figura 99. Definición de los contactos en el modelo del rodamiento de alambre de EF.

Resultados

Los resultados que se estudian son los mismos que en el modelo simplificado; es decir, el estado del contacto bola-alambre y los valores de penetración y de presión en dicha zona.

La Figura 100 muestra que el estado del contacto en ambos métodos es muy similar.

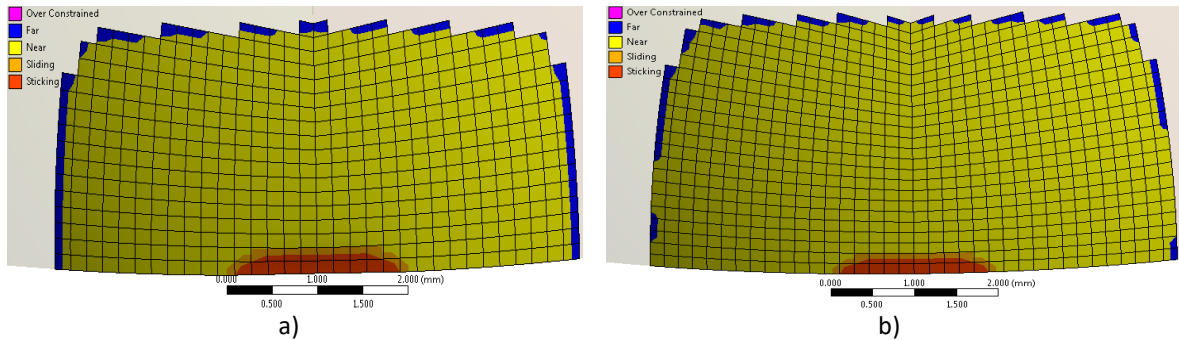


Figura 100. Resultados del estado del contacto: a) salto térmico b) offset.

La penetración máxima en el contacto es de $0,398 \mu\text{m}$, aproximadamente en ambos métodos (Figura 101).

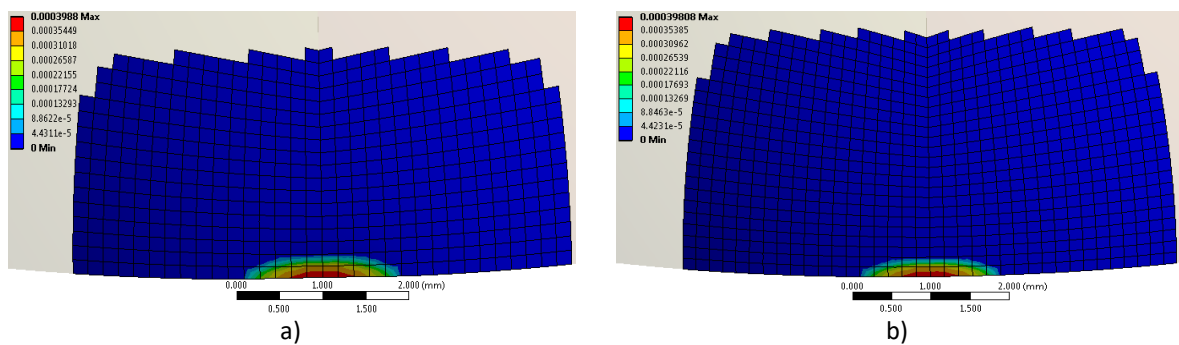


Figura 101. Resultados de la penetración en el contacto [mm]: a) salto térmico b) *offset*.

La diferencia de la presión máxima es de 3 MPa (salto térmico: 1.406 MPa; *offset*: de 1.403 MPa) y la distribución de presiones es prácticamente igual (Figura 102).

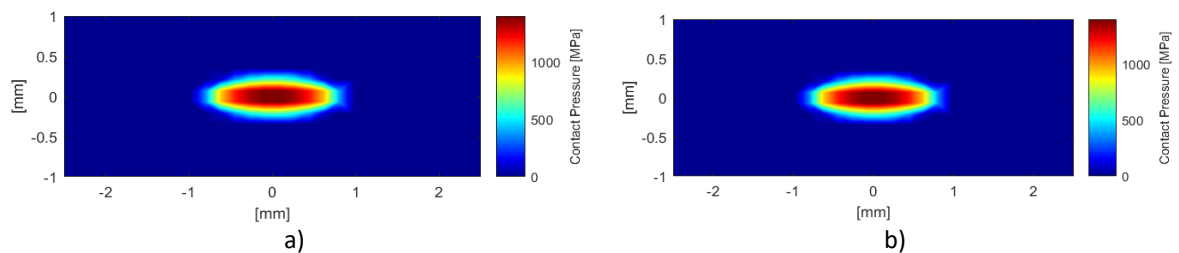


Figura 102. Resultados de la presión en el contacto [MPa]: a) salto térmico b) *offset*.

A partir de este segundo análisis, se observa que no existe ninguna diferencia en los resultados empleando cualquiera de los dos métodos.