



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA  
ELÉCTRICA**

**Diseño y simulación de un elevador de carga portátil para obras  
de construcción en zonas rurales, usando software CAD/CAE**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:  
Ingeniero Mecánico Electricista**

**AUTORES:**

Nerio Díaz, Manuel Junior (ORCID: 0000-0003-1324-9035)  
Torres Varas, Eleazar Emanuel (ORCID: 0000-0003-1606-0393)

**ASESOR:**

Mg. Julca Verastegui, Luis Alberto (ORCID: 0000-0001-5158-2686)

**LÍNEA DE INVESTIGACIÓN**

Modelamiento y simulación de sistemas electromecánicos

TRUJILLO – PERÚ

2020

## **DEDICATORIA**

Esta investigación se lo dedico a mis padres, Esteban Torres Pelaes y Dalila Jesús Varas Moreno. Su sacrificio, garra, lucha y pundonor, han calado profundamente en mí. Me enseñaron que los sueños se pueden cumplir y aquí estoy, todo esto se lo debo a ustedes.

También se lo dedico a mi pequeña hermana Mérari Abisaí Torres Varas, mi fuente de inspiración para salir adelante y enseñarle que a pesar de lo duro que es la vida, con sacrificio todo se puede lograr.

Se lo dedico también a aquellos que siempre confiaron en mí y me brindaron apoyo incondicional, quienes celebraron conmigo en cada logro eh hicieron suyo también el dolor en los tropiezos.

**ELEAZAR E. TORRES VARAS**

A mis padres quienes con su amor, paciencia y esfuerzo me han permitido llegar a cumplir hoy un sueño más, gracias por inculcar en mí el ejemplo de esfuerzo y valentía, de no temer las adversidades porque Dios está conmigo siempre.

A mis hermanos por su cariño y apoyo incondicional, durante todo este proceso, por estar conmigo en todo momento gracias. A toda mi familia porque con sus oraciones, consejos y palabras de aliento hicieron de mí una mejor persona y de una u otra forma me acompañan en todos mis sueños y metas.

Finalmente quiero dedicar esta tesis a todas mis amigas, por apoyarme cuando más las necesito, por extender su mano en momentos difíciles y por el amor brindado cada día, de verdad mil gracias hermanitas, siempre las llevo en mi corazón.

**MANUEL J. NERIO DÍAZ**

## **AGRADECIMIENTO**

Damos gracias a Dios, quien en su infinita misericordia nos ha dado la vida y la salud a pesar de las circunstancias por las que el mundo atraviesa en este momento. Por habernos guiado durante estos años en la universidad, y por haber sido el apoyo espiritual infalible en los momentos duros de nuestra vida universitaria.

Agradecer a nuestras familias por haber sido pilar y fuente de motivación para llegar a este momento tan importante de nuestras vidas, por habernos guiado a culminar nuestras metas con éxito.

Agradecemos a la Universidad Cesar Vallejo, por habernos abierto las puertas de esta casa de estudios y habernos acogido durante el tiempo que duro nuestra vida universitaria.

Agradecer a cada uno de nuestros docentes de la Universidad Cesar Vallejo, por habernos impartido amplios conocimientos en todos estos años de preparación, hacemos llegar un agradecimiento especial al Ing. Luis Julca Verastegui y a la Dr. María Armas Alvarado, quienes han colaborado incansablemente hasta lograr el desarrollo de esta investigación, agradecemos su comprensión y su infinita paciencia, pero sobre todo su rectitud y su dedicación como docentes.

Agradecemos también a cada uno de nuestros compañeros, por habernos acompañado y mostrado su amistad desinteresada en todo momento, porque más que compañeros de estudio, somos una familia, la familia Vallejiana.

**LOS AUTORES**

## ÍNDICE DE CONTENIDO

I. INTRODUCCIÓN.....	11
II. MARCO TEÓRICO .....	14
III. METODOLOGÍA.....	22
3.1. Tipo y diseño de investigación.....	22
3.2. Variables y operacionalización.....	22
3.3. Población, Muestra y muestreo.....	22
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos. ....	23
3.6. Método de análisis de datos. ....	24
3.7. Aspectos éticos.....	24
IV. RESULTADOS .....	25
4.1. Parámetros y condiciones de operación del elevador de carga .....	25
4.2. Alternativas De Diseño Para El Elevador Y Su Portabilidad.....	29
4.3. Diseño, Selección, Modelamiento y Simulación del elevador de carga.....	40
4.4. Planos de detalle y de ensamble del elevador de carga.....	199
V. DISCUSIÓN.....	236
VI. CONCLUSIONES.....	241
VII. RECOMENDACIONES .....	242
REFERENCIAS .....	243
ANEXO.....	245



## ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1 – Volúmenes de agregados por cada m<sup>3</sup> de concreto mezclado, de acuerdo a resistencia de concreto.....</i>	<i>27</i>
<i>Tabla 2 – Peso del concreto por m<sup>3</sup> y bolsa de acuerdo a la resistencia del concreto. ....</i>	<i>27</i>
<i>Tabla 3 – Parámetros para evaluación de alternativas de diseño para el elevador de carga.....</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 4 – Ponderados para evaluación de alternativas de diseño para el elevador de carga.....</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 5 – Evaluación de alternativas de solución.....</i>	<i>31</i>
<i>Tabla 6 – Evaluación de alternativas de solución de la fuente motriz.....</i>	<i>32</i>
<i>Tabla 7 – Evaluación de alternativas de solución del sistema de transmisión.....</i>	<i>34</i>
<i>Tabla 8 – Evaluación de alternativas de solución del sistema de frenado.....</i>	<i>35</i>
<i>Tabla 9 – Evaluación de alternativas de solución de la carcasa de soporte.....</i>	<i>37</i>
<i>Tabla 10 – Evaluación de alternativas de solución del medio de elevación.....</i>	<i>38</i>
<i>Tabla 11 – valuación de alternativas de solución del soporte de ejes.....</i>	<i>39</i>
<i>Tabla 12 – Iteración para el diseño de cubeta.....</i>	<i>44</i>
<i>Tabla 13 – Iteración para el diseño de pin de bisagra.....</i>	<i>48</i>
<i>Tabla 14 – Iteración para el diseño de asa de cubeta.....</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 15 – Iteración para el diseño de soporte de carrete.....</i>	<i>57</i>
<i>Tabla 16 – Iteración para el diseño del tambor de carrete.....</i>	<i>61</i>
<i>Tabla 17 – Iteración para el diseño del eje principal de carrete.....</i>	<i>65</i>
<i>Tabla 18 – Iteración para el diseño del eje inferior de carrete.....</i>	<i>68</i>
<i>Tabla 19 – Iteración para el diseño de la oreja de anclaje.....</i>	<i>72</i>
<i>Tabla 20 – Valores de Factor de seguridad de acuerdo a aplicación.....</i>	<i>79</i>
<i>Tabla 21 – Selección del factor de servicio.....</i>	<i>80</i>
<i>Tabla 22 – Factores para hileras múltiples.....</i>	<i>82</i>
<i>Tabla 23 – Capacidades en HP por número de dientes de la etapa 1.....</i>	<i>83</i>
<i>Tabla 24 – Capacidades en HP por número de dientes de la etapa 2.....</i>	<i>89</i>
<i>Tabla 25 – Características del Acero SAE-1045.....</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 26 – Resistencia a la fatiga por contacto.....</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 27 – Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura.....</i>	<i>94</i>
<i>Tabla 28 – Factores de confiabilidad.....</i>	<i>95</i>
<i>Tabla 29 – Factores de sobrecarga.....</i>	<i>96</i>
<i>Tabla 30 – Constantes empíricas A, B y C.....</i>	<i>97</i>
<i>Tabla 31 – Coeficiente elástico psi (MPa).....</i>	<i>98</i>
<i>Tabla 32 – Sistema de dientes estándar para engranes rectos.....</i>	<i>99</i>
<i>Tabla 33 – Materiales de fricción para frabricar embragues.....</i>	<i>105</i>
<i>Tabla 34 – Coeficientes de fricción de acuerdo al material.....</i>	<i>119</i>
<i>Tabla 35 – Taza de desgaste para aplicación industrial.....</i>	<i>121</i>
<i>Tabla 36 – Taza de desgaste para aplicación industrial.....</i>	<i>131</i>
<i>Tabla 37 – Iteración para el diseño del eje inferior 1.....</i>	<i>150</i>
<i>Tabla 38 – Iteración para el diseño del eje inferior 2.....</i>	<i>161</i>
<i>Tabla 39 – Iteración para el diseño del eje superior.....</i>	<i>169</i>
<i>Tabla 40 – Factor de carga radial equivalente para cojinete de bolas.....</i>	<i>197</i>

## ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1 - Elementos finitos unidireccional, bidireccional y tridimensional.</i>	21
<i>Figura 2 – Bosquejo de máquina elevadora de carga.</i>	40
<i>Figura 3 – Bosquejo del sistema de transmisión del elevador de carga.</i>	40
<i>Figura 4 – Bosquejo del sistema de transmisión del elevador de carga.</i>	41
<i>Figura 5 – Bosquejo de la cubeta para elevar el concreto mezclado.</i>	42
<i>Figura 6 – Modelado de la cubeta para elevar el concreto mezclado.</i>	43
<i>Figura 7 – Condiciones de simulación de cubeta para elevar concreto.</i>	44
<i>Figura 8 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.</i>	45
<i>Figura 9 – Simulación de desplazamiento estático de la cubeta.</i>	45
<i>Figura 10 – Simulación de factor de seguridad de la cubeta.</i>	46
<i>Figura 11 – Bosquejo del pin de bisagra.</i>	47
<i>Figura 12 – Modelado del pin de bisagra.</i>	47
<i>Figura 13 – Condiciones de simulación del pin de bisagra.</i>	48
<i>Figura 14 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.</i>	49
<i>Figura 15 – Simulación de desplazamiento estático de la cubeta.</i>	49
<i>Figura 16 – Simulación de factor de seguridad de la cubeta.</i>	50
<i>Figura 17 – Bosquejo del asa de cubeta.</i>	51
<i>Figura 18 – Modelado del asa de cubeta.</i>	51
<i>Figura 19 – Condiciones de simulación del asa de cubeta.</i>	52
<i>Figura 20 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.</i>	53
<i>Figura 21 – Simulación de desplazamiento estático del asa de cubeta.</i>	53
<i>Figura 22 – Simulación de factor de seguridad del asa de cubeta.</i>	54
<i>Figura 23 – Bosquejo del carrete.</i>	55
<i>Figura 24 – Bosquejo del carrete.</i>	56
<i>Figura 25 – Modelado del soporte de carrete.</i>	56
<i>Figura 26 – Condiciones de simulación del soporte de carrete.</i>	57
<i>Figura 27 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.</i>	58
<i>Figura 28 – Simulación de desplazamiento estático del soporte de carrete.</i>	58
<i>Figura 29 – Simulación de factor de seguridad del soporte de carrete.</i>	59
<i>Figura 30 – Bosquejo del tambor de carrete.</i>	60
<i>Figura 31 – Modelado del tambor de carrete.</i>	60
<i>Figura 32 – Condiciones de simulación del tambor de carrete.</i>	61
<i>Figura 33 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.</i>	62
<i>Figura 34 – Simulación de desplazamiento estático del soporte de carrete.</i>	62
<i>Figura 35 – Simulación de factor de seguridad del tambor de carrete.</i>	63
<i>Figura 36 – Bosquejo del eje principal de carrete.</i>	64
<i>Figura 37 – Modelado del eje principal de carrete.</i>	64
<i>Figura 38 – Condiciones de simulación del eje principal de carrete.</i>	65
<i>Figura 39 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.</i>	66
<i>Figura 40 – Simulación de desplazamiento estático del eje principal de carrete.</i>	66
<i>Figura 41 – Simulación de factor de seguridad del eje principal de carrete.</i>	67
<i>Figura 42 – Condiciones de simulación del eje secundario de carrete.</i>	68
<i>Figura 43 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.</i>	69
<i>Figura 44 – Simulación de desplazamiento estático del eje inferior de carrete.</i>	69
<i>Figura 45 – Simulación de factor de seguridad del eje inferior de carrete.</i>	70
<i>Figura 46 – Bosquejo de la oreja de soporte.</i>	71

<i>Figura 47 – Modelado de la oreja de soporte.....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 48 – Condiciones de simulación de la oreja de anclaje.....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 49 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 50 – Simulación de desplazamiento estático del eje principal de carrete.....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 51 – Simulación de factor de seguridad de la oreja de soporte.....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 52 – Etapas del sistema de transmisión.....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 53 – Motor estacionario de 5.0 HP a 3600 RPM de uso continuo.....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 54 – Recomendación de aplicación de cable acerado.....</i>	<i>79</i>
<i>Figura 55 – Características del cable acerado seleccionado.....</i>	<i>80</i>
<i>Figura 56 – Etapas de transmisión del elevador de carga.....</i>	<i>81</i>
<i>Figura 57 – Bosquejo del dimensionamiento de la ETAPA 1.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 58 – Fuerzas sobre las catarinas de cadenas.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 59 – Transmisión de ejes inferiores.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 60 – Bosquejo de engrane de dientes rectos.....</i>	<i>100</i>
<i>Figura 61 – Modelado de engrane de dientes rectos.....</i>	<i>100</i>
<i>Figura 62 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.....</i>	<i>101</i>
<i>Figura 63 – Simulación de desplazamiento estático de engranes.....</i>	<i>101</i>
<i>Figura 64 – Aplicación de los <math>3.710 * 10^8</math> ciclos de vida del engrane.....</i>	<i>102</i>
<i>Figura 65 – Simulación de factor de seguridad del engrane.....</i>	<i>102</i>
<i>Figura 66 – Bosquejo del sistema de embrague del elevador de carga.....</i>	<i>103</i>
<i>Figura 67 – Fuerzas en el embrague.....</i>	<i>104</i>
<i>Figura 68 – Modelado de embrague central.....</i>	<i>105</i>
<i>Figura 69 – Condiciones de simulación del embrague central.....</i>	<i>106</i>
<i>Figura 70 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del embrague central.....</i>	<i>107</i>
<i>Figura 71 – Simulación de desplazamiento estático del embrague central.....</i>	<i>107</i>
<i>Figura 72 – Aplicación de los 438000 ciclos de vida del embrague central.....</i>	<i>108</i>
<i>Figura 73 – Simulación de factor de seguridad del embrague central.....</i>	<i>108</i>
<i>Figura 74 – Modelado de la abrazadera de embrague.....</i>	<i>109</i>
<i>Figura 75 – Condiciones de simulación de la abrazadera de embrague.....</i>	<i>110</i>
<i>Figura 76 – Simulación de esfuerzos de Von Mises de la abrazadera de embrague.....</i>	<i>111</i>
<i>Figura 77 – Simulación de desplazamiento estático de la abrazadera de embrague.....</i>	<i>111</i>
<i>Figura 78 – Aplicación de los 438000 ciclos de vida de la abrazadera de embrague.....</i>	<i>112</i>
<i>Figura 79 – Simulación de factor de seguridad de la abrazadera de embrague.....</i>	<i>112</i>
<i>Figura 80 – Modelado del embrague de la catarina.....</i>	<i>113</i>
<i>Figura 81 – Condiciones de simulación del embrague de la catarina.....</i>	<i>114</i>
<i>Figura 82 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del embrague de la catarina.....</i>	<i>115</i>
<i>Figura 83 – Simulación de desplazamiento estático del embrague de la catarina.....</i>	<i>115</i>
<i>Figura 84 – Aplicación de los <math>1.857 * 10^8</math> ciclos de vida del embrague de la catarina.....</i>	<i>116</i>
<i>Figura 85 – Simulación de factor de seguridad del embrague de la catarina.....</i>	<i>116</i>
<i>Figura 86 – Propuesta de diseño de freno de tambor.....</i>	<i>118</i>
<i>Figura 87 – Propuesta de diseño de freno de tambor.....</i>	<i>122</i>
<i>Figura 88 – Modelado de la horquilla.....</i>	<i>123</i>
<i>Figura 89 – Condiciones de simulación de la horquilla.....</i>	<i>124</i>
<i>Figura 90 – Simulación de esfuerzos de Von Mises de la horquilla.....</i>	<i>124</i>
<i>Figura 91 – Simulación de desplazamiento estático de la horquilla.....</i>	<i>125</i>
<i>Figura 92 – Aplicación de los <math>4.38 * 10^5</math> ciclos de vida de la horquilla.....</i>	<i>125</i>
<i>Figura 93 – Simulación de factor de seguridad de la horquilla.....</i>	<i>126</i>

<i>Figura 94 – Modelado del pin de zapata.</i>	127
<i>Figura 95 – Condiciones de simulación del pin de zapata.</i>	128
<i>Figura 96 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del pin de zapata.</i>	128
<i>Figura 97 – Simulación de desplazamiento estático del pin de zapata.</i>	129
<i>Figura 98 – Aplicación de los <math>4.38 * 10^5</math> ciclos del pin de zapata.</i>	129
<i>Figura 99 – Simulación de factor de seguridad del pin de zapata.</i>	130
<i>Figura 100 – Modelado del pin de rodillo.</i>	132
<i>Figura 101 – Condiciones de simulación del pin de rodillo.</i>	133
<i>Figura 102 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del pin de rodillo.</i>	133
<i>Figura 103 – Simulación de desplazamiento estático del pin de rodillo.</i>	134
<i>Figura 104 – Aplicación de los <math>4.38 * 10^5</math> ciclos del pin de rodillo.</i>	134
<i>Figura 105 – Simulación de factor de seguridad del pin de rodillo.</i>	135
<i>Figura 106 – Eje principal de accionamiento de carga y dimensiones.</i>	136
<i>Figura 107 – Diagrama de cuerpo libre de eje principal de accionamiento.</i>	137
<i>Figura 108 – Modelado del eje principal de accionamiento.</i>	137
<i>Figura 109 – Condiciones de simulación del eje principal de accionamiento.</i>	138
<i>Figura 110 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje principal de accionamiento.</i>	139
<i>Figura 111 – Simulación de desplazamiento estático del eje principal de accionamiento.</i>	139
<i>Figura 112 – Aplicación de los <math>4.38 * 10^5</math> ciclos del eje principal de accionamiento.</i>	140
<i>Figura 113 – Simulación de factor de seguridad del eje principal de accionamiento.</i>	140
<i>Figura 120 – Ejes del elevador de carga.</i>	143
<i>Figura 121 – Eje inferior 1 con elementos de carga y dimensiones.</i>	144
<i>Figura 122 – Ejes de coordenadas de las fuerzas de la catenaria de doble hilera.</i>	145
<i>Figura 123 – Sentido de la fuerza tangencial y radial.</i>	146
<i>Figura 124 – Ejes de coordenadas de las fuerzas de la catenaria de simple hilera.</i>	147
<i>Figura 125 – Bosquejo del eje inferior 1</i>	148
<i>Figura 126 – Modelado del eje inferior 1</i>	148
<i>Figura 127 – Diagrama de cuerpo libre del eje inferior 1 para el caso A.</i>	149
<i>Figura 128 – Condiciones de simulación del eje inferior 1 para el caso A.</i>	150
<i>Figura 129 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje inferior 1 para el caso A.</i>	151
<i>Figura 130 – Simulación de desplazamiento estático del eje inferior 1 para el caso A.</i>	151
<i>Figura 131 – Aplicación de los <math>3.710 * 10^8</math> ciclos de vida del eje inferior 1 (Caso A).</i>	152
<i>Figura 132 – Simulación de factor de seguridad del eje inferior 1 (Caso A).</i>	152
<i>Figura 133 – Diagrama de cuerpo libre del eje inferior 1 para el caso B.</i>	153
<i>Figura 134 – Condiciones de simulación del eje inferior 1 para el caso B.</i>	154
<i>Figura 135 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje inferior 1 para el caso B.</i>	154
<i>Figura 136 – Simulación de desplazamiento estático del eje inferior 1 para el caso B.</i>	155
<i>Figura 137 – Aplicación de los <math>3.710 * 10^8</math> ciclos de vida del eje inferior 1 (Caso B).</i>	155
<i>Figura 138 – Simulación de factor de seguridad del eje inferior 1 (Caso B).</i>	156
<i>Figura 139 – Eje inferior 2 con elementos de carga y dimensiones.</i>	157
<i>Figura 140 – Ejes de coordenadas de las fuerzas de la catenaria de simple hilera.</i>	158
<i>Figura 141 – Sentido de la fuerza tangencial y radial sobre el engrane del eje inferior 2.</i>	159
<i>Figura 142 – Diagrama de cuerpo libre del eje inferior 2.</i>	159
<i>Figura 143 – Bosquejo del eje inferior 2</i>	160

Figura 144 – Modelado del eje inferior 1 .....	160
Figura 145 – Condiciones de simulación del eje inferior 2. ....	161
Figura 146 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje inferior 2.....	162
Figura 147 – Simulación de desplazamiento estático del eje inferior 2.....	162
Figura 148 – Aplicación de los $3.710 * 10^8$ ciclos de vida del eje inferior 2. ....	163
Figura 149 – Simulación de factor de seguridad del eje inferior 2. ....	163
Figura 150 – Eje superior con elementos de carga y dimensiones.....	164
Figura 151 – Análisis de fuerzas y torque en el carrete.....	166
Figura 152 – Bosquejo del eje superior .....	167
Figura 153 – Modelado del eje inferior 1 .....	167
Figura 154 – Diagrama de cuerpo libre del eje superior para el caso A. ....	168
Figura 155 – Condiciones de simulación del eje superior para el caso A.....	169
Figura 156 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje superior para el caso A. ...	170
Figura 157 – Simulación de desplazamiento estático del eje superior para el caso A. ...	170
Figura 158 – Aplicación de los $3.710 * 10^8$ ciclos de vida del eje superior (Caso A).....	171
Figura 159 – Simulación de factor de seguridad del eje superior (Caso A).....	171
Figura 160 – Diagrama de cuerpo libre del eje superior para el caso B. ....	172
Figura 161 – Condiciones de simulación del eje superior para el caso B.....	173
Figura 162 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje superior para el caso B. ...	174
Figura 163 – Simulación de desplazamiento estático del eje superior para el caso B. ...	174
Figura 164 – Aplicación de los $3.710 * 10^8$ ciclos de vida del eje superior (Caso B).....	175
Figura 165 – Simulación de factor de seguridad del eje superior (Caso B).....	175
Figura 166 – Diagrama de cuerpo libre del eje superior para el caso C. ....	176
Figura 167 – Condiciones de simulación del eje superior para el caso C.....	177
Figura 168 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje superior para el caso C. ...	177
Figura 169 – Simulación de desplazamiento estático del eje superior para el caso C. ...	178
Figura 170 – Aplicación de los $3.710 * 10^8$ ciclos de vida del eje superior (Caso C).....	178
Figura 171 – Simulación de factor de seguridad del eje superior (Caso C).....	179
Figura 172 – Diagrama de cuerpo libre del eje superior para el caso D. ....	180
Figura 173 – Condiciones de simulación del eje superior para el caso D.....	181
Figura 174 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje superior para el caso D. ...	181
Figura 175 – Simulación de desplazamiento estático del eje superior para el caso D. ...	182
Figura 176 – Aplicación de los $3.710 * 10^8$ ciclos de vida del eje superior (Caso D).....	182
Figura 177 – Simulación de factor de seguridad del eje superior (Caso D).....	183
Figura 178 – Rodamiento entre la catarina y el eje. ....	195

## RESUMEN

En el presente trabajo de investigación, se realizó el diseño y simulación de un elevador portátil, el cual surge como alternativa de solución ante un problema en las obras de construcción en zonas rurales, donde el abastecimiento de servicio eléctrico no es el adecuado para la instalación de un elevador de carga convencional, generando esfuerzos humanos para el traslado de las cargas.

Se utilizó la metodología de diseño y los principios de la mecánica aplicada para determinar los valores de las dimensiones y las especificaciones técnicas de cada uno de los componentes del diseño seleccionado, entre los más importantes se destacan, el accionamiento mediante un motor estacionario de combustión interna de 5.0 HP, un sistema de transmisión basado en engranes y catarinas con cadenas ANSI 40, con paso de 1/2", con un sistema de frenado tipo zapata con un ancho de 2.6", un sistema de embrague con una fuerza de accionamiento de 728.292 N y la selección del cable acerado de 6 mm como medio de elevación de carga.

Mediante las simulaciones se obtuvieron factores de seguridad de entre 1.25 y 2.5, lo cual demuestra la factibilidad técnica del diseño realizado.

Finalmente se muestran los planos de detalle de cada uno de los elementos, así como del ensamble del diseño elaborado, quedando listo para una posterior fabricación y montaje

**Palabras clave: Elevador de carga, Mezcla de concreto, análisis y simulación CAD/CAE.**

## **ABSTRACT**

In the present research work, the design and simulation of a portable lift was carried out, which arises as an alternative solution to a problem in construction works in areas where the supply of electrical service is not adequate for the installation of a conventional freight elevator, generating human efforts for the transfer of loads.

The design methodology and the principles of applied mechanics were used to determine the values of the dimensions and the technical specifications of each of the components of the selected design, among the most important, the drive by means of a stationary internal combustion engine stands out. 5.0 HP, a sprocket-and-sprocket-based transmission system with ANSI 40 chains, 1/2 "pitch, with a 2.6" wide shoe-type braking system, a clutch system with an actuation force of 728,292 N and the selection of the 6 mm steel cable as a means of lifting the load.

Through simulations, safety factors of between 1.25 and 2.5 were obtained, which demonstrates the technical feasibility of the design carried out.

Finally, the detailed plans of each of the elements are shown, as well as the assembly of the elaborated design, being ready for subsequent manufacture and assembly.

**Keywords: Freight elevator, Concrete mixing, CAD / CAE analysis and simulation.**

## **I. INTRODUCCIÓN**

En el Perú, el sector construcción es uno de los más dinámicos e importantes en la economía nacional, el cual fomenta la inversión pública y privada. En los últimos 15 años, el sector construcción y el PBI total, crecieron en promedio 7.7% y 5.3% respectivamente, además proyecta un crecimiento del 10% en los próximos 3 años, esto debido a la expansión de los créditos para la construcción de viviendas, también las grandes obras proyectadas por el gobierno peruano, tales como la construcción de puentes, carreteras, proyectos de irrigación, entre otros (Palomino Silva, Hennings Otoy y Echevarría Alvarado, 2017).

En la búsqueda de descentralizar el estado, se les ha entregado un mayor protagonismo a las zonas rurales, que por muchas décadas habían sido marginadas. El estado promueve la inversión pública y privada en las zonas rurales para una mejor atención de las necesidades de los pobladores, ejecutando de esta manera obras que puedan mejorar la calidad de vida de sus habitantes (USAID, 2010).

Una de las grandes deficiencias que aún se viven en las zonas rurales, es el acceso a un servicio de energía eléctrica que sea eficiente y de calidad, debido a que son calificados como sector de distribución típico 2. Para habilitaciones en zonas rurales se les considera una potencia de 300 W por cada vivienda y es con esta calificación con la que se estudia y ejecuta un proyecto eléctrico en una zona rural (Ministerio de Energía y Minas, 2004).

Esta potencia eléctrica es insuficiente en una zona rural para una obra de construcción, dentro de este rubro, una de las líneas de trabajo es el izaje de cargas, para este fin es recurrente el uso de los elevadores de carga, los cuales son estructuras móviles que realizan desplazamientos ascendentes y descendentes para poder levantar o bajar carga (Quilo Farinango y Vallejo Torres, 2014), que por lo general son mecanismos difíciles de adaptar a las diferentes aplicaciones de los ambientes de trabajo, debido a limitantes como el espacio y el costo (García Sierra y Uribe Aguirre, 2018), situación que se



agravaría debido a que un elevador de carga, dentro de sus componentes, cuenta con un motor eléctrico de alto torque y de alta potencia.

En ese sentido, las constructoras se ven en la necesidad de ejecutar un proyecto de electrificación provisional para tener un suministro de energía eléctrica con la potencia suficiente para la ejecución de la obra, esto trae consigo un gasto adicional elevado, debido al costo de equipos eléctricos, tales como transformador de medición, transformador de distribución, además de la ferretería necesaria para su ejecución. Tales como estructuras de concreto, aisladores, conductores, entre otros.

Otra de las alternativas que se presentan para resolver esta problemática, es la instalación de grupos electrógenos móviles, que brindaran un suministro de energía eléctrica limitado, de acuerdo a la capacidad del mismo. pero debido a la alta potencia del motor que forma parte del elevador de carga, y teniendo en cuenta que un motor eléctrico tiene una etapa transitoria critica al momento del iniciar la marcha, se tienen que instalar dispositivos adicionales como un variador de frecuencia para que tenga un arranque suave (Ponce Sandoval y Montufar Chata, 2014).

Por todo lo expuesto, este trabajo propone el diseño y la simulación de un elevador de carga usando software CAD/CAE, que cumpla con los estándares requeridos, y que no necesite una potencia elevada de suministro eléctrico.

Se formula el siguiente problema: ¿Cuáles son los parámetros y características de diseño de un elevador de carga portátil para zonas rurales utilizando software CAD/CAE que permita satisfacer la ausencia de un suministro eléctrico de alta potencia en una zona rural?

El presente trabajo tiene una justificación económica y social, debido a que escatimará gastos en cuanto al montaje de un elevador de carga en uno de los sectores que en los últimos años ha tenido un importante crecimiento

económico, y que además contribuirá a mejorar la calidad de vida de los pobladores de las zonas rurales del Perú.

o a mejorar la calidad de vida de los pobladores de las zonas rurales del Perú.

El objetivo general de esta investigación es el diseñar y simular un elevador de carga portátil para obras de construcción en zonas rurales utilizando software CAD/CAE.

Los objetivos específicos de esta investigación son: i) Determinar los parámetros y condiciones de operación del elevador de carga. ii) Determinar la mejor alternativa de diseño para el elevador y su portabilidad. iii) Dimensionar, seleccionar, modelar y simular cada uno de los elementos bajo las condiciones de operación, aplicando el software CAD/CAE. v) Mostrar los planos de detalle de cada uno de los elementos, así como la del equipo completo.

## II. MARCO TEÓRICO

En la presente investigación se considera importante realizar un análisis de trabajos que han sido desarrollados previamente y que guardan una íntima relación con cada uno de los aspectos de este trabajo de investigación.

Con respecto a la alta potencia eléctrica que requiere un elevador de carga, se encontró un trabajo de investigación en la cual el autor diseña un elevador de carga hidráulica con una capacidad de 0.5 toneladas y una altura máxima de 4 metros, para elevar personal y equipos de mantenimiento en una Agroindustria (Altamirano Ruiz, 2017). Para tal fin, el autor elaboró una matriz morfológica, a fin de seleccionar cada uno de los elementos que mejor se acoplen al elevador de carga. seleccionando un motor para el accionamiento y un sistema hidráulico para la elevación de carga a la altura deseada, durante el desarrollo del proyecto, se permitió conocer el proceso de diseño de cada uno de los elementos seleccionados, a través de cálculos de esfuerzos mecánicos y cumpliendo con las normas establecidas para tal fin. Además de ello, el autor, para demostrar que los cálculos realizados son correctos y que las condiciones de operación no deforman los elementos del elevador, los somete a un simulador mecánico, el cual, a través de parámetros ya establecidos en su software, determina que efectivamente, los cálculos mecánicos y el diseño de las piezas del elevador son correctas.

Finalmente, el autor diseña un elevador de carga con las características mencionadas, haciendo uso de un motor eléctrico de alta potencia, teniendo en cuenta el factor de rendimiento del 85%, y lo dimensiona en 6 HP (4.5 kW).

Se encontró otro trabajo de investigación relacionado a la elevación de carga para obras de construcción, El autor diseñó y construyó un elevador desmontable con una capacidad de 300 kg y 20 metros de altura (Charvet Valladares, 2016). Para lograr el diseño de este elevador de carga, el autor analizó diversos mecanismos de elevación de carga, optando por un elevador tipo pórtico, en la cual, el equipo principal se apoya sobre un camino de rodadura por medio de unas patas de apoyo, el autor tuvo en cuenta cada uno de los parámetros que inciden sobre el elevador de carga, uso técnicas de

diseño paramétrico como las tensiones de Von Mises, para el diseño de los ejes principales, y extractos del diseño mecánico de Shigley para el diseño de poleas, fajas, frenos y otros elementos del elevador. Además de esto, el autor selecciona minuciosamente cumpliendo con las normas de seguridad, cada uno de los elementos que se encuentran disponibles en el mercado, y que no forman parte del diseño del elevador de carga, el autor tiene bien claro que, en el proceso de selección del eje motriz principal, un motor de combustión interna tiene una eficiencia que oscila entre el 25 y 30%. El autor, antes de iniciar el proceso de construcción, tiene a bien usar un software para verificar las deformaciones y deflexiones en los elementos del elevador de carga. Finalmente, el autor procede a la construcción del elevador de carga, logrando un ahorro estimado del 68.5%, con respecto a elevadores de carga similares avocados al proceso de construcción.

En otro trabajo de investigación, el autor diseñó la repotenciación de un elevador de carga de 2 a 5.5 toneladas, con una altura máxima de 1250mm (Quilo Farinango y Vallejo Torres, 2014), Para el desarrollo de esta investigación, el autor elaboró matrices para tamizar ideas, en el que tuvo diferentes alternativas para la construcción del elevador, uno de los resultados de esta matriz establece como mejor alternativa a un sistema de potencia hidráulico con un 82.8% de viabilidad y un 85.8% de atractividad. Para el cálculo estructural de los componentes, el autor uso el software de ingeniería SAP 2000, teniendo como resultados que las deformaciones son nulas, para los cálculos se tomaron como datos; las propiedades de los perfiles que se obtuvieron en el mercado. Así mismo para la respectiva comprobación de los resultados antes calculados, el autor realizó los cálculos con elementos finitos, verificando así que los resultados de ambos no tengan fallas estructurales. Finalmente, el autor simuló el elevador en Autodesk Simulación, donde manifestó que la realización de esta, facilitó la fabricación y montaje de la máquina debido que así redujo al 100 % las fallas, respecto a métodos tradicionales, debido a interferencia o planos mal hechos.

Para optimizar tiempos en la etapa de diseño, además de asegurar que los elementos que forman parte de la máquina estén correctamente dimensionados, así como también generar los planos de detalle y de montaje de manera rápida y segura, es necesario la aplicación de tecnologías para este proceso, una de ellas es la tecnología CAD/CAE, con la cual, el autor diseña un winche hidráulico de 8 TM Para aplicaciones navales (Sandoval Peralta, 2016). Para lograr el diseño del winche hidráulico, el autor analiza y diferencia los winches convencionales y el winche que pretende diseñar, una vez definida la morfología de diseño, el autor se acompaña del uso del software KISSsoft, para calcular y dimensionar cada uno de los elementos del winche hidráulico, este software corrobora los cálculos que el autor realiza y con ello se tiene la seguridad del dimensionamiento de piezas, luego de esto, el autor hace uso del software SolidWorks, con la cual modela las piezas, las somete a un análisis mediante elementos finitos, con esto el autor pudo observar las deformaciones debido a los esfuerzos que sufren los elementos, además de ello este software le permitió la edición de los planos principales y la animación del funcionamiento del winche. Con ello, el autor. el autor sostuvo que para el diseño y fabricación de winches tradicionales tienen una entrega a mayor a un año, por otro lado, utilizando las tecnologías CAD/CAE, se requiere de la mitad del tiempo para el diseño y la fabricación sin sacrificar la eficiencia y la calidad del equipo fabricado.

Dentro de un proyecto donde se diseña una máquina, es muy importante tener en cuenta siempre los planos de detalle y ensamblaje de la misma, investigando, se encontró un trabajo de investigación, donde los autores diseñaron un elevador de carga para un almacén con capacidad de 600kg y 7.85 metros de altura (Contreras Ortega y Pineda Vergara, 2002). Para lograr el diseño del elevador los autores realizaron un proceso iterativo de diseño a fin de cumplir cada uno de los requerimientos del proyecto, los autores realizaron diversos cálculos para el diseño de polea, perfiles, vigas, ángulos, pernos, soldadura y motor. Los autores también optaron por el método de análisis estructural, optimizando así el empleo de los recursos computacionales en estructuras de marcos rígidos y pórticos, determinan que es posible diseñar

y construir mecanismos de elevación vertical, cumpliendo así los requerimientos exigidos por el INCOTEC (Instituto colombiano de normas técnicas). Los autores obtienen un diseño de elevador de carga económico, el cual hace uso de un motor eléctrico de gran potencia, dimensionado en 9 HP, la energía consumida por este es de 13.43 KW\*H en un día. Los autores logran una tasa de retorno incremental de 46.7726% lo cual hace que el proyecto sea viable y ejecutable, así mismo cumple con las expectativas de funcionamiento requeridas. Si bien es cierto, los autores, realizaron un buen diseño cumpliendo con las normas y requerimientos exigidos, el proyecto no fue ejecutado, esto debido a que los autores no mostraron la morfología del proyecto, solo diseñaron y dimensionaron, obviando mostrar el detalle gráfico que debió ser plasmado en los planos de detalle y ensamblaje correspondientes.

Una vez mostrado los trabajos previos, se procede a mostrar los **fundamentos teóricos** necesarios para un mejor entendimiento del presente trabajo.

Un elevador de carga, es un medio de transporte vertical, tanto ascendente como descendente para el acarreo ya sea de personas, insumos, equipos, etc., un elevador de carga, siempre cuenta con un accionamiento principal, en la actualidad los más comunes son los accionamientos eléctricos y los hidráulicos, debido a la facilidad que estos brindan al momento de hacer un cambio entre el ascenso y el descenso, también existen algunos accionamientos que tienen como base un motor de combustión interna, la desventaja que estos presentan es que son accionamientos en un solo sentido, es decir solo pueden elevar carga, por lo tanto para que este tipo de accionamiento logre un descenso de carga se debe diseñar un sistema de transmisión adicional para lograr tal fin (Miravete y Larrodé, 2007)

La base para el diseño de un elevador de carga, son las condiciones de operación de la máquina y con esto se hace referencia a los materiales que usualmente se usan en una obra de construcción y que serán objeto de estudio a fin de determinar la cantidad, el volumen y el peso máximo del material a elevar. Los materiales más comunes usados en las obras de construcción son los agregados (Arena gruesa, arena fina, piedra chancada), bolsas de cemento,

agua, madera, acero (Varillas de fierro corrugado), aditivos para el concreto, ladrillos (Arcilla, huecos, de techo, de cemento, etc.). Además de esto, se hace un énfasis en el concreto mezclado, el cual es una mezcla de cemento, agregado fino, agregado grueso, aire y agua en proporciones adecuadas con el fin de obtener ciertas propiedades ya establecidas, especialmente la resistencia del concreto, y es este último el que determinara el peso unitario del concreto (Torre C., 2004) (Ramos Salazar, 2003).

Para un diseño y análisis estructural de alta confiabilidad, es necesario analizar las diferentes teorías de fallas de elementos estructurales, ya sea la falla originadas por fuerzas cíclicas o constantes, además de los parámetros físico-químicos originados por el medio en los cuales sea expuesto, es decir, al tipo de carga, corrosión, entre otros. Para hacer el análisis inicialmente se debe comprender que es un estado tensional, la que se define como el conjunto de tensiones que surgen en los diversos planos que pasa por el punto que se analiza, con lo que se determina cómo se comporta el sólido frente a diferentes cargas que ejercen sobre ella (Feodosieev, 1972).

Las teorías de fallas de cargas constantes para materiales dúctiles, bajo el criterio de la fluencia, se define como; el esfuerzo límite en la que el sólido, pasa de la zona lineal a la zona de plasticidad. Mediante esta teoría, se logra que el sólido se mantenga en su zona lineal, garantizando una adecuada selección del material, así como también de la geometría del sólido, al que se le aplicaran cargas combinadas (Budynas y Nisbett, 2008).

La primera teoría de falla, es la teoría del esfuerzo cortante máximo, esta estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante en una pieza de ensayo, esta teoría indica que los esfuerzos cortantes máximos generados por las cargas combinadas que se ejercen sobre la pieza debe ser mínimo o igual al esfuerzo de fluencia, pero para tener la seguridad de que no ocurrirá una falla, se debe adicionar un factor de seguridad según las normas peruanas e internacionales garantizando el adecuado funcionamiento de la piezas mecánicas, mientras más importante sea la pieza a diseñar, mayor debe ser el factor de seguridad (Budynas y Nisbett, 2008).

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \geq S_y \quad (I)$$

Esta teoría es simple de aplicar, siendo el más usado por los diseñadores, pero si desea un análisis con más precisión optimizando el proceso de manufactura, se requiere el método de energía de distorsión. (Mott,2006, p.189). La teoría de distorsión establece que, la fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación correspondiente a la resistencia de fluencia en tensión o en compresión (Budynas y Nisbett, 2008). Esta teoría establece que la fluencia no es consecuencia de los esfuerzos generados por las fuerzas de tracción o compresión, sino que esta se origina por la distorsión angular que se genera debido a las cargas suministradas. Además, mediante esta teoría se determina un esfuerzo equivalente o también llamado esfuerzo de Von Mises. El esfuerzo equivalente es el esfuerzo que representan el estado tensional en el punto de análisis más crítico, donde se generan los mayores esfuerzos generados por la combinación de cargas que soporta (Vanegas Useche, 2018).

$$\sigma^I = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (II)$$

Además de hacer un diseño por fluencia es necesario analizar si las piezas no fallan por fatiga, este se genera debido a los esfuerzos fluctuantes. Estas fallas generalmente se presentan como una discontinuidad en la pieza en donde los esfuerzos fluctuantes son máximos (Budynas y Nisbett, 2008). La primera etapa es la nucleación de la grieta, inicia en las zonas débiles de la superficie de la pieza, esta nucleación de una grieta, provoca el movimiento de dislocaciones próximas a las superficies, en los cristalográficos. Luego la segunda etapa inicia con la propagación de la grieta por los planos cristalográficos bajo la acción de tensiones de cizalladura, posteriormente la grieta sigue la dirección de las tensiones que se generan debido a los agentes externos. Finalmente, la última etapa es la rotura final instantánea (Gordo y Piris, 2012).

Para determinar la resistencia a la fatiga, primero determinamos sus límites mediante un ensayo en condiciones ideales, para luego corregir y adecuar a las condiciones de aplicación mediante los factores de Marin, que cuantifican



los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura, efectos variados y la confiabilidad (Moring Faires, 2011). Pero esta teoría de fatiga no aplica directo al diseño de elementos mecánicos, sino que esta, va acompañada de criterios de falla por fatiga que son determinando mediante ecuaciones empíricas y formulaciones matemáticas que, según la veracidad, son utilizadas en el diseño de acuerdo al criterio por fatiga a aplicar. Goodman modificado es un criterio conservador y con buenos resultados en la práctica en materiales dúctiles (Mott, 2006).

Para del diseño de engranajes se usa la norma AGMA 2000-A88, esta norma establece el diseño de engranajes rectos e helicoidales bajo un diseño tanto geométrico como de calidad, materiales, tratamientos térmicos; además proporciona métodos y practica de medición (Budynas y Nisbett, 2008).

$$Sf_c = Sf_c \dot{c} * \frac{C_L * C_H}{K_T * K_R} \quad (III)$$

$$\sigma_c = C_P \sqrt{\frac{W_t}{F * d * I} * \frac{K_A * K_M * K_S * C_F}{K_V}} \quad (IV)$$

Al culminar el diseño aplicando ecuaciones según la norma indicada, se realizará la aplicación CAD-CAM, la definición de CAD es el diseño mecánico asistido por computadora, siendo el método de análisis de elementos finitos (FEA), este método tiene una secuencia de paso para dar solución adecuada al problema siendo la discretización el primero uno de los más fundamentales para tener datos confiables este paso consiste en dividir el dominio de solución en elementos finitos , estos pueden ser elementos en una, dos y tres dimensiones y deben estar interconectados por nodos. Al culminar la discretización el siguiente paso es aplicar ecuaciones que aproximen a la solución del fenómeno a analizar, para luego englobar las ecuaciones caracterizando el comportamiento del sistema, pero este ensamble de ecuaciones está regido por el concepto de continuidad, para finalizar este método se definen las condiciones de frontera para dar solución al análisis para posteriormente hacer un pos procesamiento de la información, este proceso de

análisis hoy en día lo realizan software siendo los más comerciales de FEA tales como; ANSYS, SAP 2000 , Inventor, entre otros (Chapra y Canale, 2007).

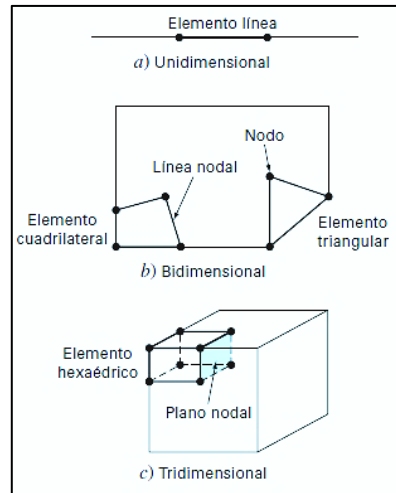


Figura 1 - Elementos finitos unidireccional, bidireccional y tridimensional.  
Fuente: Chapra y Raymond (2006)

### III. METODOLOGIA

#### 3.1. Tipo y diseño de investigación.

La presente investigación es de tipo aplicada, pues tiene como objetivo resolver un determinado problema en un contexto específico, haciendo uso inmediato de conocimientos ya existentes y a la vez adquiriendo otro tipo de conocimientos.

La presente investigación tiene un diseño no experimental transversal exploratorio, porque la variable independiente no será manipulada deliberadamente, sino que se comenzará a conocer dicha variable, y se recolectarán datos en un solo momento, en un tiempo único.

#### 3.2. Variables y operacionalización.

**Variable Independiente:** Peso de la carga a elevar.

**Variable dependiente:** Potencia del elevador de carga.

La matriz de operacionalización de variables independiente y dependiente, se encuentra en el **ANEXO 1**

#### 3.3. Población, Muestra y muestreo.

**Población:** La presente investigación tiene una población conformada por todos los equipos que son usados para elevar carga en obras de construcción, además de ello, la población de la investigación incluye a todos los materiales usados en el proceso de construcción y que usualmente hacen uso de un elevador de carga.

**Muestra:** La muestra está conformada por un elevador de carga portátil y desmontable, además del material o agregado de construcción con mayor densidad.

**Muestreo:** La muestra fue seleccionada por conveniencia de los investigadores.

### **3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.**

Técnicas de recolección de datos:

- Entrevista.
- Análisis documental.
- Simulaciones.

Instrumentos de recolección de datos:

- Entrevista estructurada.
- Tesis, Libros, Artículos de investigación, Manuales de construcción civil, Catálogos.
- SolidWorks Simulation.

El cuadro de técnicas e instrumentos de recolección de datos, así también el uso de los mismos se encuentra en el **ANEXO 2**.

### **3.5. Procedimientos.**

El proceso de desarrollo del presente trabajo de investigación, cuenta con las siguientes etapas:

- Con el procesamiento de los datos recogidos de las entrevistas estructuradas con los especialistas del rubro de construcción civil, se determinan los materiales de construcción que con más frecuencia necesitan ser elevados, así como el volumen de los mismos. Además de esto, se identifica el recurso humano para la operación del elevador de carga y también los tiempos de ascenso y descenso.
- A través de una matriz morfológica, se evalúa y compara cada uno de los componentes del elevador de carga a fin de obtener un diseño adecuado que cumpla con todos los parámetros y criterios propuestos por los investigadores.
- Con los elementos de la maquina ya definidos, se empieza el proceso de diseño y cálculo, a fin de obtener las dimensiones de cada uno de los elementos y que, al ser sometidos a las condiciones de trabajo y operación, estos no sufran deformaciones que estén fuera de los límites de seguridad. Aplicando el software CAD/CAE, se modela cada uno de los

elementos que componen el elevador de carga, y se simulará estas piezas bajo las condiciones de operación.

- Finalmente, definidas las dimensiones de los elementos del elevador de carga y el modelado de los mismos, se procede a realizar los planos de detalle de cada uno de los elementos, así como el ensamblaje del equipo completo, todo esto aplicando el software CAD/CAE. De esta manera, el elevador de carga portátil para obras de construcción en zonas rurales queda listo para una posterior fabricación.

### **3.6. Método de análisis de datos.**

El método de análisis de esta investigación, es un análisis estadístico descriptivo. Se recolecto información a través de entrevistas estructuradas, esta información fue consolidada e interpretada a fin de obtener los resultados requeridos. En cuanto a la matriz morfológica, se usaron características y valores ponderados, los cuales fueron tratados estadísticamente en software. Los cálculos de diseño se realizaron bajo un análisis matemático adecuado de acuerdo a los lineamientos ya establecidos recolectados de libros internacionales.

### **3.7. Aspectos éticos.**

Los investigadores realizan esta investigación íntegramente con información real y se comprometen a respetar la veracidad de los resultados, así como toda información suministrada por los colaboradores que forman parte de este trabajo de investigación.

## IV. RESULTADOS

### 4.1. Parámetros y condiciones de operación del elevador de carga

**a) Aplicación de entrevista estructurada.** Para conocer los parámetros de las cargas a elevar y algunas condiciones de operación fundamentales, se aplicó una encuesta estructurada a los profesionales del sector construcción.

La entrevista estructurada aplicada para la recolección de información se realizó de manera presencial y de manera virtual a través de la plataforma google forms ambos formatos y las vistas fotográficas capturadas al momento de la entrevista, se encuentran en el **ANEXO 3**.

**b) Procesamiento de datos.** Una vez aplicada la entrevista, se procesó los datos obtenidos con el fin de conocer los materiales que suelen elevarse en una obra de construcción.

Dentro de los materiales que más suelen elevarse, tenemos:

- Concreto Mezclado (mezcla de arena, gravilla, cemento y agua)
- Agregados (arena gruesa, arena fina, gravilla)
- Ladrillos (Arcilla, Cemento)
- Maderas para encofrado.
- Cemento.
- Acero Corrugado.

**c) Análisis de Materiales a elevar.** Al analizar los volúmenes, cantidades y densidades de los materiales a elevar, se determina que la carga con mayor peso, es el concreto mezclado.

**d) Análisis del concreto mezclado.** Existen diferentes tipos de concreto, esto va de acuerdo a la fuerza que necesita la estructura. En una zona rural, por lo general se utiliza una mezcladora de concreto para la preparación del mismo, en el mercado, se pueden encontrar mezcladoras de diferente volumen, siendo las más

utilizadas las de 9, 11 y 13 P<sup>3</sup>, esto por la facilidad de traslado que la maquinaria ofrece. Estas mezcladoras, suelen preparar en base a un saco de cemento, que en el Perú tiene un peso de 42.5 kg. Y de acuerdo a la fuerza del concreto se le añade los agregados. Para ello, se realiza un análisis de los diferentes tipos de concreto, para determinar la carga máxima a elevar.

Para ello, se tiene en cuenta las densidades de los materiales que forman parte del concreto mezclado (Yunus A. y Michael A., 2011) (Arrascue Arevalo, 2011).

- Arena gruesa: 1628 kg/m<sup>3</sup>.
- Piedra Chancada: 1440 kg/m<sup>3</sup>.
- Agua: 1000 kg/m<sup>3</sup>.
- Cemento: 42.5 kg/Bolsa.

De acuerdo a las resistencias de cada concreto mezclado, se establece el volumen necesario de cada agregado.

Tipo de Material	Und.	Conceto Escalera 210 kg/cm <sup>2</sup>	Conceto Escalera 140 kg/cm <sup>2</sup>	Conceto Escalera 175 kg/cm <sup>2</sup>	Conceto Columna 210 kg/cm <sup>2</sup>	Conceto Vigas 210 kg/cm <sup>2</sup>	Conceto loza A. 210 kg/cm <sup>2</sup>
Cemento	Bolsa	9.880	7.050	8.600	9.880	9.880	9.880
Arena Gruesa	m <sup>3</sup>	0.470	0.520	0.490	0.470	0.470	0.470
Piedra chancada 1/2"	m <sup>3</sup>	0.610	0.640	0.630	0.610	0.610	0.610
Agua	m <sup>3</sup>	0.182	0.180	0.186	0.189	0.189	0.189

Tabla 1 – Volúmenes de agregados por cada m<sup>3</sup> de concreto mezclado, de acuerdo a resistencia de concreto.

Fuente: Elaboración propia.

Aplicando las densidades de los agregados, se encuentra el peso del concreto por cada m<sup>3</sup> y cada bolsa de cemento.

Tipo de Material	Und.	Conceto Escalera 210 kg/cm <sup>2</sup>	Conceto Escalera 140 kg/cm <sup>2</sup>	Conceto Escalera 175 kg/cm <sup>2</sup>	Conceto Columna 210 kg/cm <sup>2</sup>	Conceto Vigas 210 kg/cm <sup>2</sup>	Conceto loza A. 210 kg/cm <sup>2</sup>
Cemento	kg	419.900	299.625	365.500	419.900	419.900	419.900
Arena Gruesa	kg	765.160	846.560	797.720	765.160	765.160	765.160
Piedra chancada 1/2"	kg	878.400	921.600	907.200	878.400	878.400	878.400
Agua	kg	181.900	180.000	186.000	189.000	189.000	189.000
<b>Peso Concreto</b>	<b>kg/m<sup>3</sup></b>	<b>2245.360</b>	<b>2247.785</b>	<b>2256.420</b>	<b>2252.460</b>	<b>2252.460</b>	<b>2252.460</b>
<b>Peso Concreto</b>	<b>kg/Bolsa</b>	<b>227.263</b>	<b>318.835</b>	<b>262.374</b>	<b>227.982</b>	<b>227.982</b>	<b>227.982</b>

Tabla 2 – Peso del concreto por m<sup>3</sup> y bolsa de acuerdo a la resistencia del concreto.

Fuente: Elaboración propia.



En el diseño se establece que el concreto se elevara en dos viajes, esto indica que en la mezcladora de concreto se prepara una bolsa, pero solo se elevara la mitad del concreto preparado en la mezcladora.

Como se observa en la Tabla 4, el concreto con mayor peso por bolsa es el Concreto para escalera de 140 kg/cm<sup>2</sup>, partiendo de este valor, tenemos:

$$P_{Eleva} = \frac{318.835}{2} = 159.417 \text{ kg/Viaje}$$

Considerando un margen de error del 25% al momento de vaciar la mitad del concreto preparado en la mezcladora, esto debido a que el operador de la mezcladora hace el cálculo en base a su experiencia, tenemos:

$$P_{Eleva} = 159.417 * 1.25 = 199.272 \text{ kg/Viaje}$$

Por lo tanto, se establece la que la carga máxima a elevar es 200 kg.

#### 4.2. Alternativas De Diseño Para El Elevador Y Su Portabilidad

Conocidos los parámetros básicos del elevador de carga, se realiza el análisis morfológico; técnica de diseño conceptual, creado por Fritz Zwicky en 1969, a fin de evaluar cada uno de los componentes que forman parte del elevador de carga portátil.

Para ello se establecen los criterios de calificación para las alternativas a presentar.

PARÁMETROS DE EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS		
PARÁMETRO	CRITERIO	PROPORCIÓN
ALTURA Y CARGA DE ELEVACIÓN	la máquina debe cumplir con elevar una carga máxima de 200 kg, además de tener una altura mínima de 3m.	0.25
MECANISMO Y SUMINISTRO DE ENERGÍA	el mecanismo o tipo de energía a utilizar para lograr el ascenso de la carga debe estar disponible en una zona rural, la energía eléctrica queda descartada, a menos que pase por un proceso previo de generación o modificación del mecanismo.	0.25
SEGURIDAD Y CONFIABILIDAD	la máquina debe ser lo suficientemente segura tanto para el operador como para quienes participan de la maniobra	0.20
SISTEMA DE FRENADO	la máquina debe tener un sistema de frenado para la elevación de cargas.	0.15
MONTAJE Y TRASLADO	el montaje y traslado de la maquina debe ser lo más sencillo posible a fin de evitar tiempos muertos al momento de su instalación.	0.10
MANTENIMIENTO	el mantenimiento preventivo y correctivo de la maquina debe ser lo más viable posible, pudiendo ser cada una de las piezas desmontada fácilmente.	0.05

Tabla 3 – Parámetros para evaluación de alternativas de diseño para el elevador de carga.  
Fuente: Elaboración propia

Los criterios se evalúan de acuerdo a los siguientes ponderados

PONDERADO	
Malo	1
Regular	2
Bueno	3
Muy Bueno	4
Excelente	5

Tabla 4 – Ponderados para evaluación de alternativas de diseño para el elevador de carga  
Fuente: Elaboración propia

#### 4.3.1. Diseño conceptual del elevador portátil de carga.

A continuación, se nombran tres posibles soluciones al problema de diseño y se describe cada una de ellas, para determinar con facilidad la elección de las mismas.

##### a) Camión grúa:

Debido al costo elevado de esta máquina, en el que para su funcionamiento necesita de motores Diésel de gran capacidad, así mismo a sus costos elevados de mantenimiento y su difícil operación.

##### b) Elevador portátil de carga:

Esta máquina es de bajo costo, debido a la cantidad reducida de mecanismos, esto hace que el costo de fabricación y mantenimiento sean reducidos, así mismo debido al tamaño y peso de la maquina hace que su operación y transporte sea muy versátil.

##### c) Elevador tipo pórtico:

Debido a la complejidad de sus mecanismos, hace que esta máquina no sea muy atractiva, tanto para su fabricación, como para su mantenimiento, así mismo el gran peso que tiene, hace que el transporte sea de gran dificultad para los operadores.

A continuación, realizaremos la evaluación de las alternativas de acuerdo a los parámetros antes mencionados.

Camión Grúa telescópico	Elevador portátil	Elevador tipo pórtico
		

EVALUACION DE ALTERNATIVAS							
CRITERIOS		ALTERNATIVAS DE SOLUCION					
PARAMETRO	PORPORCION	Grúa Telescópica		Winche de 2 Brazos		Elevador tipo pórtico	
COSTOS DE INVERSION Y OPERACION	0.20	1	0.20	5	1.0	3	0.6
MANTENIMIENTO	0.20	2	0.40	5	1.0	3	0.6
ALTURA Y CARGA DE ELEVACIÓN	0.15	5	0.75	5	0.75	5	0.75
SUMINISTRO DE ENERGÍA	0.15	2	0.30	5	0.75	5	0.75
SEGURIDAD Y CONFIABILIDAD	0.15	4	0.60	4	0.60	4	0.60
MECANISMO Y REGULACION DEL SISTEMA DE FRENADO	0.10	5	0.50	4	0.40	4	0.40
FACILIDAD DE OPERACIÓN, MONTAJE Y TRASLADO	0.05	2	0.10	5	0.25	4	0.20
<b>TOTAL</b>			2.85		4.75		3.90
<b>CONCLUSIÓN:</b> Teniendo la evaluación de las alternativas, el elevador portátil es el seleccionado como solución al problema de diseño con una puntuación de 4.75							

Tabla 5 – Evaluación de alternativas de solución  
Fuente: Elaboración propia

#### 4.3.2. Diseño de detalle de los componentes del elevador portátil

El método aplicado para realizar el diseño de detalle será la matriz morfológica en la cual se relacionan los requerimientos o funciones deseadas de la maquinaria a diseñar y las posibles soluciones, todo esto en una matriz la cual permitirá determinar el mejor diseño de detalle del componente del elevador portátil.

##### 4.3.6.1. Evaluación de la fuente motriz para suministro de energía.

A continuación, se mencionan tres posibles soluciones al problema de diseño de la fuente motriz y se describe cada una de ellas, para determinar con facilidad la elección de las mismas.

###### a) Motor fotovoltaico:

Debido a los costos altos de los paneles fotovoltaicos para generar energía eléctrica suficiente, resulta esta alternativa no

muy atractiva, además de que la energía estaría disponible solamente cuando se tenga luz solar, y al tener poca disponibilidad los torques logrados no son altos.

**b) Turbina eólica:**

Debido a su complejo funcionamiento hace que su fabricación y mantenimiento sean muy costosas, así mismo este tipo de maquina solo generara energía cuando haya viento, además es importante mencionar que estas maquinas no generan torques altos.

**c) Motor de combustión estacionario:**

Debido a su tamaño compacto, hace que su costo sea atractivo, además de los altos torques que alcanzan, así como también el fácil manejo y control hace que esta máquina sea muy interesante, además estas máquinas tienen un acelerador para el fácil control de las velocidades.




CRITERIOS		ALTERNATIVAS DE SOLUCION					
PARAMETRO	PORPORCION	Motor fotovoltaico		Turbina eólica		Motor de combustión Estacionario	
							
TORQUE	0.35	2	0.70	3	1.05	4	1.40
COSTO	0.30	2	0.60	3	0.90	4	1.20
CONTROL DE VELOCIDAD	0.20	2	0.40	2	0.40	5	1.00
DISPONIBILIDAD	0.15	2	0.30	2	0.30	4	0.60
<b>TOTAL</b>			2.00		2.65		<b>4.2</b>
<p><b>CONCLUSIÓN:</b> Teniendo la evaluación de las alternativas, el Motor de combustión estacionario es el que más se acomoda a nuestra necesidad con una puntuación de 4.2.</p>							

Tabla 6 – Evaluación de alternativas de solución de la fuente motriz  
Fuente: Elaboración propia

#### **4.3.6.2. Evaluación de mecanismo de transmisión de potencia y sistema de frenado.**

##### **4.2.2.2.1. Evaluación de Mecanismo de transmisión de potencia**

A continuación, se nombran tres posibles soluciones al problema de diseño en la transmisión de potencia y se describe cada una de ellas, para determinar con facilidad la elección de las mismas.

###### **a) Engranajes cilíndricos dientes rectos:**

Los engranajes son los más utilizados en la transmisión de potencia cuando se desea transmitir grandes potencias y en espacios reducidos por eso su gran aplicación en reductores de velocidad y caja de cambios, pero su mantenimiento conlleva una mano de obra especializada debido a la precisión que este conlleva, por lo que los hace más costosos.

###### **b) Catarinas y cadena:**

Es un elemento flexible de transmisión de potencia que es utilizado para transmitir potencia moderadas, en la cual la velocidad no es muy elevada, además; de fácil mantenimiento, en comparación de los engranajes debido a que la cadena es fácil de desmontar y ajustar correctamente, esto conlleva a que sus costos son medios.

###### **c) Fajas y poleas:**

Las fajas y poleas es el elemento flexible de transmisión de potencia de torque bajo y a velocidades altas, esto debido a; que a torques elevados la faja se desliza y según la potencia de diseño el número de fajas aumenta incrementando el espacio que estos ocupan lo cual lleva a un mayor costo de fabricación.

CRITERIOS		ALTERNATIVAS DE SOLUCION					
PARAMETRO	PORPORCION	Engranajes cilíndricos dientes rectos		Catarinas y cadena		Fajas y poleas	
							
TORQUE	0.30	4	0.40	4	0.40	4	0.40
COSTOS	0.20	3	1.20	5	2.00	3	1.20
FACILIDAD DE FABRICACION	0.20	2	1.25	4	1.00	3	1.00
FACILIDAD DE MONTAJE Y MANTTO	0.15	2	0.80	4	0.80	4	0.80
RESISTENCIA A CARGAS DE IMPACTO	0.15	3	0.20	5	0.15	2	0.15
<b>TOTAL</b>			3.85		<b>4.35</b>		3.55
<b>CONCLUSIÓN:</b> Teniendo la evaluación de las alternativas. Las catarinas y cadena son los que más se acomodan a nuestra necesidad con una puntuación de 4.35.							

Tabla 7 – Evaluación de alternativas de solución del sistema de transmisión.  
Fuente: Elaboración propia

#### 4.2.2.2.2. Sistema de frenado.

A continuación, se muestran tres posibles soluciones al problema de diseño en el sistema de frenado y se describe cada una de ellas, para determinar con facilidad la elección de las mismas.

##### a) Freno de disco:


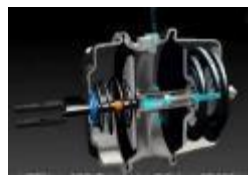

El freno de disco tiene su uso más frecuente en la industria de automovilismo debido a su alta precisión que este genera, pero para su accionamiento es necesario un sistema de lubricación esto debido al calor que genera por fricción, además el mantenimiento es necesario una mano de obra especializada, lo que lo hace más costosa.

**b) Freno neumático:**

El freno neumático se usa bastante cuando los toques a frenar son bajos y se necesita un accionamiento rápido para el sistema de frenado, pero este sistema debido a que utiliza aire comprimido es más costoso y su mantenimiento debido a que se debe evitar fugas de aire es necesario un adecuado plan de mantenimiento preventivo.

**c) Freno de tambor:**

El freno de tambor es muy utilizado en la industria debido a su bajo costo y cuando se desea un frenado suave, además de su bajo costo de fabricación y accionamiento en comparación a los otros tipos de frenos, además que los costos por mantenimiento son mucho menores ya que solo es necesario cambio de zapatas.

CRITERIOS		ALTERNATIVAS DE SOLUCION					
PARAMETRO	PORPORCION	Freno de disco		Freno neumático		Freno de tambor	
							
<b>COSTO</b>	0.35	3	1.05	3	1.05	5	1.40
<b>FUERZA DE FRENADO</b>	0.25	4	1.00	4	1.00	4	1.00
<b>FACILIDAD DE FABRICACION</b>	0.20	3	0.60	3	0.60	5	0.80
<b>FACILIDAD DE MONTAJE</b>	0.10	3	0.45	4	0.60	5	0.75
<b>MANTENIMIENTO</b>	0.10	3	0.30	3	0.30	4	0.40
<b>TOTAL</b>			3.45		3.55		<b>4.35</b>
<p><b>CONCLUSIÓN:</b> Teniendo la evaluación de las alternativas. El freno de tambor es el que más se acomodan a nuestra necesidad con una puntuación de 4.35.</p>							

*Tabla 8 – Evaluación de alternativas de solución del sistema de frenado  
Fuente: Elaboración propia*



#### **4.3.6.3. Evaluación de la carcasa soporte del equipo elevador.**

En definitiva, para la evaluación de la carcasa soporte del equipo elevador, se presentan tres alternativas de solución, así como la descripción de las mismas, esto con la finalidad de facilitar la elección de la alternativa que mejor se adapte al proyecto.

##### **a) Angulo:**




Es un perfil estructural de bajo costo, pero con la desventaja en el tema de rigidez por temas de vibraciones, así mismo de fácil mantenimiento para una posible reconstrucción de la misma.

##### **b) Tubo cuadrado:**

Elemento estructural que reduce las vibraciones por la misma forma que tiene, tiene un costo más elevado que el perfil de ángulo, por otro lado, la forma que tiene hace que su fabricación sea más compleja y esto conlleva de igual manera a que su mantenimiento sea ligeramente más complejo que en ángulo.

##### **c) Canal C:**

Perfil estructural robusto que absorbe de una mejor manera las vibraciones debido a la forma que esta tiene, tiene un costo más elevado que otros perfiles, pero de una fabricación y mantenimiento simple.

CRITERIOS		ALTERNATIVAS DE SOLUCION					
PARAMETRO	PORPORCION	Angulo		Tubo cuadrado		Canal C	
							
RESISTENCIA MECANICA	0.50	3	1.50	4	2.00	5	2.50
COSTOS	0.30	5	1.50	4	1.20	3	0.90
FACILIDAD DE FABRICACION	0.15	4	0.60	3	0.60	4	0.60
MANTENIMIENTO	0.05	4	0.15	4	0.15	4	0.15
<b>TOTAL</b>			3.75		3.95		<b>4.15</b>

**CONCLUSIÓN:** Teniendo la evaluación de las alternativas. El canal C es el que más se acomodan a nuestra necesidad con una puntuación de 4.15.

*Tabla 9 – Evaluación de alternativas de solución de la carcasa de soporte  
Fuente: Elaboración propia*

#### 4.3.6.4. Evaluación del elemento de izaje.

En cuanto al medio de elevación, también se muestran tres alternativas de solución, cada una de ellas con características particulares, las cuales serán evaluadas de acuerdo a la necesidad del proyecto.

##### a) Soga:


Este elemento tiene una baja resistencia mecánica que lo hace poco amigable para el trabajo que se quiere realizar, este motivo hace que su vida útil sea muy baja, por otro lado, de baja flexibilidad y rigidez, por último, no puede se puede hablar de mantenimiento porque una vez deteriorado este elemento se desecharía.

##### b) Cadena:

Este elemento tiene una resistencia mecánica media, ya que cada eslabón es soldado entre los files de cada extremo doblado, tiene una buena vida útil por el material que este es fabricado, con una flexibilidad y rigidez media y un mantenimiento atractivo.

**c) Cable acerado:**

Elemento flexible que tiene buena resistencia mecánica ya que esta es fabricada de una sola pieza, esto conlleva que tenga una vida útil larga, en temas de flexibilidad y rigidez es muy atractivo para el trabajo que se realizara y con un mantenimiento de ligero costo.

CRITERIOS		ALTERNATIVAS DE SOLUCION					
PARAMETRO	PORPORCION	Soga		Cadena		Cable acerado	
							
RESISTENCIA MECANICA	0.60	2	1.20	4	2.40	5	3.00
VIDA UTIL	0.20	2	0.40	4	0.80	4	0.80
FLEXIBILIDAD Y RIGIDEZ	0.15	3	0.45	4	0.60	5	0.75
MANTENIMIENTO	0.05	2	0.10	4	0.20	3	0.15
<b>TOTAL</b>			2.15		4.00		<b>4.70</b>
<p><b>CONCLUSIÓN:</b> Teniendo la evaluación de las alternativas. El cable acerado es el que más se acomodan a nuestra necesidad con una puntuación de 4.70.</p>							

*Tabla 10 – Evaluación de alternativas de solución del medio de elevación  
Fuente: Elaboración propia*

**4.3.6.5. Evaluación de soporte de ejes.**

Para la evaluación del soporte de ejes, se describe cada una de las tres opciones, con el fin de encontrar una íntima relación entre la necesidad y las prestaciones brindadas por cada una de las alternativas

**a) Bocinas de apriete:**

Estas piezas se fabrican mediante el proceso de manufactura de torno, esto hace que su costo sea poco atractivo debido a lo antes mencionado, por otro lado, el costo elevado que tiene este material de bronce, debido a la alta fricción que puede haber entre componente hace que sus velocidades sean muy bajas, la forma

que tiene hace que su montaje y mantenimiento sea poco atractiva.

**b) Cojinete de deslizamiento:**

Estos elementos son de material hierro fundido, seguidamente del mecanizado interior, esto hace que su costo sea medio, debido a la fricción que estas llevan con los elementos hace que sus velocidades no sean muy altas, son de fácil montaje como también de su posible mantenimiento.

**c) Cojinete de rodadura:**

Elemento que son seleccionados de acuerdo a las cargas y velocidades, los costos son bajos ya que estos son adquiridos en tiendas autorizadas, por otro lado, cuentan con pistas de rodadura, esto permite trabajos de altas velocidades, finalmente por su forma hace que su montaje y mantenimiento sean atractivos.




CRITERIOS		ALTERNATIVAS DE SOLUCION					
PARAMETRO	PORPORCION	Bocinas de apriete		Cojinete de deslizamiento		Cojinete de rodadura	
							
<b>COSTOS</b>	0.40	2	0.80	3	1.20	4	1.20
<b>VELOCIDAD</b>	0.30	3	0.90	3	0.90	5	1.50
<b>MONTAJE</b>	0.15	3	0.45	5	0.75	4	0.60
<b>MANTENIMIENTO</b>	0.05	4	0.20	4	0.20	3	0.15
<b>TOTAL</b>			2.35		3.05		<b>3.45</b>
<p><b>CONCLUSIÓN:</b> Teniendo la evaluación de las alternativas. Los rodamientos es la que más se acomodan a nuestra necesidad con una puntuación de 3.45.</p>							

Tabla 11 – valuación de alternativas de solución del soporte de ejes  
Fuente: Elaboración propia

#### 4.3. Diseño, Selección, Modelamiento y Simulación del elevador de carga.

Una vez realizada la evaluación y selección de los diferentes componentes del elevador de carga, se procede a realizar un bosquejo del mecanismo elevador de carga.

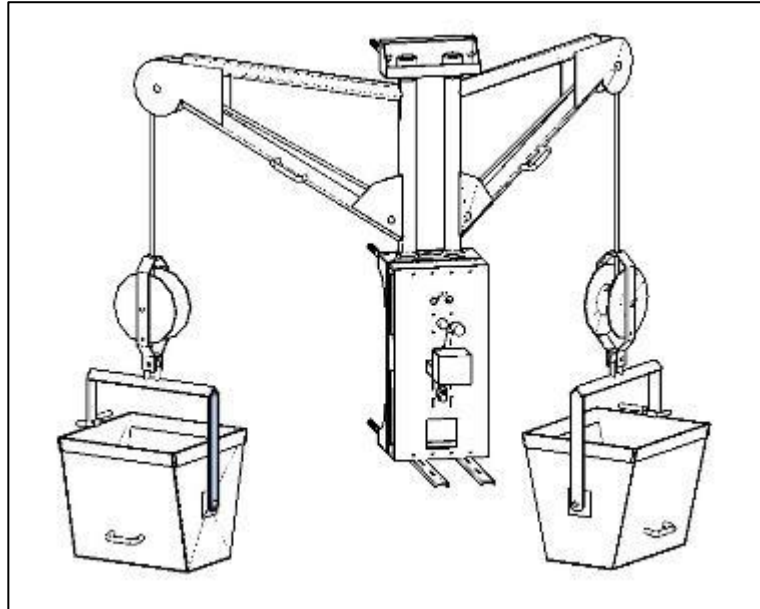


Figura 2 – Bosquejo de máquina elevadora de carga.  
Fuente: Elaboración propia

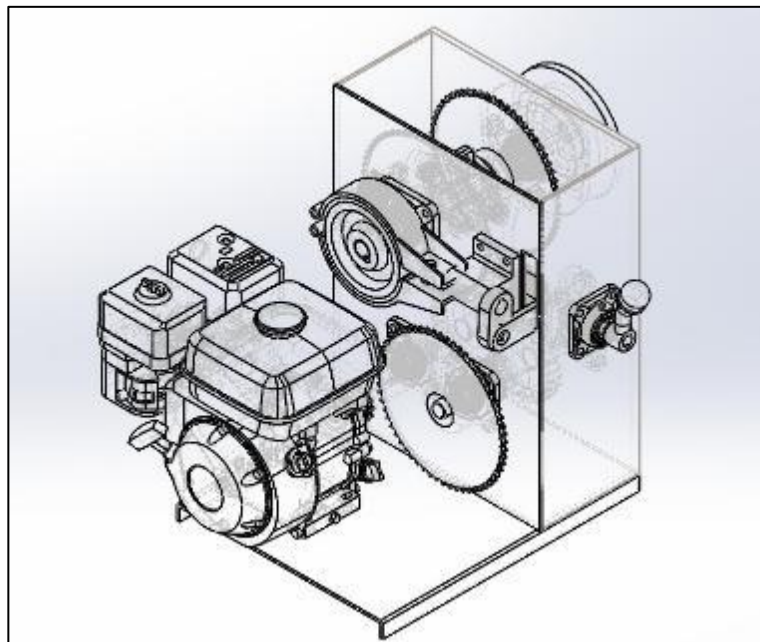


Figura 3 – Bosquejo del sistema de transmisión del elevador de carga.  
Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la Figura 2 y 3, El elevador de carga cuenta con un motor estacionario de combustión interna como fuente motriz, un sistema de transmisión, y un sistema de elevación de carga a través de poleas y cable acerado (según evaluación en matriz morfológica), el mecanismo es adaptable a diferentes tipos de carga. Para elevar el concreto, se utiliza una cubeta, la cual se acopla fácilmente al sistema de elevación, a través de un gancho, el cual facilita el trabajo para la elevación de cualquier otro tipo de carga. (agregados, cemento, agua, ladrillos, etc.).

#### 4.3.1. Diseño, modelamiento y simulación del depósito de concreto y accesorios para la elevación de carga.

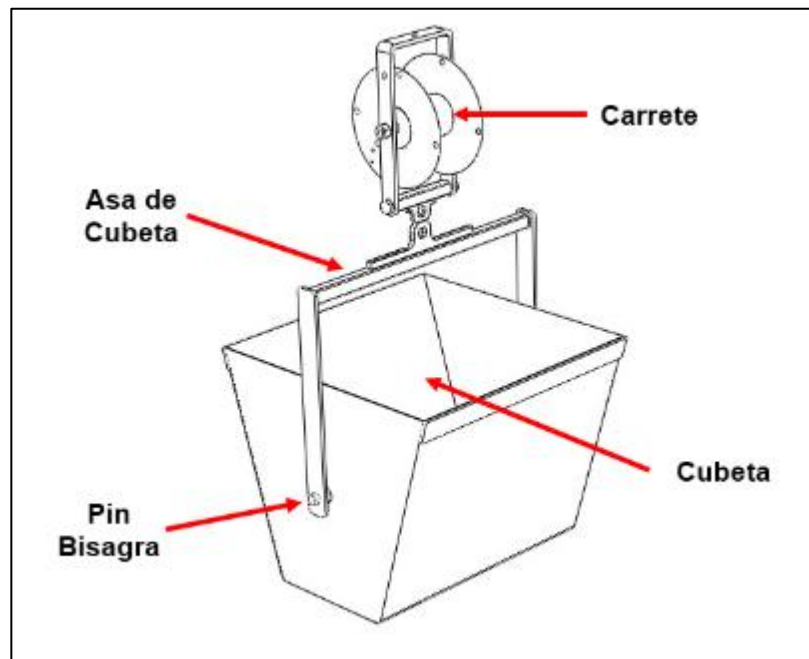


Figura 4– Bosquejo del sistema de transmisión del elevador de carga.

Fuente: Elaboración propia

En la figura 4, se puede observar los accesorios que forman parte del acople para la elevación de carga: La cubeta (contiene el concreto a elevar), el pin bisagra (une la aza a la cubeta y le da flexibilidad), El asa de la cubeta (unión rígida entre la cubeta y el carrete) y el carrete (contiene un pequeño tambor para enrollar el cable acerado y de esta manera regular la altura de elevación).

#### 4.3.6.1. Diseño, modelamiento y simulación del depósito de concreto.

En el apartado 4.1, se realizó el análisis de la carga máxima a elevar, esto arrojo como resultado, que la carga máxima se da con el concreto mezclado, esto es la pieza principal para el desarrollo de los cálculos, pero hay un factor importante a considerar, y es el depósito que contiene el concreto a ser elevado, tal como se mencionó, se trata de una cubeta, la cual se diseña y simula a continuación.

Según el apartado 4.1, la carga de concreto a elevar es 200 kg, en el análisis que se realiza en el mismo apartado, se determina que el volumen a elevar por viaje es de  $0.089 \text{ m}^3$ .

Aplicado un factor de seguridad para el diseño de la cubeta, se tiene que el volumen mínimo de la batea es:

$$V_{min} = V_{por\ viaje} * F.S$$

$$V_{min} = 0.089 \text{ m}^3 * 1.25$$

$$V_{min} = 0.111 \text{ m}^3$$

Según el criterio y a experiencia de los autores de esta investigación, la cubeta se diseñará en forma trapezoidal, estableciendo las medidas según criterio de los autores, los cuales serán corroborados realizando análisis mediante simulación.

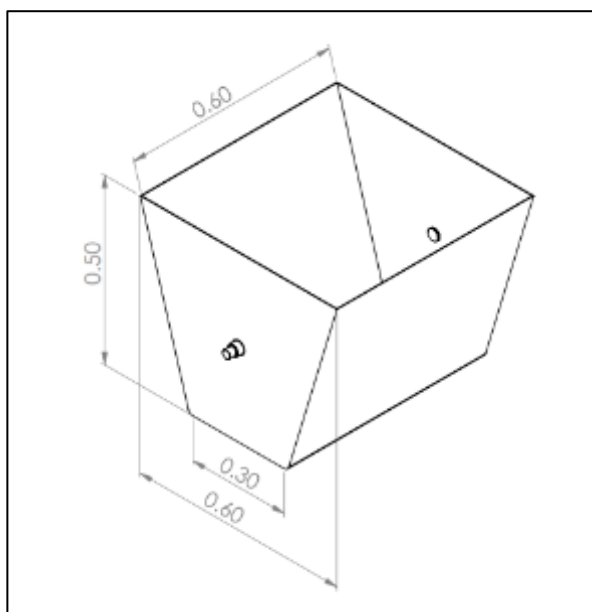


Figura 5 – Bosquejo de la cubeta para elevar el concreto mezclado.  
Fuente: Elaboración propia

Recalculando el volumen de la cubeta diseñada:

$$V = \left( \frac{0.30 + 0.50}{2} * 0.50 \right) * 0.60 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$V = 0.12 \text{ m}^3$$

Se cumple con el volumen mínimo para el concreto a elevar.

Posteriormente se procede al modelamiento de la cubeta, con las medidas especificadas.

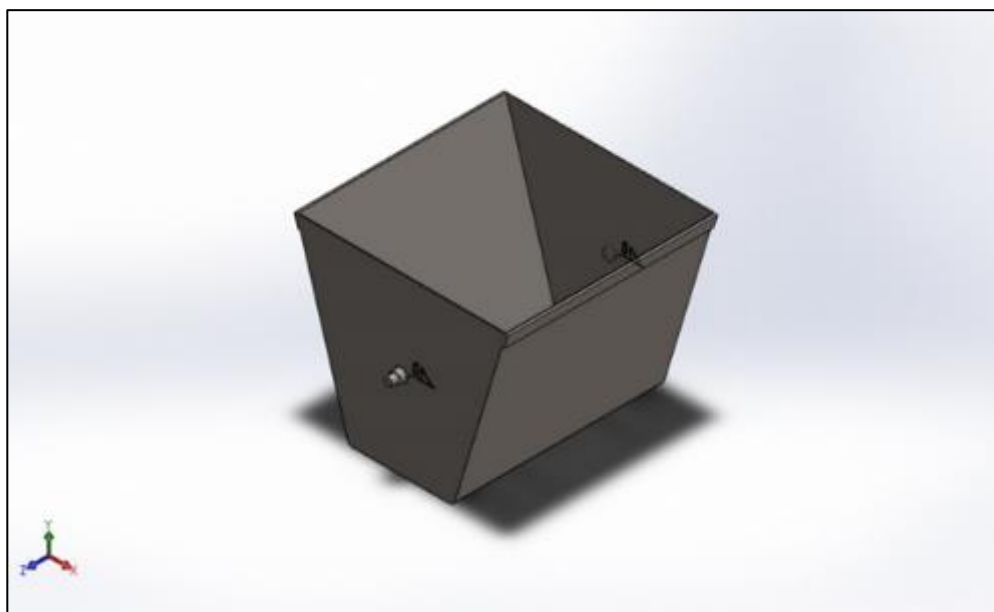


Figura 6 – Modelado de la cubeta para elevar el concreto mezclado.  
Fuente: SOLIDWORKS

Con el modelado, se procede a realizar los análisis a través del software SolidWorks, para corroborar que las dimensiones y las características de la cubeta cumplan con las condiciones de operación de la elevación de carga.

- **Condiciones de simulación.**

*Características del material:*

- Tipo de material: ASTM A36 – Acero.

*Cargas Externas:*

- Densidad del concreto a elevar: 2247.785 kg/m<sup>3</sup>
- Aceleración de la gravedad: 9.81 m/s<sup>2</sup>

*Otras condiciones:*

- Puntos de sujeción en el contacto de los pines de apoyo y la plancha de la cubeta.



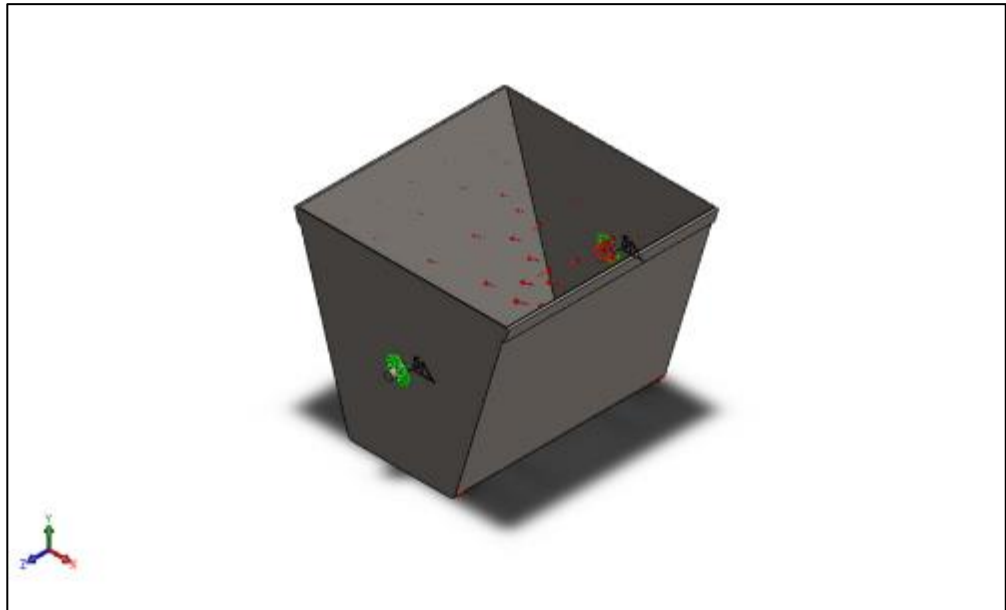


Figura 7 – Condiciones de simulación de cubeta para elevar concreto.  
Fuente: SOLIDWORKS

A través de un proceso iterativo, se encuentra el factor de seguridad deseado para el diseño de la cubeta. Para este elemento el factor de seguridad dependerá directamente del espesor de la plancha de acero, por lo cual es esta magnitud la que va a variar hasta encontrar el valor deseado.

DISEÑO DE ESPESOR DE CUBETA				
Proceso	DESCRIPCION	Esfuerzos Von Misses (Mpa)	Desplazamiento Estatico (mm)	F.S. Estatico
1	Espesor de plancha 5/32"	38.867	0.770	6.432
2	Espesor de plancha 1/8"	70.807	1.253	3.531
3	Espesor de plancha 3/32"	107.355	1.943	2.329

Tabla 12 – Iteración para el diseño de cubeta.  
Fuente: Elaboración propia

Bajo el proceso iterativo se concluye:

- Espesor de la plancha: 3/32 in.

A continuación, se muestran los resultados de los análisis con el espesor de plancha seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

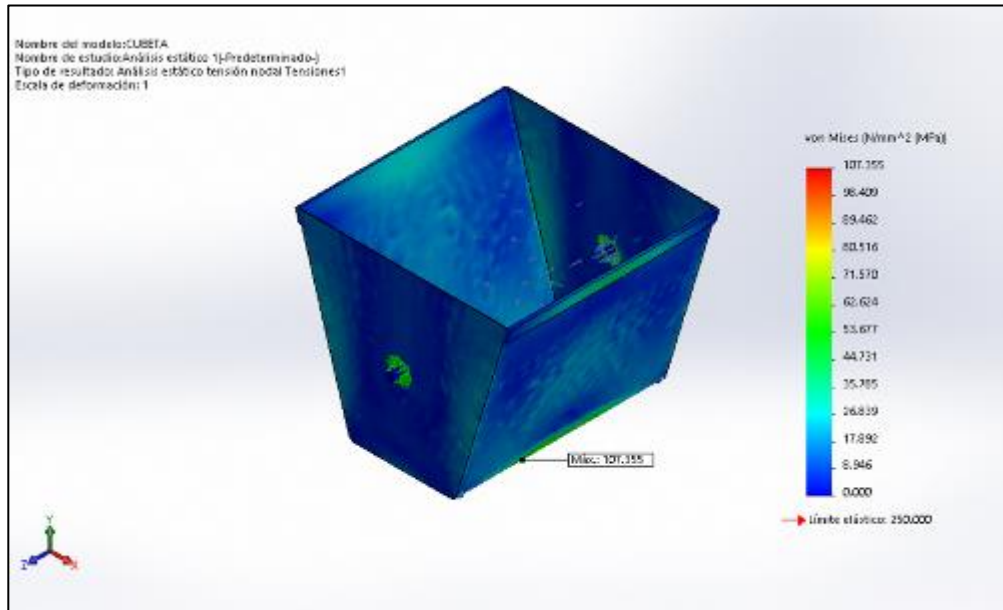


Figura 8 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 107.355 MPa, esto está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 250.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

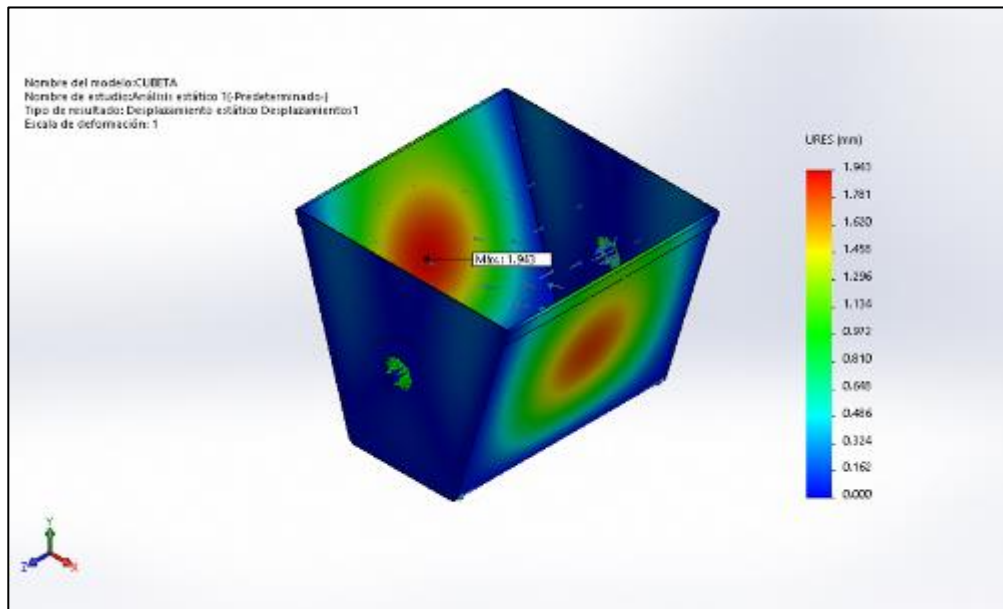


Figura 9 – Simulación de desplazamiento estático de la cubeta.  
Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo de la cubeta es de 1.943 mm.

- **Simulación de factor de seguridad estático.**

En la comprobación del análisis por fatiga, de acuerdo al tipo de carga, y a la fabricación del elemento, el software SolidWorks concluye que; las tensiones son tan pequeñas que se descarta el análisis por fatiga, debido a eso solo se ejecuta el análisis estático del elemento.

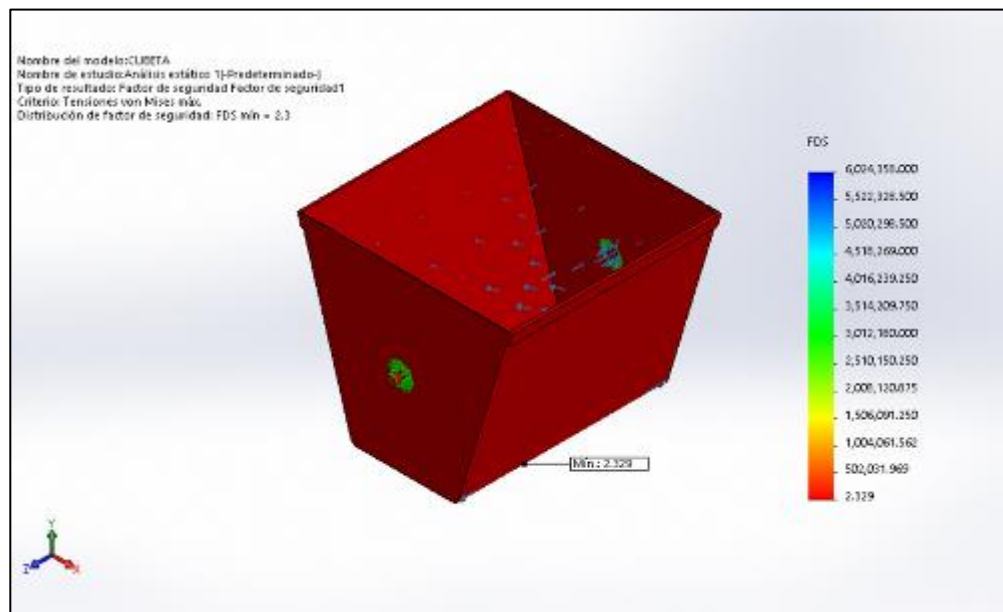


Figura 10 – Simulación de factor de seguridad de la cubeta.  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad mínimo es de 2.329

Las simulaciones demuestran que la cubeta de concreto cumple con las condiciones de operación de elevación de carga.

Por lo tanto, bajo las características de materiales, según la densidad del acero ASTM A36, arroja que la masa de la cubeta es de 25.503 kg.

#### 4.3.6.2. Diseño, modelamiento y simulación del pin de bisagra

Uno de los accesorios de la cubeta es el pin de bisagra, es un elemento sencillo, pero cumple la función de acople entre la cubeta y el aza, para de esta manera lograr la elevación y sujeción de la cubeta con la carga. Para esto, se toma la realización de un bosquejo de un pin de doble diámetro, el diámetro más pequeño se acopla al aza y el más ancho se suelda a la cubeta.

A continuación, se muestra un bosquejo del pin de bisagra.

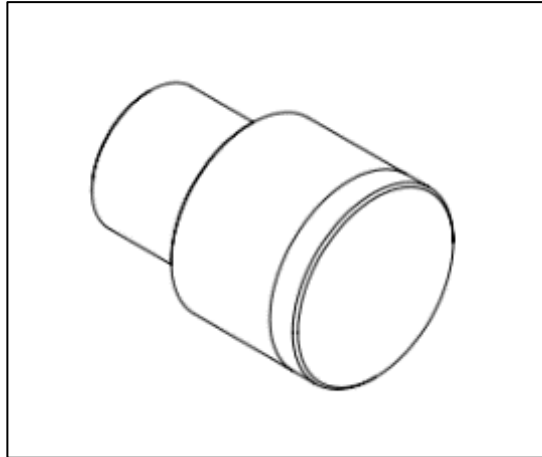


Figura 11 – Bosquejo del pin de bisagra.  
Fuente: Elaboración Propia.

Con el bosquejo, se procede al modelado de la pieza.

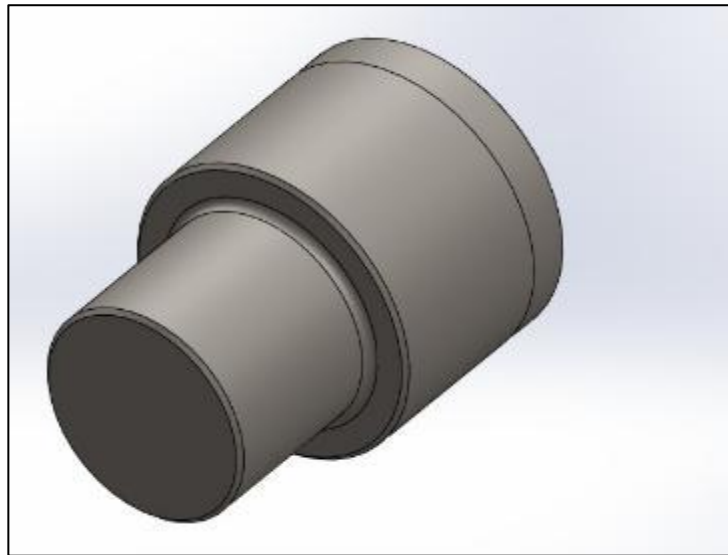


Figura 12 – Modelado del pin de bisagra.  
Fuente: SOLIDWORKS

Con el modelado, se procede a realizar los análisis a través del software SolidWorks, para corroborar que las dimensiones y las características del pin de bisagra cumplan con las condiciones de operación de la elevación de carga.

- **Condiciones de simulación.**

Características del material:

- Tipo de material: ASTM A36 – Acero.

Cargas Externas:

- Masa soportada (concreto + Cubeta) 225.50 kg
- Aceleración de la gravedad: 9.81 m/s<sup>2</sup>

Otras condiciones:

- Puntos de sujeción en el diámetro pequeño (unión con el aza de la cubeta)

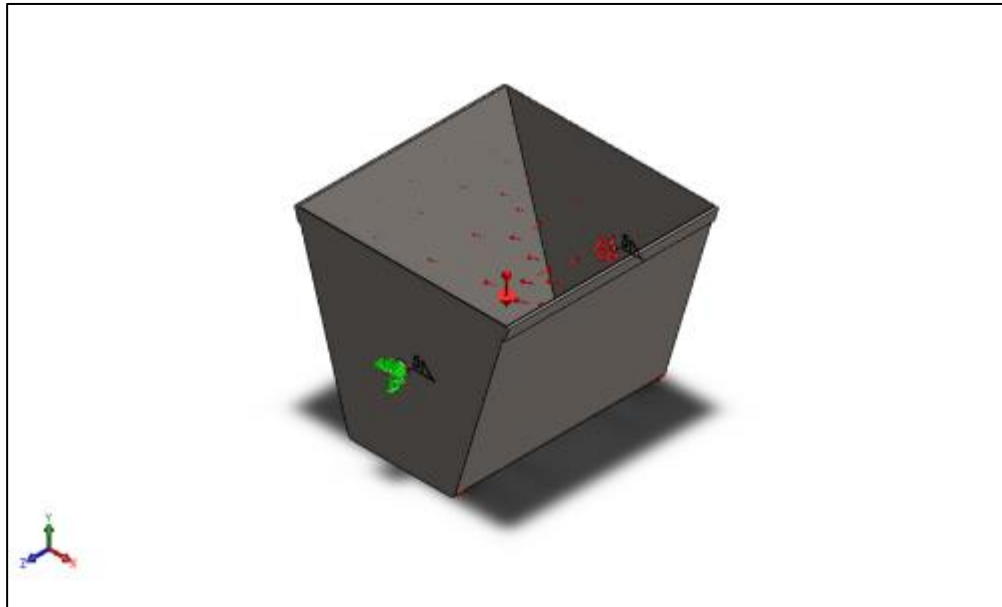


Figura 13 – Condiciones de simulación del pin de bisagra.  
Fuente: SOLIDWORKS

A través de un proceso iterativo, se encuentra el factor de seguridad deseado para el pin de bisagra. Para este accesorio, el factor de seguridad dependerá directamente del diámetro donde se acopla el aza de la cubeta, por lo cual es esta magnitud la que va a variar hasta encontrar el factor de seguridad deseado.

DISEÑO DE PIN				
Proceso	DESCRIPCION	Esfuerzos de Von Misses	Desplazamiento Estatico	F.S. Estatico
1	Diametro de eje 15 mm	282.227	1.990	0.886
2	Diametro de eje 20 mm	146.564	1.986	1.706
3	<b>Diametro de eje 23 mm</b>	<b>111.279</b>	<b>1.976</b>	<b>2.247</b>

Tabla 13 – Iteración para el diseño de pin de bisagra.  
Fuente: Elaboración propia

Bajo el proceso iterativo se concluye:

- Diámetro de eje pequeño: 23 mm.

A continuación, se muestran los resultados de los análisis realizados con diámetro de eje seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

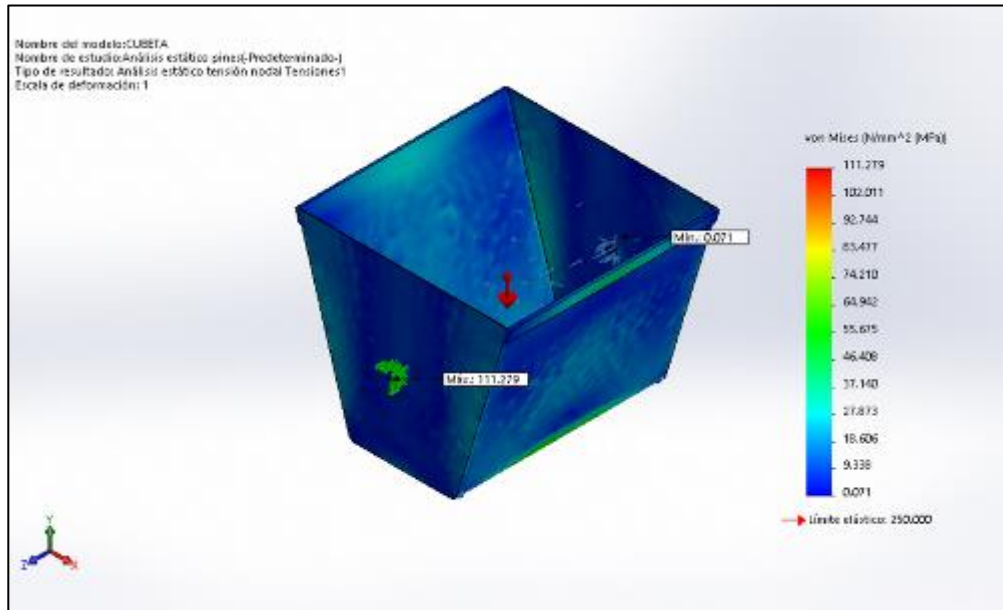


Figura 14 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.  
 Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 111.279 MPa, esto está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 250.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

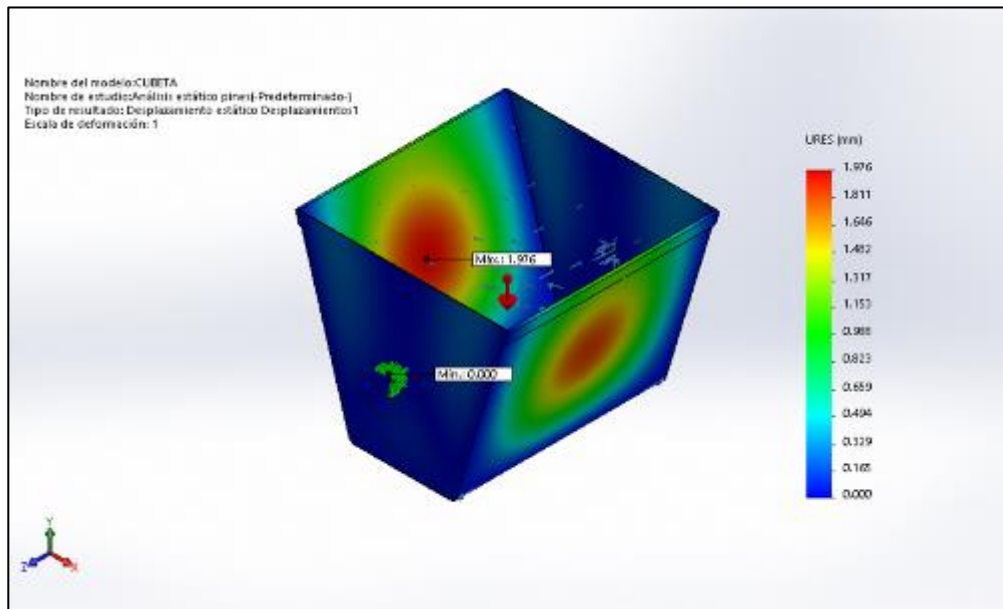


Figura 15 – Simulación de desplazamiento estático de la cubeta.  
 Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo es de 1.976 mm, esto se da en la cubeta, mientras que en los pines de bisagra no existe desplazamiento.

- **Simulación de factor de seguridad estático.**

En la comprobación del análisis por fatiga, de acuerdo al tipo de carga, y a la fabricación del elemento, el software SolidWorks concluye que; las tensiones son tan pequeñas que se descarta el análisis por fatiga, debido a eso solo se realiza el análisis estático del elemento.

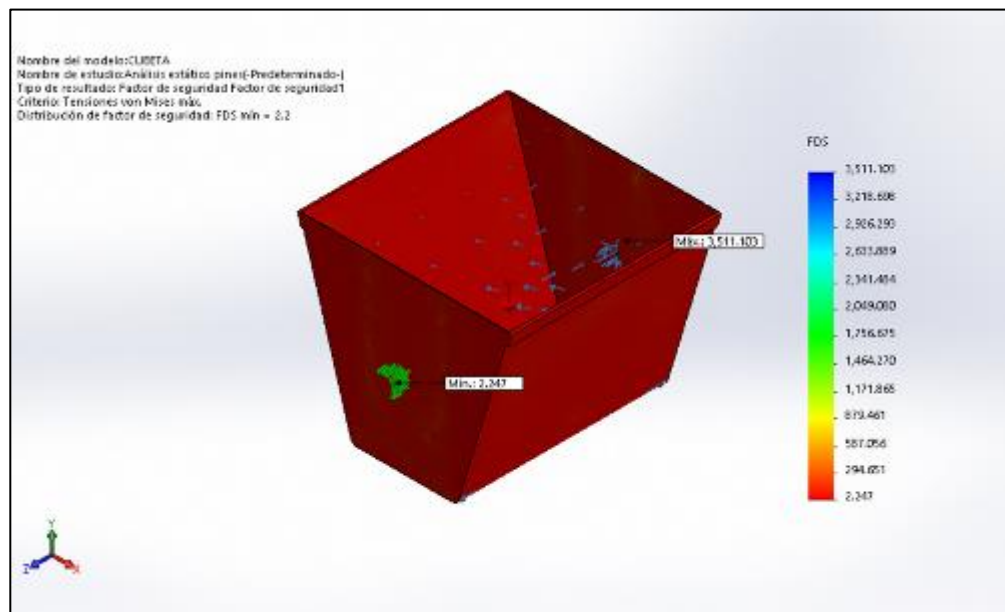


Figura 16 – Simulación de factor de seguridad de la cubeta.  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad mínimo es de 2.247

Las simulaciones demuestran que el pin de bisagra cumple con las condiciones de operación de elevación de carga.

Por lo tanto, bajo las características de materiales, según la densidad del acero ASTM A36, el software arroja que la masa del pin de bisagra es de 220.73 gramos.

#### 4.3.6.3. Diseño, modelamiento y simulación del asa de cubeta

El asa de la cubeta es un elemento cuya función es la de sostener la cubeta para realizar la elevación de carga, además de esto, cumple con la función de acoplar el carrete y la cubeta de concreto.

A continuación, se muestra el bosquejo del asa de cubeta.

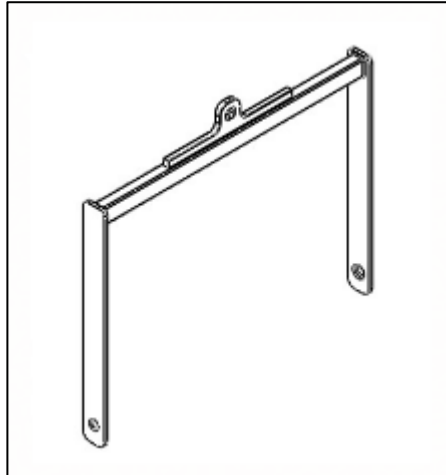


Figura 17 – Bosquejo del asa de cubeta  
Fuente: Elaboración Propia.

Con el bosquejo, se procede al modelado de la pieza.



Figura 18 – Modelado del asa de cubeta.  
Fuente: SOLIDWORKS

Con el modelado, se procede a realizar los análisis a través del software SolidWorks. Bajo las siguientes condiciones de simulación.

- **Condiciones de simulación.**

Características del material:

- Tipo de material: ASTM A36 – Acero.



Cargas Externas:

- Masa soportada 225.723 kg
- Aceleración de la gravedad: 9.81 m/s<sup>2</sup>

Otras condiciones:

- Puntos de sujeción en la unión de la aza de cubeta y el carrete de arrollamiento del cable de acero.

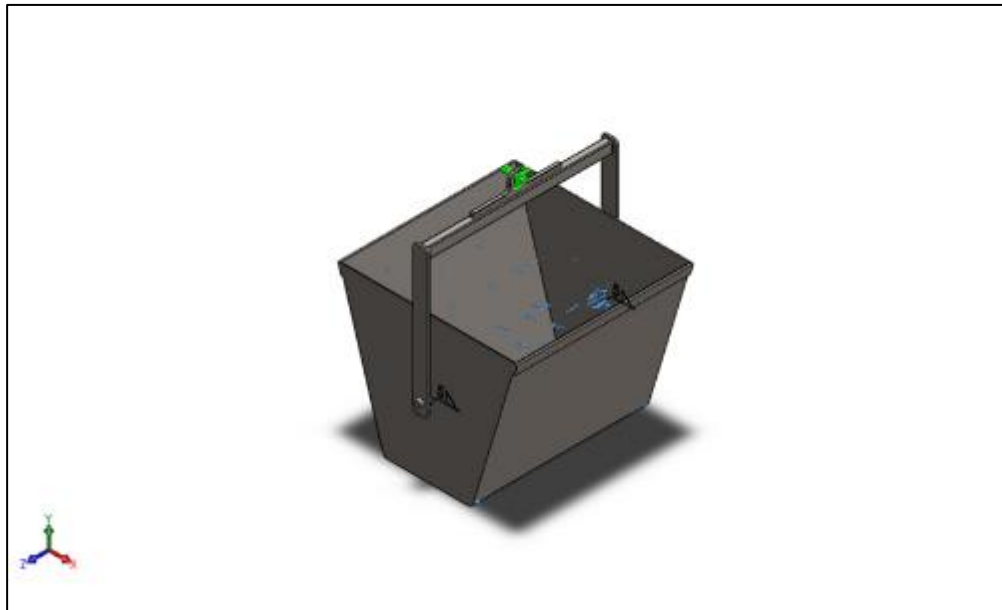


Figura 19 – Condiciones de simulación del asa de cubeta.  
Fuente: SOLIDWORKS

Al igual que en los elementos anteriores, se aplica un proceso iterativo, para encontrar el factor de seguridad deseado para el asa de cubeta. Para este accesorio, el factor de seguridad dependerá directamente del espesor de la plancha del elemento, por lo cual es esta magnitud la que va a variar hasta encontrar el factor de seguridad deseado.

DISEÑO DE ASA DE CUBETA				
Proceso	DESCRIPCION	Esfuerzos de Von Misses	Desplazamiento Estatico	F.S. por Fatiga
1	Espesor de plancha 1/4"	134.612	0.995	1.857
2	Espesor de plancha 5/16"	118.433	0.969	1.977
3	<b>Espesor de plancha 1/2"</b>	<b>96.665</b>	<b>0.917</b>	<b>2.001</b>

Tabla 14 – Iteración para el diseño de asa de cubeta.  
Fuente: Elaboración propia

Bajo el proceso iterativo se concluye:

- Espesor de la plancha: 1/2 in.

A continuación, se muestran los resultados de los análisis realizados el espesor de plancha seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

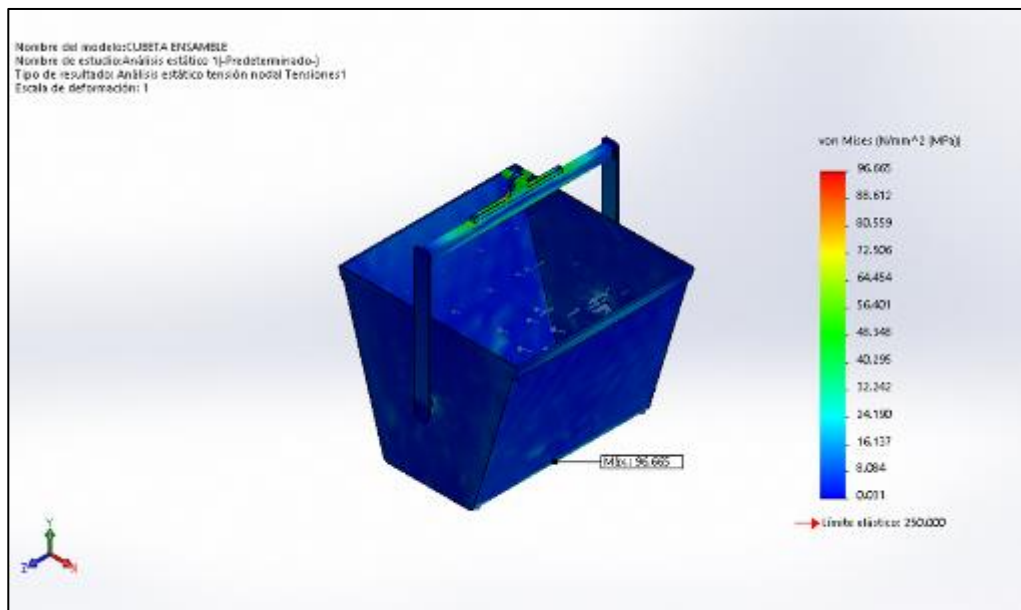


Figura 20 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.

Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 96.665 MPa, esto está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 250.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

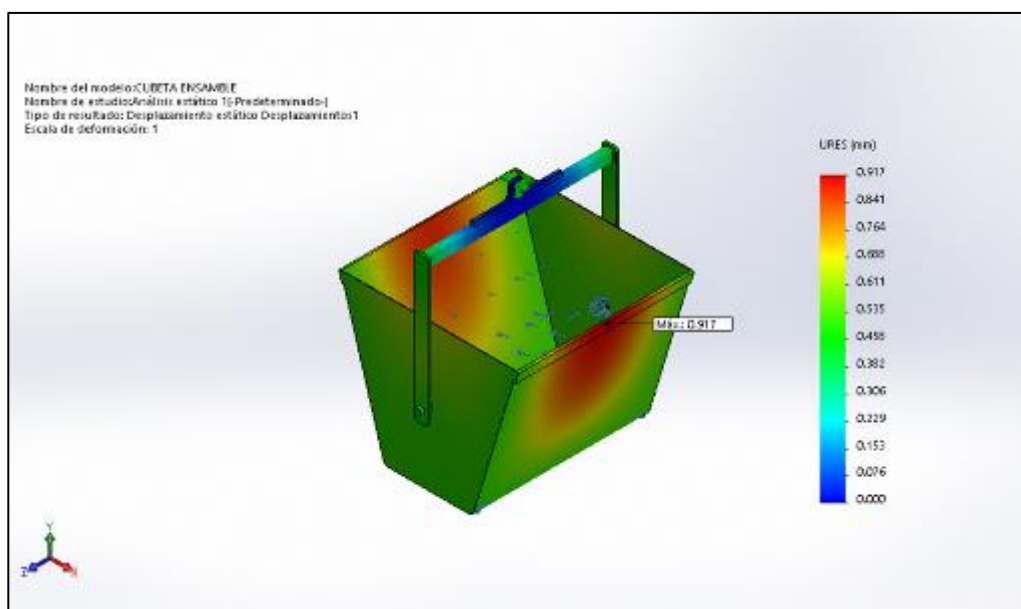


Figura 21 – Simulación de desplazamiento estático del asa de cubeta.

Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo es de 0.917mm, el cual se da en la parte lateral de la cubeta.

- **Simulación de factor de seguridad estático.**

En la comprobación del análisis por fatiga, de acuerdo al tipo de carga, y a la fabricación del elemento, el software SolidWorks concluye que; las tensiones son tan pequeñas que se descarta el análisis por fatiga, debido a eso solo se realiza el análisis estático del elemento.

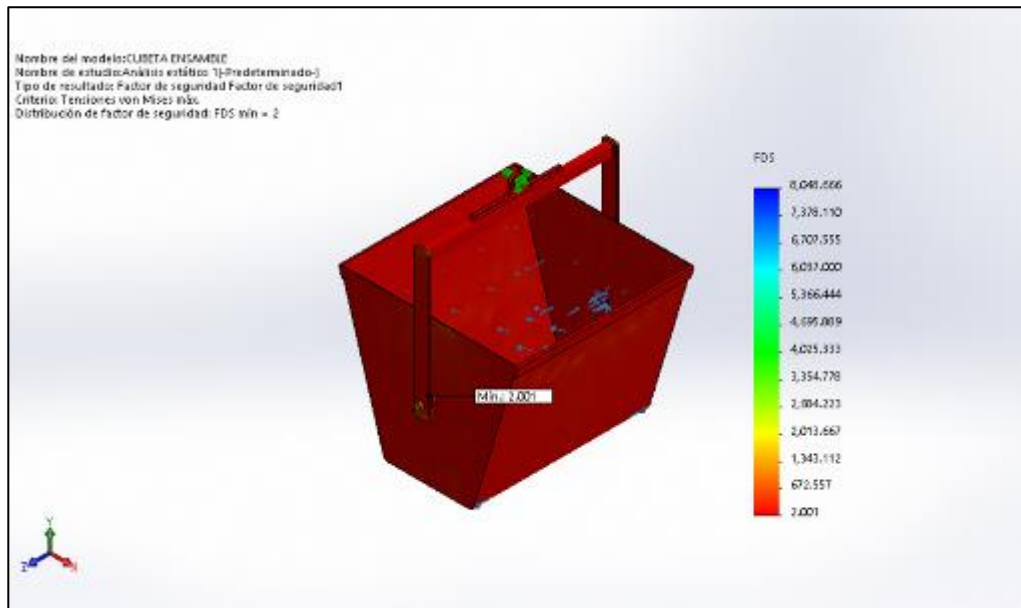


Figura 22 – Simulación de factor de seguridad del asa de cubeta  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad mínimo es de 2.001

Las simulaciones demuestran que el asa de cubeta cumple con las condiciones de operación de elevación de carga.

Por lo tanto, bajo las características de materiales, según la densidad del acero ASTM A36, el software arroja que la masa del asa de cubeta es de 6.696 kg.

#### 4.3.6.4. Diseño, modelamiento y simulación de carrete

El carrete es un elemento cuya función es ser la unión entre el cable de elevación y la carga, además de esto cumple un papel importante en la regulación del cable, para de esta manera hacer un elevador de carga versátil a diferentes alturas.

A continuación, se muestra un bosquejo y los elementos que forman parte del carrete.

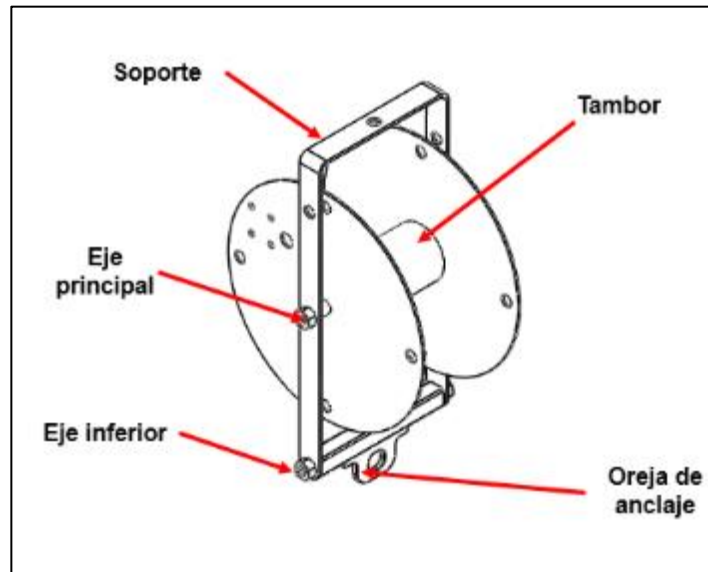


Figura 23 – Bosquejo del carrete.  
Fuente: Elaboración Propia.

En la figura 23, se puede apreciar los elementos que forman parte del carrete, entre los cuales tenemos el soporte, tambor, eje principal, eje inferior y oreja de anclaje. Estos elementos se modelan y se simulan uno a uno con el fin de asegurar que el elemento no presenta deficiencias bajo condiciones de operación.

### A. Diseño, modelamiento y simulación de soporte de carrete

El soporte, es el elemento principal sobre el cual se montan las piezas del carrete, esta está sujeta al cable acerado, a través de un orificio en la parte superior, y al asa de la cubeta a través de la oreja de anclaje.

A continuación, se muestra un bosquejo del soporte del carrete.

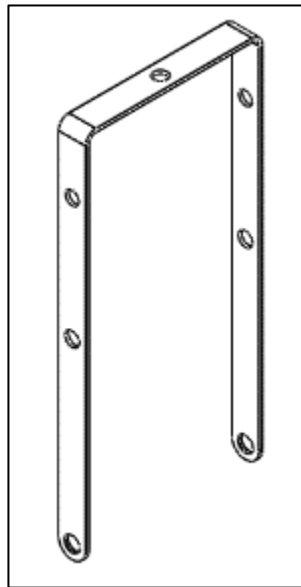


Figura 24 – Bosquejo del carrete.  
Fuente: Elaboración Propia.

Con el bosquejo, se procede al modelado de la pieza.



Figura 25 – Modelado del soporte de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS

Con el modelado, se procede a realizar los análisis a través del software SolidWorks. Bajo las siguientes condiciones de simulación.

Características del material:

- Tipo de material: ASTM A36 – Acero.

Cargas Externas:

- Masa soportada 232.824 kg
- Aceleración de la gravedad: 9.81 m/s<sup>2</sup>

Otras condiciones:

- Punto de sujeción en los orificios donde se ensambla el eje principal.
- Punto de aplicación de carga en los orificios donde se ensambla el eje inferior y la oreja de anclaje.

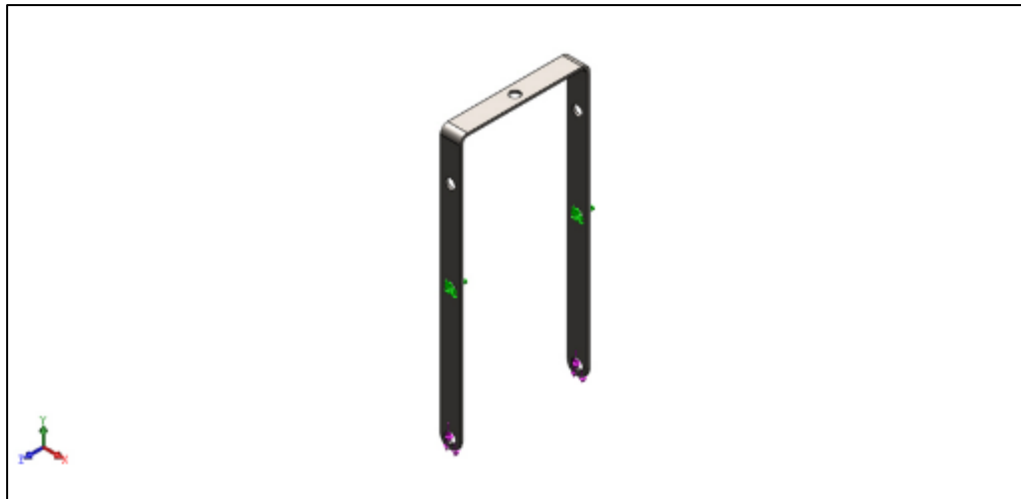


Figura 26 – Condiciones de simulación del soporte de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS

Al igual que en los elementos anteriores, se aplica un proceso iterativo, para encontrar el factor de seguridad deseado para el soporte de carrete. Para este elemento, el factor de seguridad dependerá directamente del espesor de la platina del elemento, por lo cual es esta magnitud la que va a variar hasta encontrar el factor de seguridad deseado.

DISEÑO DE CARRETE (SOPORTE)				
Proceso	DESCRIPCION	Esfuerzos de Von Misses	Desplazamiento Estatico	F.S. Estatico
1	Espesor de platina 1/4"	46.061	0.014	5.428
2	Espesor de platina 5/32"	79.641	0.022	3.139
3	<b>Espesor de platina 1/8"</b>	<b>103.667</b>	<b>0.028</b>	<b>2.412</b>

Tabla 15 – Iteración para el diseño de soporte de carrete.  
Fuente: Elaboración propia

Bajo el proceso iterativo se concluye:

- Espesor de la platina: 1/8 in.

A continuación, se muestran los resultados de los análisis realizados con el espesor de platina seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

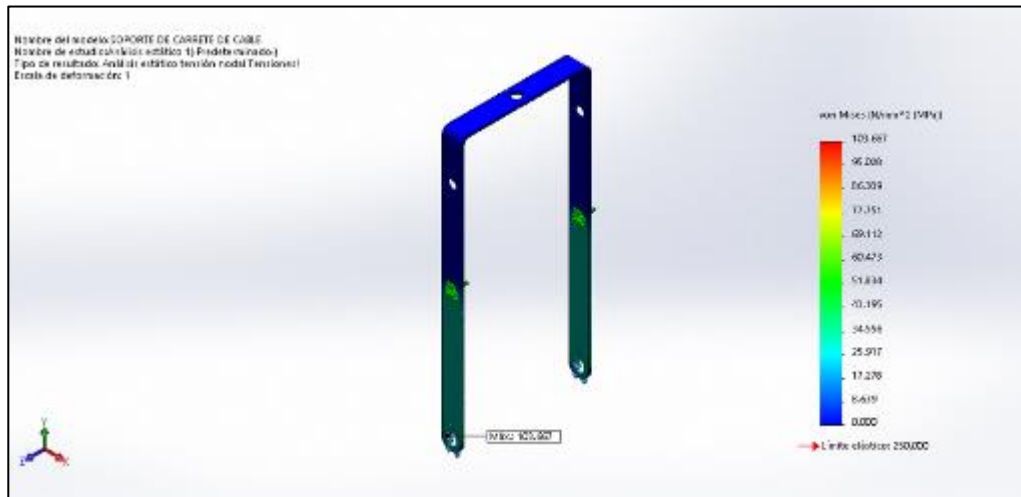


Figura 27 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 103.667 MPa, esto está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 250.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

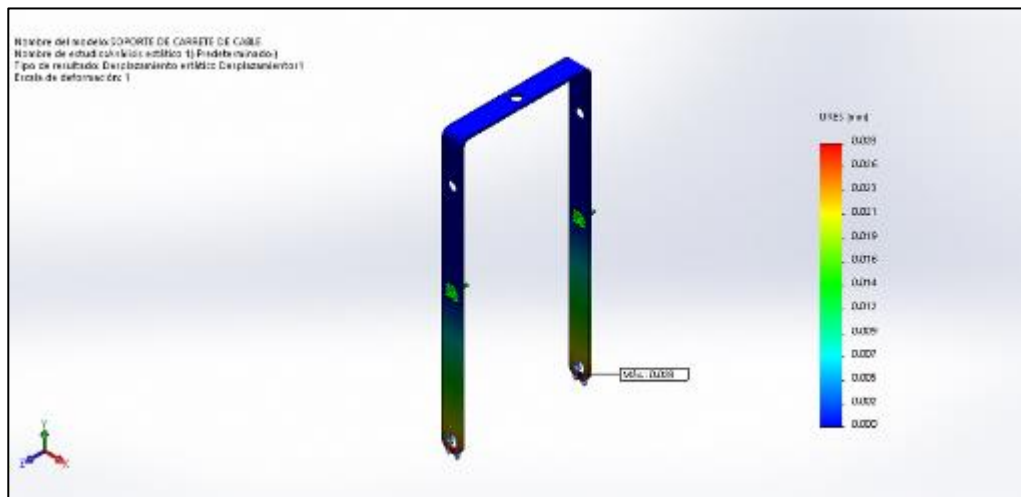


Figura 28 – Simulación de desplazamiento estático del soporte de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo es de 0.028 mm.

- **Simulación de factor de seguridad estático.**

En la comprobación del análisis por fatiga, de acuerdo al tipo de carga, y a la fabricación del elemento, el software SolidWorks concluye que; las tensiones son tan pequeñas que se descarta el análisis por fatiga, debido a eso solo se realiza el análisis estático del elemento.

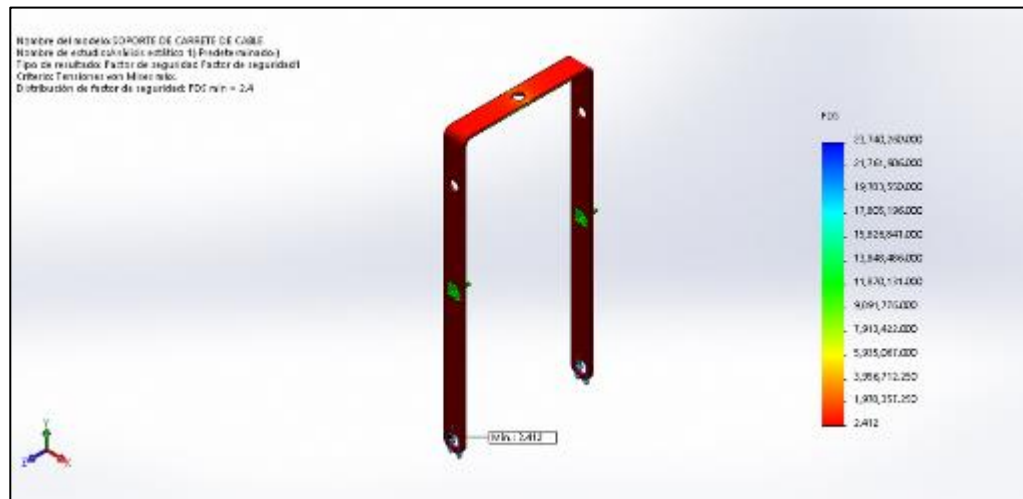


Figura 29 – Simulación de factor de seguridad del soporte de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad mínimo es de 2.412.

Las simulaciones demuestran que el soporte de carrete, cumple con las condiciones de operación de elevación de carga.

Por lo tanto, bajo las características de materiales, según la densidad del acero ASTM A36, el software arroja que la masa del soporte de carrete es de 516.88 g.



## B. Diseño, modelamiento y simulación de tambor de carrete

El tambor de carrete, es el elemento en el cual se va a enrollar el cable acerado y de esta manera poder regular la altura del elevador de carga. Este elemento está unido al soporte de carrete a través del eje principal. A continuación, se muestra un bosquejo del tambor de carrete.

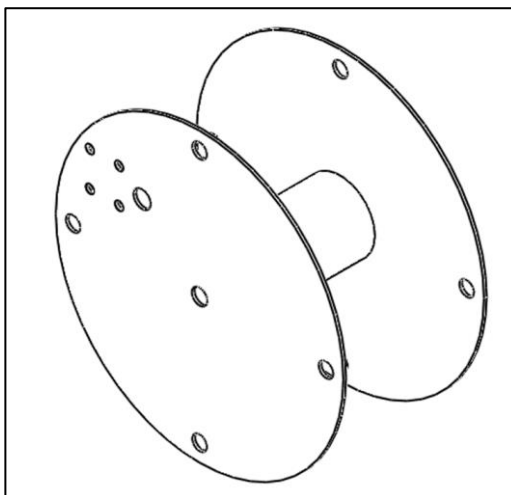


Figura 30 – Bosquejo del tambor de carrete  
Fuente: Elaboración Propia.

Con el bosquejo, se procede al modelado de la pieza.

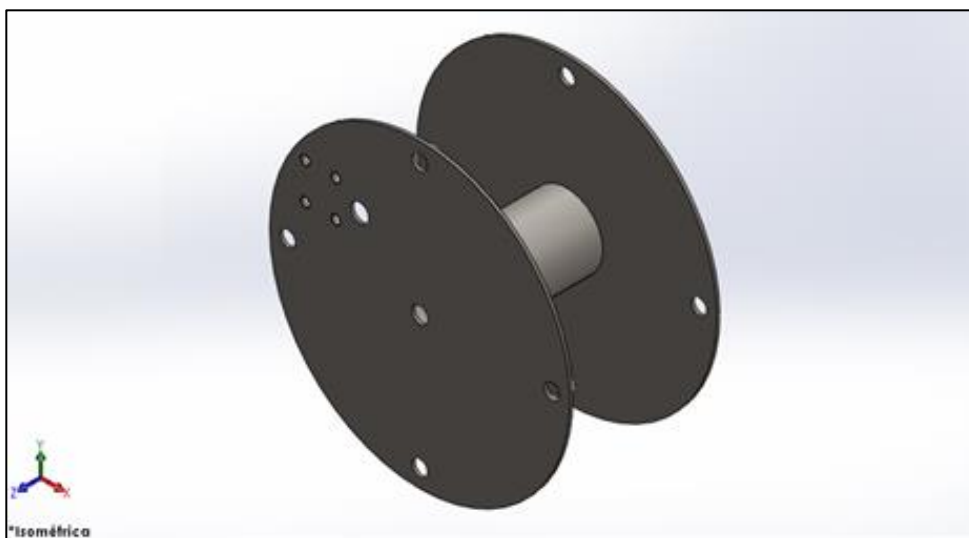


Figura 31 – Modelado del tambor de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS

Con el modelado, se procede a realizar los análisis a través del software SolidWorks. Bajo las siguientes condiciones de simulación.

Características del material:

- Tipo de material: ASTM A36 – Acero.

Cargas Externas:

- Carga aplicada 2284.877 N

Otras condiciones:

- Punto de sujeción en los orificios donde se ensambla el eje principal.
- Punto de aplicación de carga en el eje del tambor, donde se enrolla el cable acerado.

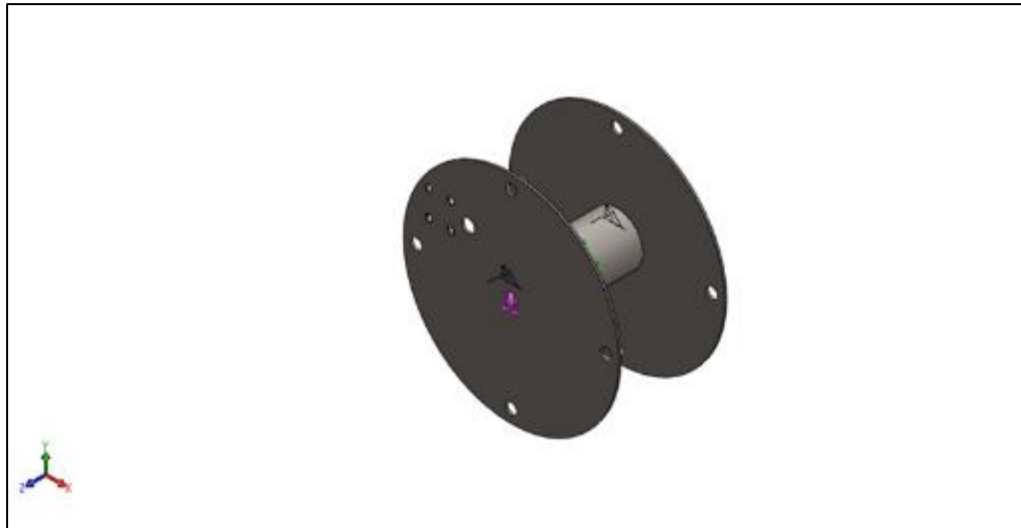


Figura 32 – Condiciones de simulación del tambor de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS

Al igual que en los elementos anteriores, se aplica un proceso iterativo, para encontrar el factor de seguridad deseado para el tambor de carrete. Para este elemento, el factor de seguridad dependerá directamente del espesor de la plancha del elemento, por lo cual es esta magnitud la que va a variar hasta encontrar el factor de seguridad deseado.

DISEÑO DE CARRETE (TAMBOR)				
Proceso	DESCRIPCION	Esfuerzos de Von Misses	Desplazamiento Estatico	F.S. por Fatiga
1	Espesor de plancha 3/8"	53.432	0.046	4.679
2	Espesor de plancha 5/32"	68.574	0.068	3.646
3	<b>Espesor de plancha 3/32"</b>	<b>102.114</b>	<b>0.115</b>	<b>2.448</b>

Tabla 16 – Iteración para el diseño del tambor de carrete.  
Fuente: Elaboración propia

Bajo el proceso iterativo se concluye:

- Espesor de la plancha: 3/32 in.

A continuación, se muestran los resultados de los análisis realizados con el espesor de plancha seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

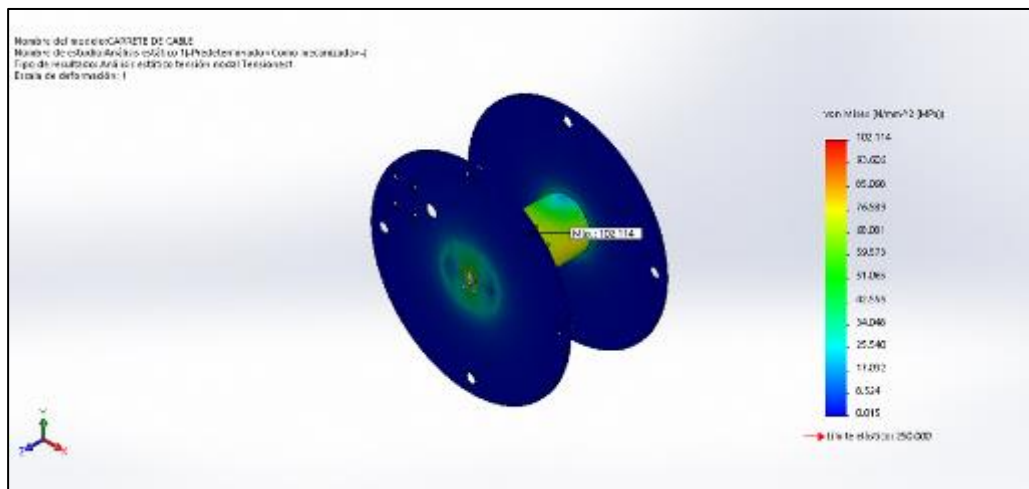


Figura 33 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 102.114 MPa, esto está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 250.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

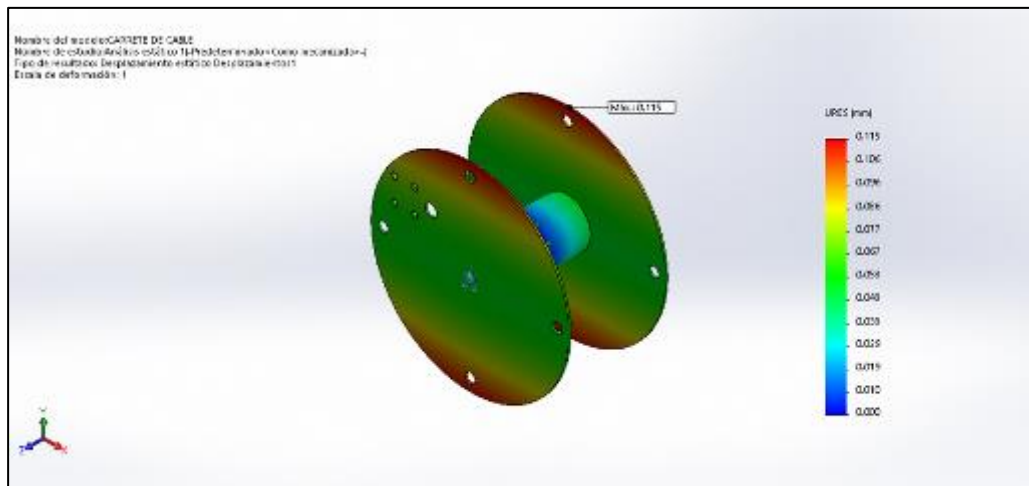


Figura 34 – Simulación de desplazamiento estático del soporte de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo es de 0.115 mm.

- **Simulación de factor de seguridad estático.**

En la comprobación del análisis por fatiga, de acuerdo al tipo de carga, y a la fabricación del elemento, el software SolidWorks concluye que; las tensiones son tan pequeñas que se descarta el análisis por fatiga, debido a eso solo se realiza el análisis estático del elemento.

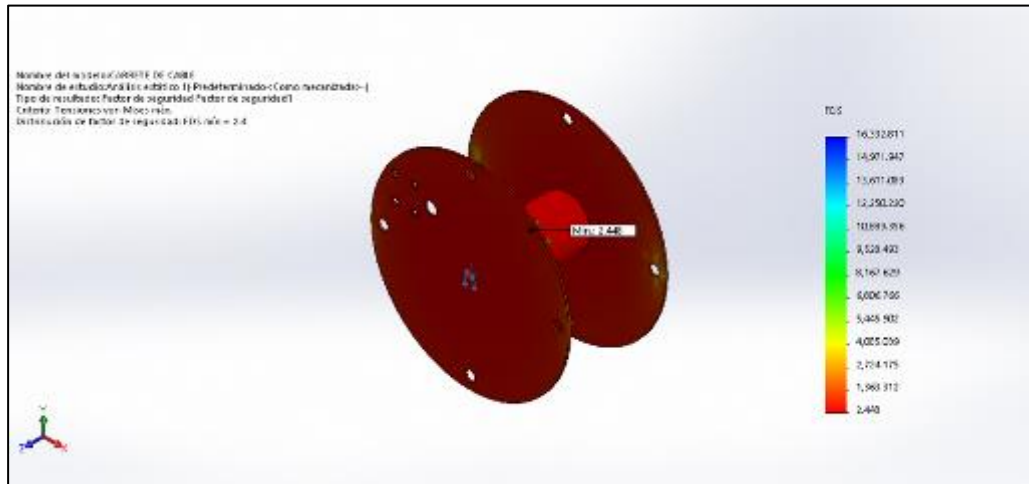


Figura 35 – Simulación de factor de seguridad del tambor de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad mínimo es de 2.448.

Las simulaciones demuestran que el tambor de carrete, cumple con las condiciones de operación de elevación de carga.

Por lo tanto, bajo las características de materiales, según la densidad del acero ASTM A36, el software arroja que la masa del tambor de carrete es de 2.091 kg.

### C. Diseño, modelamiento y simulación de eje principal de carrete

El eje principal del carrete, es el elemento sobre el cual se apoya el tambor del carrete, además de ello, en sus extremos se une al soporte del carrete.

A continuación, se muestra un bosquejo del eje.

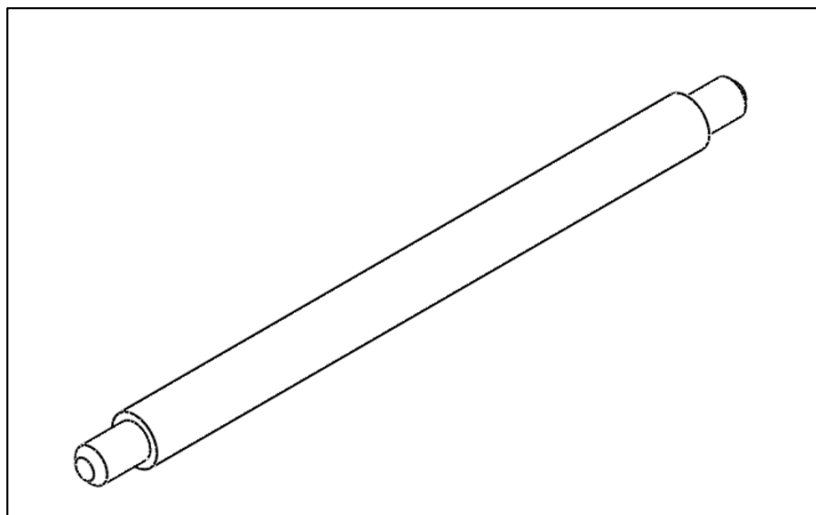


Figura 36 – Bosquejo del eje principal de carrete.  
Fuente: Elaboración Propia.

Con el bosquejo, se procede al modelado de la pieza.

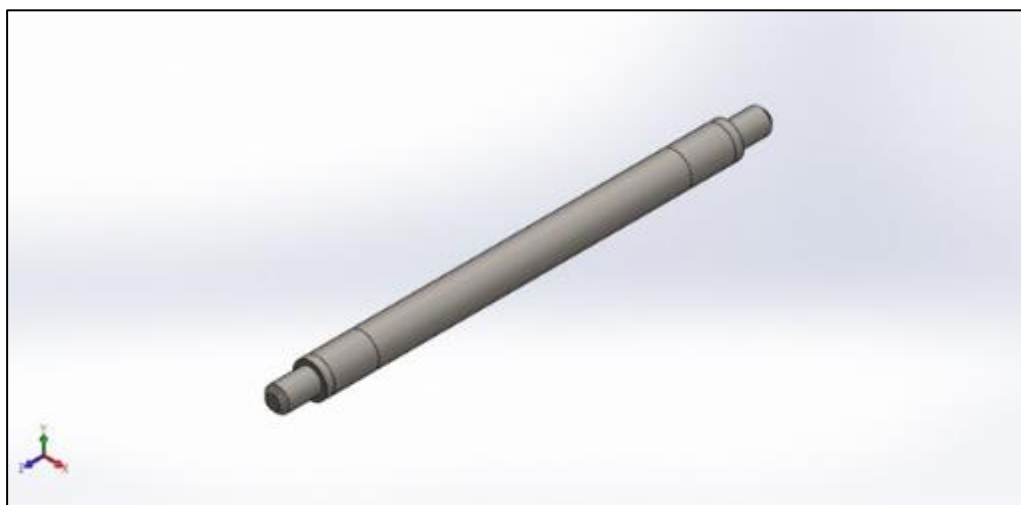


Figura 37 – Modelado del eje principal de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS

Con el modelado, se procede a realizar los análisis a través del software SolidWorks. Bajo las siguientes condiciones de simulación.

Características del material:

- Tipo de material: ASTM A36 – Acero.

Cargas Externas:

- Carga aplicada 2284.88 N

Otras condiciones:

- Punto de sujeción en los extremos donde se ensambla al soporte de carrete.
- Aplicación de carga a lo largo de la longitud del eje en la cual va montado el tambor del carrete.

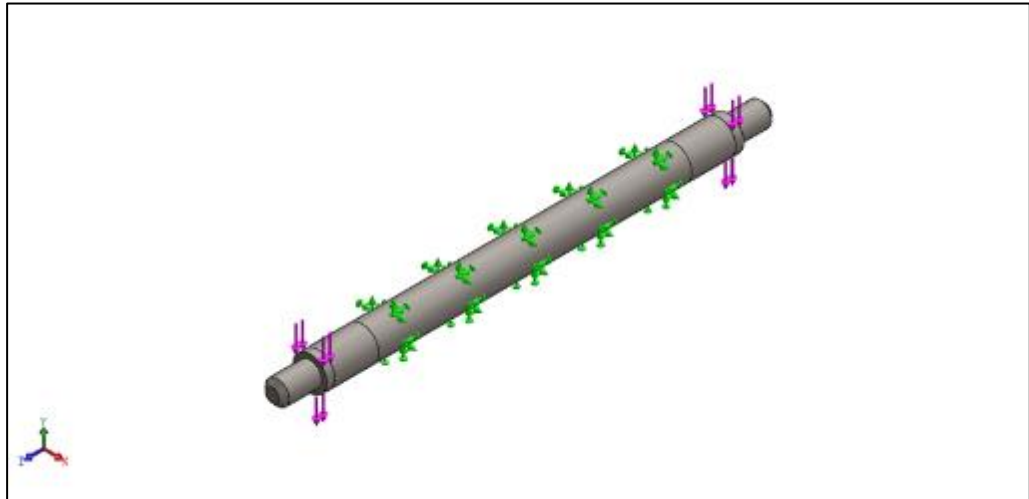


Figura 38 – Condiciones de simulación del eje principal de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS

Al igual que en los elementos anteriores, se aplica un proceso iterativo, para encontrar el factor de seguridad deseado para el eje principal de carrete. Para este elemento, el factor de seguridad dependerá directamente del diámetro del elemento, por lo cual es esta magnitud la que va a variar hasta encontrar el factor de seguridad deseado.

DISEÑO DE CARRETE (EJE PRINCIPAL)				
Proceso	DESCRIPCION	Esfuerzos de Von Misses	Desplazamiento Estatico	F.S. Estatico
1	Diámetro de eje 16 mm	74.756	0.012	3.344
2	Diámetro de eje 15 mm	85.402	0.015	2.927
3	<b>Diámetro de eje 13.5 mm</b>	<b>115.231</b>	<b>0.023</b>	<b>2.170</b>

Tabla 17 – Iteración para el diseño del eje principal de carrete.  
Fuente: Elaboración propia

Bajo el proceso iterativo se concluye:

- Diámetro de eje: 13.5 mm.

A continuación, se muestran los resultados de los análisis realizados con el diámetro de eje seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

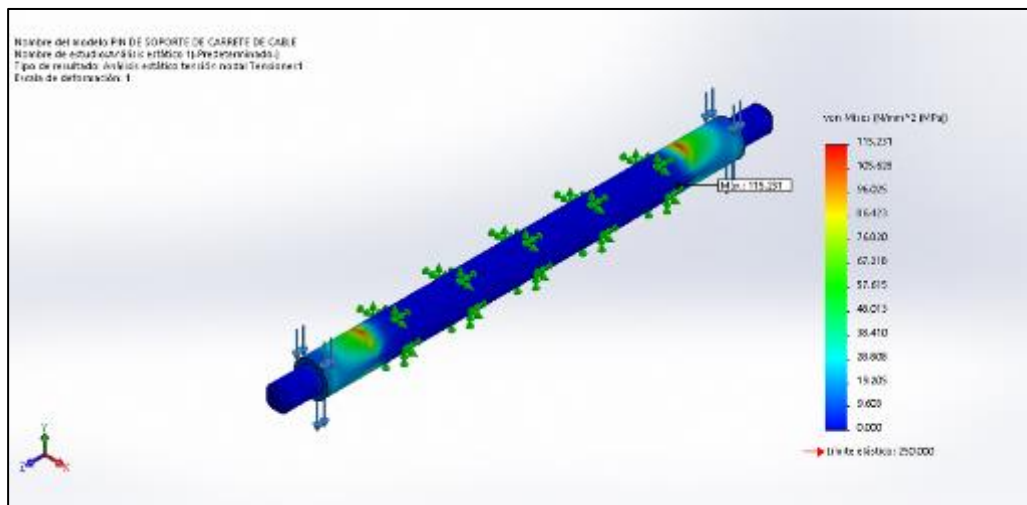


Figura 39 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 115.231 MPa, esto está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 250.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

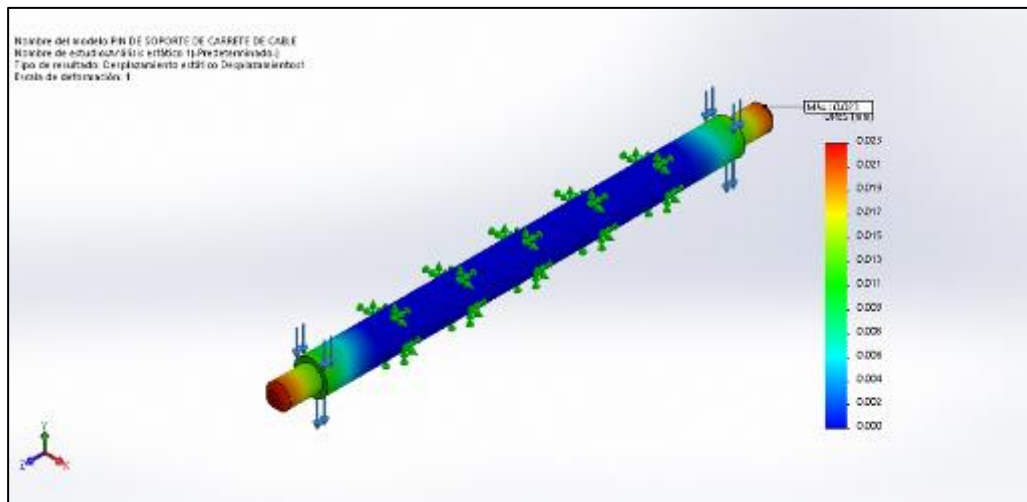


Figura 40 – Simulación de desplazamiento estático del eje principal de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo es de 0.023 mm.

- **Simulación de factor de seguridad estático.**

En la comprobación del análisis por fatiga, de acuerdo al tipo de carga, y a la fabricación del elemento, el software SolidWorks concluye que; las tensiones son tan pequeñas que se descarta el análisis por fatiga, debido a eso solo se realiza el análisis estático del elemento.

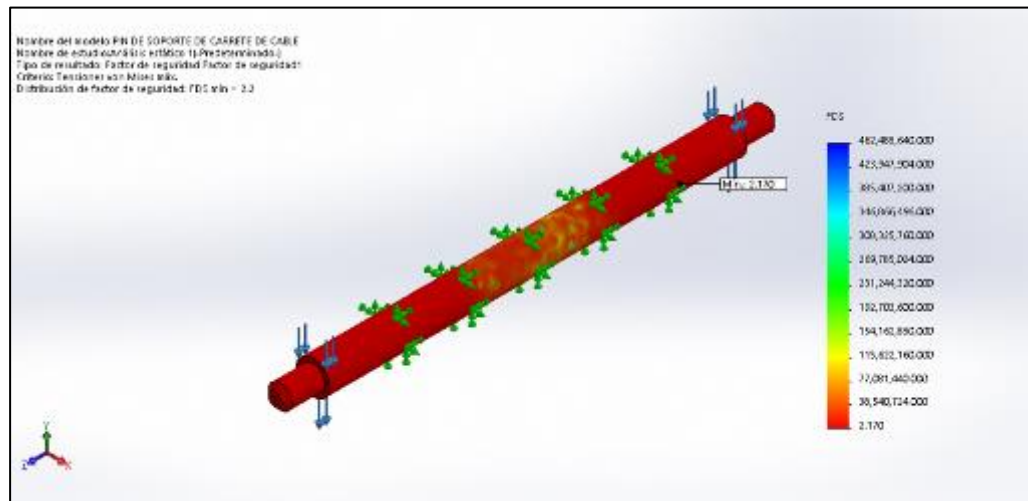


Figura 41 – Simulación de factor de seguridad del eje principal de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad mínimo es de 2.170.

Las simulaciones demuestran que el eje principal de carrete, cumple con las condiciones de operación de elevación de carga.

Por lo tanto, bajo las características de materiales, según la densidad del acero ASTM A36, el software arroja que la masa del eje principal de carrete es de 202.89 g.

#### D. Diseño, modelamiento y simulación de eje inferior de carrete

El eje inferior de carrete, cuenta con las mismas características de diseño que el eje superior, este eje inferior, se encarga de ser el soporte de la oreja de anclaje.

El modelado del eje inferior es similar que el eje superior de carrete. La diferencia entre estos ejes, es la forma en la que soportan la carga, por lo que se procede a realizar los análisis a través del software SolidWorks. Bajo las siguientes condiciones de simulación.



Características del material:

- Tipo de material: ASTM A36 – Acero.

Cargas Externas:

- Carga aplicada 2284.88 N

Otras condiciones:

- Punto de sujeción en los extremos donde se ensambla al soporte de carrete.
- Aplicación de carga a lo largo de la longitud del eje en la cual va montado la oreja de anclaje.

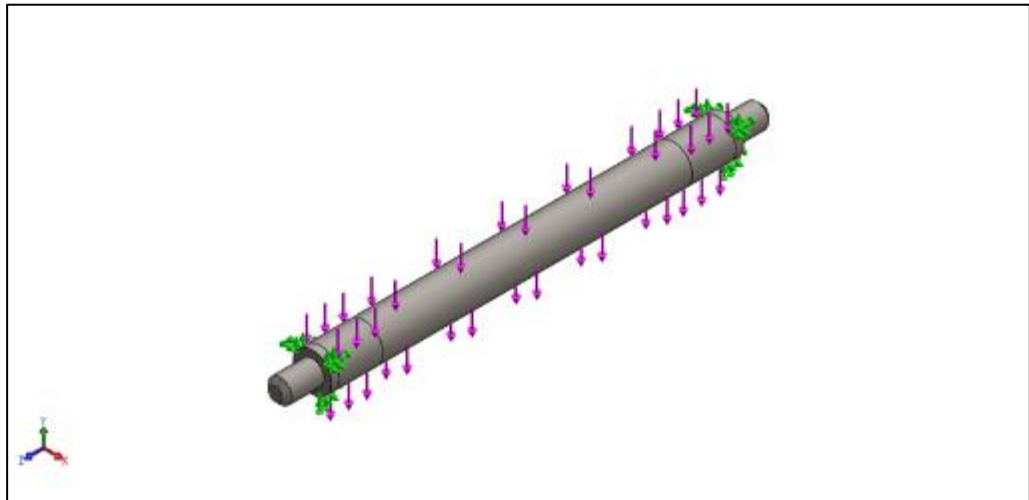


Figura 42 – Condiciones de simulación del eje secundario de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS

Al igual que en los elementos anteriores, se aplica un proceso iterativo, para encontrar el factor de seguridad deseado para el eje inferior de carrete. Para este elemento, el factor de seguridad dependerá directamente del diámetro del elemento, por lo cual es esta magnitud la que va a variar hasta encontrar el factor de seguridad deseado.

DISEÑO DE CARRETE (EJE INFERIOR)				
Proceso	DESCRIPCION	Esfuerzos de Von Mises	Desplazamiento Estático	F.S. Estático
1	Diametro de eje 12.7 mm	192.084	0.104	1.300
2	Diametro de eje 14 mm	155.215	0.072	1.600
3	<b>Diametro de eje 15.5 mm</b>	<b>120.962</b>	<b>0.049</b>	<b>2.100</b>

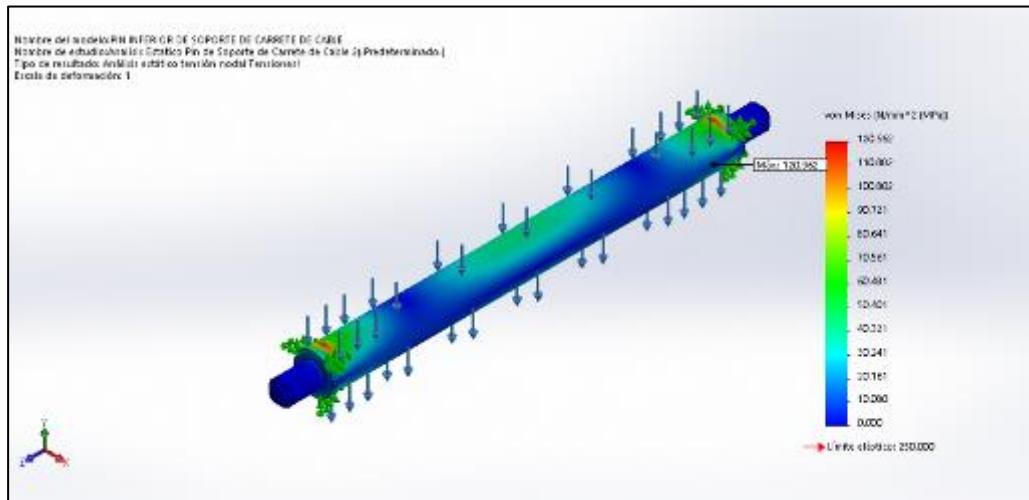
Tabla 18 – Iteración para el diseño del eje inferior de carrete.  
Fuente: Elaboración propia

Bajo el proceso iterativo se concluye:

- Diámetro de eje: 15.5 mm.

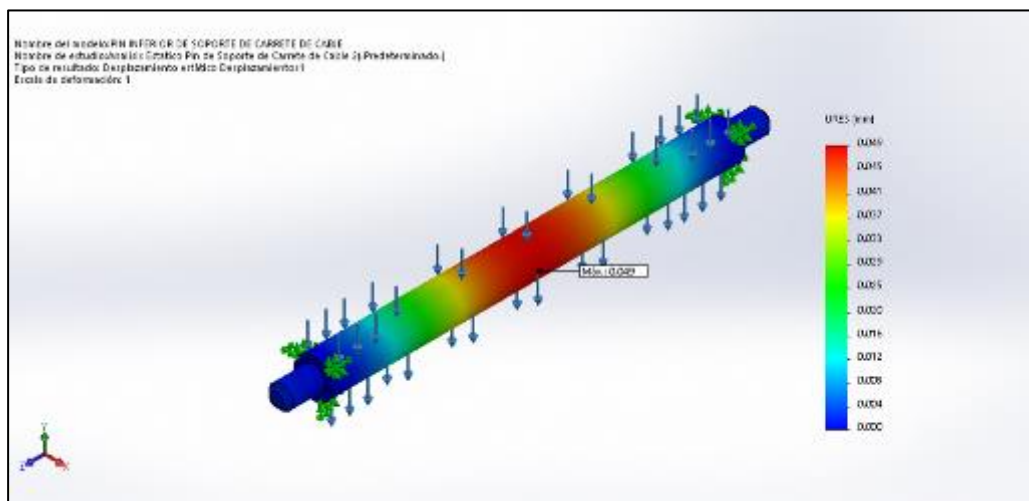
A continuación, se muestran los resultados de los análisis realizados con el diámetro de eje seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**



El esfuerzo máximo es de 120.962 MPa, esto está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 250.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**



El desplazamiento máximo es de 0.049 mm.

- **Simulación de factor de seguridad estático.**

En la comprobación del análisis por fatiga, de acuerdo al tipo de carga, y a la fabricación del elemento, el software SolidWorks concluye que; las tensiones son tan pequeñas que se descarta el análisis por fatiga, debido a eso solo se realiza el análisis estático del elemento.

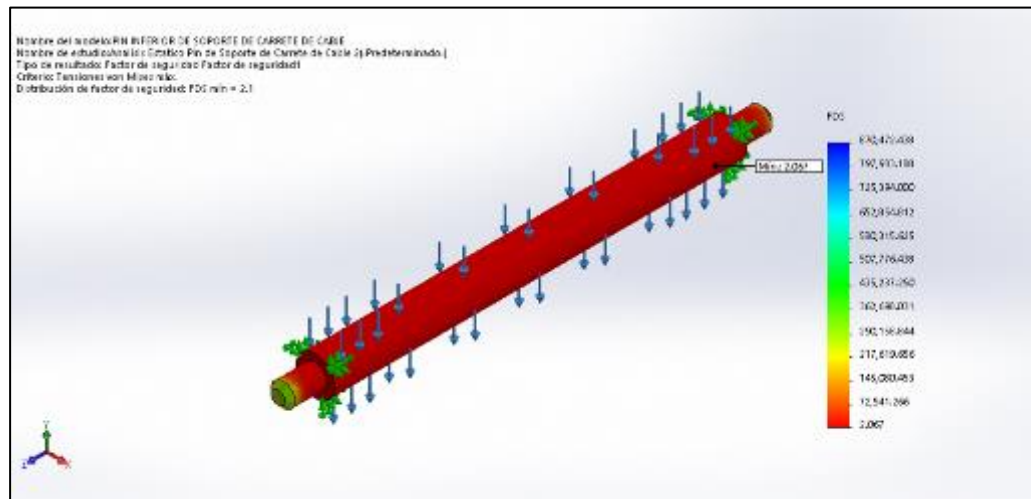


Figura 45 – Simulación de factor de seguridad del eje inferior de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad mínimo es de 2.067.

Las simulaciones demuestran que el eje inferior de carrete, cumple con las condiciones de operación de elevación de carga.

Por lo tanto, bajo las características de materiales, según la densidad del acero ASTM A36, el software arroja que la masa del eje inferior de carrete es de 202.89 g.

### E. Diseño, modelamiento y simulación de la oreja de soporte.

La oreja de soporte es el elemento que une el carrete y el aza de la cubeta, es importante que este elemento tenga flexibilidad en la unión con el aza de cubeta, es por ello que va montado sobre un eje.

En la siguiente figura, se muestra un bosquejo de la oreja de soporte.

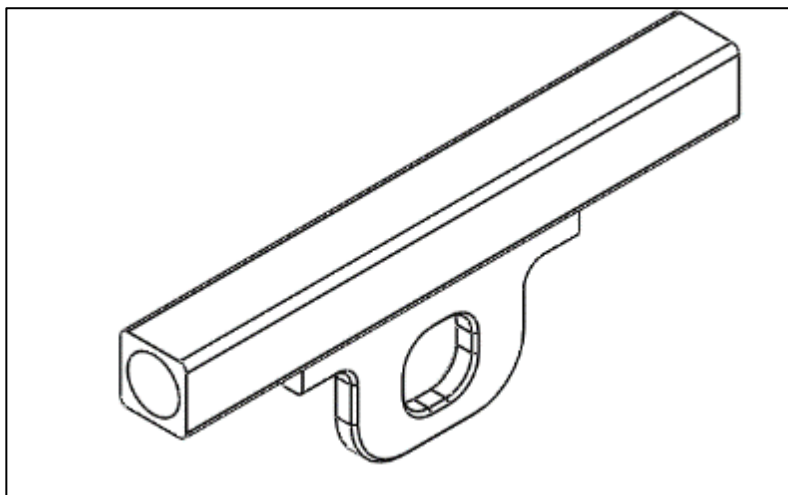


Figura 46 – Bosquejo de la oreja de soporte  
Fuente: Elaboración Propia.

Con el bosquejo, se procede al modelado de la pieza.

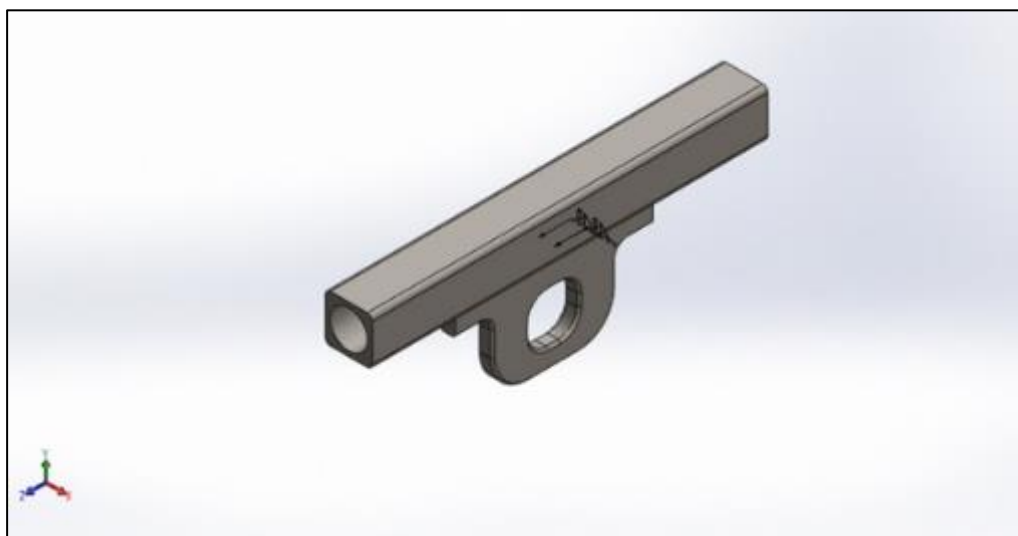


Figura 47 – Modelado de la oreja de soporte  
Fuente: SOLIDWORKS

Con el modelado, se procede a realizar los análisis a través del software SolidWorks. Bajo las siguientes condiciones de simulación.

Características del material:

- Tipo de material: ASTM A36 – Acero.

Cargas Externas:

- Carga aplicada 2284.88 N

Otras condiciones:

- Punto de sujeción en el orificio donde va montado el eje inferior de carrete.
- Aplicación de carga en la oreja de soporte.

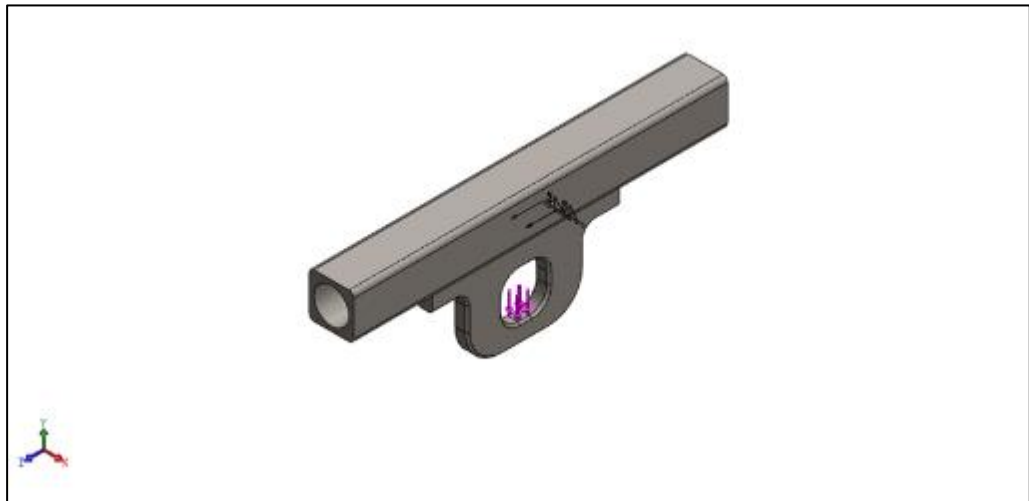


Figura 48 – Condiciones de simulación de la oreja de anclaje.  
Fuente: SOLIDWORKS

Al igual que en los elementos anteriores, se aplica un proceso iterativo, para encontrar el factor de seguridad deseado para la oreja de anclaje. Para este elemento, el factor de seguridad dependerá directamente del espesor de la plancha del elemento, por lo cual es esta magnitud la que va a variar hasta encontrar el factor de seguridad deseado.

DISEÑO DE CARRETE (OREJA DE ANCLAJE)				
Proceso	DESCRIPCION	Esfuerzos de Von Misses	Desplazamiento Estatico	F.S. Estatico
1	Espesor 3/8"	63.557	0.070	3.933
2	Espesor 5/16"	77.640	0.080	3.220
3	<b>Espesor 1/4"</b>	<b>102.397</b>	<b>0.010</b>	<b>2.441</b>

Tabla 19 – Iteración para el diseño de la oreja de anclaje  
Fuente: Elaboración propia

Bajo el proceso iterativo se concluye:

- Espesor de plancha: 1/4".

A continuación, se muestran los resultados de los análisis realizados con el diámetro de eje seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

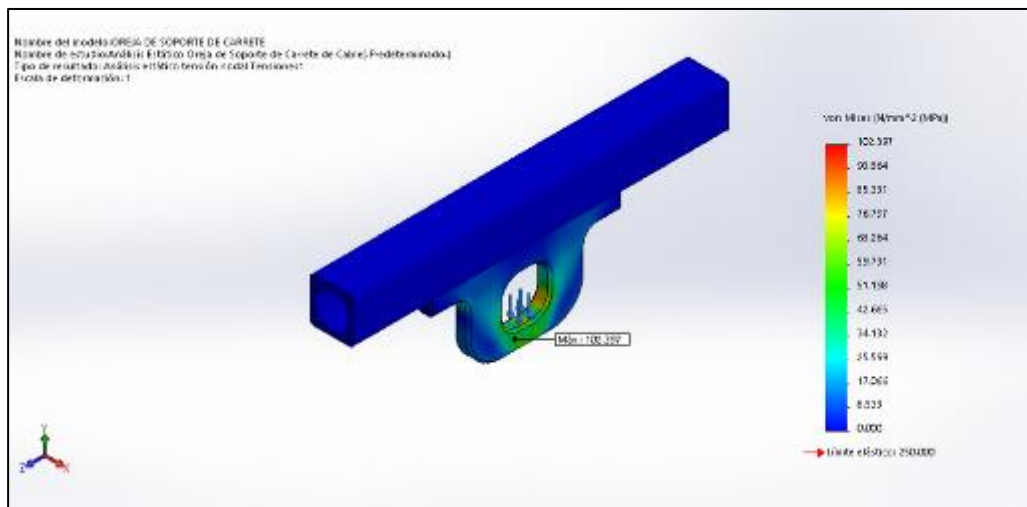


Figura 49 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 102.397 MPa, esto está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 250.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

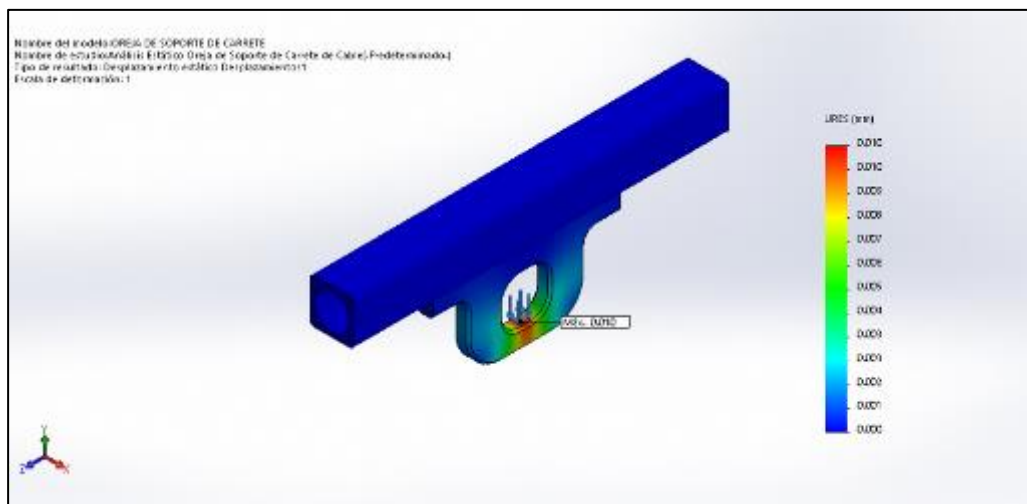


Figura 50 – Simulación de desplazamiento estático del eje principal de carrete.  
Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo es de 0.010 mm.

- **Simulación de factor de seguridad estático.**

En la comprobación del análisis por fatiga, de acuerdo al tipo de carga, y a la fabricación del elemento, el software SolidWorks concluye que; las tensiones son tan pequeñas que se descarta el análisis por fatiga, debido a eso solo se realiza el análisis estático del elemento.

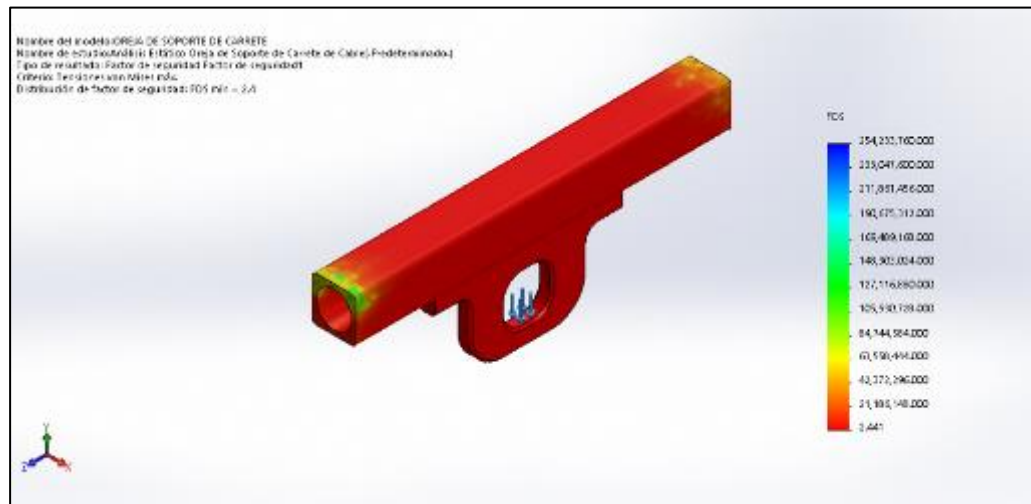


Figura 51 – Simulación de factor de seguridad de la oreja de soporte  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad mínimo es de 2.441.

Las simulaciones demuestran que la oreja de soporte, cumple con las condiciones de operación de elevación de carga.

Por lo tanto, bajo las características de materiales, según la densidad del acero ASTM A36, el software arroja que la masa de la oreja de soporte es de 326.47 gr.

#### 4.3.2. Dimensionamiento y selección del motor estacionario

Para la el dimensionamiento y selección del motor estacionario es necesario calcular la potencia requerida para elevar la carga máxima.

Para el cálculo de la potencia del motor estacionario, es necesario realizar unos cálculos previos.

**a) Cálculo del peso de la carga.** El peso de la carga se calcula aplicando la ley de atracción gravitacional de Newton, ecuación 3-1 (Hibbeler, 2010).

$$W = m * g$$

Para ello intervienen dos parámetros, la masa de la carga a elevar, la cual está definida por la suma del concreto y la batea, también interviene la aceleración de la gravedad, la cual varía según la altura sobre el nivel del mar, para efectos de diseño se fija en  $9.81 \text{ m/s}^2$  (Hibbeler, 2010).

$$W = (200 + 25.503 + (0.221 * 2) + 6.696 + 3.405) \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$W = 2315.602 \text{ N}$$

**b) Cálculo de la velocidad de ascenso.** En la evaluación y selección de la fuente de fuerza motriz, se escogió un motor estacionario de combustión interna, estos equipos giran a una velocidad de 3600 RPM, esta velocidad es reducida a través de un sistema de transmisión que según la evaluación se hace mediante catarinas y cadenas, estos están estandarizados de acuerdo al número de dientes de las catarinas. En el bosquejo del elevador de carga, se puede apreciar dos etapas de la transmisión, para la cual se realiza un análisis de relación de transmisión de velocidad.



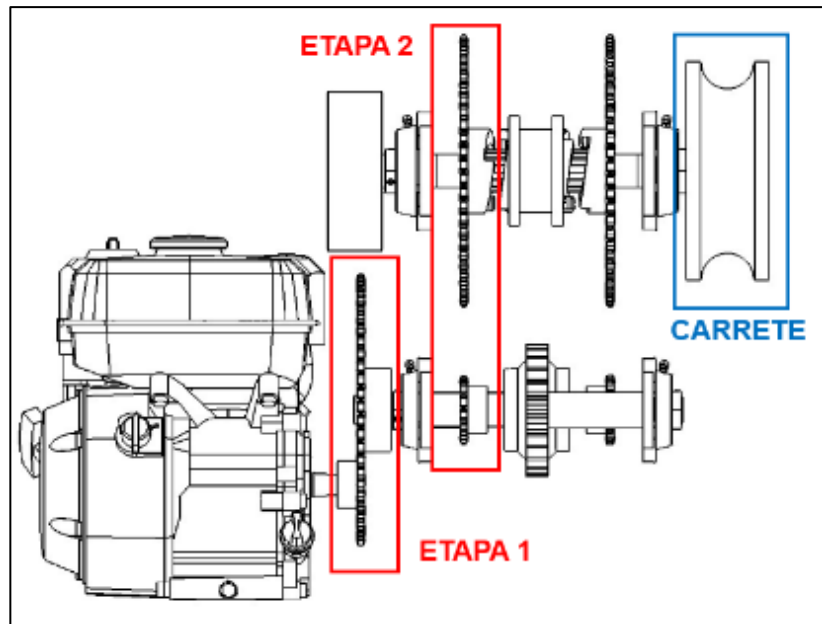


Figura 52 – Etapas del sistema de transmisión.  
Fuente: Elaboración propia.

#### Etapa 1:

- RPM del motor 3600 RPM
- N.º de dientes de Catarina del motor: 20 Dientes
- N.º de dientes de Catarina del eje inferior: 85 Dientes

Entonces:

N.º de RPM en el eje inferior

$$RPM_{Eje Inferior} = \frac{20 * 3600}{85} = 847.059 RPM$$

#### Etapa 2:

- RPM de Catarina del eje inferior 847.059 RPM
- N.º de dientes de Catarina del eje inferior: 20 Dientes
- N.º de dientes de Catarina del eje principal: 85 Dientes

Entonces:

N.º de RPM en el eje principal

$$RPM_{Eje Principal} = \frac{20 * 847.059}{85} = 199.308 RPM$$

Para el diseño se considera un carrete (ver Figura 10) de 150 mm, entonces se calcula la velocidad de ascenso con la ecuación 13-34 (Budynas y Nisbett, 2008)

$$V = \frac{150}{2000} * \frac{199.308 * 2 * \pi}{60} [m/s]$$

$$V = 1.565 \text{ m/s}$$

**c) Cálculo de la potencia necesaria para elevar la carga.** Para la selección del motor, es necesaria conocer la potencia, criterio muy importante para la elevación de carga, donde intervienen dos parámetros importantes, la fuerza (peso de la carga a elevar), y la velocidad de ascenso, estas se relacionan a través de la ecuación 13.13 (P. Beer, Johnston. JR y J. Cornwell, 2010).

$$P = F * V$$

$$P = 2315.602 \text{ N} * 1.565 \text{ m/s}$$

$$P = 3624.753 \text{ W}$$

$$P = 4.859 \text{ HP}$$

**d) Selección del motor estacionario.** Para la selección del motor estacionario, se realiza una búsqueda mediante catálogos de los principales fabricantes de este elemento, para lo cual se realiza la siguiente selección:

- Marca: Honda.
- Modelo: GX 200 QX
- Tipo de Motor: Monocilíndrico OHV 4 tiempos.
- Potencia Neta: 5.5 HP a 3600 RPM
- Pot. uso continuo: 5.0 HP a 3600 RPM
- Tipo de Arranque: Manual

Características adicionales del motor seleccionado, se pueden apreciar en el ANEXO 5.



*Figura 53 – Motor estacionario de 5.0 HP a 3600 RPM de uso continuo.  
Fuente: Catalogo HONDA*

### **4.3.3. Dimensionamiento y selección de cable acerado**

Para la el dimensionamiento y selección del cable acerado, es necesario realizar el cálculo de la tensión a la cual está sometido. Previamente en el ítem 4.3.2 (a), se han realizado cálculos sobre el peso, el cual involucra al concreto a elevar y la cubeta que lo contiene.

La recomendación por parte del fabricante de cables de acero (Elevación y Trincajes S.L., 2019), es que, para el dimensionamiento y selección de un cable de acero, es necesario aplicarle un factor de seguridad, dependiendo del tipo de aplicación. Además de ello recomienda valores aplicables al factor de seguridad.

Esta investigación se trata de un elevador de carga de materiales para el sector construcción, entonces según tabla 12, corresponde la aplicación de un factor de seguridad cuyo valor esta entre 7 y 10, la aplicación del mismo, depende del diseñador.

Aplicación	Factor
Tirantes de cables o torones (Trabajo estático)	3 a 4
Cables principales para puentes colgantes	3 a 3,5
Cables de suspensión (Péndulos para puentes colgantes)	3,5 a 4
Cables carril para teleféricos y andariveles	3 a 4
Cables de tracción para teleféricos y andariveles	5 a 6
Cables de arrastre para ski	5 a 5,5
Cada cable de operación de una grúa almeja	4 a 5
Palas mecánicas - excavadoras	5
Cable de arrastre en minas	4 a 5
Cables de izaje en minas (vertical e inclinado)	7 a 8
Grúas tacles y polipastos industriales	6 (mínimo)
Grúas - tipo puente, portal, pluma, Derrick, etc.	6 (mínimo)
Ascensores - elevadores para personas	12 a 15
Ascensores - elevadores para materiales y equipos (montacargas)	7 a 10
Grúas con crisoles calientes de fundición	8 mínimo
Cables No rotatorios - Antigiratorios	5 mínimo
Cables de tracción o arrastre	5

Tabla 20 – Valores de Factor de seguridad de acuerdo a aplicación.

Fuente: (Elevación y Trincajes S.L., 2019)

Según criterio de los autores de esta investigación, se toma un valor promedio entre los recomendados Entonces por el fabricante, entonces se tiene que la carga del cable de acero es:

$$C_c = W * Fs$$

$$C_c = 2315.602 N * 8.5$$

$$C_c = 19.683 kN$$

$$C_c = 2.006 Tn$$

Por lo tanto, se selecciona un cable de acero, cuya resistencia este por encima de 2.006 Tn.

La recomendación de los autores de esta investigación, corresponde al fabricante ELEVACION Y TRINCAJE, el cual, a través de su guía de selección de cables, recomienda el más adecuado de acuerdo al tipo de aplicación, por lo tanto, se selecciona un cable de 6 mm, el cual ofrece una carga de rotura de hasta 2.351 Tn.

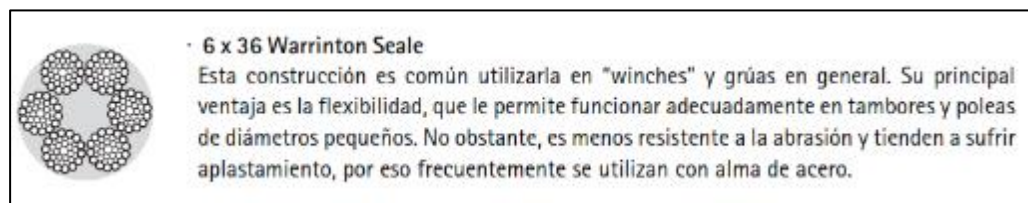


Figura 54 – Recomendación de aplicación de cable acerado.

Fuente: (Elevación y Trincajes S.L., 2019)

Código	ϕ (mm)	Peso 100 m (kg)	Carga de rotura mín. (kg)
1177X19MWSC03	3	3,43	588
1177X19MWSC04	4	6,10	1.045
1177X19MWSC05	5	9,53	1.633
1177X19MWSC06	6	13,70	2.351
1177X19MWSC07	7	18,70	3.200
1177X19MWSC08	8	24,42	4.180
1177X19MWSC09	9	30,91	5.291
1177X19MWSC10	10	38,16	6.531
1177X19MWSC11	11	46,18	7.903
1177X19MWSC12	12	54,96	9.405
1177X19MWSC13	13	64,50	11.038
1177X19MWSC14	14	74,80	12.802
1177X19MWSC16	16	97,70	16.721
1177X19MWSC18	18	123,65	21.162
1177X19MWSC20	20	152,65	26.126
1177X19MWSC22	22	184,71	31.612

7 x 19M + WSC  
(1.770 N/mm<sup>2</sup>)

Figura 55 – Características del cable acerado seleccionado.  
Fuente: (Elevación y Trincajes S.L., 2019)

#### 4.3.4. Análisis y selección de catarinas y cadenas

Para el análisis y la selección de catarinas es necesario tener en cuenta ciertos aspectos de diseño, talos como el tipo de carga, la potencia de transmisión, así como la velocidad a la que están sometidas las catarinas, razón por la cual este análisis está basado en el capítulo 7 de Diseño de Elemento de Maquinas (Mott, 2006).

Una de los primeros aspectos a tomar en cuenta es el tipo de carga, así como el tipo de impulsor, para de esta manera determinar la potencia de transmisión sobre las catarinas. Con la tabla 21, Basada en la tabla 7-8 (Mott, 2006), se puede seleccionar el factor de servicio para esta investigación, entonces se tiene:

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Tabla 21 – Selección del factor de servicio  
Fuente: (Mott, 2006)

Una vez seleccionado el factor de servicio, se procede al cálculo de la potencia de transmisión, esto se realiza en base al análisis realizado en el ítem 4.3.2 (c), Entonces se tiene:

$$P_T = P * F_s$$

$$P_T = 4.859 \text{ HP} * 1.4$$

$$P_T = 6.802 \text{ HP}$$

La potencia de transmisión, equivale a 6.802 HP.

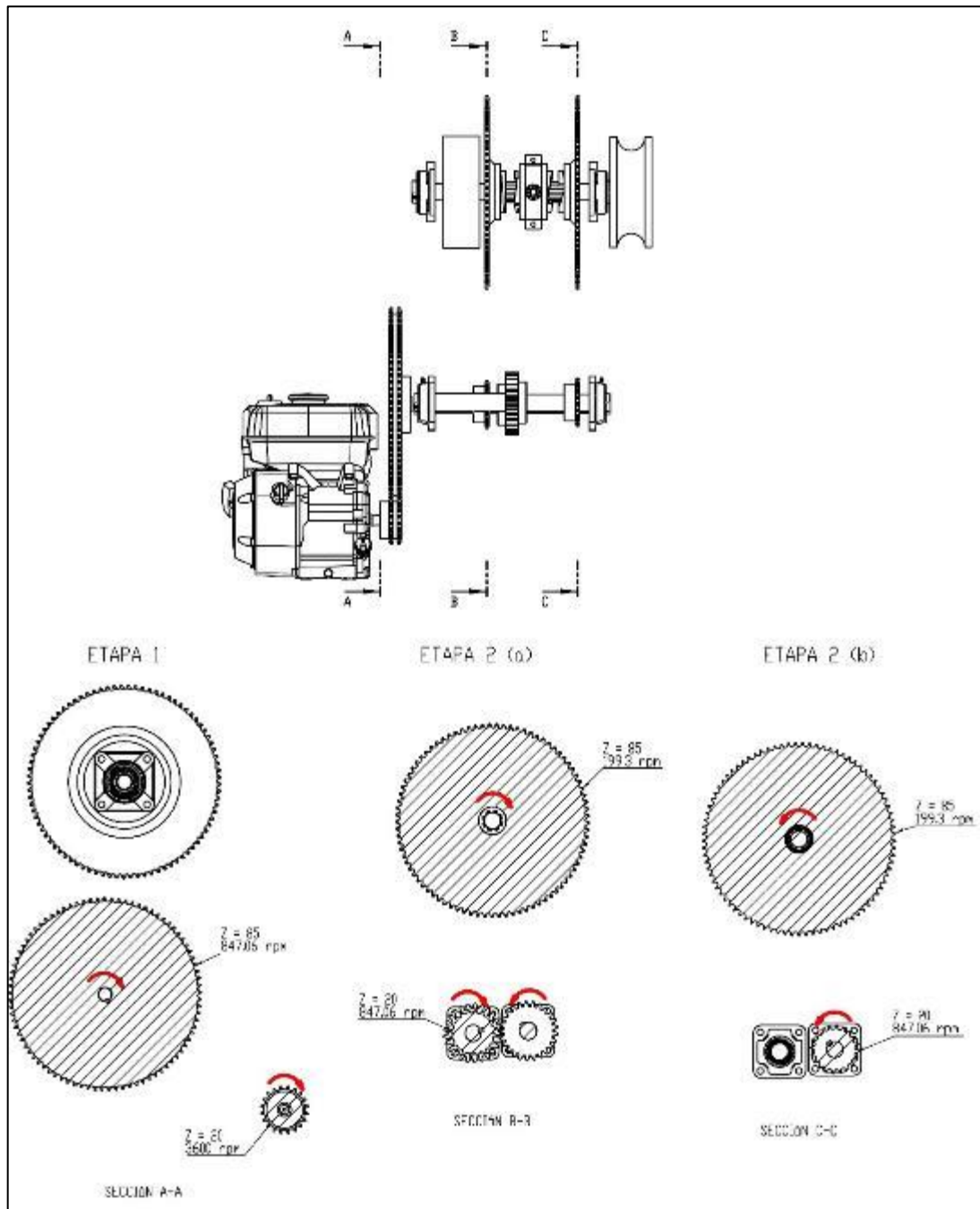


Figura 56 – Etapas de transmisión del elevador de carga.  
Fuente: Elaboración Propia

En la figura 56 se puede apreciar con claridad las etapas del sistema de transmisión a través de catarinas y cadenas. En la etapa 1, es la que se realiza entre el motor y el eje inferior a razón de 3600 y 847.059 RPM respectivamente. Y en la etapa 2, tenemos 2 sub etapas, que cuentan con características similares como el número de dientes y la velocidad a la que gira el eje inferior y el eje superior la cual es a razón de 847.059 y 199.308 RPM respectivamente, lo que diferencia a estas sub etapas es el sentido de rotación.

Por lo tanto, se realiza un análisis en cada una de las etapas, a fin de seleccionar las catarinas y cadenas.

#### 4.3.6.1. Análisis y selección de catarinas y cadenas en la Etapa 1

Según el análisis realizado en el ítem 4.3.2 (b), y lo que se muestra en la figura 52, se especifica que, en la primera etapa de transmisión, se tiene una catarina de 20 de dientes, la cual está girando a una velocidad de 3600 RPM. Según la tabla 7-5 de (Mott, 2006), la potencia de transmisión máxima para una catarina de 20 dientes oscila entre 4.22 HP a 3500 RPM y 3.45 a 4000 RPM, esta potencia está muy por debajo de la potencia de transmisión. Es por ello que los autores de esta investigación han optado por seleccionar cadenas de dos hileras, bajo esta selección, se tiene:

NÚMERO DE HILERAS	FACTOR
1	1.0
2	1.7
3	2.5
3	3.3

Tabla 22 – Factores para hileras múltiples  
Fuente: (Mott, 2006)

Recalculando la potencia de transmisión:

$$P'_T = \frac{P_T}{F_H}$$

$$P'_T = \frac{6.802HP}{1.7}$$

$$P'_T = 4.001 HP$$



Según el análisis realizado, es necesario corroborar que los valores de la tabla 23, basada en la tabla 7-5 (Mott, 2006), cumplan con las condiciones de operación en cuanto a la potencia a transmitir y la velocidad de giro de la catarina de 20 dientes.

**TABLA 7-5** Capacidades en caballos de fuerza - Cadena simple de rodillos número 40

Núm. de dientes	0.500 pulgadas de paso																Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min															
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500	3000	3500	4000	5000	6000										
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.25	4.70	5.60	6.49	5.57	4.66	3.70	2.85	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77										
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	5.31	4.22	3.25	2.47	1.96	1.60	1.15	0.87										
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	5.99	4.76	3.66	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98										
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.13	8.27	7.99	6.70	5.31	4.09	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10										
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.02	3.30	4.55	5.80	6.41	7.64	8.86	8.86	7.43	5.89	4.54	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22										
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	8.18	6.49	5.00	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34										
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.16	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	8.96	7.11	5.48	4.17	3.31	2.71	1.94	1.47										
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.95	7.69	9.17	10.63	11.65	9.76	7.75	5.97	4.54	3.60	2.95	2.11	1.60										
19	0.10	0.24	0.46	0.89	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.12	9.66	11.22	12.64	10.59	8.40	6.47	4.92	3.91	3.20	2.29	0.09										
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	11.44	9.07	6.99	5.31	4.22	3.45	2.47	0.00										
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.98	10.69	12.40	14.10	12.30	9.76	7.52	5.72	4.54	3.71	2.65	0.00										
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	13.19	10.47	8.06	6.13	4.87	3.98	2.85	0.00										
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	14.10	11.19	8.62	6.55	5.20	4.26	3.05	0.00										
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.28	9.27	10.26	12.22	14.17	16.11	15.03	11.93	9.18	6.99	5.54	4.54	0.87	0.00										
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.59	9.66	10.69	12.73	14.76	16.78	15.98	12.68	9.76	7.43	5.89	4.82	0.00	0.00										
26	0.13	0.32	0.63	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.04	11.11	13.24	15.35	17.45	16.95	13.45	10.36	7.88	6.25	5.12	0.00	0.00										
28	0.14	0.35	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.15	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	18.94	15.03	11.57	8.80	6.99	5.72	0.00	0.00										
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	21.01	16.67	12.84	9.76	7.75	6.34	0.00	0.00										
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.48	23.14	18.37	14.14	10.76	8.54	1.41	0.00	0.00										
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.88	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	26.30	21.01	16.17	12.30	9.76	0.00	0.00	0.00										
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.10	20.37	23.62	26.85	30.06	25.67	19.76	15.03	0.00	0.00	0.00	0.00										
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	33.82	30.63	23.58	5.53	0.00	0.00	0.00	0.00										

Tabla 23 – Capacidades en HP por número de dientes de la etapa 1  
Fuente: (Mott, 2006)



Según la tabla 23, una catarina de 20 dientes tiene una capacidad de transmisión de 4.22 HP a 3500 RPM y 3.45 a 4000 RPM, la aplicación de la catarina que se está analizando es a 3600 RPM, por lo cual es necesario realizar una interpolación para poder encontrar la capacidad de transmisión de la catarina de 20 dientes a 3600 RPM, entonces se tiene:

$$C_{HP} = \left( \frac{4.22 - 3.45}{3500 - 4000} * (3600 - 3500) \right) + 3.45$$

$$C_{HP} = 4.066 \text{ HP}$$

La capacidad de transmisión según tabla 13 para una catarina de 20 dientes a 3600 RPM es de 4.066 HP, comparándola con la capacidad necesaria que es de 4.001 HP, se determina que cumple con la capacidad necesaria para este diseño.

A continuación, se realiza el cálculo de los diámetros de paso de las catarinas acopladas al motor y al eje inferior. Este cálculo se realiza en base a la ecuación 7-11 del Diseño de Elemento de Maquinas (Mott, 2006), la cual muestra la siguiente expresión:

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{N}\right)}$$

Donde p representa el paso de la catarina, que según la tabla 23, corresponde a 0.5 in. N representa el número de dientes de la catarina de la cual se quiere calcular el diámetro de paso, bajo estas condiciones se tiene:

$$D_1 = \frac{0.5}{\sin\left(\frac{180}{20}\right)} = 3.196 \text{ in} = 81.184 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{0.5}{\sin\left(\frac{180}{85}\right)} = 13.531 \text{ in} = 343.694 \text{ mm}$$

Entonces se tiene que el diámetro de paso de la catarina acoplada al motor es de 3.196 in y el diámetro de paso de la catarina de 85 dientes acoplada en el eje inferior es de 15.531 in.

Ahora se realizan los cálculos complementarios tales como la distancia entre centros de las catarinas y la longitud de la cadena.

Para el cálculo de la distancia entre centros, el autor (Mott, 2006) recomienda un valor de entre 30 a 50 veces el paso de la catarina, esto quiere decir:

$$C_{Recomendada} = (30 \text{ a } 50) * p$$

El paso de la catarina es 0.5 in (Ver tabla 23). Debido a que el objetivo de esta investigación es el diseño de un elevador portátil, mientras más pequeño sea es mejor, es por ello que los autores de esta investigación optan por calcular la distancia entre centros recomendada en 30 veces el paso de la catarina, entonces:

$$C_{Recomendada} = 30 * 0.5 \text{ in}$$

$$C_{Recomendada} = 15 \text{ in}$$

Con la distancia entre centros recomendada, se procede al cálculo de la longitud de la cadena, según la ecuación 7-9 del Diseño de Elemento de Maquinas (Mott, 2006), la cual muestra la siguiente expresión:

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

Donde N1 y N2, representan el número de los dientes de las catarinas acopladas en el motor y en el eje inferior respectivamente, C representa el número de veces recomendado del paso de la catarina, entonces se tiene:

$$L = 2 * 30 + \frac{85 + 20}{2} + \frac{(85 - 20)^2}{4\pi^2 * 30}$$

$$L = 116.067 \text{ pasos}$$

La recomendación del autor del libro de Diseño de Elemento de Maquinas (Mott, 2006), es redondear el valor de L en pasos a un número par, es por ello que se redondea a un valor de 118 Pasos, entonces se tiene que la longitud de la cadena es:

$$L = 118 \text{ pasos} * 0.5 \text{ in}$$

$$L = 59 \text{ in} = 1445.5 \text{ mm}$$

Con la longitud de la cadena, se procede a recalcular la distancia entre centros de las catarinas, esto se hace con la ecuación 7-10 del Diseño de Elemento de Maquinas (Mott, 2006), la cual muestra la siguiente expresión:

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

Donde  $N_1$  y  $N_2$ , representan el número de los dientes de las catarinas acopladas en el motor y en el eje inferior respectivamente,  $L$  representa la longitud de la cadena en pasos, entonces se tiene:

$$C = \frac{1}{4} \left[ 118 - \frac{85 + 20}{2} + \sqrt{\left[ 118 - \frac{85 + 20}{2} \right]^2 - \frac{8(85 - 20)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 31.025 \text{ pasos}$$

Entonces se tiene que la distancia real entre centros es 29.964 pasos, esto transformado a distancia en pulgadas es:

$$C = 31.025 \text{ pasos} * 0.5 \text{ in}$$

$$C = 15.5125 \text{ in} = 394.0175 \text{ mm}$$

Por lo tanto, la distancia real entre centros es de 394.0175 mm. En esta dimensión se necesita la máxima precisión posible para el montaje correcto de la cadena.

Los últimos cálculos para la selección de catarinas de acuerdo a catálogo, son para verificar que el ángulo de contacto mínimo de la catarina menor sea de 120 grados, para ello se utilizan las ecuaciones 7-12 y 7-13 de Diseño de Elemento de Maquinas (Mott, 2006), la cual muestra la siguiente expresión:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[ \frac{(D_2 - D_1)}{2C} \right]$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[ \frac{(D_2 - D_1)}{2C} \right]$$

Donde  $D_2$  y  $D_1$  representan los diámetros de paso de las catarinas y  $C$  la distancia real entre centros de las catarinas, entonces:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[ \frac{(13.531 - 3.196)}{2 * 15.5125} \right] = 141.084^\circ$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[ \frac{(13.531 - 3.196)}{2 * 15.5125} \right] = 219.916^\circ$$

El ángulo de contacto de la catarina más pequeña (20 dientes) es de  $141.084^\circ$ , cumple con la condición de que no sea menor a  $120^\circ$ .

Con estos valores calculados se procede a realizar un bosquejo de las transmisiones y los valores calculados. Además de la selección de las catarinas acopladas al motor y al eje inferior.

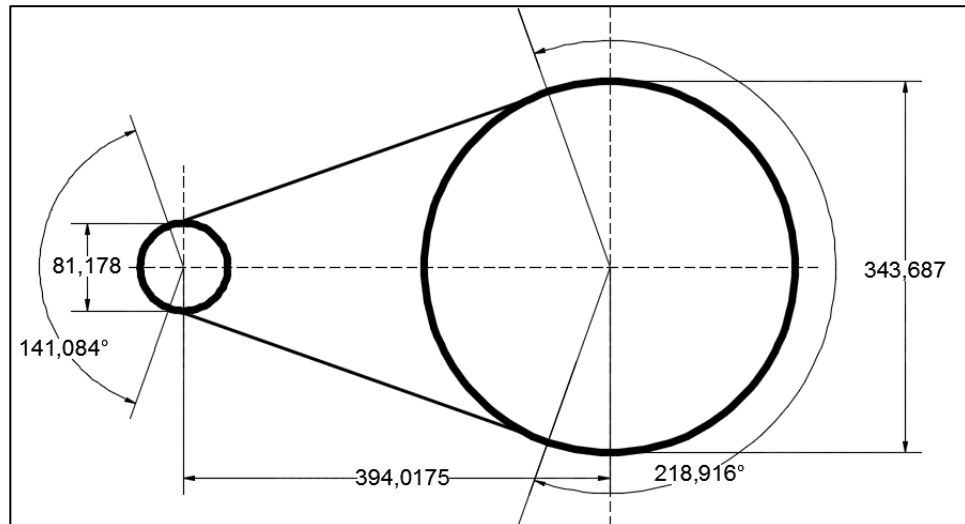


Figura 57 – Bosquejo del dimensionamiento de la ETAPA 1  
Fuente: Elaboración Propia.(Mott, 2006)

Otro aspecto muy importante es el análisis del torque que ejerce la catarina sobre el eje y viceversa, esto es muy importante, debido a que entrega los parámetros de carga a los que está sometido el eje sobre el que van montados, según (Mott, 2006) se calcula de la siguiente manera:

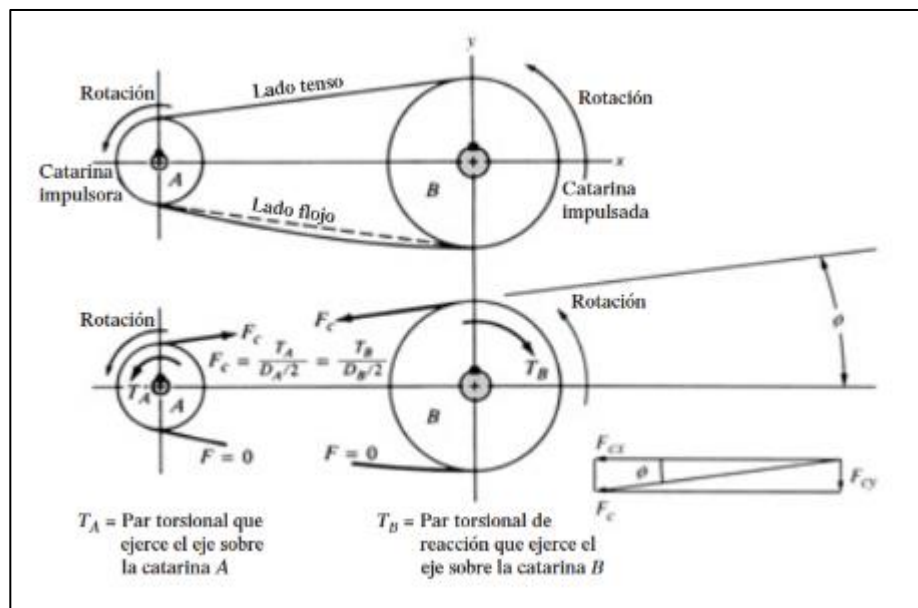


Figura 58 – Fuerzas sobre las catarinas de cadenas.  
Fuente: (Mott, 2006)

En la figura 58, se puede observar la que la fuerza de la cadena ( $F_c$ ) actúa en el lado tenso, el cual se da en la parte superior, mientras que la parte inferior, el cual es el lado flojo la fuerza se considera igual a 0.

La fuerza de la cadena se calcula en base al torque, por lo tanto, es necesario realizar el cálculo del torque, esta expresión se da mediante el despeje de la ecuación de la potencia, entonces, se tiene:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T_1 = \frac{3624.753 \text{ N} \cdot \text{m/s}}{3600 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}}$$

$$T_1 = 9.615 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_2 = \frac{3624.753 \text{ N} \cdot \text{m/s}}{847.059 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}}$$

$$T_2 = 41.864 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Los torques para las catarinas acopladas al motor y al eje inferior, son de 9.756 y 41.461 N.m respectivamente, para remplazar este valor y realizar el cálculo de la fuerza de la cadena, se puede utilizar indistintamente cualquiera de los dos torques, ya que  $F_c$  es el mismo valor para ambos casos, para ello, se realiza el análisis en ambos lados a fin de comprobar la igualdad de valores.

$$F_c = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{2T_2}{D_2}$$

$$F_c = \frac{2 * 9.615 \text{ N} \cdot \text{m}}{81.184 * 10^{-3} \text{ m}} = \frac{2 * 41.461 \text{ N} \cdot \text{m}}{343.694 * 10^{-3} \text{ m}}$$

$$F_c = 236.868 \text{ N} = 237.791 \text{ N}$$

Como se puede apreciar, existe un error de 1.000 N, lo cual representa el margen de error por redondeo, para efectos de cálculo se considera la fuerza de cadena mayor, es decir 237.791 N

La selección de catarinas y cadenas para la etapa 1, se realiza teniendo en cuenta los aspectos ya mencionados, tales como, el número de hileras, el paso en pulgadas y el número de dientes de las catarinas, todo esto, de acuerdo a la norma ANSI para rodillos y catarinas N° 40, la

selección de catarinas y cadenas para la primera etapa, se encuentran en el ANEXO 6.

#### 4.3.6.2. Análisis y selección de catarinas y cadenas en la Etapa 2 (a) y (b)

Tal como se muestra en la figura 52, la etapa 2 cuenta con 2 sub etapas de características similares con la única diferencia en el sentido de giro, lo cual no influye al momento de realizar el análisis de esta etapa.

En el análisis realizado en el ítem 4.3.4 se determinó que la potencia de transmisión al haber aplicado el factor de servicio es de 6.902 HP. A partir de este dato, es muy importante corroborar que la catarina más pequeña (20 dientes) la cual gira a razón de 847.06 RPM, cumpla con la potencia mínima de transmisión, de no ser así, se aumentara el número de hileras de cadena hasta alcanzar la potencia mínima de transmisión.

Núm. de dientes	Capacidades en caballos de fuerza - Cadena simple de rodillos número 40														
	0.500 pulgadas de paso										Velocidad mínima de giro de la cat				
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.25	4.70	5.60	6.49	5.57	
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.13	8.27	7.99	
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.02	3.30	4.55	5.80	6.41	7.64	8.86	8.86	
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.16	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.95	7.69	9.17	10.63	11.65	
19	0.10	0.24	0.46	0.89	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.12	9.66	11.22	12.64	
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.98	10.69	12.40	14.10	
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.28	9.27	10.26	12.22	14.17	16.11	
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.59	9.66	10.69	12.73	14.76	16.78	
26	0.13	0.32	0.63	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.04	11.11	13.24	15.35	17.45	
28	0.14	0.35	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.15	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.48	
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.88	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.10	20.37	23.62	26.85	
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	

Tabla 24 – Capacidades en HP por número de dientes de la etapa 2.  
Fuente: (Mott, 2006)

Según la tabla 24, una catarina de 20 dientes tiene una capacidad de transmisión de 6.07 HP a 700 RPM y 7.73 a 900 RPM, la aplicación de la catarina que se está analizando es a 847.06 RPM, por lo cual es necesario realizar una interpolación para poder encontrar la capacidad de transmisión de la catarina de 20 dientes a 847.06 RPM, entonces se tiene:

$$C_{HP} = \left( \frac{7.73 - 6.07}{900 - 700} * (847.06 - 700) \right) + 6.07$$

$$C_{HP} = 7.29 \text{ HP}$$

Según el resultado de la interpolación, la catarina de 20 dientes a 847.059 RPM, tiene una capacidad de transmisión de hasta 7.29 HP, lo cual está por encima de la potencia necesario de 6.902 HP. Por lo tanto, cumple con las condiciones de operación con 1 sola hilera de cadena y no es necesario la aplicación de un factor para hileras múltiples.

Los análisis restantes de la etapa 2, tales como los diámetros, de paso, longitud de la cadena, distancia entre centros y ángulos de contacto mínimo, son iguales, esto debido a que es un diseño homogéneo en cuanto al número de dientes, y esto define las características de similitud mencionadas.

En lo que sí existe una variación es en los torques, ya que esto es inversamente proporcional a la velocidad de rotación, esto quiere decir, que, a menor velocidad, existe un mayor torque, entonces se realiza el análisis de torque para la Etapa 2.

$$T_1 = \frac{3624.753 \text{ N} * \text{m/s}}{847.59 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}}$$

$$T_1 = 40.864 \text{ N} * \text{m}$$

$$T_2 = \frac{3624.753 \text{ N} * \text{m/s}}{199.308 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}}$$

$$T_2 = 173.670 \text{ N} * \text{m}$$

También se realiza el cálculo de la fuerza de las catarinas con el eje en la etapa 2, entonces se tiene:

$$F_c = \frac{2 * 173.670 \text{ N} * \text{m}}{343.694 * 10^{-3} \text{ m}} = 1010.61 \text{ N}$$

La selección de catarinas para la etapa 2, tiene el mismo procedimiento que en la etapa 1, la única diferencia es que, para esta etapa solo se tiene una hilera de rodillos, la selección de catarinas y cadenas para esta etapa, se realiza en el ANEXO 7.

#### 4.3.5. Análisis, diseño y simulación de engranes de dientes rectos.

Existen dos tipos de análisis para el diseño de engranes de dientes rectos, el primero de ellos es para la flexión de engranes y el segundo análisis que se realiza en base al desgaste del engrane, siendo este último el que más se adecua por el tipo de aplicación del engrane.

En la figura 59, se aprecia de manera completa el sistema de transmisión, además de ello se observa que los ejes inferiores giran en sentido contrario, razón por la cual se utilizan los engranes para lograr la inversión de giro de ambos ejes.

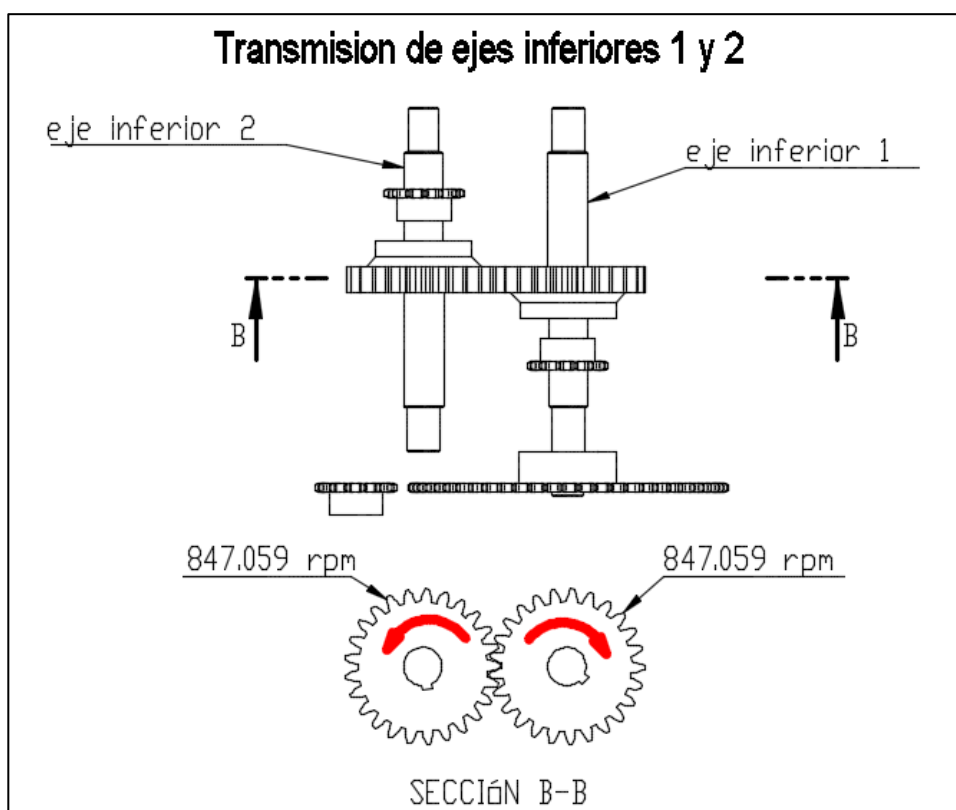


Figura 59 – Transmisión de ejes inferiores.  
Fuente: Elaboración Propia

Se identifica que ambos engranes giran a razón de 847.059 RPM, esto indica que la relación de transmisión es igual a la unidad.



Como ambos engranes cuentan con las mismas características de velocidad de rotación y potencia de transmisión, solo se realiza el análisis de uno de ellos.

El análisis de los engranes se realiza en base a la **NORMA ANSI/AGMA 2001-D04** (Budynas y Nisbett, 2008) para el desgaste de engranes rectos.

Para el diseño de los engranes, los autores optan por considerar los siguientes valores de diseño para el módulo, el ángulo de presión y el número mínimo de dientes.

$$m = 4 \text{ mm}$$

$$\phi = 20^\circ$$

$$Z = 25$$

Entonces, se tiene:

- **Diámetro de paso del engrane**

$$d_p = 25 * 4 \text{ [mm]}$$

$$d_p = 100 \text{ mm} = 3.937 \text{ in}$$

Como el engrane gira a razón de 867.059 RPM, se tiene:

- **Velocidad tangencial del engrane**

$$V = \frac{\pi * 3.937 \text{ in} * 867.059 \text{ RPM}}{12}$$

$$V = 873.069 \text{ ft}/\text{min} = 4.435 \text{ m}/\text{s}$$

Con la potencia de transmisión de 4.859 HP, se tiene:

- **Fuerza tangencial del engrane**

$$W_t = \frac{33000 * 4.859 \text{ HP}}{873.069 \text{ ft}/\text{min}}$$

$$W_t = 183.656 \text{ lbf} = 816.942 \text{ N}$$

- **Fuerza Radial del engrane**

$$W_r = 183.656 \text{ lbf} * \tan(20^\circ)$$

$$W_r = 66.845 \text{ lbf} = 297.343 \text{ N}$$

- **Fuerza Resultante del engrane**

$$W = 183.656 \text{ lbf} * \cos(20^\circ)$$

$$W = 195.443 \text{ lbf} = 869.372 \text{ N}$$

El cálculo del **esfuerzo de contacto** depende de varios factores, el más importante es el factor de seguridad que se desea en el diseño, está dado por la siguiente expresión, de la cual se analiza cada uno de las variables que intervienen en esta ecuación:

$$\sigma_c = \frac{S_C * Z_N * C_H}{S_H * K_T * K_R}$$

- **Esfuerzo de contacto permisible**

Para el cálculo del esfuerzo de contacto permisible, interviene el tipo de material de fabricación, así como su tratamiento térmico, debido a que esto influye en la dureza del metal.

Se opta por seleccionar el siguiente material:

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE CON TEMPLE EN AGUA - REDONDO DE 25 MM (Temple en agua desde 820°C, revenido a la temperatura indicada)						
Temperatura de revenido °C	Resistencia a la tracción N/mm <sup>2</sup>	Punto de Fluencia N/mm <sup>2</sup>	Elongación (en 50 mm) %	Reducción de área %	Dureza Brinell (3000 Kg.)	Impacto Izod ft - lb
320	1034	786	8	33	313	15
430	965	731	13	43	281	24
540	827	621	19	52	242	38
650	717	503	24	60	210	61
705	669	455	27	62	198	70

Tabla 25 – Características del Acero SAE-1045.  
Fuente: (Aceros, 2013)

De acuerdo a las propiedades del acero seleccionado, se tiene una dureza Brinell de 313.

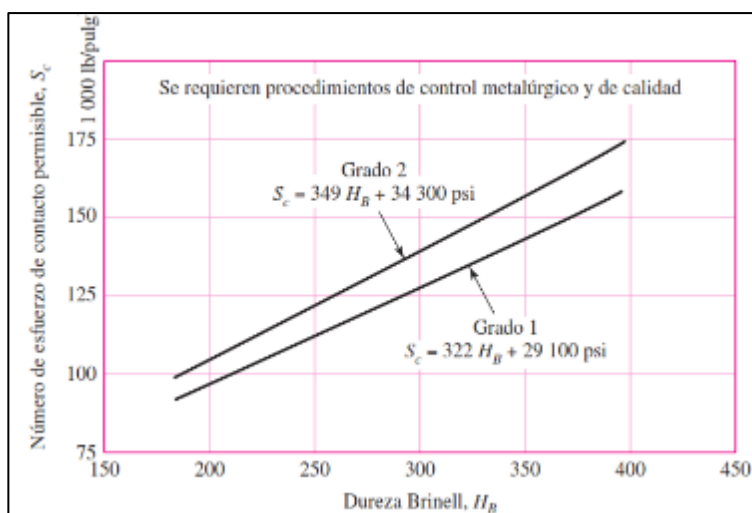


Tabla 26 – Resistencia a la fatiga por contacto.  
Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

Según tabla 26, al considerar un acero de grado 2, se tiene:

$$S_C = 349 * 313 + 34300 \text{ psi}$$

$$S_C = 143.57 \text{ Ksi} = 989.653 \text{ MPa}$$

- **Factor de Vida en ciclos de esfuerzo**

Para el cálculo de este factor, primeramente, se debe evaluar el número de ciclos de carga (N).

- Años: 5
- Horas por día: 4

$$N = 5 \text{ años} * \frac{365 \text{ dias}}{1 \text{ año}} * \frac{4 \text{ horas}}{1 \text{ dia}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} * \frac{847.059 \text{ ciclos}}{1 \text{ min}}$$

$$N = 3.710 * 10^8 \text{ ciclos}$$

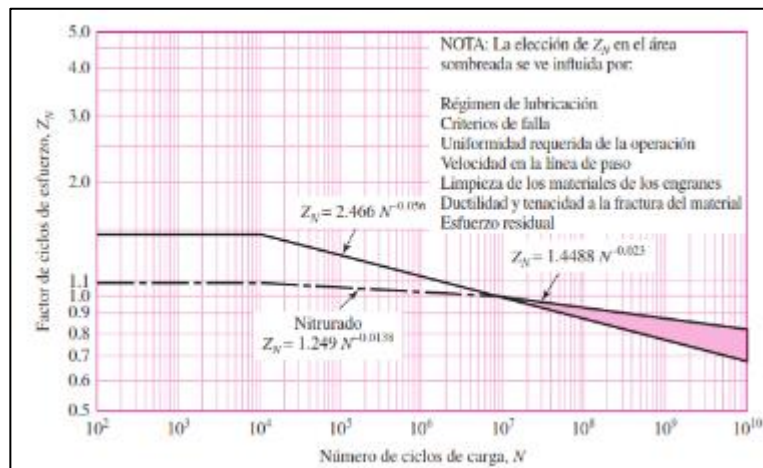


Tabla 27 – Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura.  
Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

De acuerdo a la tabla 27, según el número de ciclos de carga, se tiene:

$$Z_N = 2.466 * (3.710 * 10^8)^{-0.056}$$

$$Z_N = 0.920$$

- **Factor de relación de durezas de resistencia a la picadura**

Para este diseño, ambos engranes tienen las mismas características, son del mismo diámetro ya además tienen las mismas propiedades en cuanto al material de fabricación, bajo estas condiciones, se tiene:

$$C_H = 1$$

- **Factor de seguridad AGMA**

Los autores de esta investigación consideran que el factor de seguridad para los engranes, así como los demás elementos, está fijado entre 2 y 2.5, se tomara el valor máximo, para efectos de cálculo.

$$S_H = 2.5$$

- **Factor de Temperatura**

Para temperaturas de operación menores a 120 °C, se considera:

$$K_T = 1$$

- **Factor de confiabilidad**

Se considera una confiabilidad del 99%, entonces según tabla 28, se tiene:

Confiabilidad	$K_R (Y_Z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Tabla 28 – Factores de confiabilidad.  
Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

$$K_R = 1$$

Entonces el esfuerzo de contacto, queda expresado de la siguiente manera:

$$\sigma_c = \frac{143.537 \text{ Ksi} * 0.920 * 1}{2.50 * 1 * 1}$$

$$\sigma_c = 52.837 \text{ Ksi}$$

Una vez calculado el esfuerzo de contacto, es necesario calcular en ancho de cara necesario para soportar ese esfuerzo, se calcula bajo la siguiente expresión:

$$F = \frac{W_t * K_o * K_s * K_m * C_f}{d_p * I * \left(\frac{\sigma_c}{C_p}\right)^2 * K_v}$$

- **Fuerza tangencial del engrane**

$$W_t = 183.656 \text{ lbf} = 816.942 \text{ N}$$

- **Diámetro de Paso**

$$d_p = 100 \text{ mm} = 3.937 \text{ in}$$

- **Factor de condición superficial**

Por recomendación de AGMA:

$$C_f = 1$$

- **Factor de sobrecarga**

Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Tabla 29 – Factores de sobrecarga.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

El factor de sobrecarga se selecciona de acuerdo a la tabla 28, considerando una carga uniforme tanto en la fuente de potencia como en la carga. Se tiene:

$$K_o = 1$$

- **Factor dinámico**

El factor dinámico se emplea para tomar en cuenta las imprecisiones de fabricación y el acoplamiento de los dientes de engrane. Este factor se calcula mediante la siguiente expresión:

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B$$

Donde:

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0.25 * (12 - Q_v)^{2/3}$$

Considerando un índice de calidad de 6, para tipos de engrane de calidad comercial, se tiene:

$$B = 0.25 * (12 - 6)^{2/3} = 0.825$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.825) = 59.773$$

$$K_v = \left( \frac{59.733 + \sqrt{873.069}}{59.733} \right)^{0.825}$$

$$K_v = 1.393$$

- **Factor de tamaño**

AGMA recomienda que para el factor de tamaño se considere:

$$K_S = 1$$

- **Factor de distribución de carga**

El factor de distribución de carga, está dado por la siguiente expresión:

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Donde:

$$C_{mc} = 1 \text{ (Para dientes sin coronar)}$$

$$C_{pm} = 1 \text{ (Para piñon montado separado con } S_1/S < 0.175)$$

$$C_e = 1 \text{ (Para condiciones de montaje)}$$

Variables que dependen del ancho de cara:

$$C_{pf} = \frac{F}{10 * d} - 0.025$$

$$C_{ma} = A + B + CF^2$$

Se realiza un proceso iterativo, asumiendo que el ancho de cara es 1 in, entonces se tiene:

$$C_{pf} = \frac{1}{1 * 3.937} - 0.025 = 0.0004$$

Para el cálculo de  $C_{ma}$ , se tiene como base la siguiente tabla, de acuerdo a la condición de los engranes.

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	-0.765(10 <sup>-4</sup> )
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	-0.930(10 <sup>-4</sup> )
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	-0.926(10 <sup>-4</sup> )
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	-0.822(10 <sup>-4</sup> )

Tabla 30 – Constantes empíricas A, B y C.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158 - 0.930 * 10^{-4} * 1^2$$

$$C_{ma} = 0.143$$

Entonces, el factor de distribución de carga es:

$$K_m = 1 + 1(0.004 * 1 + 0.143 * 1)$$

$$K_m = 1.143$$

- **Coefficiente elástico**

El valor del coeficiente elástico depende de los materiales del piñon y de la corona, para este caso, ambos son del mismo material, ACERO SAE1045, entonces según tabla se tiene:

<i>Material y módulo de elasticidad de la corona <math>E_o</math>, lbf/pulg<sup>2</sup> (MPa)*</i>					
<b>Material del piñón</b>	<b>Módulo de elasticidad del piñón <math>E_p</math>, psi (MPa)*</b>	<b>Acero <math>30 \times 10^6</math> (<math>2 \times 10^3</math>)</b>	<b>Hierro maleable <math>25 \times 10^6</math> (<math>1.7 \times 10^3</math>)</b>	<b>Hierro nodular <math>24 \times 10^6</math> (<math>1.7 \times 10^3</math>)</b>	<b>Hierro fundido <math>22 \times 10^6</math> (<math>1.5 \times 10^3</math>)</b>
Acero	$30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^3$ )	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)
Hierro maleable	$25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^3$ )	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)
Hierro nodular	$24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^3$ )	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)
Hierro fundido	$22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^3$ )	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)
Bronce al aluminio	$17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^3$ )	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)
Bronce al estaño	$16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^3$ )	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)

Tabla 31 – Coeficiente elástico  $\sqrt{psi}$  ( $\sqrt{MPa}$ ).  
Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

$$C_p = 2300 \sqrt{psi}$$

- **Factor geométrico de resistencia a la picadura**

El factor geométrico para engranes externos se calcula con la siguiente expresión:

$$I = \frac{\cos \phi * \sin \phi}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

Considerando que la relación de transmisión es igual a 1 y la relación de distribución de carga también es 1, se tiene:

$$I = \frac{\cos 20 * \sin 20}{2 * 1} * \frac{1}{1 + 1}$$

$$I = 0.0803$$

Una vez calculado el esfuerzo de contacto, es necesario calcular en ancho de cara necesario para soportar ese esfuerzo, se calcula bajo la siguiente expresión

$$F = \frac{183.656 \text{ lbf} * 1 * 1 * 1.143 * 1}{3.937 \text{ in} * 0.0803 * \left( \frac{52.837 * 10^3 \text{ psi}}{2300 \sqrt{psi}} \right)^2 * 1.393}$$

$$F = 0.903 \text{ in} = 22.931 \text{ mm}$$

Es necesario hacer un recalcu del ancho de cara del engrane, esto debido a que se ha asumido un ancho de cara de 1 in, sin embargo, el resultado del cálculo arroja un ancho de cara de 0.903 in.

Realizando las iteraciones necesarias, se tiene:

- **Nuevo factor de distribución de carga**

Para el cálculo del nuevo factor de carga, Se realizó un proceso iterativo, definiendo el ancho de cara en 0.901 in

$$C_{pf} = \frac{1}{0.901 * 3.937} - 0.025 = -0.00211$$

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158 - 0.930 * 10^{-4} * 0.901^2 = 0.143$$

Entonces, el nuevo factor de distribución de carga es:

$$K_m = 1 + 1(-0.00211 * 1 + 0.143 * 1)$$

$$K_m = 1.141$$

Recalculando el ancho de cara con el nuevo factor de distribución de carga, se tiene:

$$F = \frac{183.656 \text{ lbf} * 1 * 1 * 1.141 * 1}{3.937 \text{ in} * 0.0803 * \left( \frac{53.962 * 10^3 \text{ psi}}{2300 \sqrt{\text{psi}}} \right)^2 * 1.393}$$

$$F = 0.901 \text{ in} = 22.881 \text{ mm}$$

Como se observa, en el ajuste del ancho de cara, hubo una variación de 0.002 in, definiendo de esta manera que el ancho de cara del engrane es de 0.901 in o 22.881, para efectos de diseño y simulación, el ancho de cara se redondea en 23 mm.

Para el cálculo de las dimensiones de la cabeza y raíz del diente de engrane se usa la siguiente tabla.

Sistema de dientes	Ángulo de presión $\phi$ , grados	Cabeza $a$	Raíz $b$
Profundidad total	20	$1/P_d$ o bien 1m	$1.25/P_d$ o bien 1.25m
	$22\frac{1}{2}$	$1/P_d$ o bien 1m	$1.35/P_d$ o bien 1.35m
			$1.25/P_d$ o bien 1.25m
Dientes recortados	20	$0.8/P_d$ o bien 0.8m	$1.35/P_d$ o bien 1.35m
			$1/P_d$ o bien 1m

Tabla 32 – Sistema de dientes estándar para engranes rectos.  
Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

Se seleccionó un ángulo de presión de 20°, por lo tanto, las dimensiones de la cabeza y raíz del diente de engrane son:

$$a = 1(4) = 4 \text{ mm}$$

$$b = 1.25(4) = 5 \text{ mm}$$



Se seleccionó un ángulo de presión de  $20^\circ$ , por lo tanto, las dimensiones de la cabeza y raíz del diente de engrane son:

A continuación, se realiza un bosquejo con los datos obtenidos en el análisis de los engranes.

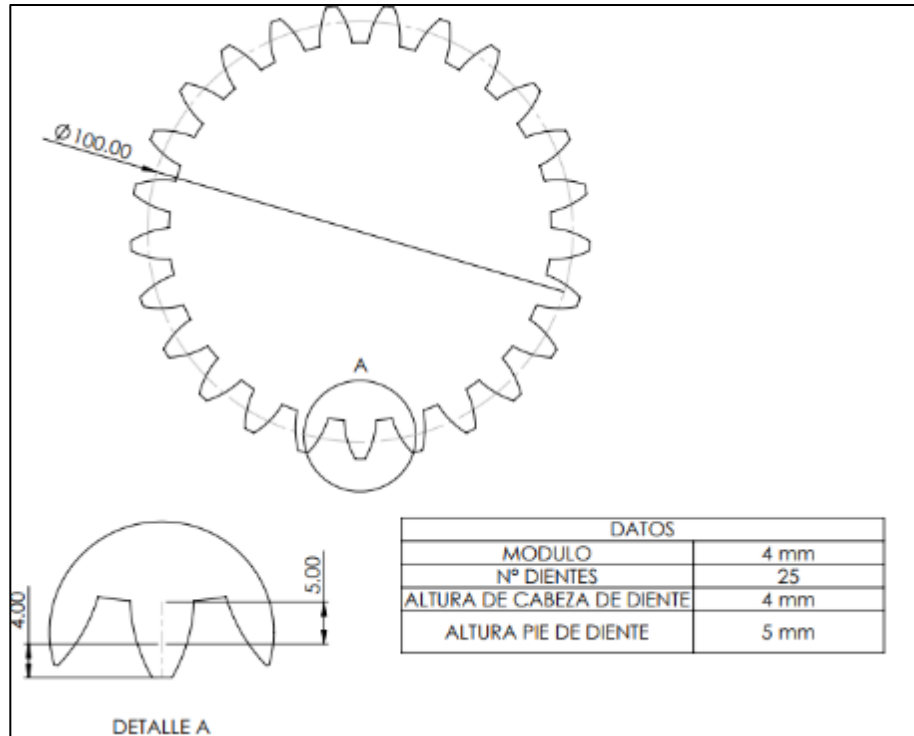


Figura 60 – Bosquejo de engrane de dientes rectos.

Fuente: Elaboración Propia

Con el bosquejo, se precede al modelado de los engranes.

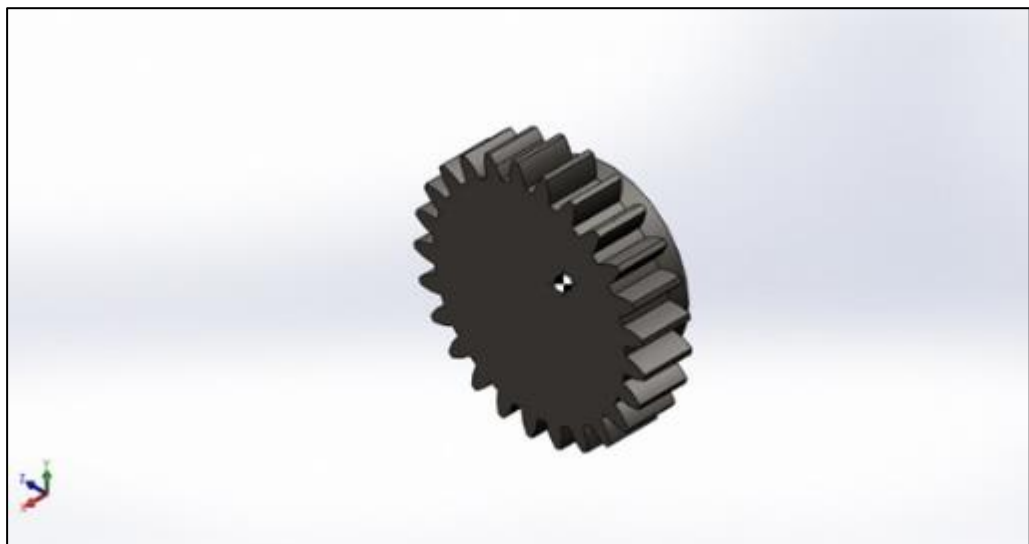


Figura 61 – Modelado de engrane de dientes rectos.

Fuente: Elaboración Propia

Con el modelado, se precede a realizar las simulaciones correspondientes, las características del material, así como las condiciones de simulación, se extraen del análisis realizado en los engranes de dientes rectos.

A continuación, se muestran los resultados de las simulaciones.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

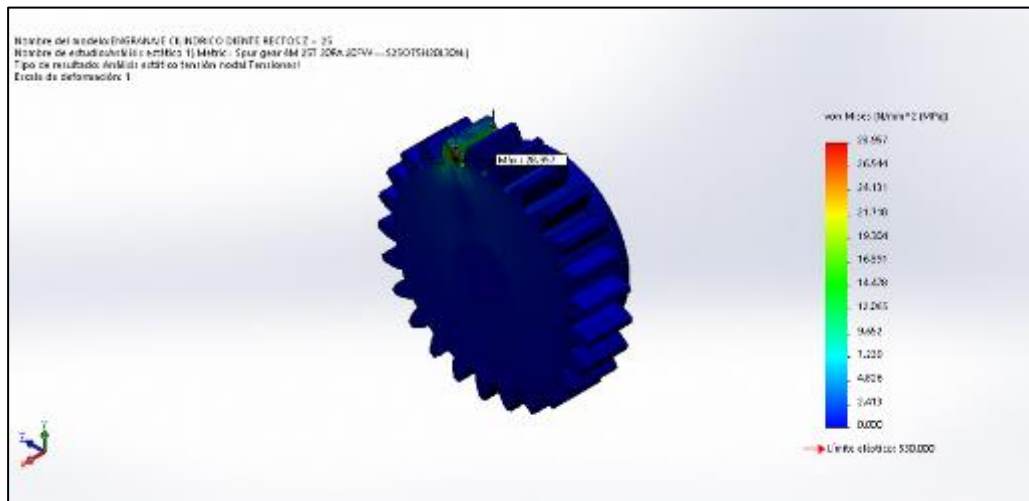


Figura 62 – Simulación de esfuerzos de Von Mises.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 28.957 MPa, esto está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

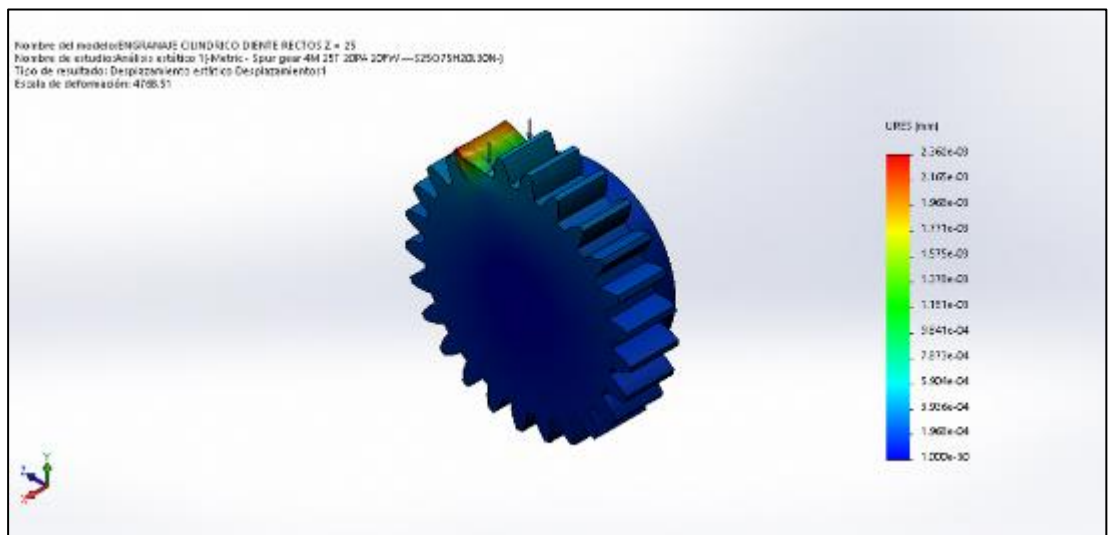


Figura 63 – Simulación de desplazamiento estático de engranes.  
Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo es de 0.002362 mm.

- **Simulación de factor de seguridad por fatiga.**

Para los engranes de dientes rectos, por tratarse de un análisis por picadura, se aplica una simulación por fatiga, para de esta manera encontrar el factor de seguridad a  $3.710 \times 10^8$  ciclos, según los cálculos realizados.

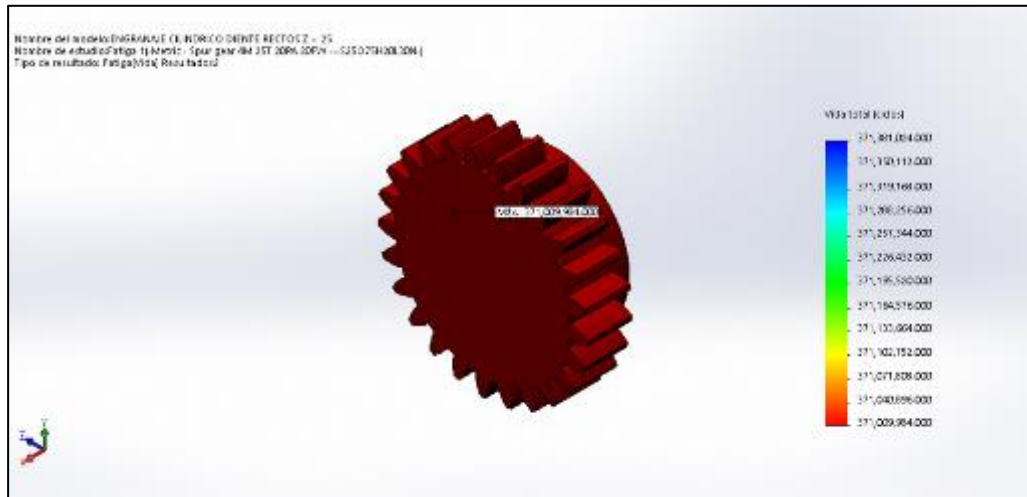


Figura 64 – Aplicación de los  $3.710 \times 10^8$  ciclos de vida del engrane.  
 Fuente: SOLIDWORKS.

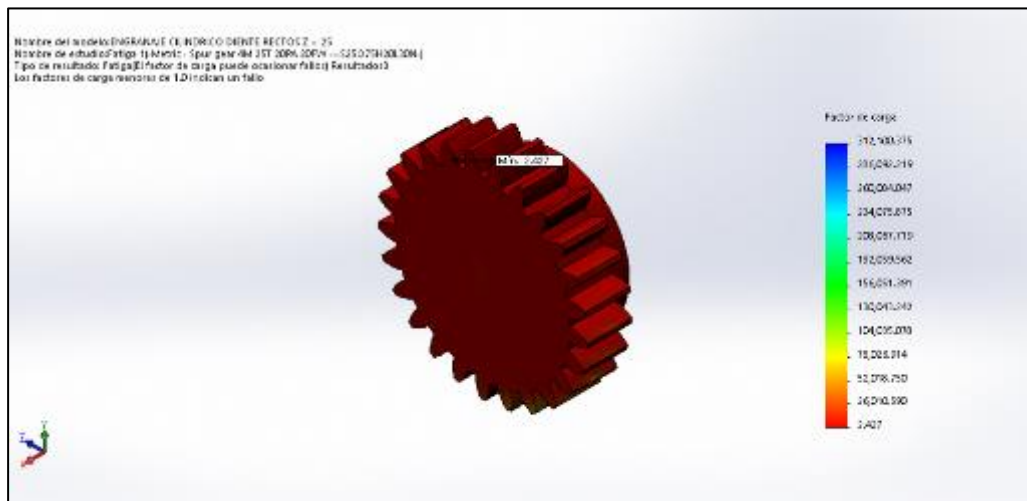


Figura 65 – Simulación de factor de seguridad del engrane  
 Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad mínimo es de 2.427.

Las simulaciones demuestran una variación de 0.073 en el factor de seguridad entre la simulación y el factor de seguridad asumido en los cálculos de los engranes.

#### 4.3.6. Análisis, diseño y simulación del sistema de embrague y sistema de frenado

##### 4.3.6.1. Análisis, modelamiento y simulación del sistema del embrague

El sistema de embrague, está formado por el conjunto de elementos, los cuales hacen posible el accionamiento entre la catarina que gira en sentido horario y la catarina que gira en sentido anti horario.

A continuación, se muestra un bosquejo del sistema de embrague del elevador de carga.

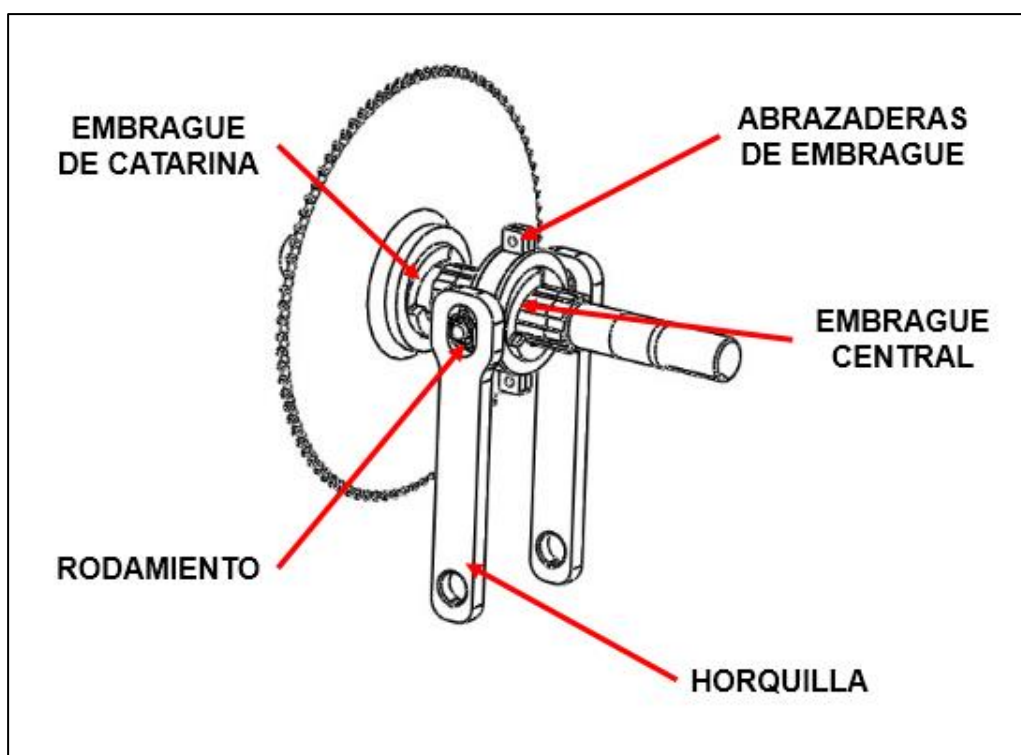


Figura 66 – Bosquejo del sistema de embrague del elevador de carga.  
Fuente: Elaboración Propia

#### A) Análisis, modelamiento y simulación del embrague central

Para el embrague central, se ha optado por el modelo de embrague de garras, lo cual se acomoda en gran manera al tipo de aplicación requerida.

- **Cálculo de la fuerza de accionamiento**

Con base en un concepto desarrollado por el Ing. Miguel Juan Domínguez, Docente de la universidad Punta Alta, Buenos Aires, Argentina, se realizan los siguientes cálculos:

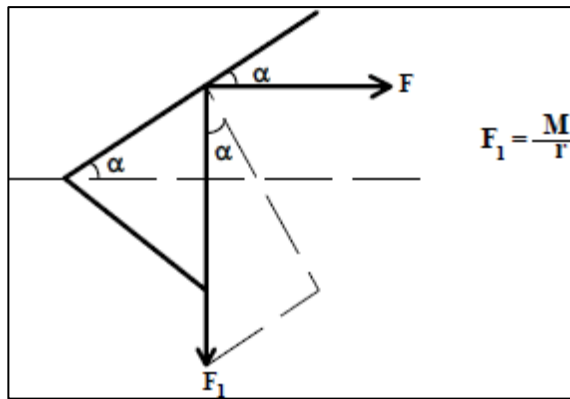


Figura 67 – Fuerzas en el embrague.  
Fuente: (Domínguez, 2018)

En la figura 67, se puede observar el análisis de fuerzas, donde  $\alpha$  es el ángulo del diente, que para este diseño se considera un ángulo de  $75^\circ$ , un momento  $M$ , ya calculado en  $173.670 \text{ N}\cdot\text{m}$ , y el radio del embrague  $r$ , considerado en  $37.5 \text{ mm}$ . Bajo estos criterios se tiene:

$$F_1 = \frac{173.670 \text{ N} \cdot \text{m}}{37.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}}$$

$$F_1 = 4631.200 \text{ N}$$

Este resultando viene siendo la acción en la que empuja a un solo diente debido al par de  $173.670 \text{ N}\cdot\text{m}$ , ahora bien, en el análisis realizado por Domínguez, interviene un coeficiente de rozamiento ( $\mu = \tan \rho$ ), lo cual es corroborado por Shigley, todo esto para encontrar la fuerza de empuje  $F$ , para transmitir un par  $M$ , calculada bajo la siguiente expresión:

$$F = \frac{F_1 \cdot \tan \alpha \cdot \tan \rho}{1 + \tan \alpha \cdot \tan \rho}$$

El coeficiente de rozamiento, depende de los materiales con los que están contruidos los embragues, para este diseño, se ha considerado un metal pulverizado para el embrague central sobre acero duro del embrague de la catarina, por lo cual se tiene:

Material	Coeficiente de fricción		Temperatura máxima		Presión máxima	
	Húmedo	Seco	°F	°C	psi	kPa
Hierro fundido sobre hierro fundido	0.05	0.15-0.20	600	320	150-250	1 000-1 750
Metal pulverizado* sobre hierro fundido	0.05-0.1	0.1-0.4	1 000	540	150	1 000
Metal pulverizado* sobre acero duro	0.05-0.1	0.1-0.3	1 000	540	300	2 100
Madera sobre acero o hierro fundido	0.16	0.2-0.35	300	150	60-90	400-620
Cuero sobre acero o hierro fundido	0.12	0.3-0.5	200	100	10-40	70-280
Corcho sobre acero o hierro fundido	0.15-0.25	0.3-0.5	200	100	8-14	50-100
Fielto sobre acero o hierro fundido	0.18	0.22	280	140	5-10	35-70
Asbesto tejido* sobre acero o hierro fundido	0.1-0.2	0.3-0.6	350-500	175-260	50-100	350-700
Asbesto moldeado* sobre acero o hierro fundido	0.08-0.12	0.2-0.5	500	260	50-150	350-1 000
Asbesto impregnado* sobre acero o hierro fundido	0.12	0.32	500-750	260-400	150	1 000
Grafito de carbono sobre acero	0.05-0.1	0.25	700-1 000	370-540	300	2 100

Tabla 33 – Materiales de fricción para fabricar embragues.  
Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

Por lo tanto:

$$F = \frac{4631.200 \text{ N} * \tan(75^\circ) * 0.05}{1 + \tan(75^\circ) * 0.05}$$

$$F = 728.292 \text{ N}$$

Siendo la fuerza de accionamiento necesaria para el embrague de 728.292 N.

- **Modelamiento del embrague central**

Con el bosquejo realizado en la figura 66, se procede al modelado del embrague central.

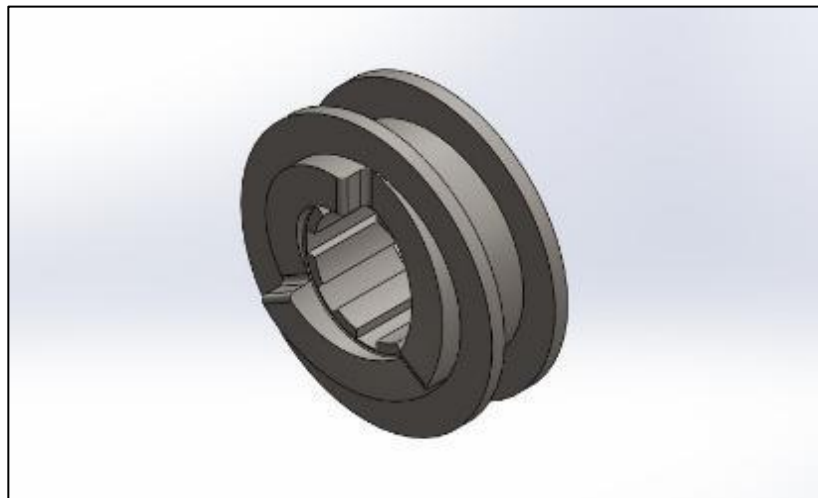


Figura 68 – Modelado de embrague central.  
Fuente: (Domínguez, 2018)

- **Simulación del embrague central**

Con el modelamiento realizado, se procede a la simulación del embrague con el software SolidWorks Simulation, para determinar que la altura del diente de acople, que según diseño se ha establecido en 10 mm, cumpla con las condiciones de carga.

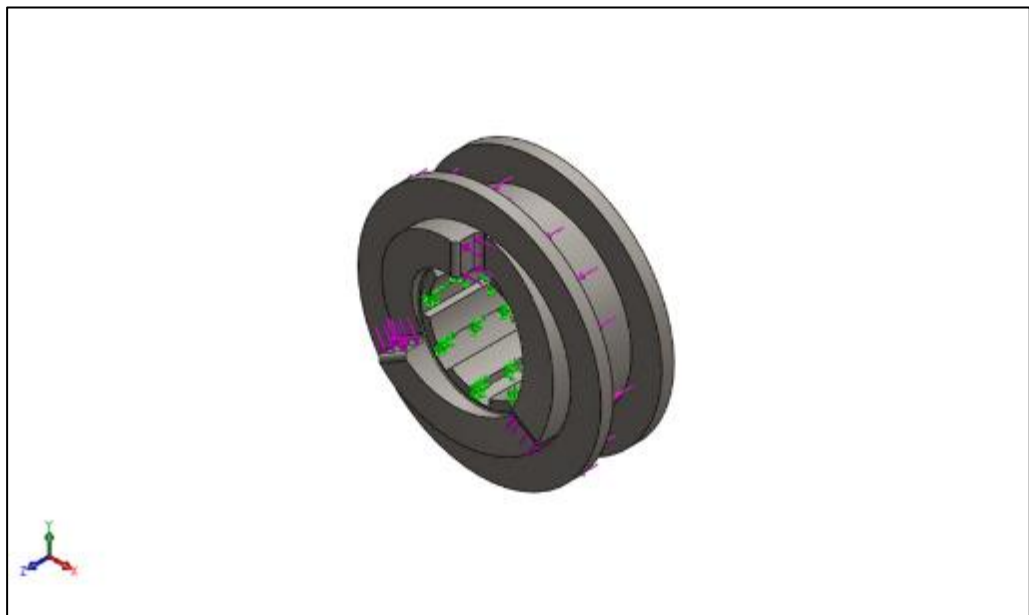
- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: AISI 1045 – Acero (Estriado en frio)

Otras condiciones:

- La aplicación de carga es de forma axial y radial.  
Fuerza Axial: 728.292 N.  
Fuerza Radial: 2315.602 N.
- La restricción se da en el diámetro interior del embrague central, el cual va unido al eje



*Figura 69 – Condiciones de simulación del embrague central.  
Fuente: SOLIDWORKS*

A continuación, se muestran los resultados del análisis con la altura de diente de diseño en 10 mm.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

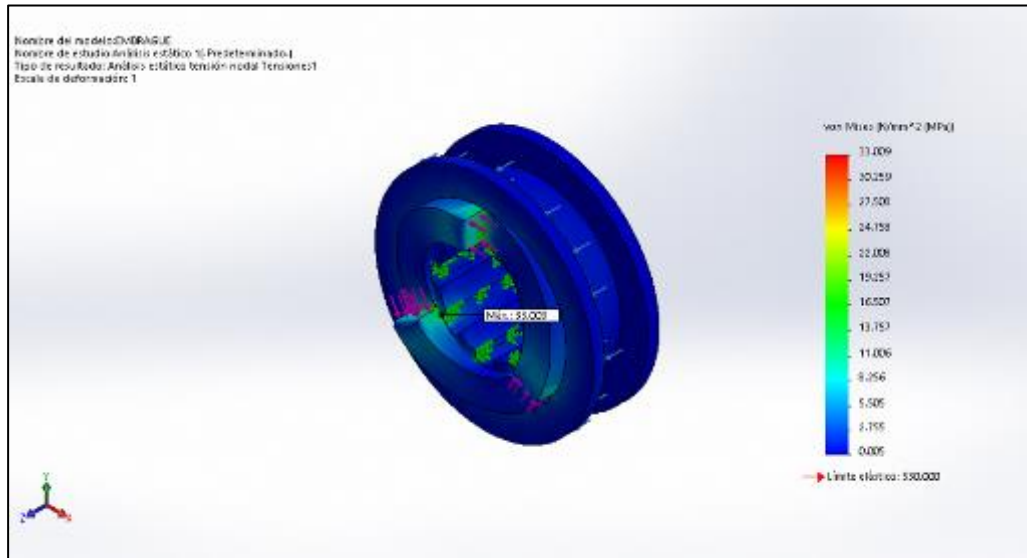


Figura 70 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del embrague central.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 33.009 MPa, el cual se da en uno de los dientes de transmisión de fuerza. El esfuerzo máximo está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

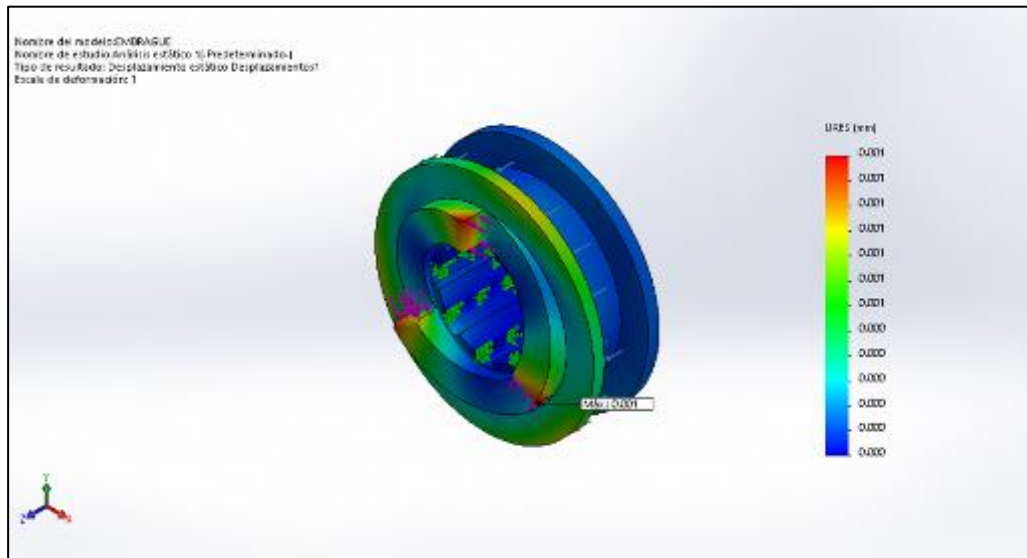


Figura 71 – Simulación de desplazamiento estático del embrague central.  
Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento embrague central es de 0.001 mm.



- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Para el embrague se aplica la simulación del factor de seguridad por fatiga al mismo número de ciclos que los engranes de dientes rectos, es decir a  $3.710 \times 10^8$  ciclos.

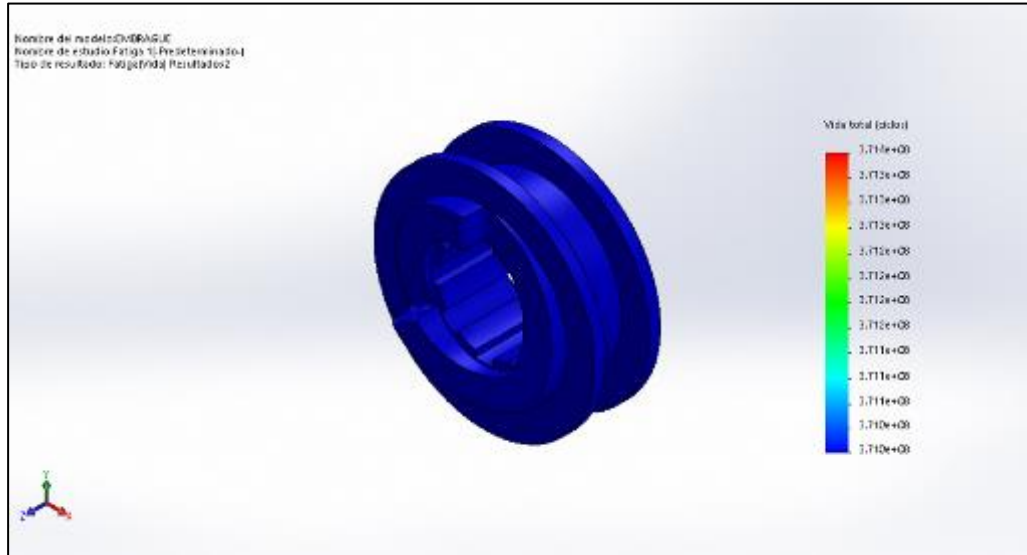


Figura 72 – Aplicación de los 438000 ciclos de vida del embrague central.  
 Fuente: SOLIDWORKS.

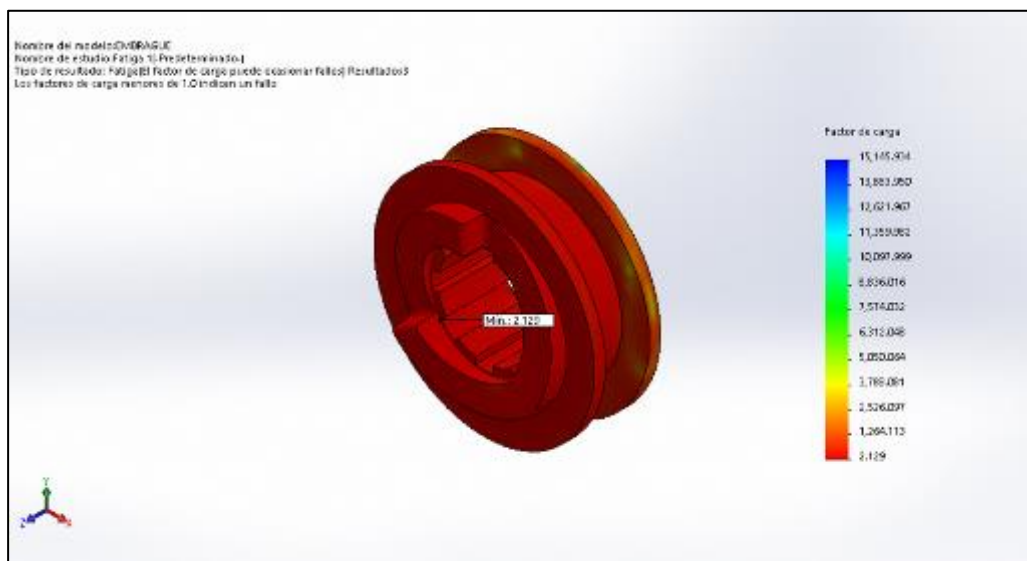


Figura 73 – Simulación de factor de seguridad del embrague central.  
 Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 2.129.

Las simulaciones demuestran que la zona crítica se da en la parte inferior de acople, pero a pesar de ello, bajo las condiciones de operación, embrague central cumple con el factor de seguridad mínimo.

## B) Análisis, modelamiento y simulación de la abrazadera de embrague

La abrazadera de embrague, tiene por función desplazar a lo largo del eje embrague central, aplicando una fuerza axial sobre el mismo.

Según la mostrado en la figura 66, la abrazadera de embrague, recibe la aplicación de carga axial a través de las horquillas, las cuales están instaladas a los extremos de la abrazadera, por lo tanto, siendo dos puntos de aplicación de carga y una la fuerza axial necesaria para el empuje del embrague, la fuerza en cada uno de los extremos de la abrazadera, será la mitad de la fuerza de empuje, entonces se tiene:

$$F_A = \frac{728.292}{2} N$$

$$F_A = 364.146 N$$

- **Modelamiento de la abrazadera de embrague**

Con el bosquejo realizado en la figura 66, se procede al modelado de la abrazadera de embrague.

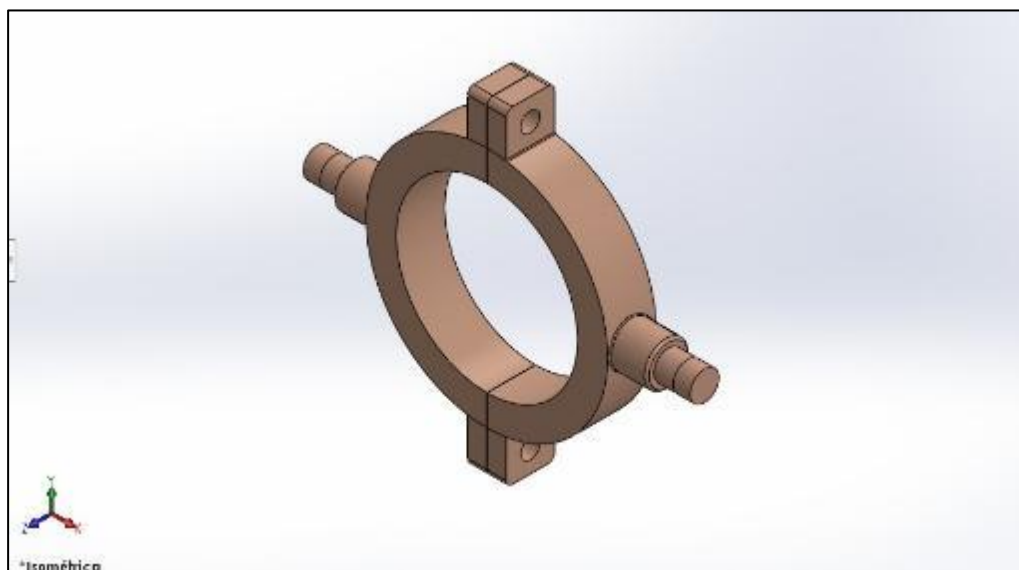


Figura 74 – Modelado de la abrazadera de embrague.  
Fuente: SOLIDWORKS

Tal como se muestra en la figura 74, el diseño de la abrazadera de embrague cuenta con dos pequeños pines a los extremos, donde se montan dos rodamientos, para darle el movimiento necesario para el accionamiento del embrague.

- **Simulación del embrague central**

Con el modelamiento realizado, se procede a la simulación del embrague con el software SolidWorks Simulation, para determinar que las dimensiones del diseño del embrague, tales como el pin de apoyo, el cual se ha establecido en 12 mm, cumplan con las condiciones de carga.

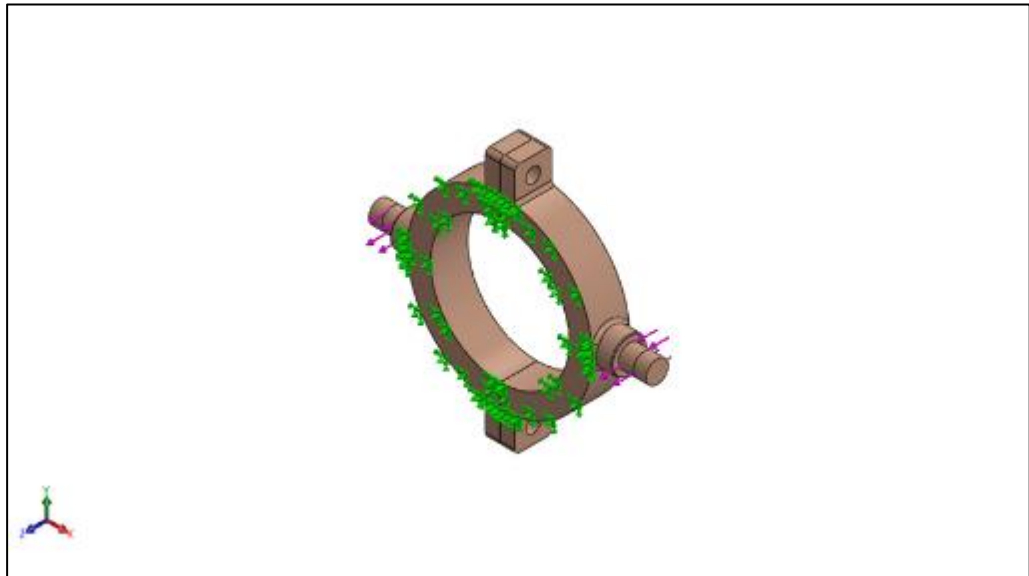
- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: Bronce fosfórico 10% D, UNS C52400

Otras condiciones:

- La aplicación de carga es de forma radial con respecto a los ejes donde se montan los rodamientos.
- La restricción se da en la parte exterior de la abrazadera, la cual está en contacto con el embrague central.



*Figura 75 – Condiciones de simulación de la abrazadera de embrague.  
Fuente: SOLIDWORKS*

A continuación, se muestran los resultados del análisis con el diámetro de diseño de 12 mm.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

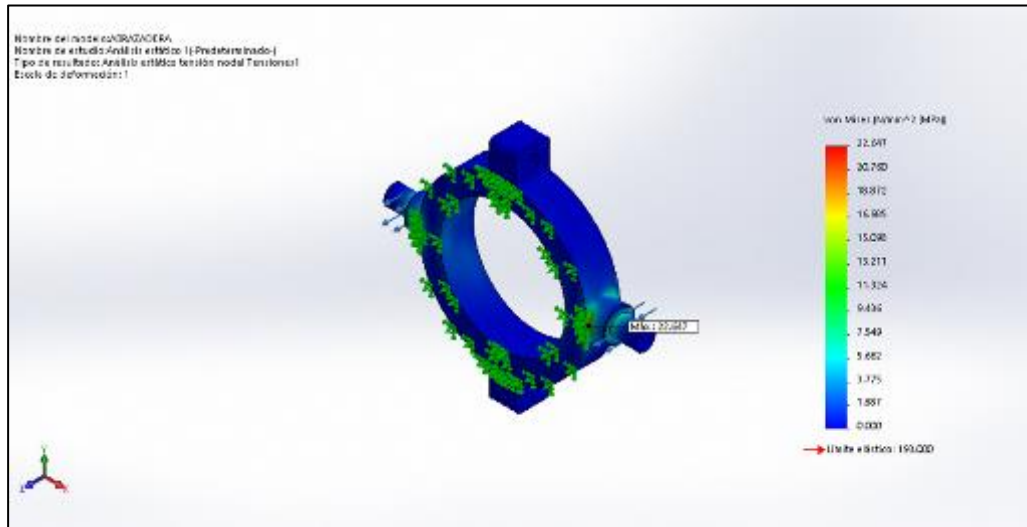


Figura 76 – Simulación de esfuerzos de Von Mises de la abrazadera de embrague.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 22.647 MPa, el cual se da en la unión entre el eje de soporte de los rodamientos y la abrazadera. El esfuerzo máximo está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

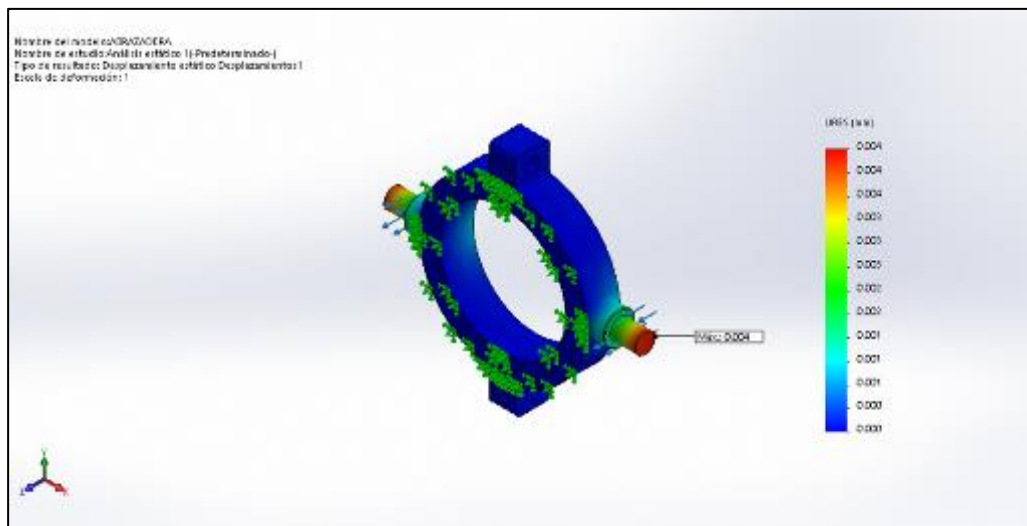


Figura 77 – Simulación de desplazamiento estático de la abrazadera de embrague.  
Fuente: SOLIDWORKS

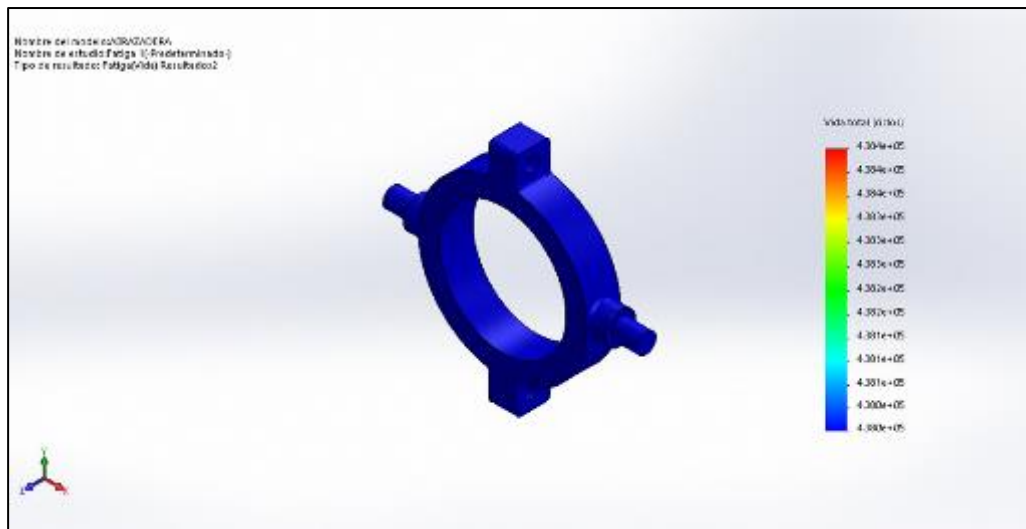
El desplazamiento embrague central es de 0.004 mm.

- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

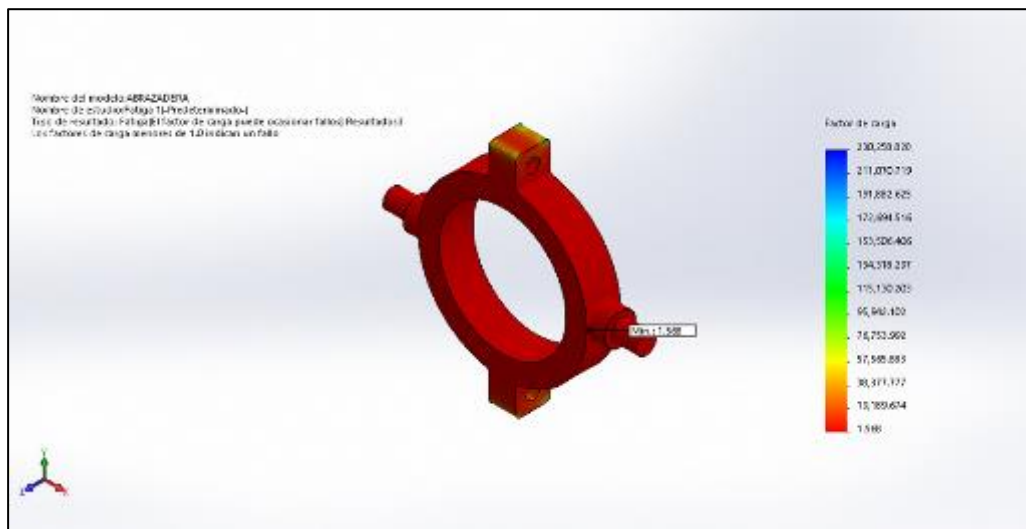
Para la abrazadera de embrague se aplica la simulación del factor de seguridad por fatiga a una cantidad de ciclos determinada bajo las siguientes condiciones.

- Accionamientos por hora aproximadamente: 40
- Horas de uso diario: 4
- Años de Vida: 5

Por lo tanto, los ciclos de vida son 438000.



*Figura 78 – Aplicación de los 438000 ciclos de vida de la abrazadera de embrague. Fuente: SOLIDWORKS.*



*Figura 79 – Simulación de factor de seguridad de la abrazadera de embrague Fuente: SOLIDWORKS.*

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 1.568.

Las simulaciones demuestran que la zona crítica es la unión entre el eje y parte de la abrazadera, pero a pesar de ello, cumple con el factor mínimo de seguridad establecido en 1.25

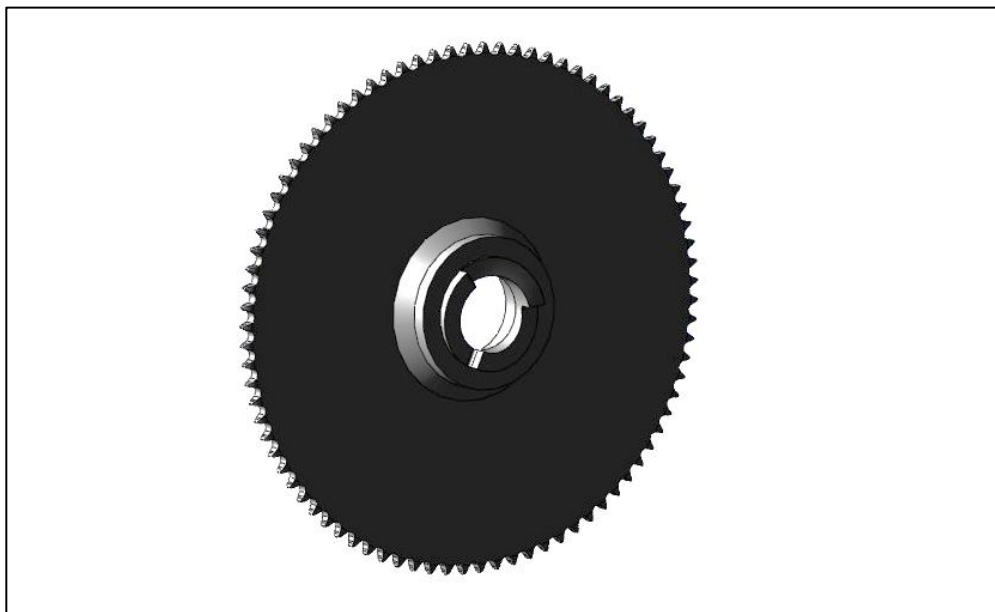
### **C) Análisis, modelamiento y simulación del embrague de la catarina.**

El embrague de catarina es el elemento de acople entre la catarina de 85 dientes y el eje superior, tal como se mencionó anteriormente, la catarina gira libremente debido a un rodamiento rígido de bolas montado entre el eje y la catarina. El embrague de la catarina, va ensamblado como una sola pieza a la catarina de 85 dientes y montado también sobre el rodamiento.

La fuerza que soporta el embrague de la catarina es la de todo el sistema, es decir toda la potencia de transmisión. En el diseño hay dos catarinas, una gira en sentido de la otra, por lo tanto, una catarina solo estará activa la mitad del tiempo de todo el proceso, es por ello que el número de ciclos de vida de diseño, se reduce a la mitad.

- **Modelamiento de la abrazadera de embrague**

Con el bosquejo realizado en la figura 66, se procede al modelado de la del embrague de la catarina.



*Figura 80 – Modelado del embrague de la catarina.  
Fuente: SOLIDWORKS*

- **Simulación del embrague de catarina.**

Con el modelamiento realizado, se procede a la simulación del embrague de la catarina con el software SolidWorks Simulation, para determinar que la altura del diente de acople, que según diseño se ha establecido en 10 mm, al igual que el embrague central, cumpla con las condiciones de carga.

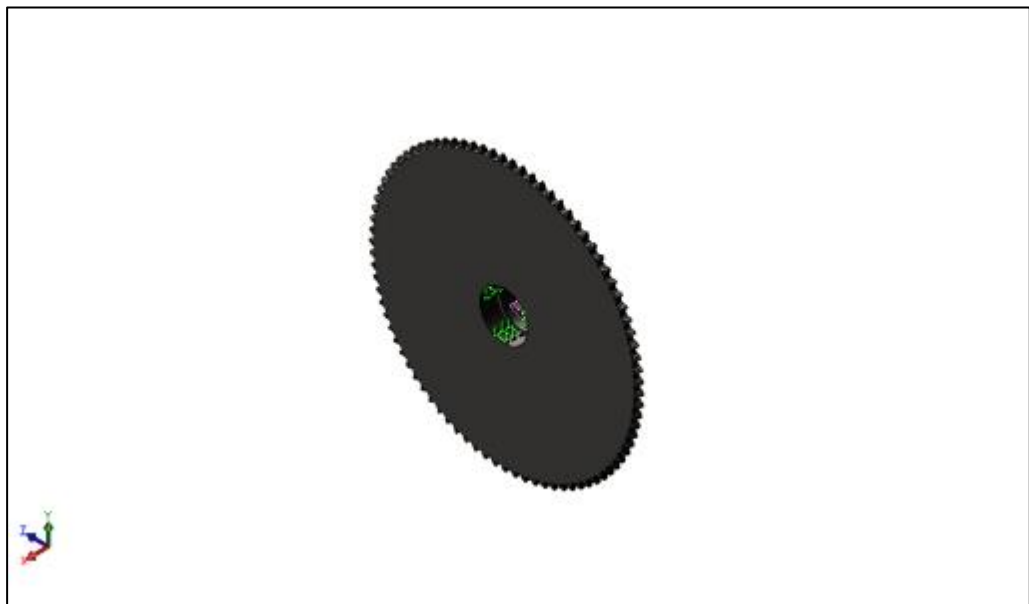
- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: ACERO AISI 1045, Estriado en frio.

Otras condiciones:

- La aplicación de carga es de forma radial con respecto a los 3 dientes de acople
- La restricción se da en la parte interior del embrague y catarina, en la cual se monta el rodamiento.



*Figura 81 – Condiciones de simulación del embrague de la catarina.  
Fuente: SOLIDWORKS*

A continuación, se muestran los resultados del análisis con la altura de diente de diseño de 10 mm.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

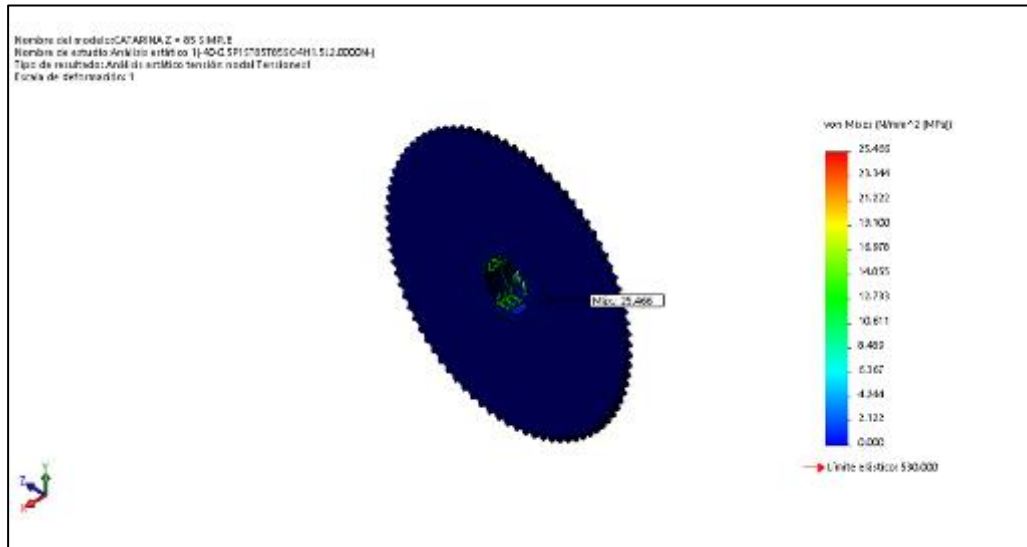


Figura 82 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del embrague de la catarina.  
 Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 25.466 MPa, el cual se da en uno de los dientes de transmisión de fuerza. El esfuerzo máximo está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

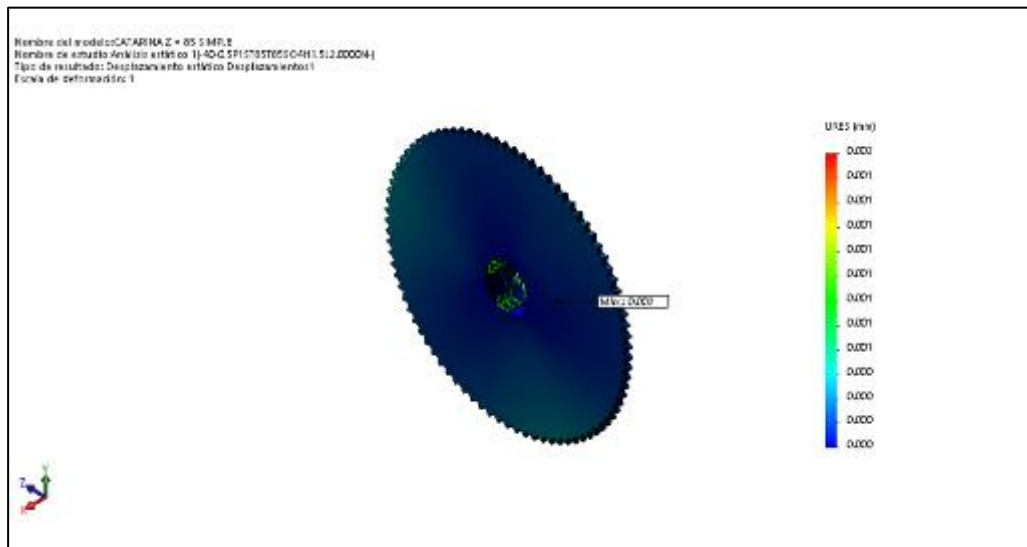


Figura 83 – Simulación de desplazamiento estático del embrague de la catarina.  
 Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento embrague central es de 0.002 mm.



- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Tal como se indicó, el embrague de la catarina está expuesto a la mitad del tiempo en el proceso de elevación de carga, es por ello que el número de ciclos se establece en  $1.857 * 10^8$  ciclos.

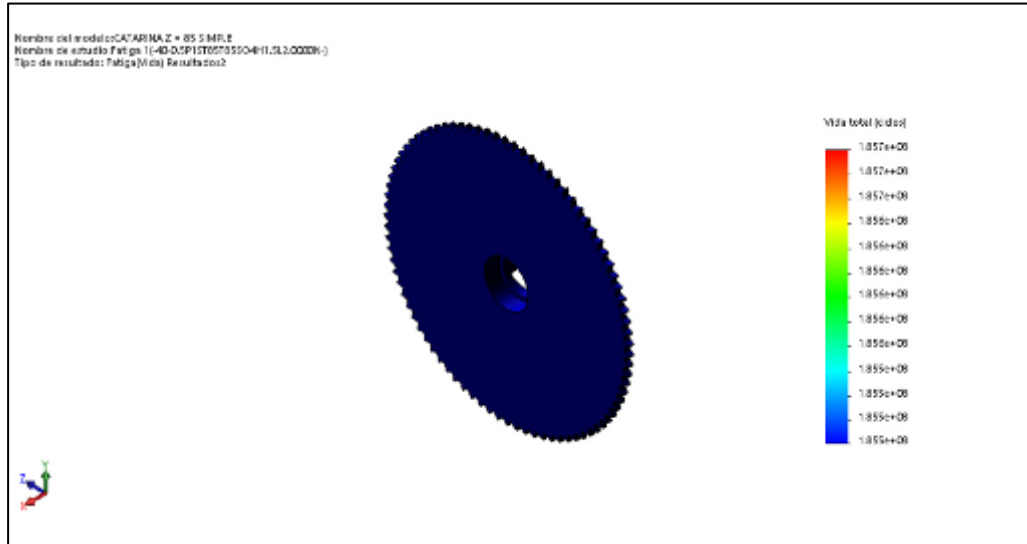


Figura 84 – Aplicación de los  $1.857 * 10^8$  ciclos de vida del embrague de la catarina.  
Fuente: SOLIDWORKS.

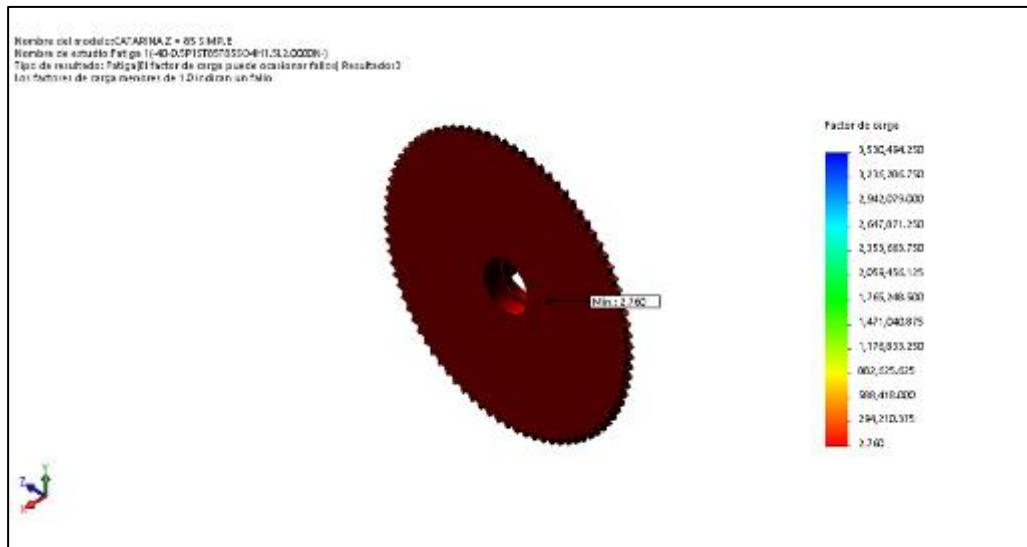


Figura 85 – Simulación de factor de seguridad del embrague de la catarina.  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 2.760

Las simulaciones demuestran que la zona crítica es la parte inferior del diente, pero a pesar de ello, cumple con el factor mínimo de seguridad.

#### **D) Selección de rodamiento del sistema de embrague.**

Como se observa en la figura 66, el sistema de embrague cuenta con 2 rodamientos, los cuales facilitan el movimiento entre la abrazadera del embrague y la horquilla. Estos rodamientos, no están girando continuamente, solo giran cuando se acciona el embrague, además de ello solo logran cierto ángulo de giro, es decir no dan una vuelta completa al momento de ser accionados. La fuerza radial que soporta cada rodamiento es la mitad de la fuerza necesaria para accionar el embrague, es decir 364.146 N.

Como el rodamiento solo soporta cargas radiales, se selecciona un rodamiento rígido de bolas.

Los rodamientos del sistema de embrague se comportan de manera estática, por lo cual la selección se basa en la capacidad estática del rodamiento.

Como el diámetro del eje de la abrazadera del embrague es de 12 mm, entonces se seleccionan 2 rodamientos de la marca SKF, con código 61801, con una capacidad estática de 0.67 kN, mayor a la carga radial aplicada de 0.364 kN.

Características adicionales del rodamiento, se encuentran en el ANEXO 9.

#### 4.3.6.2. Análisis del freno.

Según el análisis vía matriz morfológica, el sistema de frenado que brinda mejores prestaciones para el desarrollo de este proyecto es el freno de tambor, debido a que brinda un frenado suave al momento de su aplicación.

El análisis y diseño del sistema de frenado, se hace en base a lo establecido en el diseño de elementos de máquinas (Mott, 2006).

Se tiene en cuenta los parámetros ya calculados anteriormente, tales como:

- Torque de frenado: 173.670 N.m      1537.102 lb.in
- Velocidad del eje: 199.308 RPM

Para el diseño se realiza un bosquejo previo donde se asume de manera tentativa, ciertos parámetros y características para el análisis.

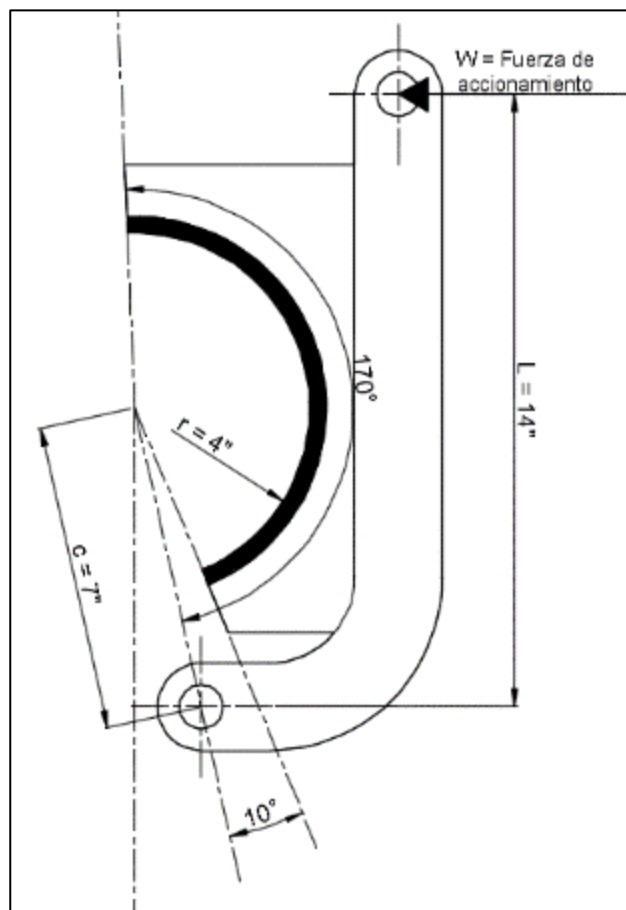


Figura 86 – Propuesta de diseño de freno de tambor.  
Fuente: Elaboración Propia

Según la figura 86, la propuesta de diseño cuenta con las siguientes características:

- Radio del Tambor de freno: 5 in.
- Distancia entre centro de tambor y pivote: 7 in.
- Longitud entre pivote y F. de accionamiento: 17 in.
- Angulo entre fin de balata y pivote: 10°
- Angulo entre inicio de balata y pivote: 170°

Es necesario la selección del material de fricción, esto debido a que será el material quien entregue los valores de presiones y fricción dinámica para el desarrollo de los cálculos.

Material de fricción	Coeficiente de fricción dinámica		Intervalo de presiones	
	Seco	En aceite	(psi)	(kPa)
Compuestos moldeados	0.25-0.45	0.06-0.10	150-300	1035-2070
Materiales tejidos	0.25-0.45	0.08-0.10	50-100	345-690
Metal sinterizado	0.15-0.45	0.05-0.08	150-300	1035-2070
Corcho	0.30-0.50	0.15-0.25	8-15	55-100
Madera	0.20-0.45	0.12-0.16	50-90	345-620
Hierro colado	0.15-0.25	0.03-0.06	100-250	690-1725
A base de papel		0.10-0.15		
Grafito/resina		0.10-0.14		

Tabla 34 – Coeficientes de fricción de acuerdo al material.  
Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

Según la tabla 33, se ha seleccionado una balata de materiales tejidos, cuyo coeficiente de fricción dinámica en seco oscila entre 0.25 y 0.45, con un intervalo de presión entre 50 y 100 PSI, los valores tomados de estos intervalos quedan a criterio del diseñador.

Con todos los detalles previos establecidos de manera clara, se procede a realizar los cálculos:

- **Ancho de Zapata**

$$w = \frac{1537.102 \text{ lb} * \text{in}}{(5 \text{ in})^2 * 0.25 * 50 \text{ psi} * (\cos(10^\circ) - \cos(170^\circ))}$$

$$w = 2.601 \text{ in}$$

El ancho de zapata es 2.601 in, por lo que, al redondear la expresión se determina que el ancho de zapata es de 2.600 in < 66.04 mm.

- **Presión máxima**

$$P_{max} = 75 \text{ psi} * \left(\frac{2.601}{2.600}\right)$$

$$P_{max} = 75.039 \text{ psi}$$

- **Momento de la fuerza normal con respecto al pivote**

$$M_N = 0.25 * 75.039 \text{ psi} * 2.6 \text{ in} * 4 \text{ in}$$

$$* 7 \text{ in} \left[ 2 * \left( \frac{\pi}{180} \right) (170 - 10) - \sin(340^\circ) + \sin(20^\circ) \right]$$

$$M_N = 8561.799 \text{ lb} * \text{in}$$

El momento de la fuerza de la fuerza normal con respecto al pivote al momento del frenado es de 8561.799 lb.in.

- **Momento de la fuerza de fricción**

$$M_f = 0.25 * 75.039 \text{ psi} * 2.6 \text{ in}$$

$$* 4 \text{ in} [4 * (\cos(10^\circ) - \cos(170^\circ)) + 0.25 * 7 \text{ in}$$

$$* (\cos(340^\circ) - \cos(20^\circ))]$$

$$M_f = 1537.102 \text{ lb} * \text{in}$$

El momento desarrollado por la fuerza de fricción al momento del frenado es de 1537.102 lb.in.

- **Fuerza de accionamiento**

$$W = \left( \frac{8561.799 - 1537.102}{14} \right) * \frac{\text{lb} * \text{in}}{\text{in}}$$

$$W = 501.764 \text{ lb} = 227.596 \text{ kg}$$

La fuerza de accionamiento necesaria para lograr el frenado del eje, es de 501.764 lb o 227.596 kg.

- **Potencia de fricción**

$$P_f = \frac{1537.102 \text{ lb} * \text{in} * 199.308 \text{ RPM}}{63000}$$

$$P_f = 4.86 \text{ HP}$$

La potencia de fricción en el freno de tambor es de 4.86 HP.

- **Área de la zapata de freno**

$$A = 2 * 2.6 \text{ in} * 4 \text{ in} * \sin\left(\frac{170^\circ - 10^\circ}{2}\right)$$

$$A = 20.484 \text{ in}^2$$

El área de la zapata de freno es de 20.484 in<sup>2</sup>.

- **Tasa de desgaste**

$$WR = \frac{4.86 \text{ HP}}{20.484 \text{ in}^2}$$

$$WR = 0.237 \frac{\text{HP}}{\text{in}^2}$$

La tasa de desgaste es de 0.237 HP/ in<sup>2</sup>, este valor se compara con tasa de desgaste para aplicaciones industriales.

<p><math>WR = 0.04 \text{ HP/pulg}^2</math>, para aplicaciones frecuentes; una tasa conservadora <math>WR = 0.10 \text{ HP/pulg}^2</math>, para servicio promedio <math>WR = 0.40 \text{ HP/pulg}^2</math>, para frenos que no se usen con frecuencia y puedan enfriarse algo entre aplicaciones.</p>
---

*Tabla 35 – Taza de desgaste para aplicación industrial.  
Fuente: (Mott, 2006)*

Según la tabla 35, se puede observar que la tasa de desgaste de esta investigación corresponde a un valor cercano a una aplicación industrial promedio, además de ello, las dimensiones geométricas de la zapata de frenado, son aceptables.

#### **4.3.6.3. Análisis, modelamiento y simulación del sistema de accionamiento combinado del embrague y freno**

El sistema de embrague y freno, actúan de manera combinada, esto se da porque cuando el sistema de accionamiento acopla el embrague a una de las catarinas, la zapata de freno se abre lo suficiente para que el gire libremente, pero cuando se desacopla el sistema de embrague y el eje queda sin fuerza de accionamiento, la zapata de freno actúa inmediatamente frenando al eje. Es por ello que se realiza un análisis combinado de este accionamiento.

En la figura 87, se observa los elementos que componen el sistema de accionamiento combinado, de la cual se describe la forma de funcionamiento del sistema, de la cual se parte el embrague en el centro, es decir, no está acoplado a ninguna de las catarinas, en este punto, la zapata de freno hace fricción sobre el eje, por lo cual este último está estático. A partir de este momento el operario, actúa con una fuerza sobre las palancas de accionamiento, el sentido de la fuerza dependerá a que catarina se quiera accionar el embrague, a medida que el operario maniobra las palancas, suceden dos cosas, las horquillas accionan una fuerza sobre la abrazadera del embrague central, y el eslabón principal acciona los elementos para poder lograr liberar la zapata de freno del eje. Es en este punto donde es importante detallar que la leva y el rodillo tienen la finalidad de lograr el ajuste necesario para que la zapata no se

accione de golpe, por ello tienen la forma necesaria para que cuando el operador empiece a accionar la palanca, el freno no se suelte de manera brusca. En esta parte el resorte cumple la función de dar la fuerza necesario para el accionamiento del freno, para lo cual tiene una tuerca de ajuste para comprimir o soltar el resorte, debido a que la fuerza del resorte depende de la longitud de deformación.

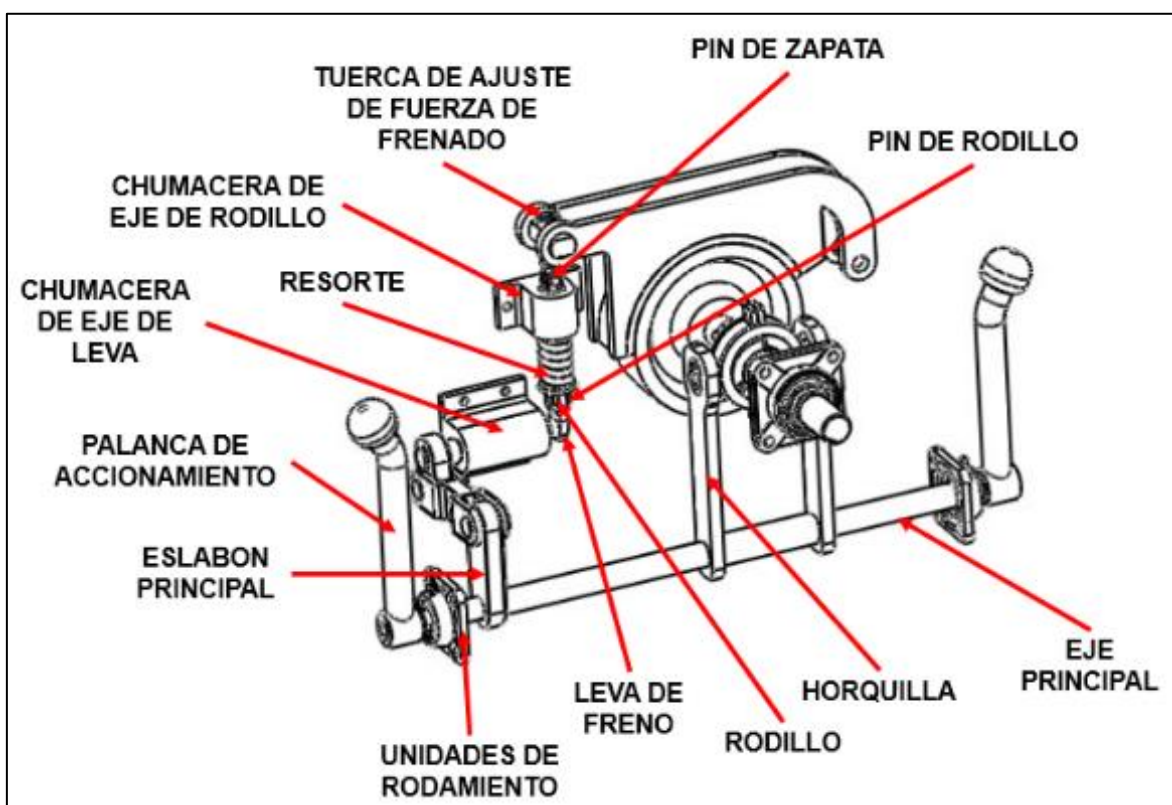


Figura 87 – Propuesta de diseño de freno de tambor.  
Fuente: Elaboración Propia

De la figura 87, se analizan y simulan los elementos más críticos, los cuales soportan fuerzas considerables y esfuerzos cortantes.

### A) Análisis, modelamiento y simulación de la horquilla

La horquilla es el elemento que recibe el movimiento del eje principal y lo traslada a la abrazadera de embrague por medio de los rodamientos que se encuentran entre la horquilla y la abrazadera.

En el mecanismo de accionamiento conjunto, se cuenta con 2 horquillas por lo cual, sobre cada horquilla se actúa la mitad de la fuerza de accionamiento del embrague central, es decir 364.146 N.

- **Modelamiento de la horquilla**

Con el bosquejo realizado en la figura 87, se procede al modelado de la horquilla.



*Figura 88 – Modelado de la horquilla.  
Fuente: SOLIDWORKS*

- **Simulación de la horquilla**

Con el modelamiento realizado, se procede a la simulación de la horquilla con el software SolidWorks Simulation, para determinar que el espesor de la horquilla, que según diseño se ha establecido en 10 mm, cumpla con las condiciones de carga.

- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: ACERO ASTM A36

Otras condiciones:

- La aplicación de carga es de forma radial en la zona donde va montado el rodamiento.
- La restricción se da en la parte interior de la horquilla en donde se une al eje.



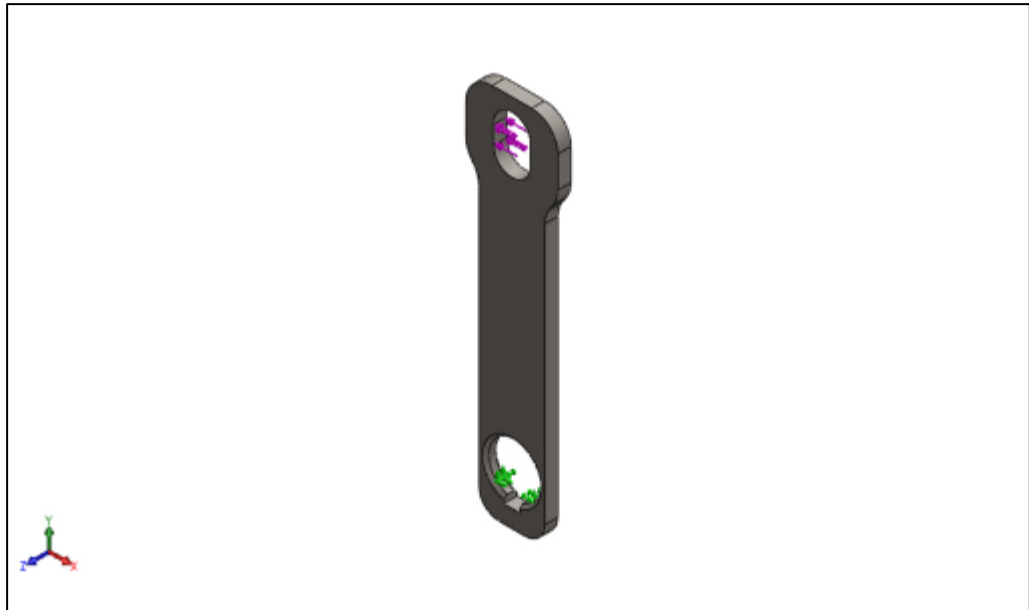


Figura 89 – Condiciones de simulación de la horquilla.  
Fuente: SOLIDWORKS

A continuación, se muestran los resultados del análisis con un espesor de horquilla de 10 mm.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

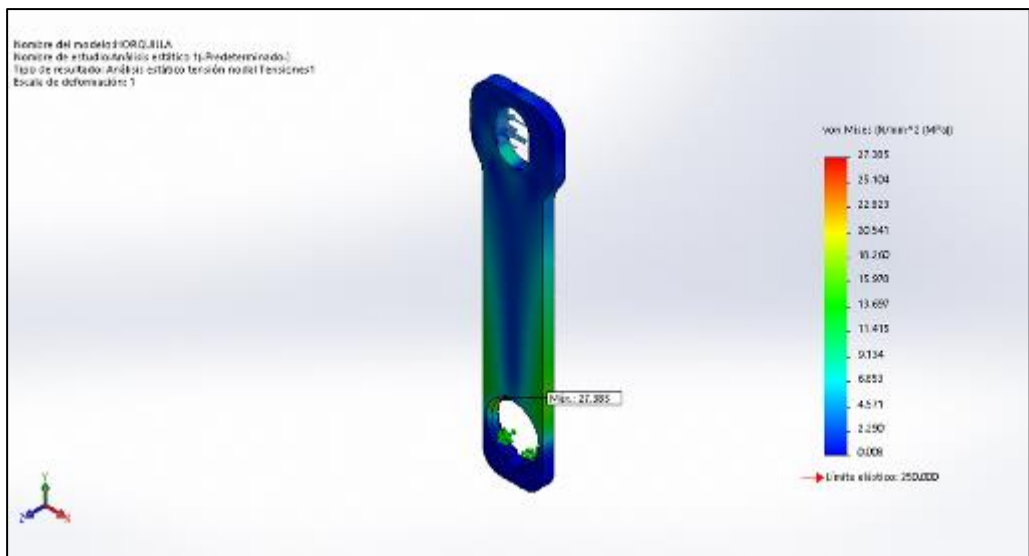


Figura 90 – Simulación de esfuerzos de Von Mises de la horquilla.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 27.385 MPa, el cual está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

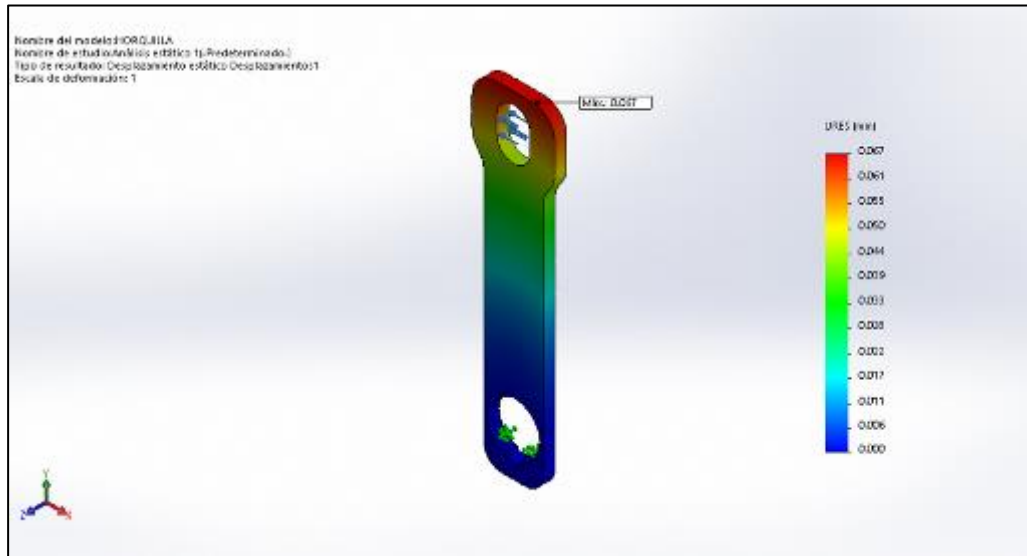


Figura 91 – Simulación de desplazamiento estático de la horquilla.  
Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento embrague central es de 0.067 mm.

- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Para la simulación del factor de seguridad por fatiga, el número de ciclos aplicados es de  $4.38 \times 10^5$  ciclos. Mismos ciclos que la abrazadera de embrague.

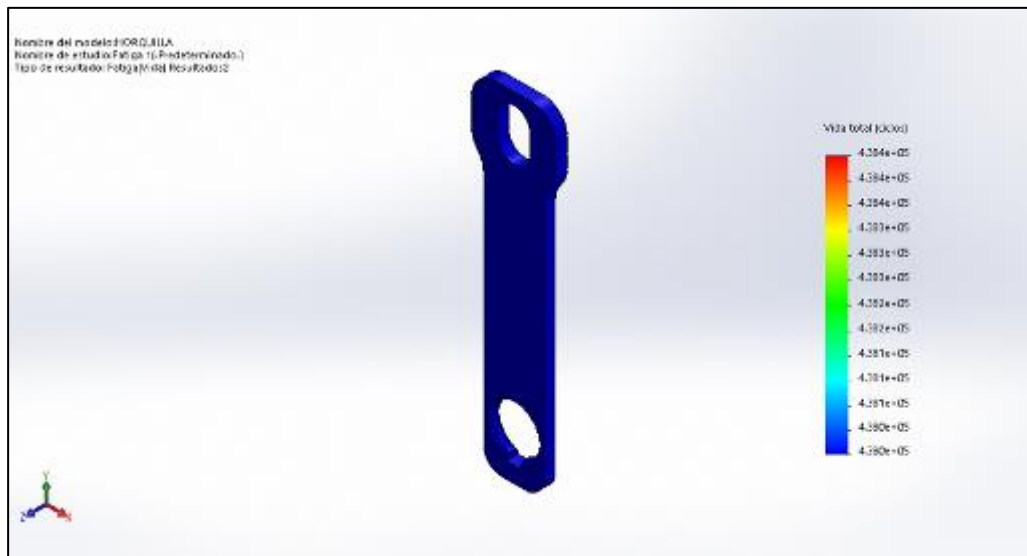


Figura 92 – Aplicación de los  $4.38 \times 10^5$  ciclos de vida de la horquilla.  
Fuente: SOLIDWORKS.

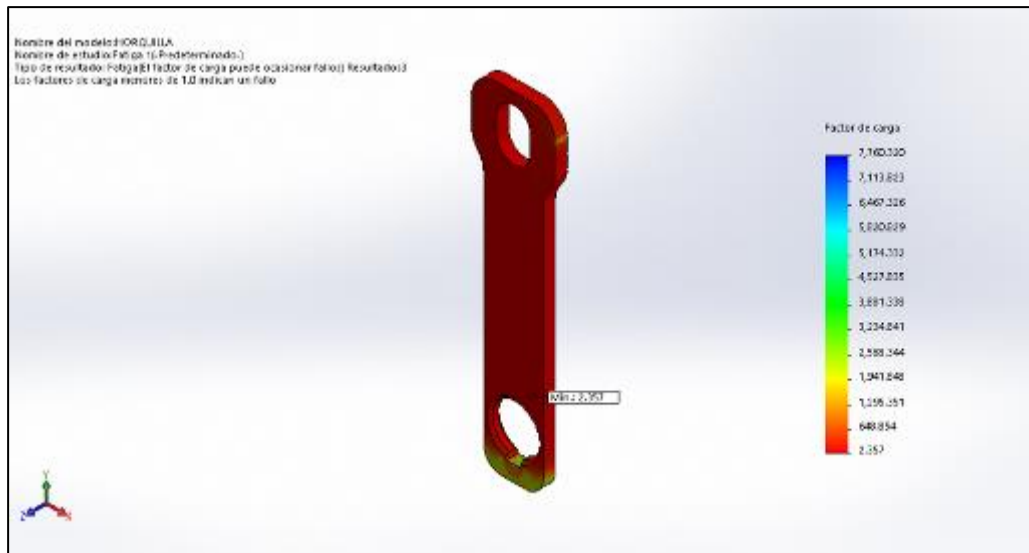


Figura 93 – Simulación de factor de seguridad de la horquilla.  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 2.357.

Las simulaciones demuestran que, bajo las dimensiones y características diseñadas, la horquilla cumple con el factor de seguridad mínimo requerido.

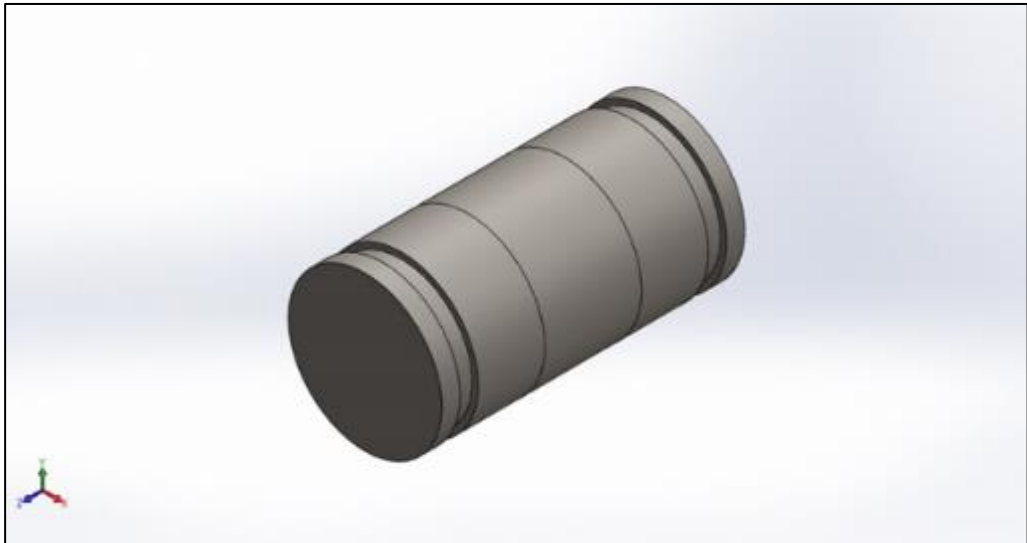
### **B) Análisis, modelamiento y simulación del pin de zapata**

El pin de zapata es un elemento de unión entre el sistema de ajuste de la fuerza de frenado, y el eje de rodillo, este pin está sometido a la máxima fuerza del frenado, cuando se accione la zapata, pero cuando no se accione la zapata de frenado, la carga accionada sobre el pin de zapata es igual a la constante de deformación del resorte por la longitud calibrada mediante la tuerca de ajuste.

Para efectos del análisis y la simulación, se toma la fuerza del accionamiento de la zapata, es decir 2232.718 N.

- **Modelamiento del pin de zapata**

Con el bosquejo realizado en la figura 87, se procede al modelado de la horquilla.



*Figura 94 – Modelado del pin de zapata.  
Fuente: SOLIDWORKS*

- **Simulación del embrague del pin de zapata**

Con el modelamiento realizado, se procede a la simulación del pin de zapata con el software SolidWorks Simulation, para determinar que el diámetro del pin de zapata, que según diseño se ha establecido en 12.7 mm, cumpla con las condiciones de carga.

- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: ACERO AISI 1045, Estriado en frío.

Otras condiciones:

- La aplicación de carga es de forma radial en los costados del pin de zapata.
- La restricción se da en el centro del pin de zapata.

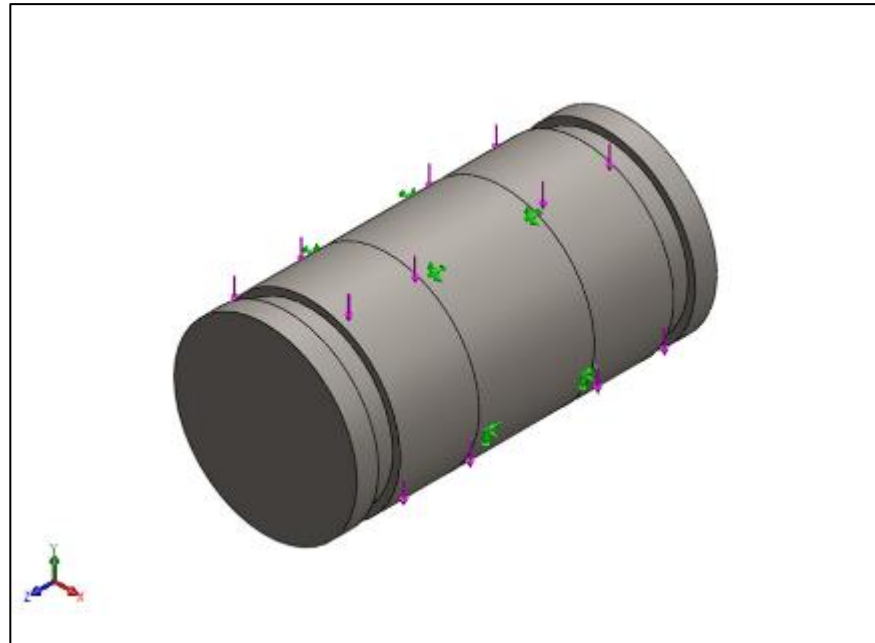


Figura 95 – Condiciones de simulación del pin de zapata.  
Fuente: SOLIDWORKS

A continuación, se muestran los resultados del análisis con un diámetro de pin de zapata de 12.7 mm.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

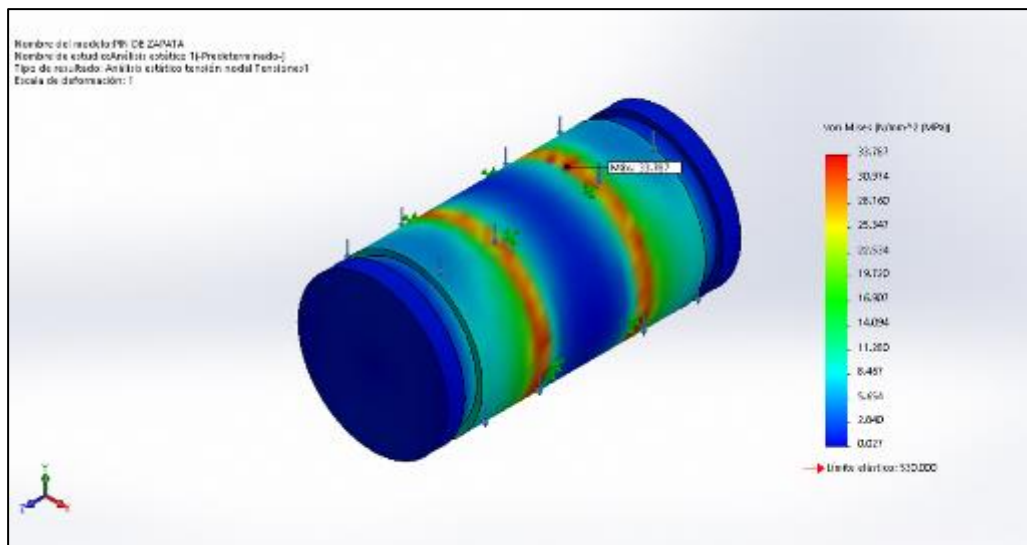


Figura 96 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del pin de zapata.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 33.787 MPa, el cual está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

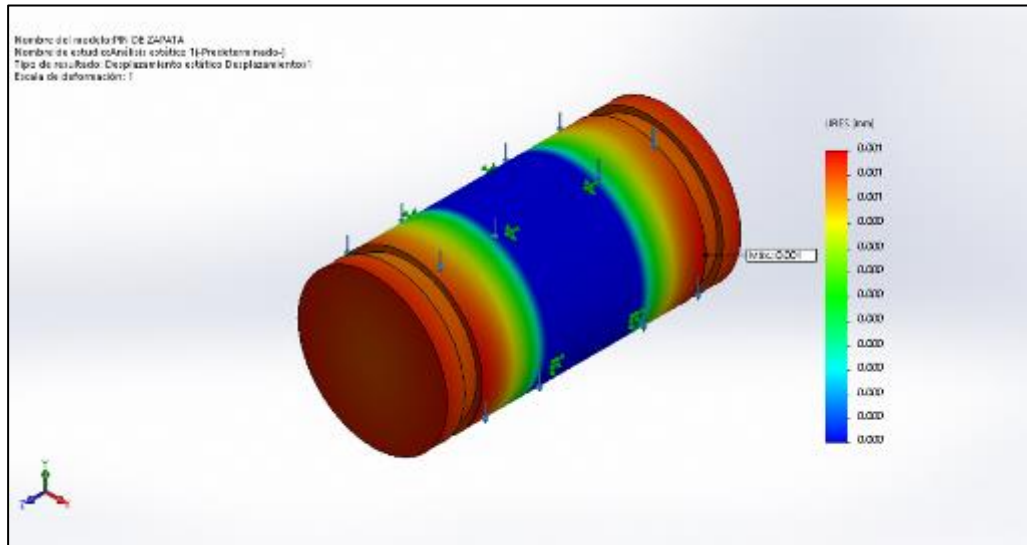


Figura 97 – Simulación de desplazamiento estático del pin de zapata.  
Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento embrague central es de 0.001 mm.

- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Para la simulación del factor de seguridad por fatiga, el número de ciclos aplicados es de  $4.38 \times 10^5$  ciclos. Mismos ciclos que para todo el sistema de accionamiento combinado.

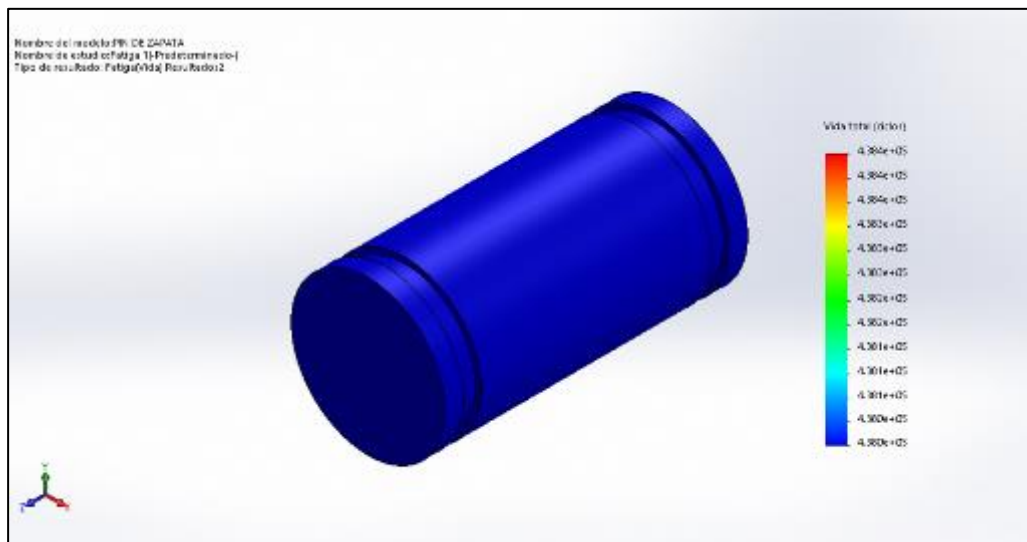


Figura 98 – Aplicación de los  $4.38 \times 10^5$  ciclos del pin de zapata.  
Fuente: SOLIDWORKS.

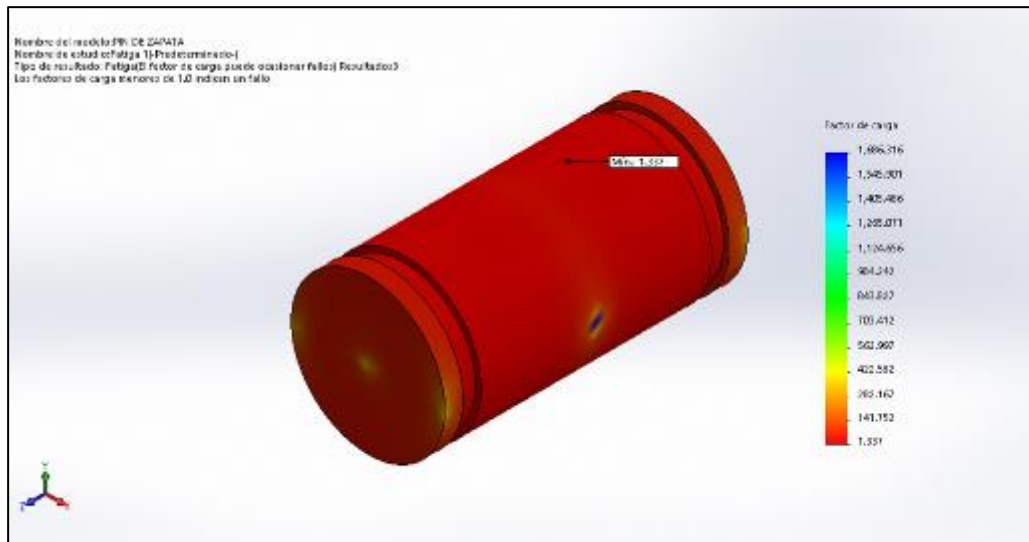


Figura 99 – Simulación de factor de seguridad del pin de zapata.  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 1.337.

Las simulaciones demuestran que, bajo las dimensiones y características diseñadas, el pin de zapata cumple con el factor de seguridad mínimo requerido de 1.25.

### C) Selección de Resorte.

Para la selección del resorte, es necesario tener en cuenta aspectos como el diámetro interno del resorte, el cual debe tener un margen de luz con el diámetro exterior del eje del rodillo; otro de los aspectos es la constante elástica del resorte, debido a que este valor determina la longitud necesaria que se necesita comprimir el resorte para alcanzar la fuerza deseada; el porcentaje de la longitud que el resorte se puede deformar, respecto a su longitud total.

Bajo estos aspectos, se escoge un resorte con código V50-064, de la marca ITAN, de clase A, para resortes que soportan cargas leves. con una constante elástica de 156 N/mm, del tipo A, con una deformación máxima del 25% de su longitud total.

Las características adicionales de selección, se muestran en la siguiente tabla:

**Resortes de carga leve - Serie V**

D <sub>h</sub>	D <sub>d</sub>	L <sub>0</sub>	N° de Catálogo	R	A		B		C		D	
					25% L <sub>0</sub>		30% L <sub>0</sub>		40% L <sub>0</sub>		f <sub>b</sub>	
mm	mm	mm		N/mm	N	mm	N	mm	N	mm	N	mm
50	25	64	V 50 - 064	156	2496	16.0	2995	19.2	3994	25.6	4836	31.0
		76	V 50 - 076	125	2375	19.0	2850	22.8	3800	30.4	4650	37.2
		89	V 50 - 089	109	2431	22.3	2910	26.7	3880	35.6	4752	43.6
		102	V 50 - 102	94.0	2397	25.5	2876	30.6	3835	40.8	4728	50.3
		115	V 50 - 115	81.0	2333	28.8	2795	34.5	3726	46.0	4706	58.1
		127	V 50 - 127	71.0	2258	31.8	2705	38.1	3607	50.8	4523	63.7
		139	V 50 - 139	66.5	2328	35.0	2793	42.0	3724	56.0	4622	69.5
		152	V 50 - 152	60.0	2280	38.0	2736	45.6	3648	60.8	4590	76.5
		178	V 50 - 178	52.0	2314	44.5	2777	53.4	3702	71.2	4779	91.9
		203	V 50 - 203	44.0	2235	50.8	2680	60.9	3573	81.2	4607	104.7
		254	V 50 - 254	35.0	2223	63.5	2667	76.2	3556	101.6	4571	130.6

Tabla 36 – Taza de desgaste para aplicación industrial.  
Fuente: ITAN

Con la constante de elasticidad y la fuerza de accionamiento de zapata, se calcula la distancia necesaria de deformación del resorte.

$$L = \frac{2232.718 \text{ N}}{156 \text{ N/mm}}$$

$$L = 14.312 \text{ mm}$$

La longitud que necesita deformarse el resorte para alcanzar la fuerza de accionamiento de la zapata es de 14.312 mm. De esta longitud total, con la tuerca de regulación de fuerza de accionamiento se va a comprimir 11.312 mm, esto con el fin de solo dejar 3 mm, de accionamiento para liberar el freno cuando se accione el embrague a alguna de las catarinas. Estos 3 mm son necesarios para que exista una luz entre la zapata de freno y el eje, y no haya recalentamiento por rozamiento de estos elementos.

#### D) Análisis, modelamiento y simulación del pin de rodillo

El pin de rodillo es un elemento de unión entre el rodillo y su eje, cuando el embrague está en el centro, es decir sin acoplarse a ninguna catarina este pin está libre de carga, pero cuando el embrague se acopla a alguna catarina, al pin de rodillo se le aplica una fuerza para deformar 3 mm al



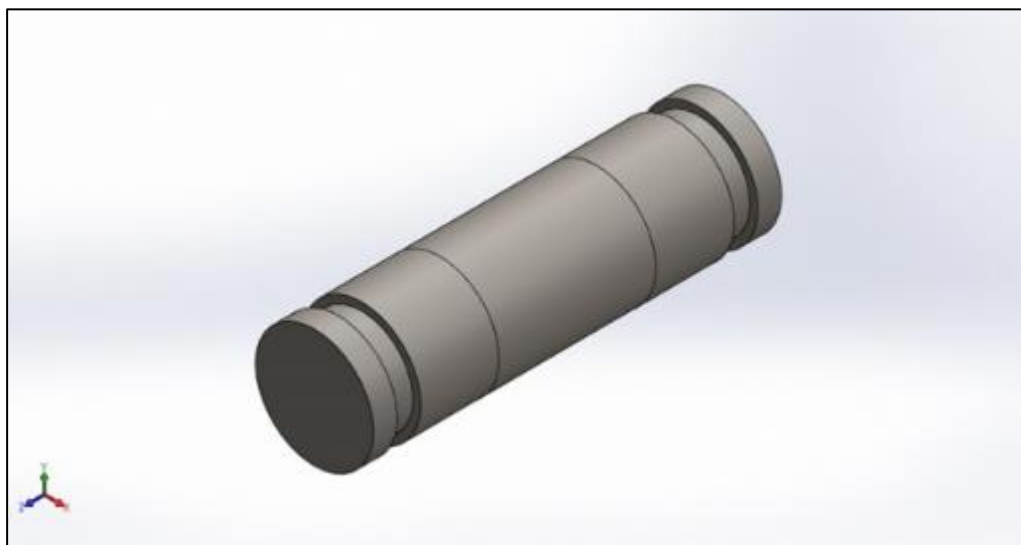
resorte para lograr la separación de la zapata del eje y este último pueda girar libremente, la fuerza sobre el pin está determinada por:

$$F = 156 \text{ N/mm} * 3 \text{ mm}$$

$$F = 468 \text{ N}$$

- **Modelamiento del pin de rodillo**

Con el bosquejo realizado en la figura 87, se procede al modelado de la del pin de rodillo



*Figura 100 – Modelado del pin de rodillo.  
Fuente: SOLIDWORKS*

- **Simulación del embrague del pin de rodillo**

Con el modelamiento realizado, se procede a la simulación del pin de rodillo con el software SolidWorks Simulation, para determinar que el diámetro del pin de rodillo, que según diseño se ha establecido en 19/64", cumpla con las condiciones de carga.

- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: ACERO AISI 1045, Estriado en frío.

Otras condiciones:

- La aplicación de carga es de forma radial en los costados del pin de zapata.
- La restricción se da en el centro del pin de zapata.

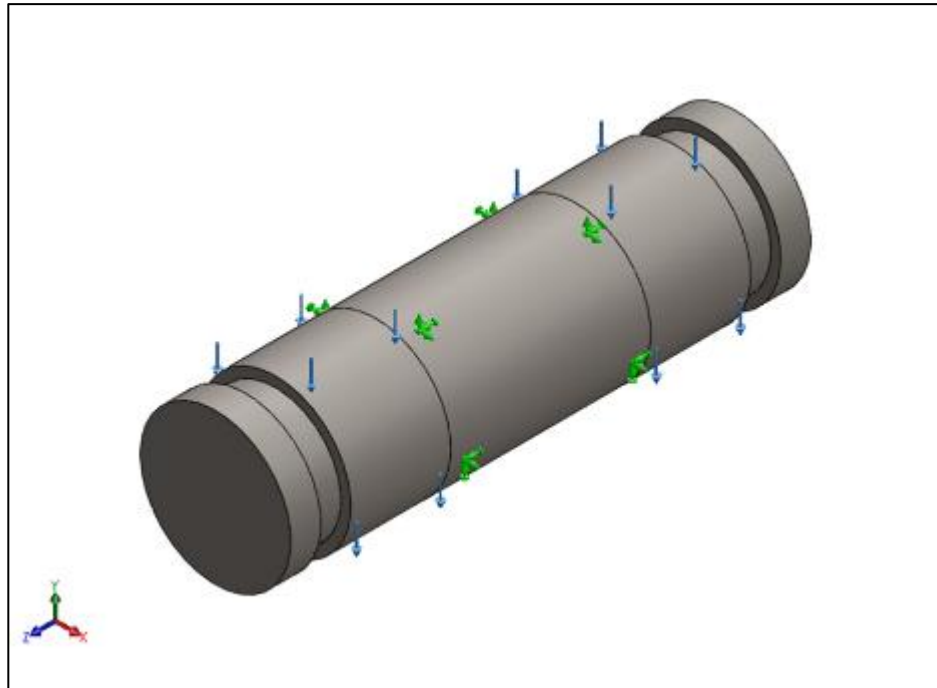


Figura 101 – Condiciones de simulación del pin de rodillo.  
Fuente: SOLIDWORKS

A continuación, se muestran los resultados del análisis con un diámetro de pin de zapata de 19/64”.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

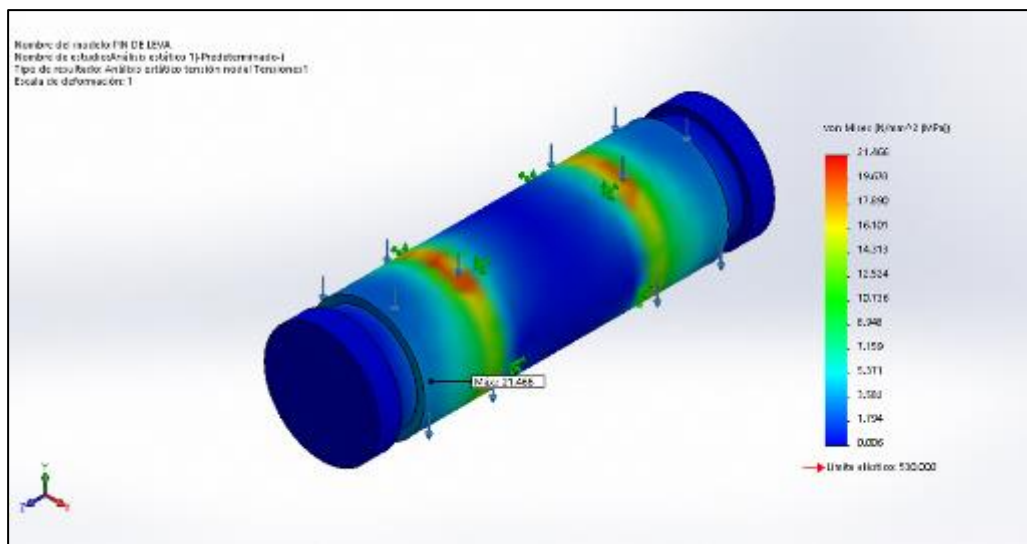


Figura 102 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del pin de rodillo.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 21.466 MPa, el cual está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

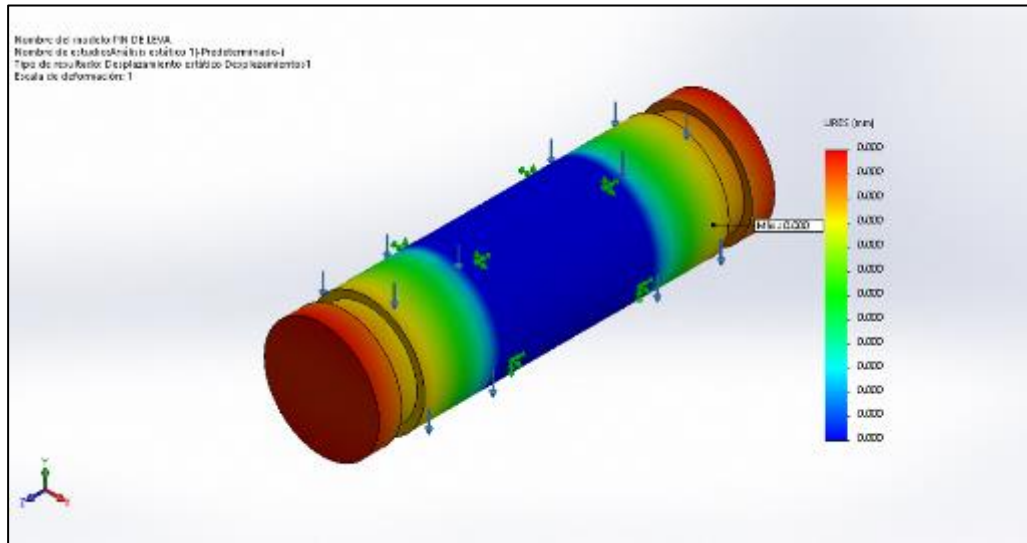


Figura 103 – Simulación de desplazamiento estático del pin de rodillo.  
 Fuente: SOLIDWORKS

No existe desplazamiento estático en el pin de rodillo.

- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Para la simulación del factor de seguridad por fatiga, el número de ciclos aplicados es de  $4.38 \times 10^5$  ciclos. Mismos ciclos que para todo el sistema de accionamiento combinado.

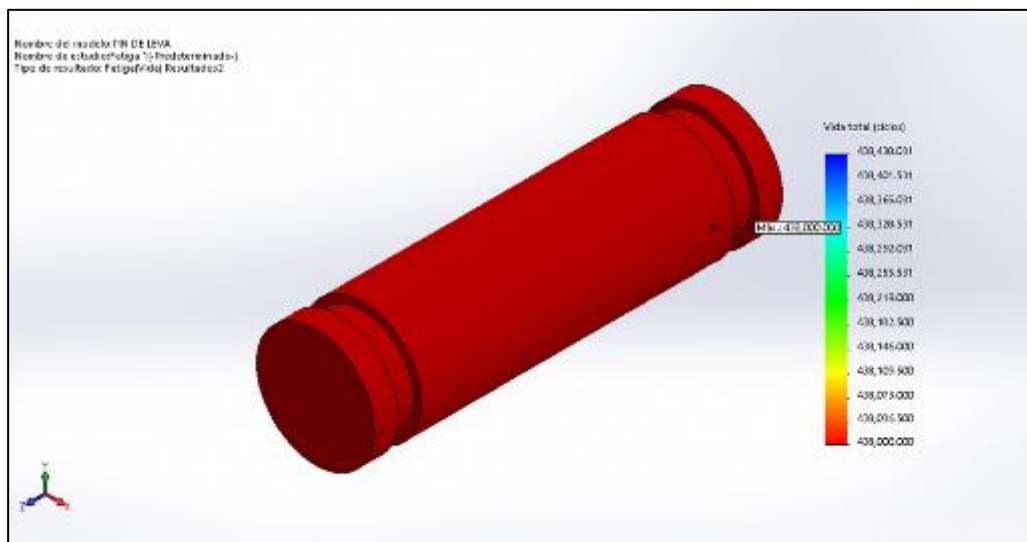


Figura 104 – Aplicación de los  $4.38 \times 10^5$  ciclos del pin de rodillo..  
 Fuente: SOLIDWORKS.

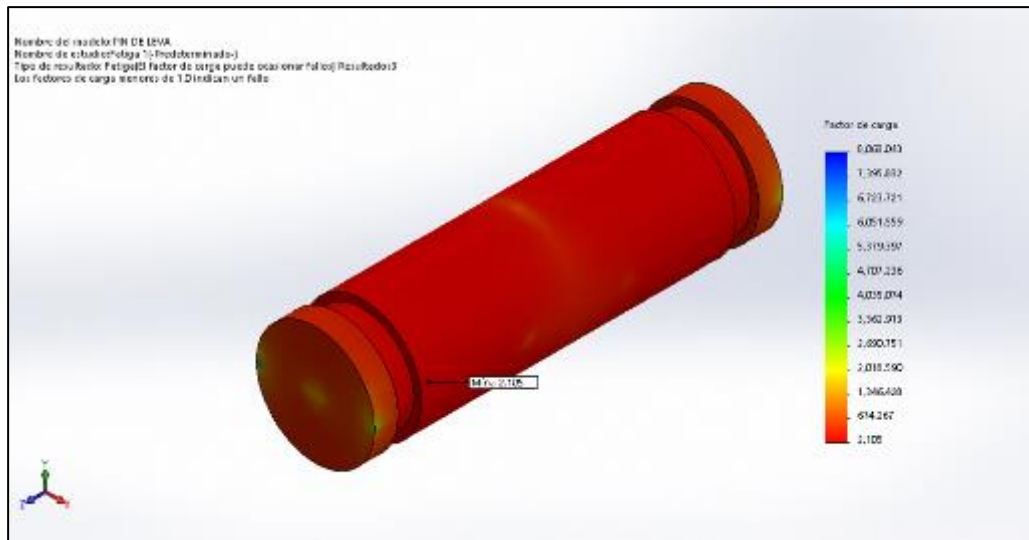


Figura 105 – Simulación de factor de seguridad del pin de rodillo.  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 2.105.

Las simulaciones demuestran que, bajo las dimensiones y características diseñadas, el pin de rodillo, cumple con el factor de seguridad mínimo.

### E) Análisis, modelamiento y simulación del eje principal de accionamiento.

El eje principal de accionamiento, es el encargado de hacer la acción conjunta entre el embrague central y la zapata de freno, esto se debe que los mecanismos de accionamiento de ambos elementos, están conectados al eje principal.

Los elementos que intervienen sobre el eje principal son, las horquillas del embrague, el eslabón de freno, la palanca de accionamiento. Además de ello, se tiene dos unidades de rodamiento para soporte del eje principal de accionamiento, todos estos elementos influyen con cargas sobre el eje.

- **Diagrama de cuerpo libre de eje principal de accionamiento.**

Para la construcción del diagrama de cuerpo libre, es necesario realizar un bosquejo del eje y del montaje de los elementos que actúan sobre este, así mismo, establecer las distancias entre ellas, esto último queda a criterio del diseñador y de la forma de montaje deseado.

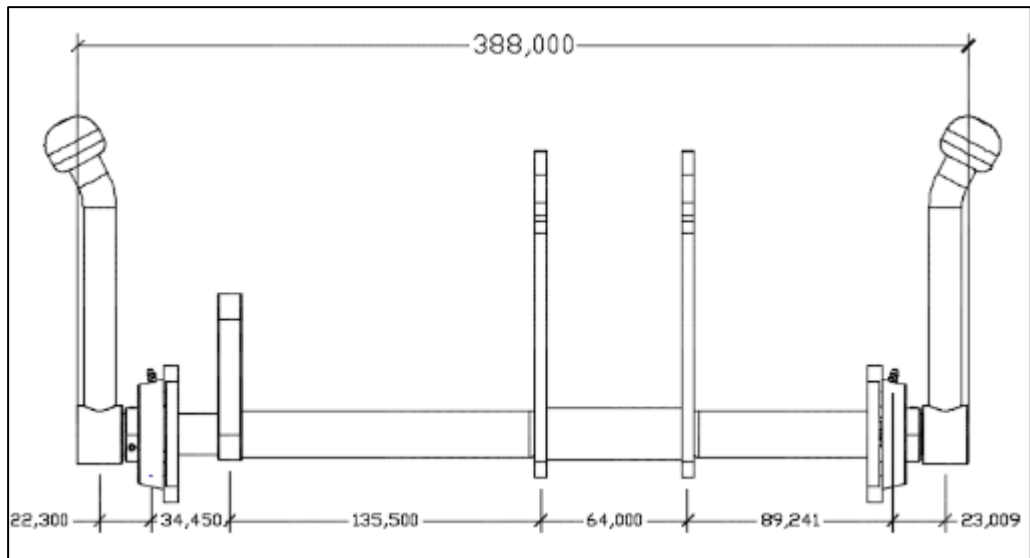


Figura 106 – Eje principal de accionamiento de carga y dimensiones.  
Fuente: SOLIDWORKS

Una vez realizado el bosquejo del eje principal de accionamiento, se procede a calcular las cargas sobre el eje.

- **Carga de la Horquilla.**

El torque de la horquilla sobre el eje se debe a la fuerza de accionamiento de embrague por la longitud entre centros del eslabón.

$$T_H = 364.146 \text{ N} * 215 \text{ mm}$$

$$T_H = 78.291 \text{ N.m}$$

- **Carga del eslabón del accionamiento de freno.**

El torque el eslabón del accionamiento de freno se debe a la fuerza aplicada para la deformación de los 3mm por la distancia entre centros del eslabón.

$$T_E = 468 * 100 \text{ mm}$$

$$T_E = 46.800 \text{ N.m}$$

- **Carga de las palancas de accionamiento.**

Sobre un eje, se tiene que los torques que ingresan son igual a los torques que salen del eje, por lo tanto, se tiene:

$$2 * T_H + T_E = 2 * T_P$$

$$T_P = \frac{2 * 78.291 + 46.800}{2} [\text{N.m}]$$

$$T_P = 101.691 \text{ N.m}$$

Con las cargas definidas, se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre.

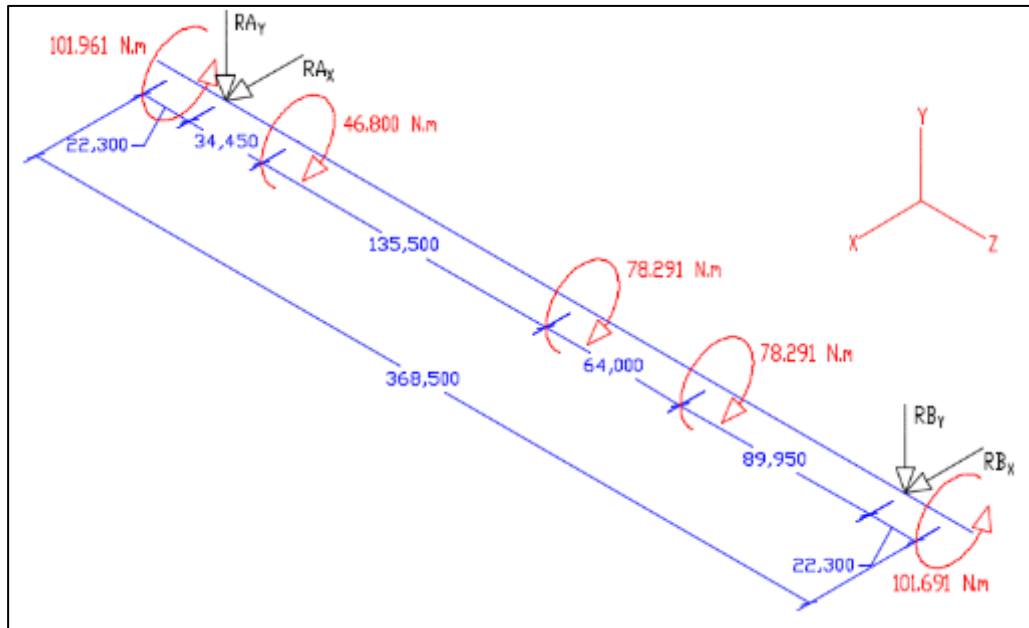


Figura 107 – Diagrama de cuerpo libre de eje principal de accionamiento.  
Fuente: SOLIDWORKS

- **Modelamiento del pin del eje principal de accionamiento**

Con el bosquejo realizado en la figura 87, se procede al modelado del eje principal de accionamiento.

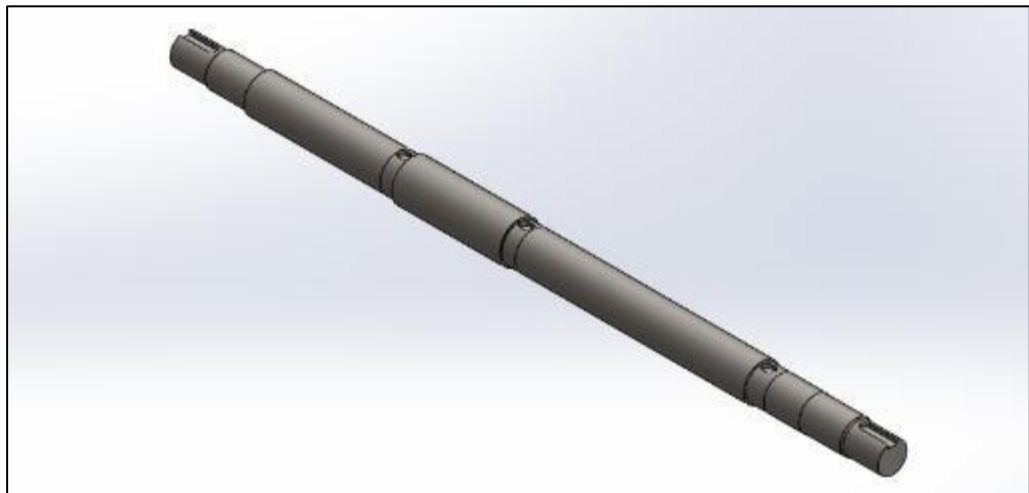


Figura 108 – Modelado del eje principal de accionamiento  
Fuente: SOLIDWORKS

- **Simulación del embrague del eje principal de accionamiento**

Con el modelamiento realizado, se procede a la simulación del eje principal de accionamiento con el software SolidWorks Simulation, para determinar que el diámetro del eje principal de accionamiento, que, según diseño iterativo, se ha establecido en 1 3/4", cumpla con las condiciones de carga.

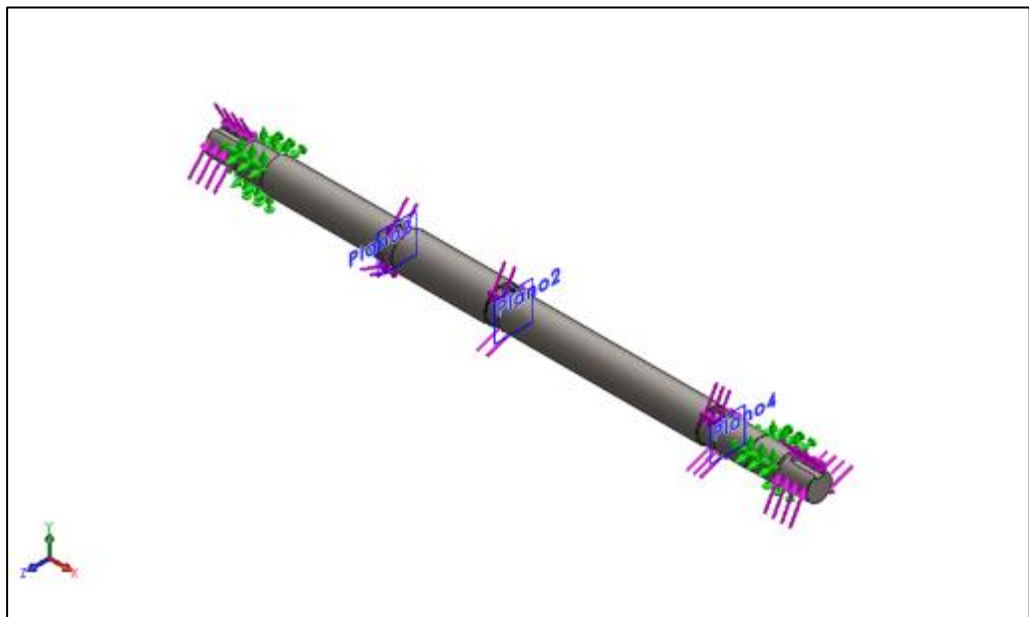
- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: ACERO AISI 1045, Estriado en frio.

Otras condiciones:

- La aplicación de cargas se da conforme al diagrama de cuerpo libre.
- La restricción se da en los apoyos de las unidades de rodamiento.



*Figura 109 – Condiciones de simulación del eje principal de accionamiento.  
Fuente: SOLIDWORKS*

A continuación, se muestran los resultados del análisis del eje principal de accionamiento con un diámetro de 1 3/4".

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

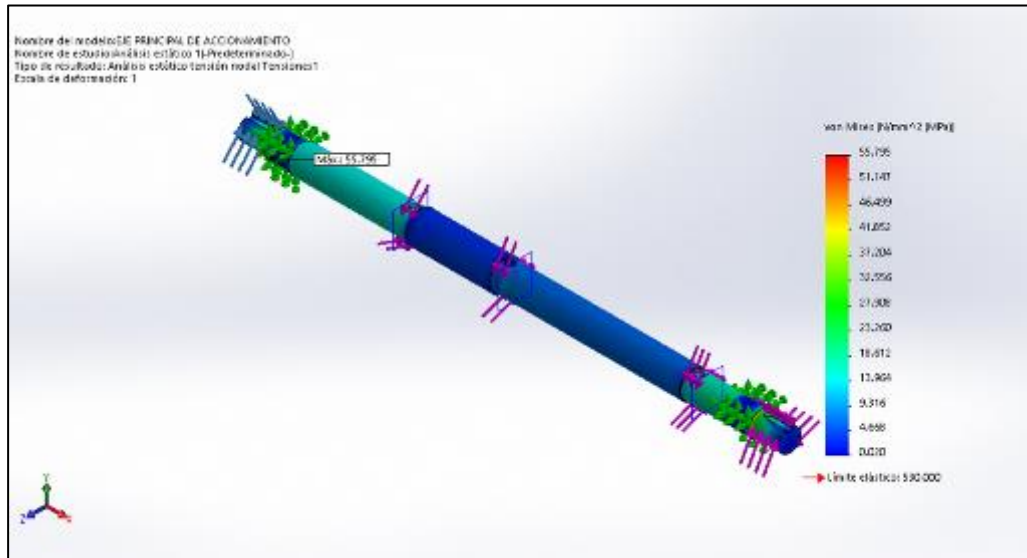


Figura 110 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje principal de accionamiento.

Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 55.795 MPa, el cual está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

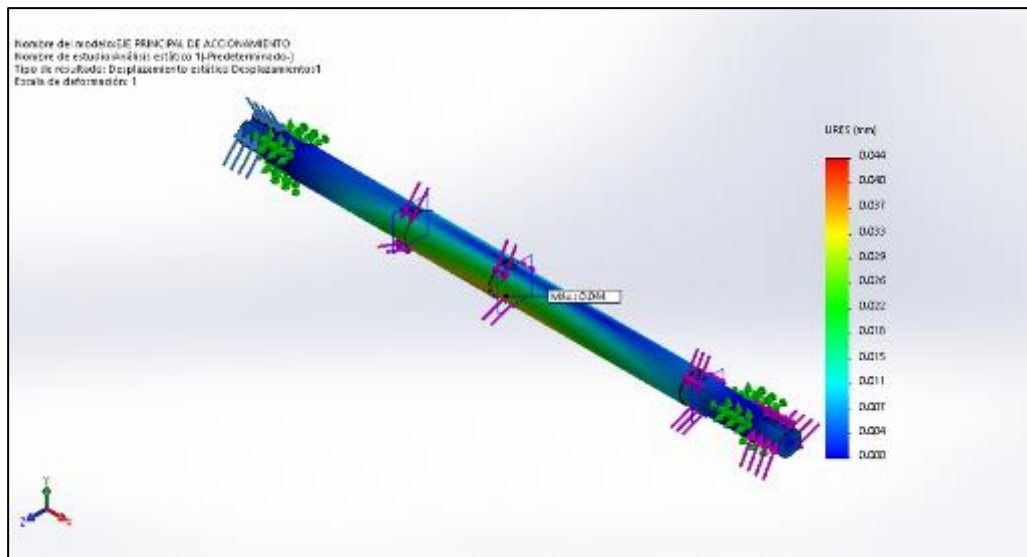


Figura 111 – Simulación de desplazamiento estático del eje principal de accionamiento.

Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo del eje principal de accionamientos es de 0.044 mm, el cual se da en la zona donde va montado la horquilla del embrague.



- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Para la simulación del factor de seguridad por fatiga, el número de ciclos aplicados es de  $4.38 \times 10^5$  ciclos. Mismos ciclos que para todo el sistema de accionamiento combinado.

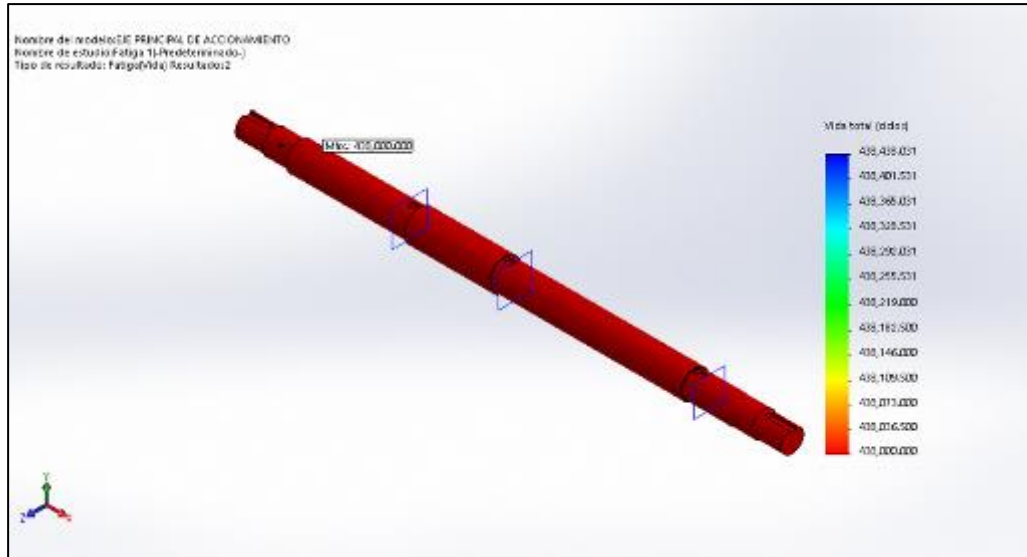


Figura 112 – Aplicación de los  $4.38 \times 10^5$  ciclos del eje principal de accionamiento.  
 Fuente: SOLIDWORKS.

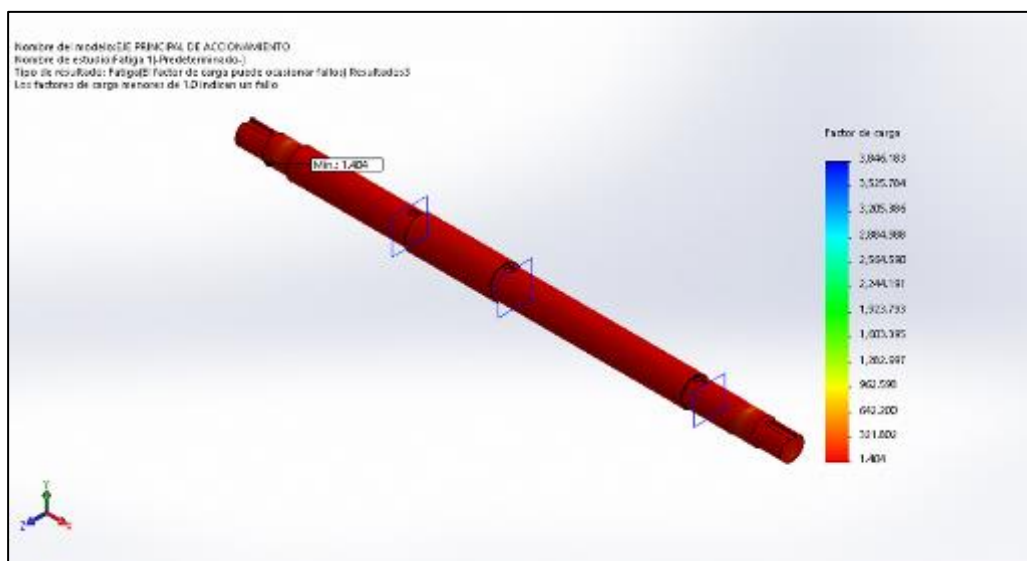


Figura 113 – Simulación de factor de seguridad del eje principal de accionamiento.  
 Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 1.404

Las simulaciones demuestran que, bajo las dimensiones y características diseñadas, el eje principal de accionamiento, cumple con el factor de seguridad mínimo de 1.25.

## F) Análisis, y selección de unidades de rodamiento del eje principal de accionamiento

Para el análisis de en las unidades de rodamiento del eje principal, se tiene en cuenta el diagrama de cuerpo libre de la figura 107 y el análisis de fuerzas realizados en ese ítem.

- **Análisis de fuerzas en el EJE X**

Sumatoria de fuerzas.

Todas las fuerzas se dan sobre el EJE X, es decir de manera radial al eje, por lo cual se tiene:

$$+472.981 + 468.000 + 364.146 + 364.146 + 472.981 - RB_X - RA_X = 0 [N]$$

$$RA_X = +472.981 + 468.000 + 364.146 + 364.146 + 742.981 - RB_X [N]$$

Sumatoria de Momentos.

$$+(472.981 * 22.300) - (468.000 * 34.45) - (364.146 * 169.95) - (364.146 * 233.95) - (476.981 * 346.200) + (RB_X * 323.900) = 0 [N * mm]$$

$RB_X$

$$= \frac{-(472.981 * 22.300) + (468.000 * 34.45) + (364.146 * 169.95) + (364.146 * 233.95) + (476.981 * 346.200)}{323.900} [N]$$

$$RB_X = 976.84 N$$

Remplazando en la Sumatoria de Fuerzas:

$$RA_X = +472.981 + 468.000 + 364.146 + 364.146 + 742.981 - 976.84 [N]$$

$$RA_X = 1165.41 N$$

- **Selección de unidad de Rodamiento**

Las unidades de rodamiento son iguales para ambos puntos de apoyo, debido a que las características del diámetro del eje sobre cual van montados, es el mismo, es decir 35 mm.

Estos ejes solo tienen cierto ángulo de giro, es decir que cuando son accionados, no dan una revolución completa es decir que prácticamente son estáticos, por lo que lo importante para la

selección de estas unidades de rodamiento, es la capacidad estática del mismo.

Se seleccionan unidades de rodamientos Y SKF E2, con soporte de brida cuadrada de material compuesto y prisioneros, para ejes métricos.

Según designación la unidad de rodamiento seleccionada es FYK 35 TEF, Con una capacidad de carga estática de 15.3 kN, el cual cumple con las cargas requeridas de los puntos apoyo A y B.

Características adicionales de las unidades de rodamientos se encuentran en el ANEXO 8.

#### **4.3.7. Análisis, diseño y simulación de ejes.**

Tal como se aprecia en la figura 55, el sistema de transmisión cuenta con dos etapas a través de catarinas para la transmisión de potencia y engranes para lograr la inversión de giro necesaria para el ascenso y descenso de la carga. Estos elementos están soportados sobre ejes, los cuales sostienen los esfuerzos realizados por estos elementos, por lo cual es necesario realizar un análisis, a fin de determinar la magnitud de estos esfuerzos y con ello realizar el diseño y la simulación de los ejes.

En el elevador de carga, se cuenta con 3 ejes, dos ejes en la parte inferior encargados de transmitir la carga entre el motor y el eje superior, este último está acoplado directamente al carrete y al cable de acero. Cada eje se analiza de manera independiente, dado que cada uno soporta esfuerzos diferentes por la velocidad de rotación del mismo.

En la siguiente figura, se muestran un bosquejo de los ejes a los que se le realiza el análisis y los elementos que actúan sobre ellos.

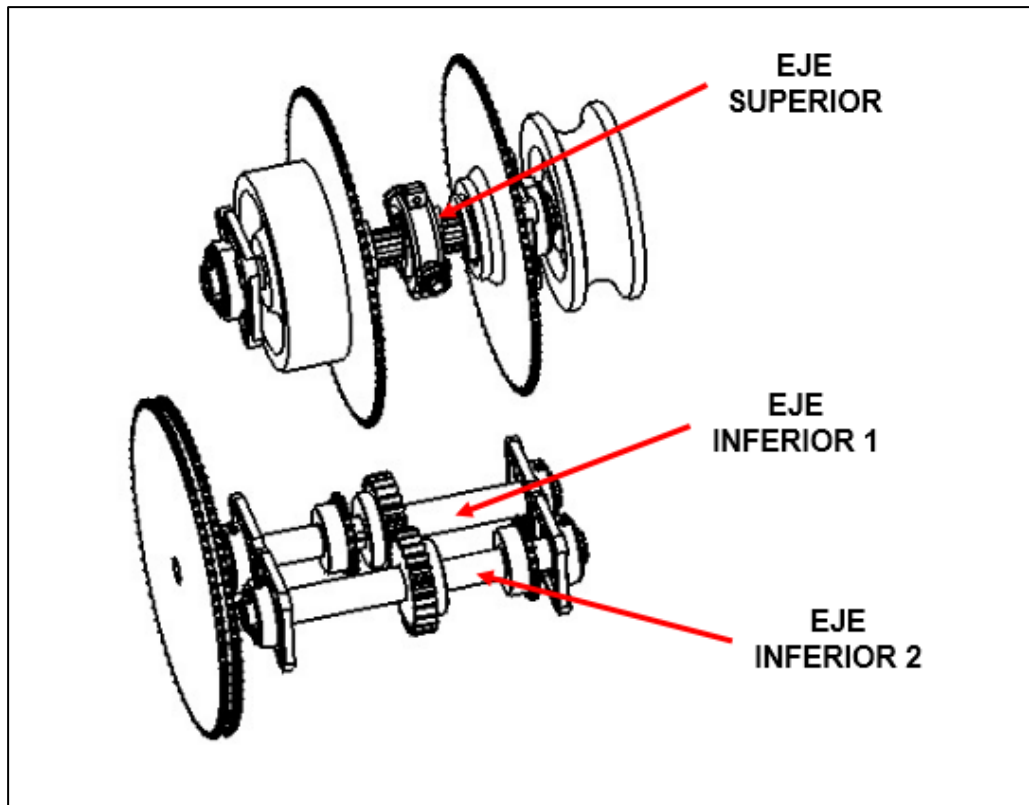


Figura 114– Ejes del elevador de carga.  
Fuente: Elaboración Propia

#### 4.3.6.1. Análisis, diseño y simulación de eje inferior 1.

Tal como se puede observar en la figura 120, el eje inferior 1, cuenta con 3 elementos de carga que influyen sobre él, dos catarinas y un engrane, además, de dos puntos de apoyo como son las chumaceras.

Para el análisis, es importante realizar el bosquejo del eje inferior 1, así como la distribución de los elementos y la distancia entre ellas, esto depende del diseñador, quien a su criterio y conocimiento ubica los elementos, teniendo siempre como objetivo primordial que el diseño sea lo más compacto posible.

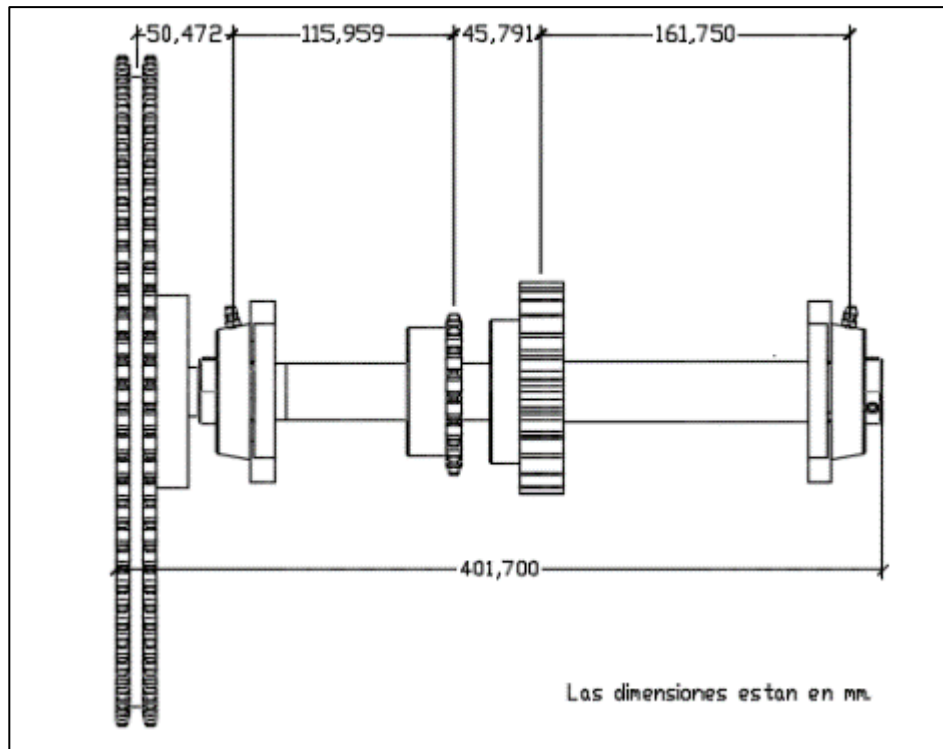


Figura 115 – Eje inferior 1 con elementos de carga y dimensiones.  
Fuente: Elaboración Propia

Con lo observado en la figura 121, se procede a la construcción del Diagrama de cuerpo libre, para ello, es necesario el análisis de cada uno de los elementos de carga, esto con la finalidad de saber la orientación de las fuerzas, torques y demás esfuerzos que estos realizan sobre el eje.

#### A. Análisis de fuerzas en la catarina de doble hilera de 85 dientes

En el párrafo 4.3.4.1, se determinó que la fuerza de la catarina es de 237.791 N, pero esta fuerza, tal como la indica la figura 57, tiene un Angulo de desfase con respecto a la paralela del eje que une los centros de las catarinas, este ángulo es de 19.458, por lo tanto, las componentes de esta fuerza, quedan de la siguiente manera:

$$F_x = 237.791 \text{ N} * \cos(19.458) = 224.209 \text{ N}$$

$$F_y = 237.791 \text{ N} * \sin(19.458) = 79.213 \text{ N}$$

Estas fuerzas, corresponden a coordenadas que están referenciadas en el eje que une los centros de las catarinas. Como el objetivo es que el elevador de carga sea lo más compacto posible, se ha determinado,

colocarlo no de forma vertical ni horizontal, sino en forma diagonal para con esto disminuir la altura de todo el sistema de transmisión.

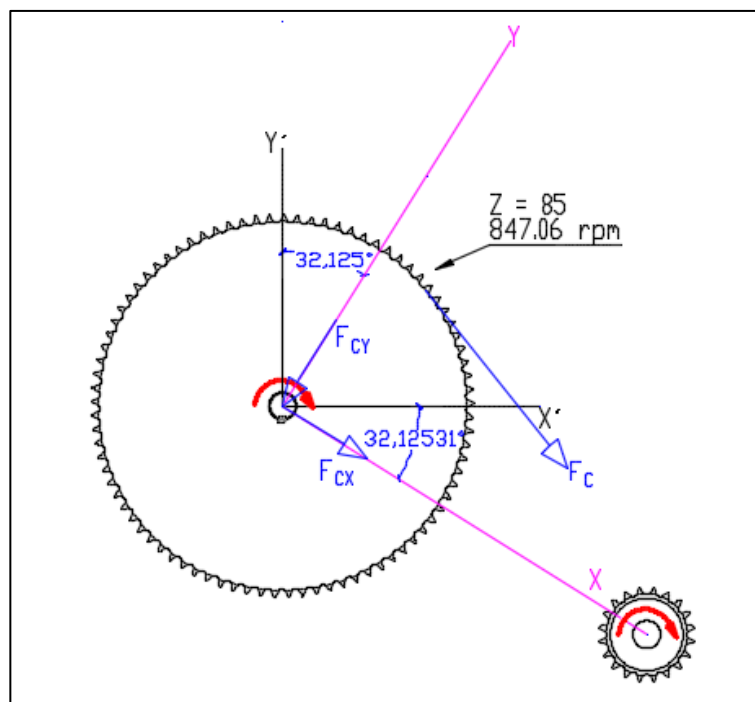


Figura 116 – Ejes de coordenadas de las fuerzas de la catenaria de doble hilera.  
Fuente: Elaboración Propia

Ahora bien, es importante referenciar estas fuerzas de manera correcta a los ejes de coordenadas que se conocen comúnmente, el eje horizontal (X) y el eje vertical (Y), es por eso que se realiza una reorientación de fuerzas, teniendo un Angulo de desfasaje de 32.12531 °, entre el eje X y el eje X', tal como se puede apreciar en la figura 122.

Entonces, se tiene:

- Reorientación de F<sub>x</sub>.

$$F_{X'} = 224.209 \text{ N} * \cos(32.125) = 189.880 \text{ N}$$

$$F_{Y'} = -224.209 \text{ N} * \sin(32.125) = -119.228 \text{ N}$$

- Reorientación de F<sub>y</sub>.

$$F_{X'} = -79.213 \text{ N} * \sin(32.125) = -42.123 \text{ N}$$

$$F_{Y'} = -79.213 \text{ N} * \cos(32.125) = -67.084 \text{ N}$$

Siendo las resultantes:

$$F_{X'} = 189.880 \text{ N} - 42.123 \text{ N} = 147.757 \text{ N}$$

$$F_{Y'} = -119.228 \text{ N} - 67.084 \text{ N} = -186.32 \text{ N}$$

Nótese que el signo negativo solo indica el sentido de la fuerza.

### B. Análisis de fuerzas en el engrane de dientes rectos.

En el párrafo 4.3.5, se realizó el análisis de las fuerzas que actúan sobre los engranes rectos, los cuales son:

- **Fuerza tangencial del engrane**

$$W_t = 816.942 \text{ N}$$

- **Fuerza Radial del engrane**

$$W_r = 297.343 \text{ N}$$

Quedando el sentido de las fuerzas de la siguiente manera:

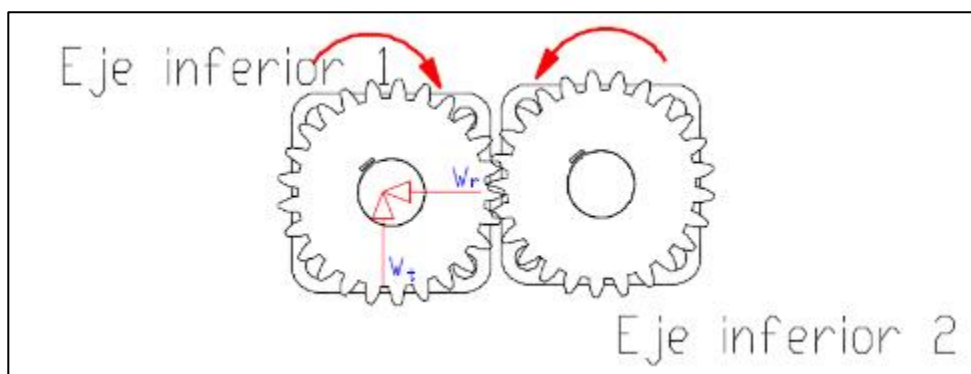


Figura 117 – Sentido de la fuerza tangencial y radial  
Fuente: Elaboración Propia

En la figura 123, se puede apreciar las fuerzas que actúan sobre el engrane de dientes rectos del eje inferior 1.

### C. Análisis de fuerzas en la catarina de simple hilera de 20 dientes

En el párrafo 4.3.4.2, se determinó que la fuerza de la catarina es de 1016.61 N, pero como se menciona líneas arriba, esta fuerza tiene una orientación proyectada en paralelo a la cadena.

Tal como en el caso anterior, el ángulo de desfase entre la fuerza de la cadena y el eje que une los centros de las catarinas es de  $19.458^\circ$ , por lo tanto, las componentes de esta fuerza, se expresa:

$$F_x = 1016.610 \text{ N} * \cos(19.458) = 952.888 \text{ N}$$

$$F_y = 1016.610 \text{ N} * \sin(19.458) = 336.654 \text{ N}$$

Estas fuerzas se referencian a un nuevo eje de coordenadas, tal como se observa en la figura 124.

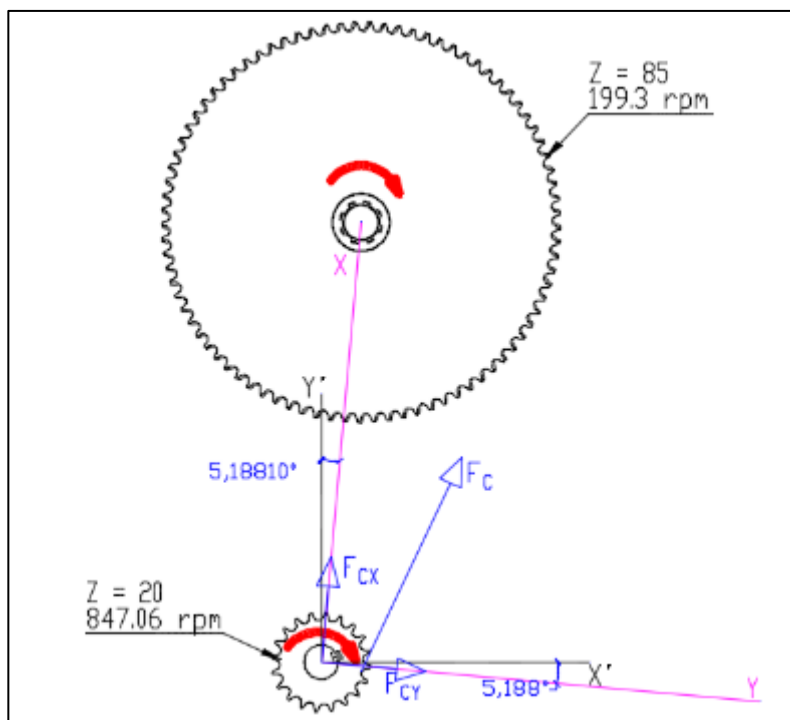


Figura 118 – Ejes de coordenadas de las fuerzas de la catenaria de simple hilera.  
Fuente: Elaboración Propia

Para este caso se tiene un desfase de  $5.18810^\circ$  entre el eje X y el eje  $Y'$ , ajo este escenario, se tiene:

- Reorientación de  $F_x$ .

$$F_{X'} = 952.888 \text{ N} * \sin(5.188) = 86.166 \text{ N}$$

$$F_{Y'} = 952.888 \text{ N} * \cos(5.188) = 948.985 \text{ N}$$

- Reorientación de  $F_y$ .

$$F_{X'} = 336.654 \text{ N} * \cos(5.188) = 335.274 \text{ N}$$

$$F_{Y'} = -336.654 \text{ N} * \sin(5.188) = -30.442 \text{ N}$$

Siendo las resultantes:

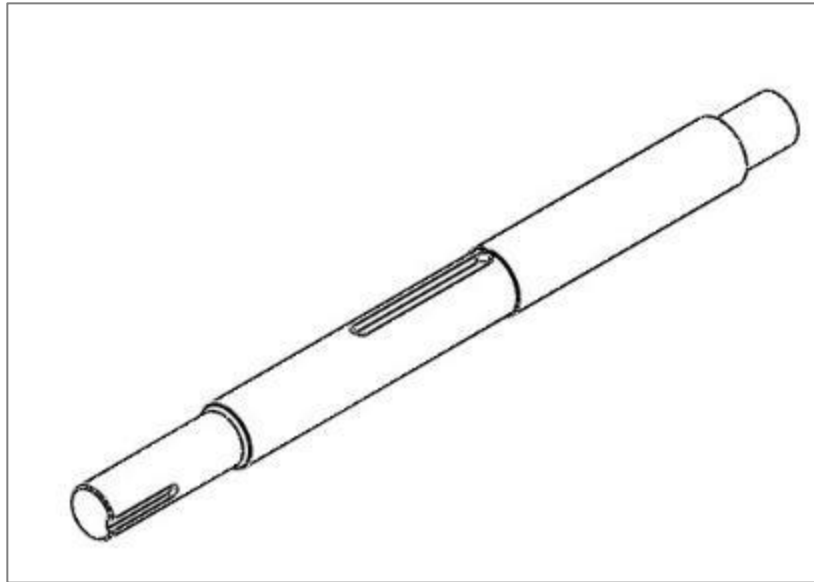
$$F_{X'} = 86.166 \text{ N} + 335.274 \text{ N} = 421.440 \text{ N}$$

$$F_{Y'} = 948.985 \text{ N} - 30.442 \text{ N} = 918.542 \text{ N}$$



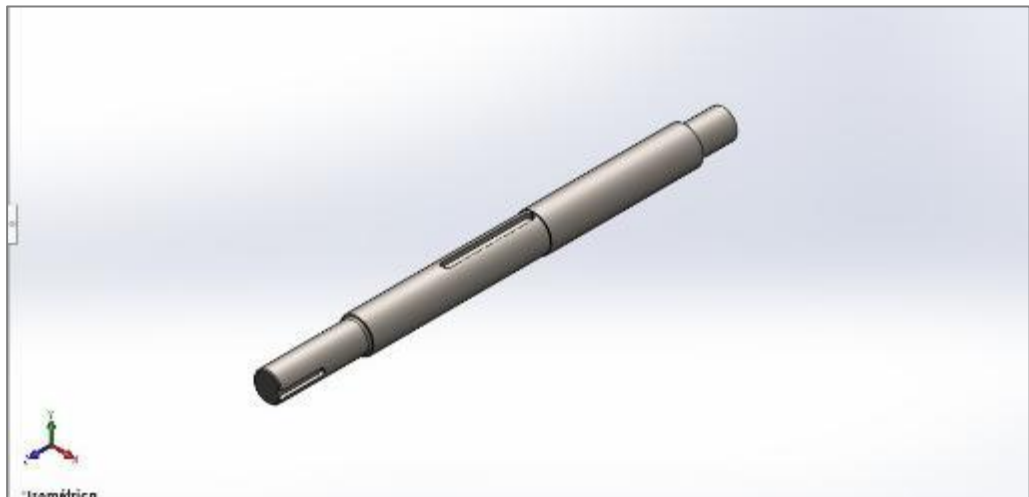
#### **D. Bosquejo y modelado del eje inferior.**

Al tomar en cuenta los elementos de carga que actúan sobre el eje, además del ensamble del mismo, se realiza un bosquejo del eje inferior 1.



*Figura 119 – Bosquejo del eje inferior 1  
Fuente: Elaboración Propia*

Con el bosquejo realizado, se procede al modelado del eje inferior 1, cabe aclarar que, el modelado del eje inferior 1, es el mismo para ambos casos, solo con el proceso de simulación se corrobora con el cumplimiento de las condiciones de operación en ambos casos.



*Figura 120 – Modelado del eje inferior 1  
Fuente: Elaboración Propia*

### E. Análisis, diseño y simulación del eje inferior 1 para el caso A

El eje inferior 1, presenta dos casos de operación, el caso A, donde intervienen la catarina de doble hilera de 85 dientes, y la catarina de simple hilera de 20 dientes.

- **Construcción del diagrama de cuerpo libre**

Como en el caso A, solo intervienen la catarina de doble hilera y la catarina de simple hilera como elementos de carga, el diagrama de cuerpo libre queda de la siguiente manera:

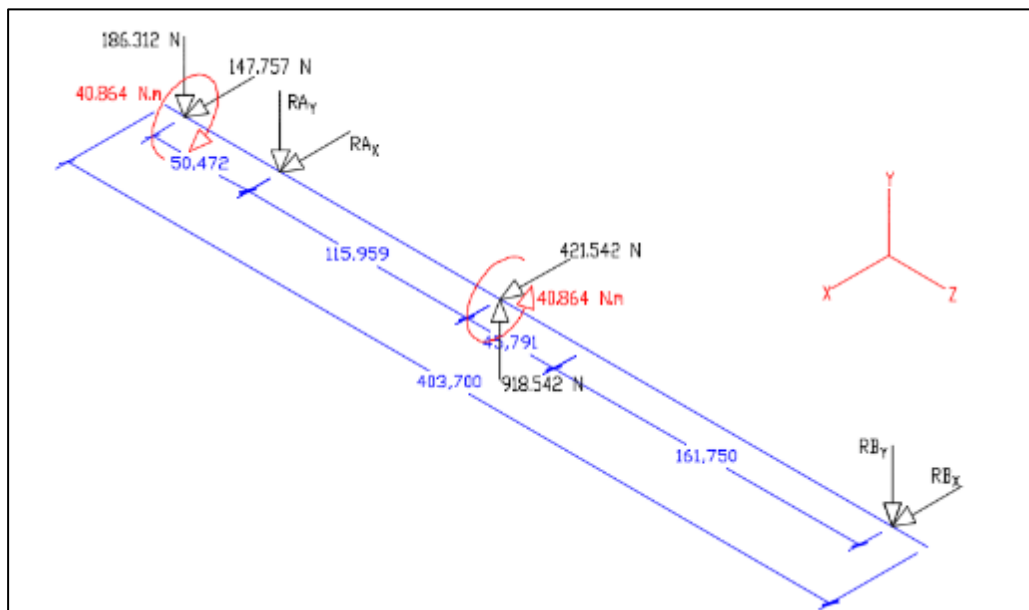


Figura 121 – Diagrama de cuerpo libre del eje inferior 1 para el caso A.  
Fuente: Elaboración Propia

- **Simulación del eje inferior 1 para el caso A.**

Con el modelado listo, se procede a la simulación del eje inferior 1 para el caso A, esto se realiza a través del software SolidWorks, para corroborar las dimensiones del elemento.

- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: AISI 1045 – Acero (Estriado en frío)

Otras condiciones:

- La aplicación de cargas se da a través del diagrama de cuerpo libre.

- Los puntos de apoyo se dan en las reacciones generadas por las chumaceras.

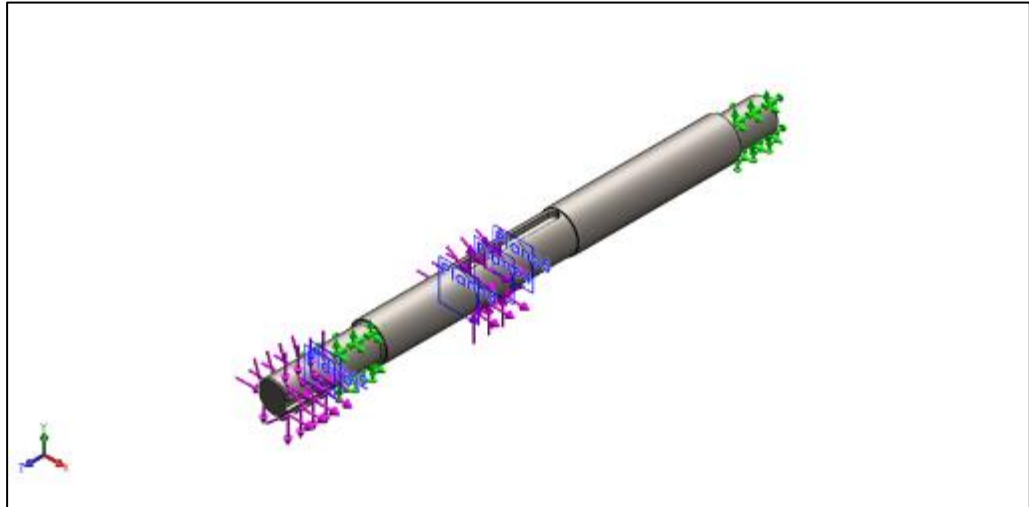


Figura 122 – Condiciones de simulación del eje inferior 1 para el caso A.  
Fuente: SOLIDWORKS

A través de un proceso iterativo, se encuentra el factor de seguridad deseado para el diseño del eje inferior 1. Para este elemento el factor de seguridad dependerá directamente del diámetro del eje y de la concentración de tensiones que puedan producirse por el cambio de diámetro en las zonas de aplicación de carga y los puntos de apoyo, por lo cual es esta magnitud la que va a variar hasta encontrar un factor de seguridad por encima del 1.25.

DISEÑO DE EJE INFERIOR 1 (CASO A)				
Proceso	DESCRIPCION	Esfuerzos de Von Mises	Desplazamiento Estático	F.S. Fatiga
1	Diametro de eje 20 mm y radio en escalon 2 mm	80.423	0.023	0.874
2	Diametro de eje 22.225 mm y radio en escalon 2 mm	63.367	0.021	1.043
3	<b>Diametro de eje 25 mm y radio en escalon 2 mm</b>	<b>53.587</b>	<b>0.019</b>	<b>1.312</b>

Tabla 37 – Iteración para el diseño del eje inferior 1  
Fuente: Elaboración propia

Bajo el proceso iterativo se concluye:

- Diámetro de eje de 25 mm y radio de escalón de 2 mm.

A continuación, se muestran los resultados del análisis con el diámetro seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

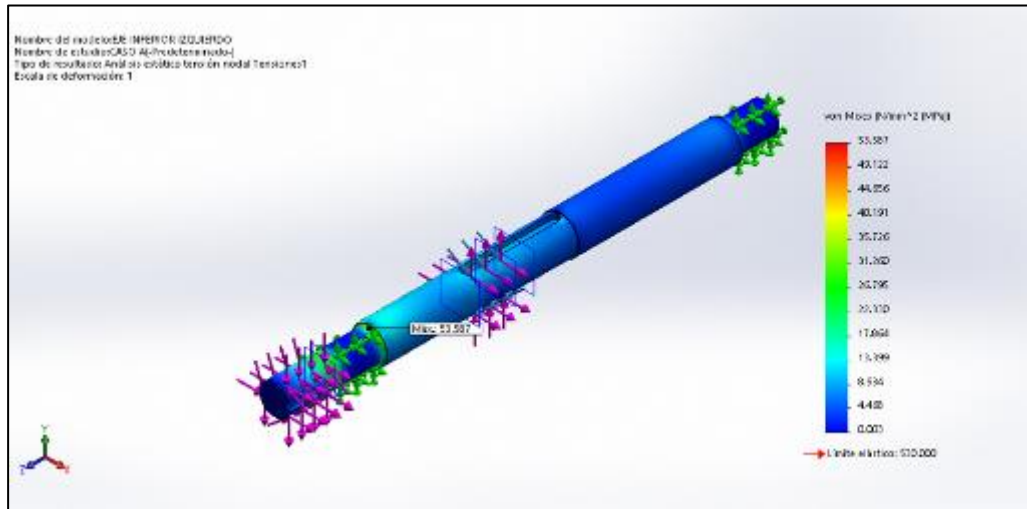


Figura 123 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje inferior 1 para el caso A.  
 Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 53.587 MPa, el cual se da en una zona donde se genera concentraciones de tensiones, esto debido al cambio de diámetro en el eje. El esfuerzo máximo está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

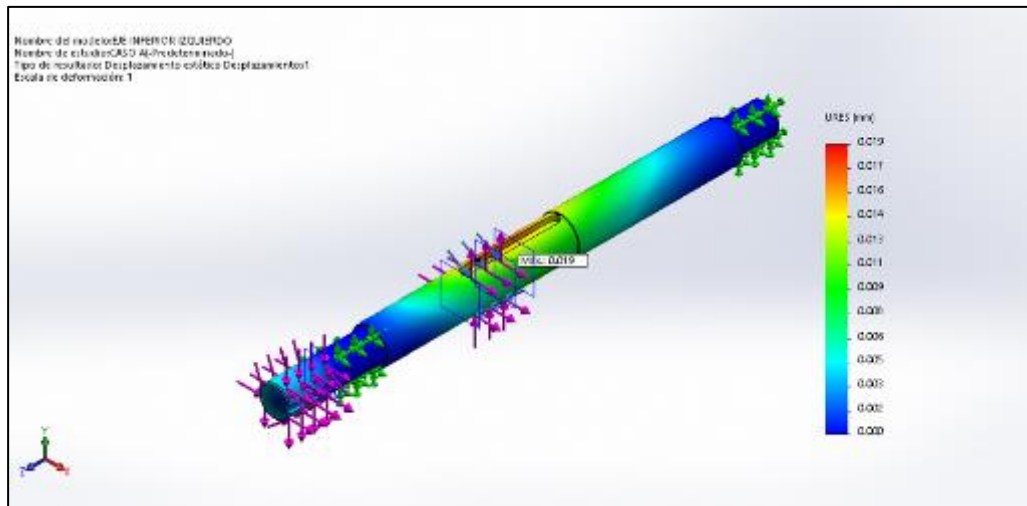


Figura 124 – Simulación de desplazamiento estático del eje inferior 1 para el caso A.  
 Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo del eje inferior 1 es de 0.019 mm, el cual se da en la zona de aplicación de carga de la catarina de simple hilera de 20 dientes.

- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Para el eje inferior 1 (Caso A), por tratarse de un eje que está condicionado a operar bajo cargas casi constantes pero repetitivas, se debe realizar una simulación por fatiga, para encontrar el factor de seguridad a  $3.710 \times 10^8$  ciclos, mismos ciclos de vida que el engrane de dientes rectos, que va montado sobre el eje inferior 1.

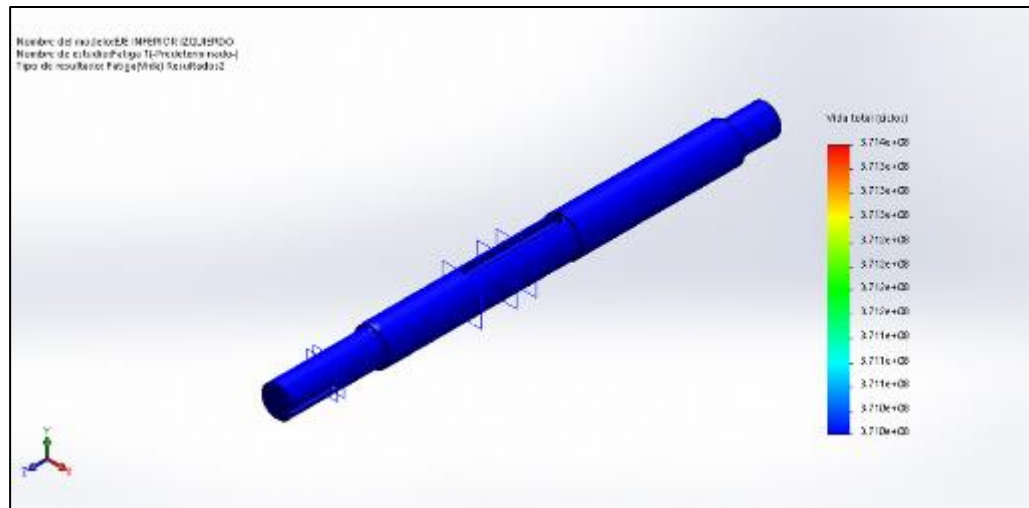


Figura 125 – Aplicación de los  $3.710 \times 10^8$  ciclos de vida del eje inferior 1 (Caso A).  
 Fuente: SOLIDWORKS.

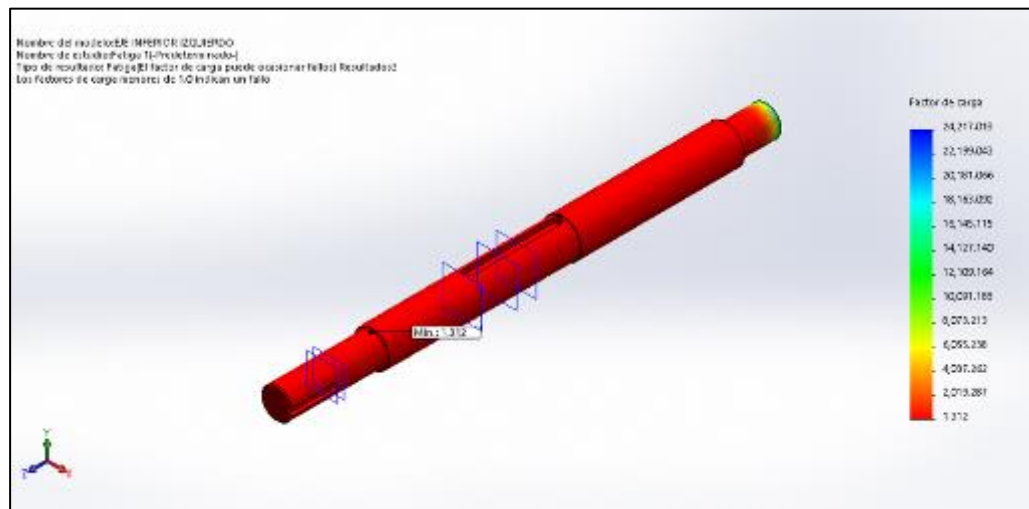


Figura 126 – Simulación de factor de seguridad del eje inferior 1 (Caso A)  
 Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 1.312, superior al de 1.25 mínimo deseado.

Las simulaciones demuestran que la zona crítica es donde se da la concentración de tensiones por el cambio de diámetro, pero a pesar de ello, bajo las condiciones de operación, el eje diseñado cumple con el factor de seguridad mínimo.

## F. Análisis y simulación del eje inferior 1 para el caso B

Para el caso B, intervienen la catarina de doble hilera de 85 dientes, y el engrane de dientes rectos.

Para este caso, no es necesario el diseño del eje 1, debido a que ya se realizó el análisis correspondiente para el caso A, lo que resta es corroborar que esas dimensiones establecidas cumplan con las condiciones de operación para el caso B, las cuales se obtienen bajo simulación.

- **Construcción del diagrama de cuerpo libre**

Como elementos de carga se tiene la catarina de doble hilera y el engrane de dientes rectos y las chumaceras como puntos de apoyo.

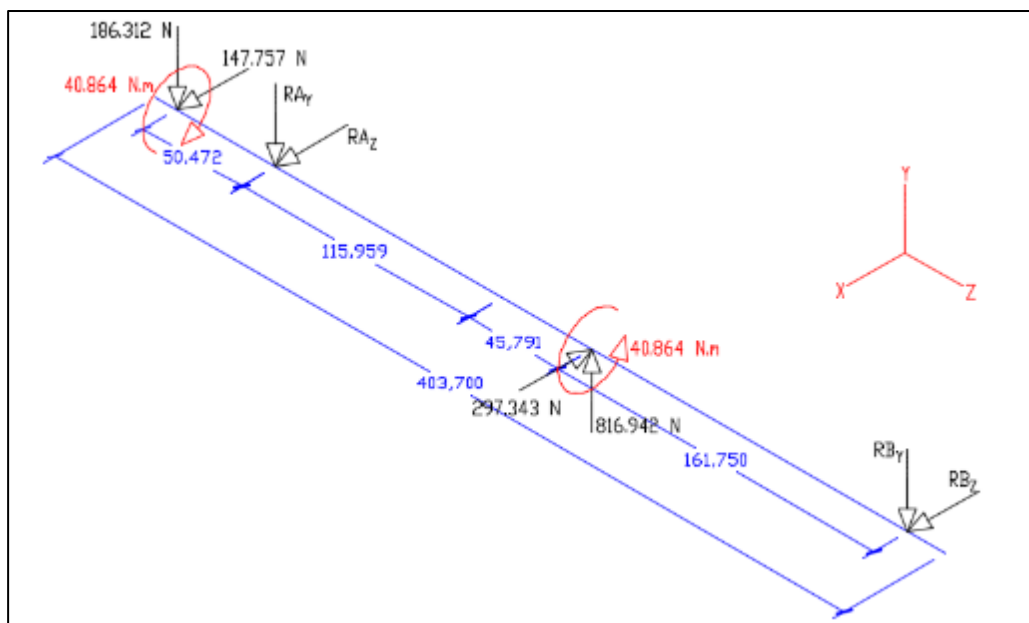


Figura 127 – Diagrama de cuerpo libre del eje inferior 1 para el caso B.  
Fuente: Elaboración Propia

- **Simulación del eje inferior 1 para el caso A.**

Con el mismo modelado del caso A, se procede a la simulación del eje inferior 1 para el caso B, esto se realiza a través del software SolidWorks, para corroborar las dimensiones del elemento.

- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: AISI 1045 – Acero (Estriado en frío)

Otras condiciones:

- La aplicación de cargas se da a través del diagrama de cuerpo libre.
- Los puntos de apoyo se dan en las reacciones generadas por las chumaceras.

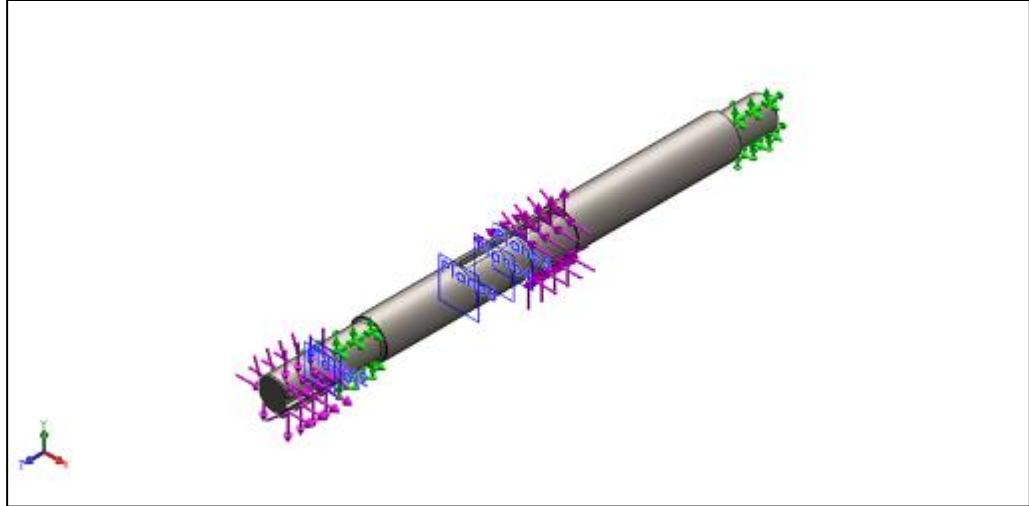


Figura 128 – Condiciones de simulación del eje inferior 1 para el caso B.  
Fuente: SOLIDWORKS

A continuación, se muestran los resultados del análisis con el diámetro seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

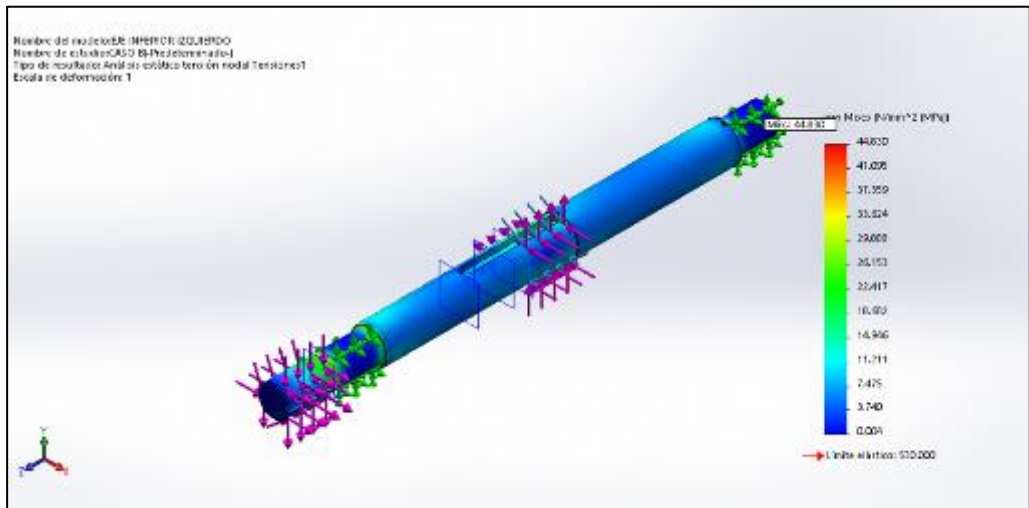


Figura 129 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje inferior 1 para el caso B.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 44.830 MPa, este esfuerzo también se da en una zona donde existe concentraciones de tensiones en la parte donde va una de las chumaceras, a pesar de ello el esfuerzo máximo está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

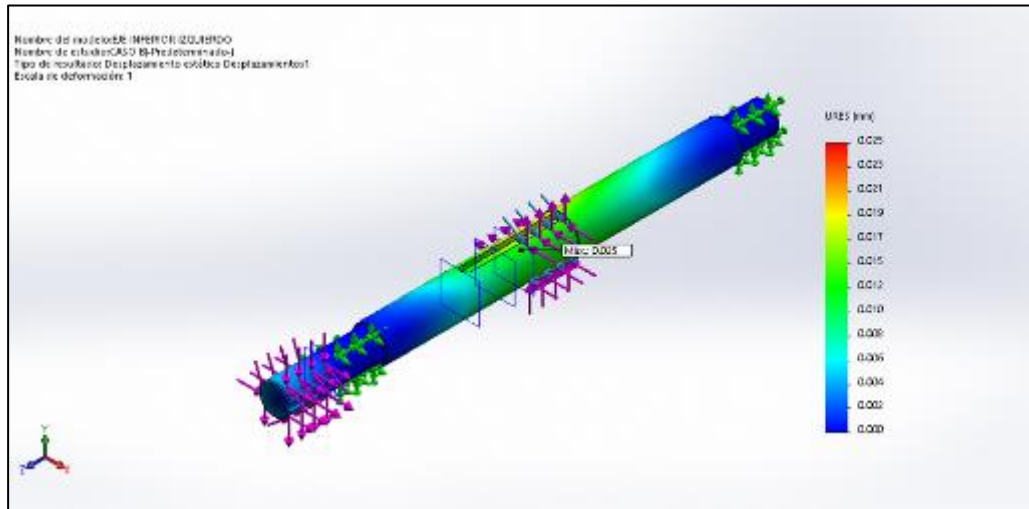


Figura 130 – Simulación de desplazamiento estático del eje inferior 1 para el caso B.  
 Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo del eje inferior 1 (Caso B) es de 0.025 mm, el cual se da en la zona de aplicación de carga de la catarina del engrane de dientes rectos.

- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Para el eje inferior 1 (Caso B), por tratarse de un eje que está condicionado a operar bajo cargas casi constantes pero repetitivas, se debe realizar una simulación por fatiga, para encontrar el factor de seguridad a  $3.710 \times 10^8$  ciclos, mismos ciclos de vida que el engrane de dientes rectos, que va montado sobre el eje inferior 1.

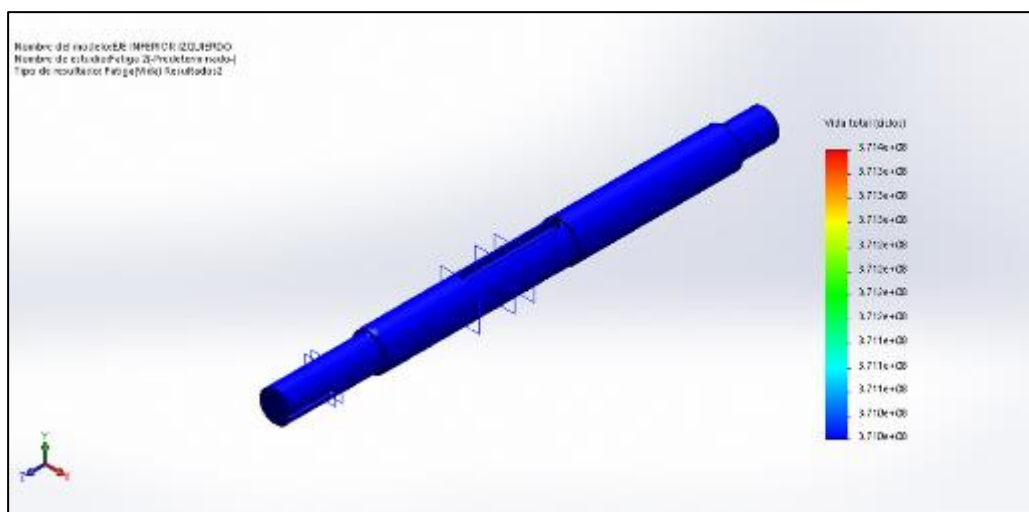


Figura 131 – Aplicación de los  $3.710 \times 10^8$  ciclos de vida del eje inferior 1 (Caso B).  
 Fuente: SOLIDWORKS.



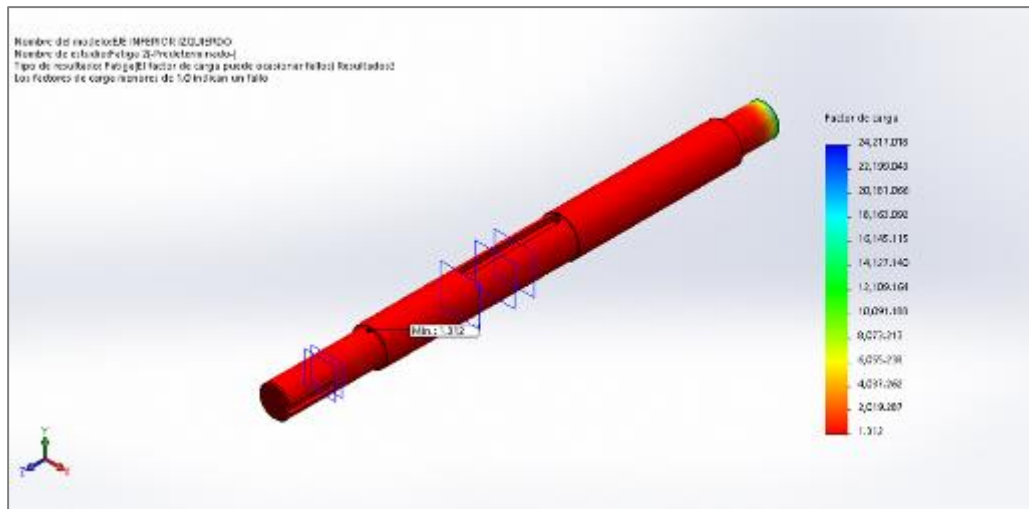


Figura 132 – Simulación de factor de seguridad del eje inferior 1 (Caso B)  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 1.312, superior al de 1.25 mínimo deseado.

Las simulaciones demuestran que la zona crítica es donde se da la concentración de tensiones por el cambio de diámetro, pero a pesar de ello, bajo las condiciones de operación, el eje diseñado cumple con el factor de seguridad mínimo, tanto para el caso de aplicación A, como para el caso B.

#### 4.3.6.2. Análisis, diseño y simulación de eje inferior 2.

Tal como se puede observar en la figura 139, el eje inferior 2, cuenta con 2 elementos de carga que influyen sobre él, una catarinas de simple hilera de 20 dientes y un engrane, además, de dos puntos de apoyo como son las chumaceras.

El eje inferior 2 gira en sentido opuesto al eje inferior 1, dado a que entre ellos existe una transmisión a través de engranes de dientes rectos, lo cual hace posible obtener la inversión de giro para el descenso de la carga.

Para el análisis del eje inferior 2, es importante un bosquejo de la distribución de los elementos y la distancia entre ellas, todo esto se realiza bajo el criterio del diseñador, con la finalidad de que el diseño sea lo más compacto posible.

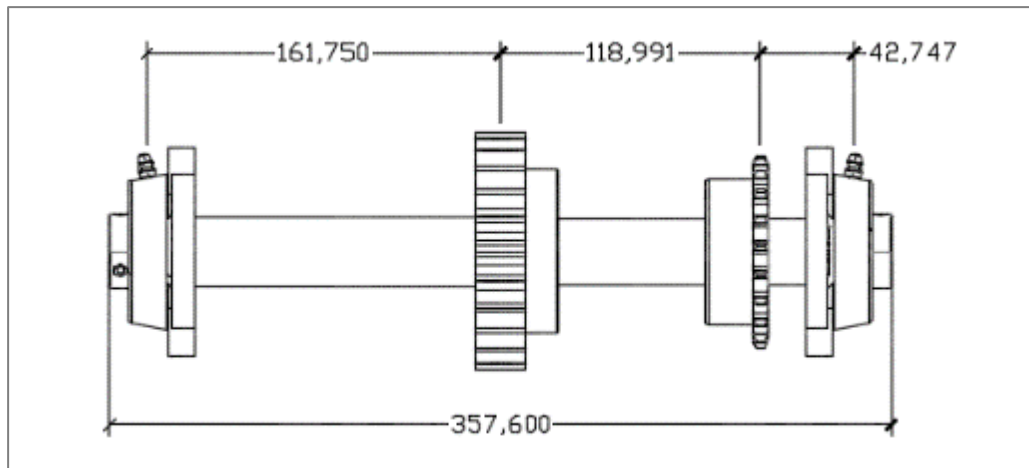


Figura 133 – Eje inferior 2 con elementos de carga y dimensiones.  
Fuente: Elaboración Propia

Con lo observado en la figura 139, se procede a la construcción del Diagrama de cuerpo libre, para ello, es necesario el análisis de cada uno de los elementos de carga, esto con la finalidad de saber la orientación de las fuerzas, torques y demás esfuerzos que estos realizan sobre el eje inferior 2.

#### A. Análisis de fuerzas en la catarina de simple hilera de 20 dientes

En el párrafo 4.3.4.2, se determinó que la fuerza de la catarina de simple hilera de 20 dientes es de 1016.610 N, pero esta fuerza, tal como la indica la figura 56, tiene un Angulo de desfasaje con respecto a la paralela del eje que une los centros de las catarinas, este ángulo es de 19.458, por lo tanto, las componentes de esta fuerza, quedan de la siguiente manera:

$$F_x = 1016.610 \text{ N} * \cos(19.458) = 952.888 \text{ N}$$

$$F_y = 1016.610 \text{ N} * \sin(19.458) = 336.654 \text{ N}$$

Estas fuerzas, corresponden a coordenadas que están referenciadas en el eje que une los centros de las catarinas. Como el objetivo es que el elevador de carga sea lo más compacto posible, se ha determinado, colocarlo no de forma vertical ni horizontal, sino en forma diagonal para con esto disminuir la altura de todo el sistema de transmisión.

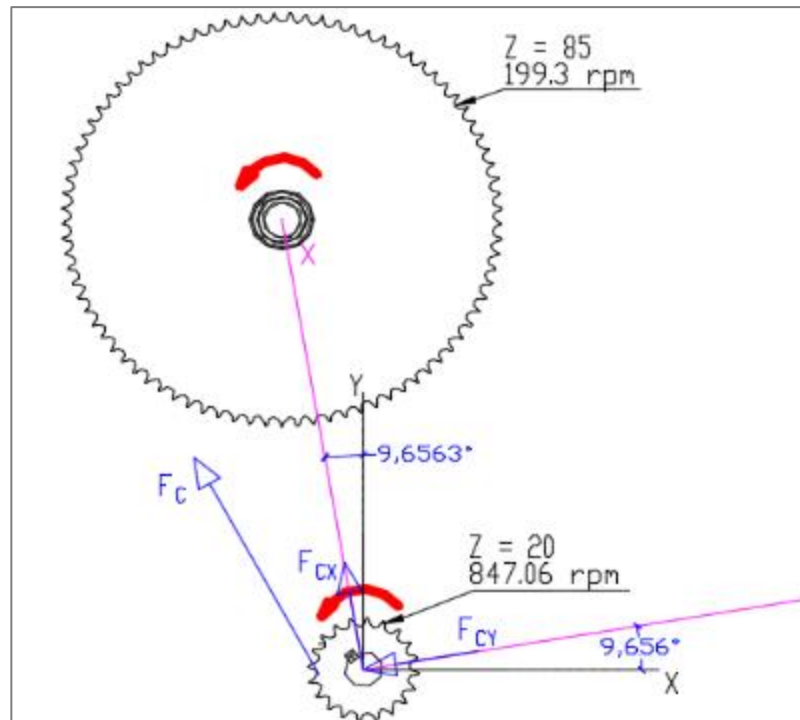


Figura 134 – Ejes de coordenadas de las fuerzas de la catenaria de simple hilera.  
Fuente: Elaboración Propia

Ahora bien, es importante referenciar estas fuerzas de manera correcta al eje horizontal (X) y el eje vertical (Y), es por eso que se realiza una reorientación de fuerzas, teniendo un Angulo de desfase de  $9.6563^\circ$ , entre el eje X y el eje X', tal como se puede apreciar en la figura 57.

Entonces, se tiene:

- Reorientación de  $F_x$ .

$$F_{X'} = -952.888 \text{ N} * \sin(9.656) = -159.835 \text{ N}$$

$$F_{Y'} = 952.888 \text{ N} * \cos(9.656) = 939.388 \text{ N}$$

- Reorientación de  $F_y$ .

$$F_{X'} = -336.654 \text{ N} * \cos(9.656) = -331.884 \text{ N}$$

$$F_{Y'} = -336.654 \text{ N} * \sin(9.656) = -56.469 \text{ N}$$

Siendo las resultantes:

$$F_{X'} = -159.835 \text{ N} - 331.884 \text{ N} = -491.719 \text{ N}$$

$$F_{Y'} = 939.388 \text{ N} - 56.469 \text{ N} = -882.918 \text{ N}$$

Nótese que el signo negativo solo indica el sentido de la fuerza.

## B. Análisis de fuerzas en el engrane de dientes rectos.

En el párrafo 4.3.7.1 (B) se realizó el análisis sobre el sentido de las fuerzas que actúan sobre los engranes de dientes rectos, como el engrane que está montado sobre el eje inferior 2 recibe la carga del engrane montado en el eje inferior 1, los sentidos de las fuerzas serán opuestas, bajo este criterio, se tiene:

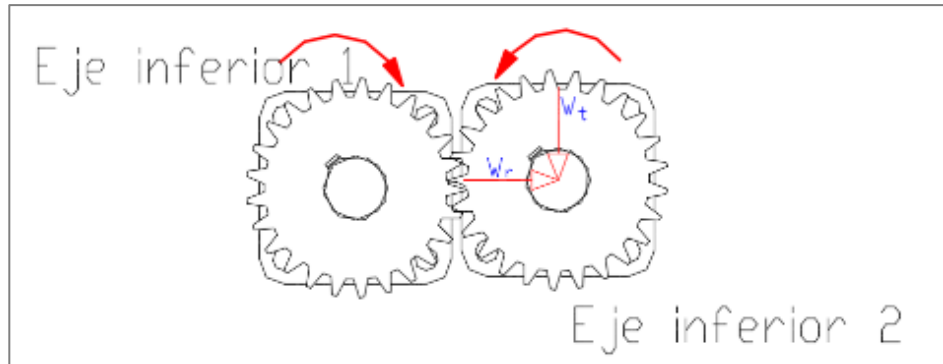


Figura 135 – Sentido de la fuerza tangencial y radial sobre el engrane del eje inferior 2.

Fuente: Elaboración Propia

## C. Análisis, diseño y simulación del eje inferior 2

El eje inferior 2, solo presenta un caso de operación y es cuando el engrane de dientes rectos y la catarina de 20 dientes, trabajan al mismo tiempo, por lo tanto, solo se realiza el análisis bajo ese escenario.

### • Construcción del diagrama de cuerpo libre

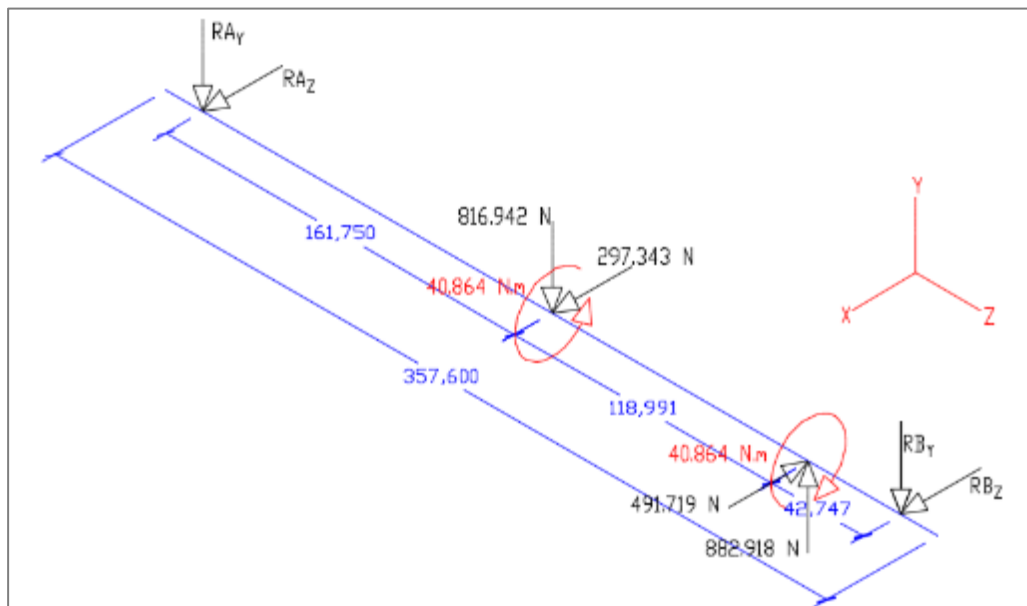
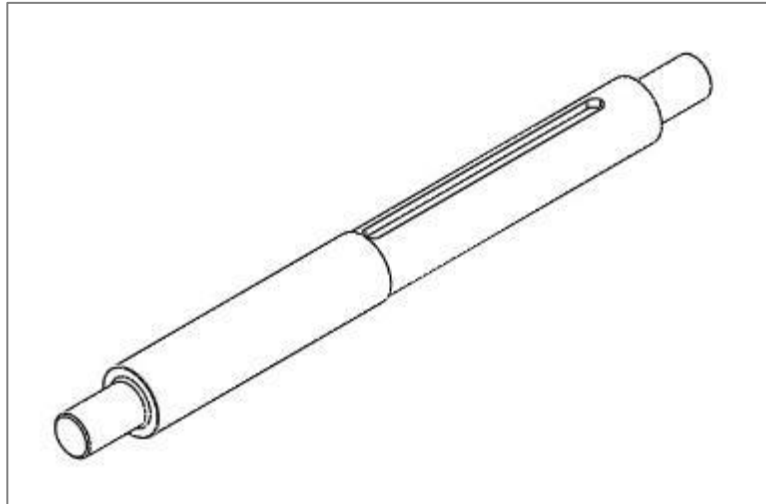


Figura 136 – Diagrama de cuerpo libre del eje inferior 2.

Fuente: Elaboración Propia

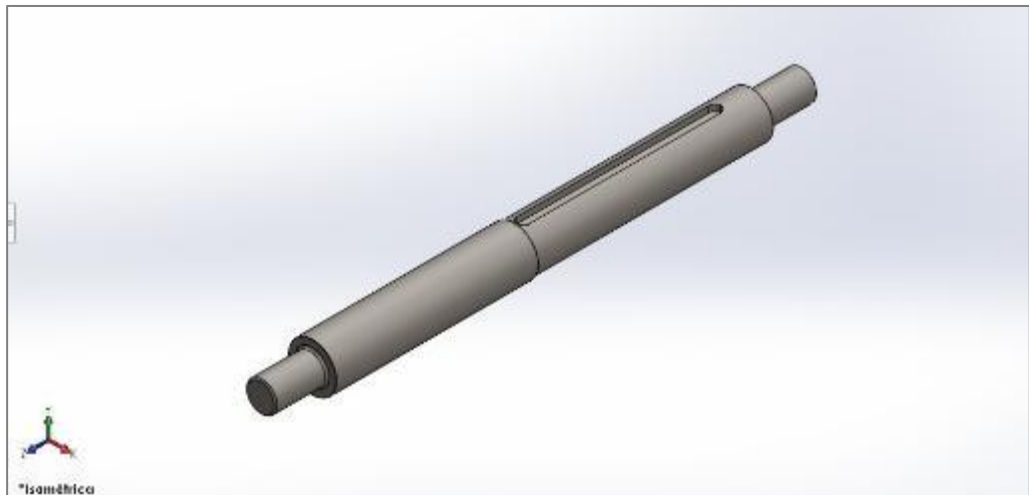
- **Bosquejo y modelado del eje inferior 2.**

Al tomar en cuenta los elementos de carga que actúan sobre el eje, además del ensamble de lo mismo, se realiza un bosquejo del eje inferior 2.



*Figura 137 – Bosquejo del eje inferior 2*  
*Fuente: Elaboración Propia*

Con el bosquejo realizado, se procede al modelado del eje inferior 2,



*Figura 138 – Modelado del eje inferior 1*  
*Fuente: Elaboración Propia*

- **Simulación del eje inferior 2**

Con el modelado listo, se procede a la simulación del eje inferior, esto se realiza a través del software SolidWorks, para corroborar las dimensiones del elemento.

- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: AISI 1045 – Acero (Estriado en frío)

Otras condiciones:

- La aplicación de cargas se da a través del diagrama de cuerpo libre.
- Los puntos de apoyo se dan en las reacciones generadas por las chumaceras.

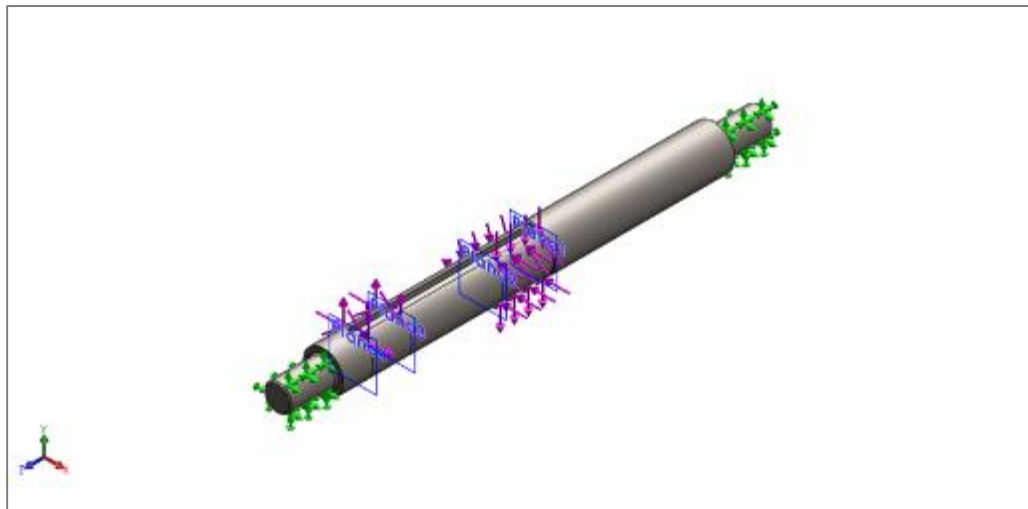


Figura 139 – Condiciones de simulación del eje inferior 2.  
Fuente: SOLIDWORKS

A través de un proceso iterativo, se encuentra el factor de seguridad deseado para el diseño del eje inferior 2. Para este elemento el factor de seguridad también dependerá directamente del diámetro del eje y de la concentración de tensiones que puedan producirse por el cambio de diámetro en las zonas de aplicación de carga y los puntos de apoyo, por lo cual es esta magnitud la que va a variar hasta encontrar un factor de seguridad por encima del 1.25.

DISEÑO DE EJE INFERIOR DERECHO				
Proceso	DESCRIPCION	Esfuerzos de Von Mises	Desplazamiento Estático	F.S. Fatiga
1	Diametro de eje 25 mm y radio en escalon 2 mm	36.537	0.017	1.924
2	Diametro de eje 22.225 mm y radio en escalon 2 mm	45.864	0.018	1.532
3	<b>Diametro de eje 20 mm y radio en escalon 1.5 mm</b>	<b>53.919</b>	<b>0.019</b>	<b>1.304</b>

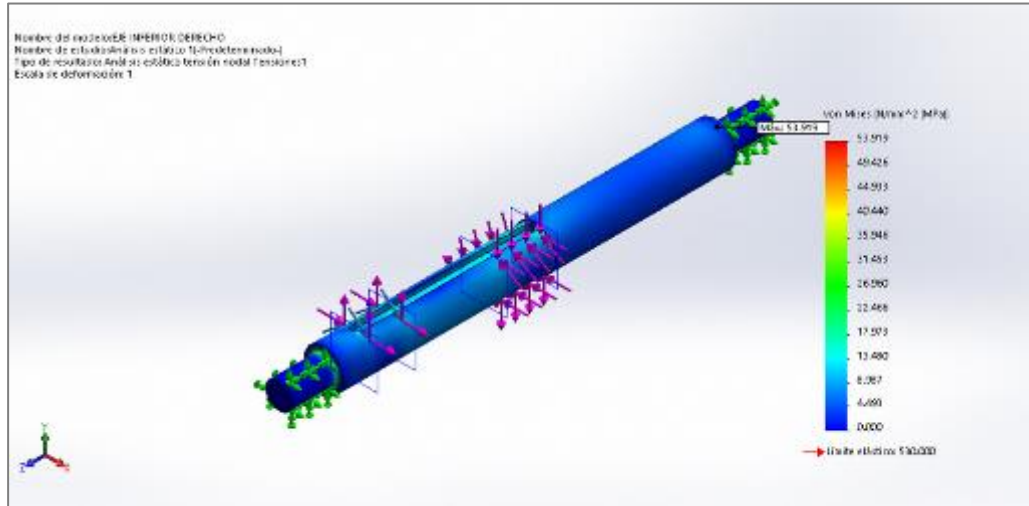
Tabla 38 – Iteración para el diseño del eje inferior 2  
Fuente: Elaboración propia

Bajo el proceso iterativo se concluye:

- Diámetro de eje de 20 mm y radio de escalón de 1.5 mm.

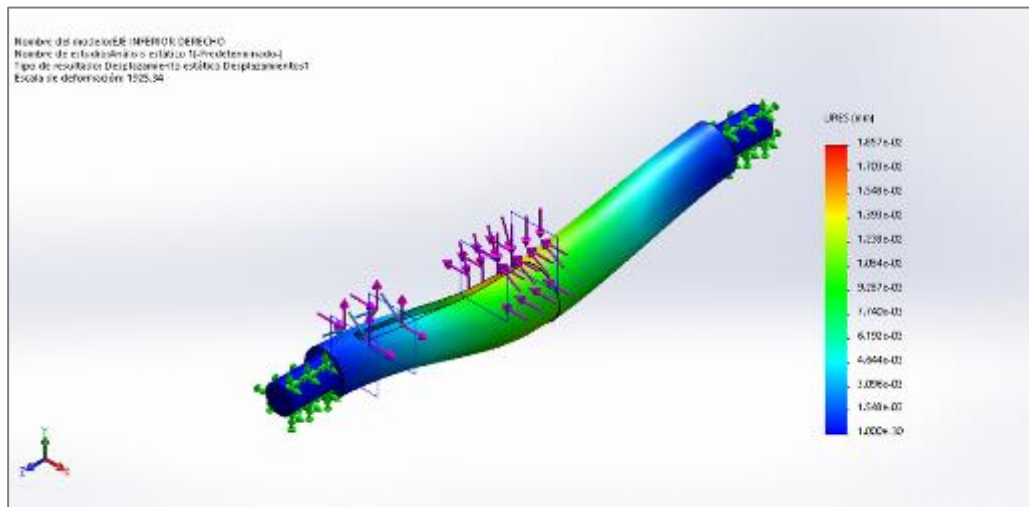
A continuación, se muestran los resultados del análisis con el diámetro seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**



El esfuerzo máximo es de 53.919 MPa, el cual se da en una zona donde se genera concentraciones de tensiones, esto debido al cambio de diámetro en el eje. El esfuerzo máximo está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**



El desplazamiento máximo del eje inferior 2 es de 0.01857 mm, el cual se da en la zona de aplicación de carga de la catarina de simple hilera de 20 dientes.

- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Para el eje inferior 2, por tratarse de un eje que está condicionado a operar bajo cargas casi constantes pero repetitivas, se debe realizar una simulación por fatiga, para encontrar el factor de seguridad a  $3.710 * 10^8$  ciclos, mismos ciclos de vida que el engrane de dientes rectos y el eje inferior 1.

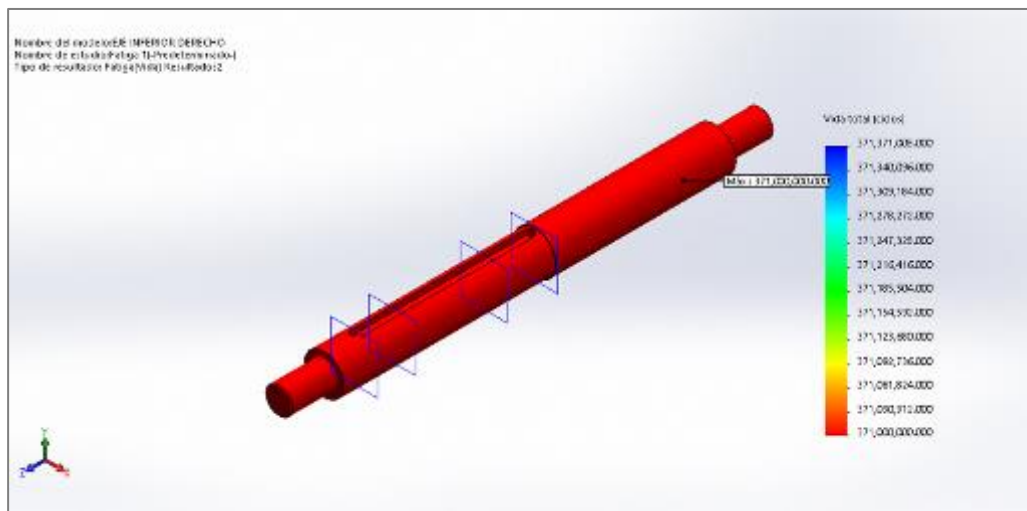


Figura 142 – Aplicación de los  $3.710 * 10^8$  ciclos de vida del eje inferior 2.  
Fuente: SOLIDWORKS.

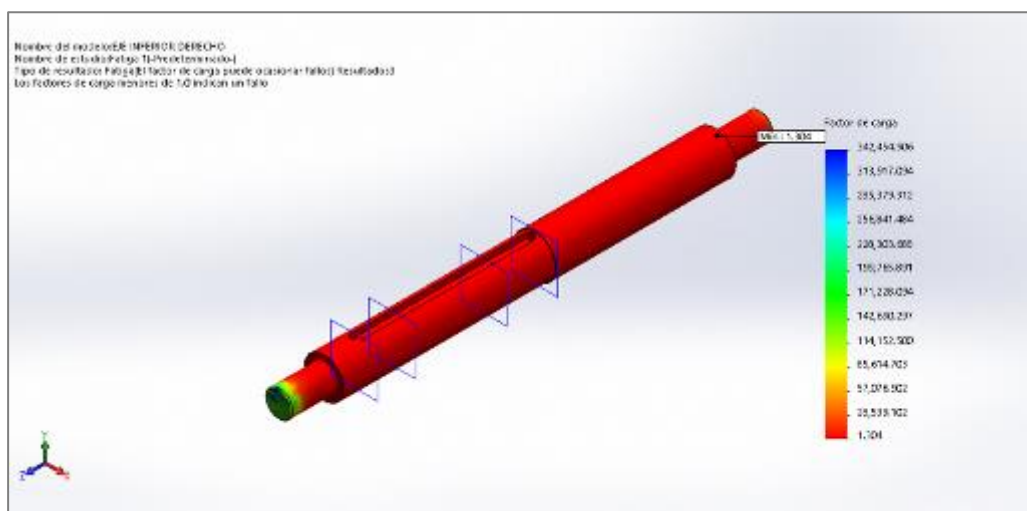


Figura 143 – Simulación de factor de seguridad del eje inferior 2.  
Fuente: SOLIDWORKS.



El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 1.304, superior al de 1.25 mínimo deseado.

Las simulaciones demuestran que la zona crítica es donde se da la concentración de tensiones por el cambio de diámetro, pero a pesar de ello, bajo las condiciones de operación, el eje diseñado cumple con el factor de seguridad mínimo.

#### 4.3.6.3. Análisis, diseño y simulación de eje superior.

El eje superior, tal como se puede apreciar en la figura 150, cuenta con varios elementos de carga, tales como dos catarinas de simple hilera de 85 dientes, un carrete en el extremo del eje, y el tambor de freno.

Para el análisis, es importante realizar el bosquejo del eje superior, así como la distribución de los elementos y la distancia entre ellas, esto depende del diseñador, quien a su criterio y conocimiento ubica los elementos, teniendo siempre como objetivo primordial que el diseño sea lo más compacto posible.

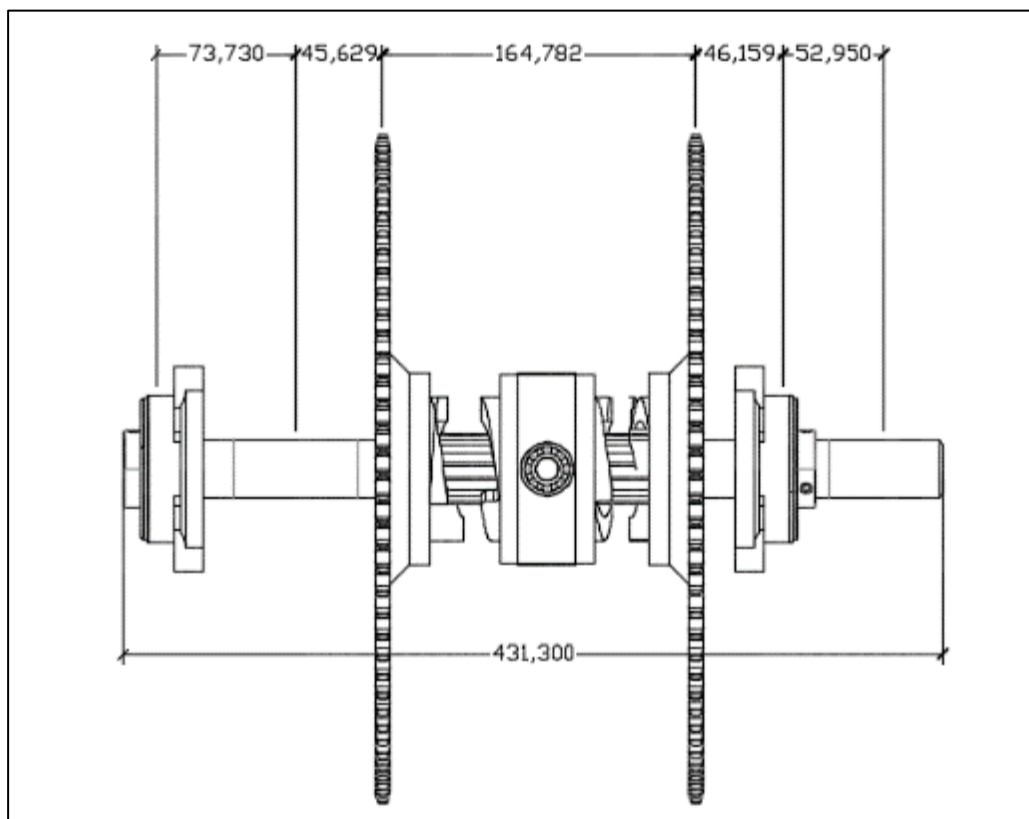


Figura 144 – Eje superior con elementos de carga y dimensiones.  
Fuente: Elaboración Propia

Con lo observado en la figura 150, se procede a la construcción del Diagrama de cuerpo libre, para ello, es necesario el análisis de cada uno de los elementos de carga, esto con la finalidad de saber la orientación de las fuerzas, torques y demás esfuerzos que estos realizan sobre el eje.

#### **A. Análisis de fuerzas en la catarina de simple hilera de 85 dientes, sentido horario**

En el párrafo 4.3.7.1 (C), se realizó el análisis de fuerzas en la catarina de simple hilera de 20 dientes, la cual gira en sentido horario, además de ello, se trasladó a los ejes de coordenadas convencionales horizontales y verticales.

Siendo que la catarina de 20 dientes y la de 85 dientes están conectadas entre sí a través de la cadena, tienen la misma magnitud de fuerzas, solo que, en sentido opuesto, quedando entonces:

$$F_{X'} = -421.440 \text{ N}$$

$$F_{Y'} = -918.542 \text{ N}$$

#### **B. Análisis de fuerzas en la catarina de simple hilera de 85 dientes, sentido anti horario**

En el párrafo 4.3.7.2 (A), se realizó el análisis de fuerzas en la catarina de simple hilera de 20 dientes, la cual gira en sentido anti horario, además de ello, se trasladó a los ejes de coordenadas convencionales horizontales y verticales.

Siendo que la catarina de 20 dientes y la de 85 dientes están conectadas entre sí a través de la cadena, y ambas giran en el mismo sentido, tienen la misma magnitud de fuerzas, solo que, en sentido opuesto, de esta manera las resultantes de dichas fuerzas se expresan:

$$F_{X'} = 491.261 \text{ N}$$

$$F_{Y'} = -883.173 \text{ N}$$

### C. Análisis de fuerzas y torque en el carrete

En el carrete, se enrolla el cable de acero para de esta manera lograr el ascenso o el descenso de la carga, por lo tanto, la fuerza soportada viene siendo el peso del material a elevar más el peso de todos los accesorios del carrete aguas abajo. Este análisis se realizó en el ítem 4.3.2. (A), donde se establece que el peso de la carga es de 2315.62 N.

Estas fuerzas a su vez, generan torques sobre el eje, la disposición de estas depende del sentido de rotación del eje superior.

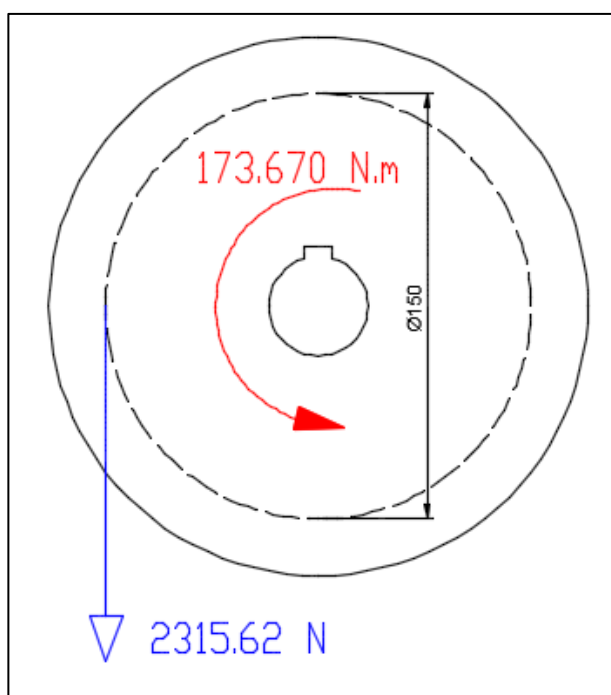


Figura 145 – Análisis de fuerzas y torque en el carrete.  
Fuente: Elaboración Propia

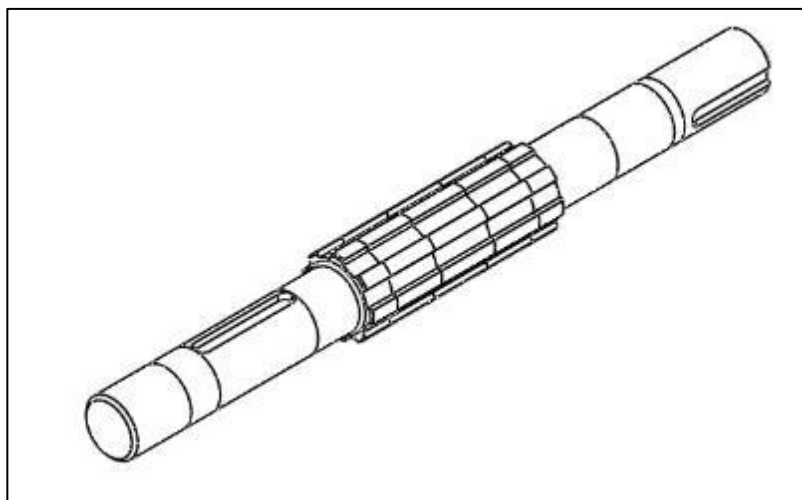
### D. Análisis de fuerzas y torque en el tambor de freno.

Cada vez que se accione el tambor de freno, este elemento genera un torque sobre el eje, el sentido de este torque, es opuesto al sentido de rotación del eje, pero con la misma magnitud. Es decir, si el torque del eje principal es de +173.670 N.m, el torque en el tambor de freno es de -173.670 N.m.

Un análisis más claro, se da en el diagrama de cuerpo libre que se genera en cada caso de aplicación del eje superior.

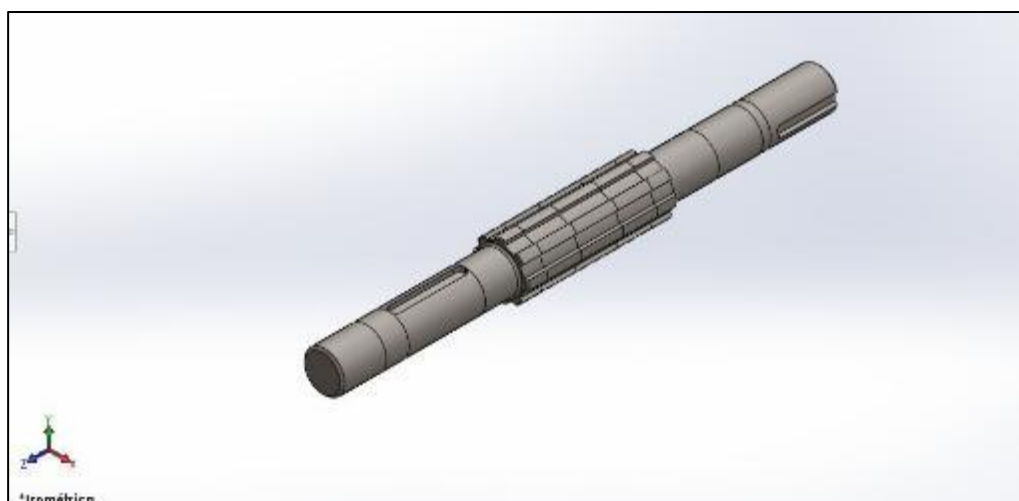
### E. Bosquejo y modelado del eje superior.

Al tener en cuenta los elementos de carga, los puntos de apoyo, las dimensiones entre los mismos, además del tipo de acoplamiento entre elemento de carga y eje, se procede a realizar el bosquejo del eje superior



*Figura 146 – Bosquejo del eje superior  
Fuente: Elaboración Propia*

Con el bosquejo realizado, se procede al modelado del eje superior, cabe aclarar que, el modelado del eje superior, es el mismo para todos los casos, solo con el proceso de simulación se corrobora con el cumplimiento de las condiciones de operación para cada caso.



*Figura 147 – Modelado del eje inferior 1  
Fuente: Elaboración Propia*

## F. Análisis, diseño y simulación del eje superior para el caso A

El eje superior, presenta 4 casos de aplicación, el primero de ellos donde se acciona la catarina de 85 dientes que gira en sentido horario y el carrete.

- **Construcción del diagrama de cuerpo libre**

Con los elementos de carga definidos para el caso A, además de los puntos de apoyo en las chumaceras, el diagrama de cuerpo libre queda de la siguiente manera:

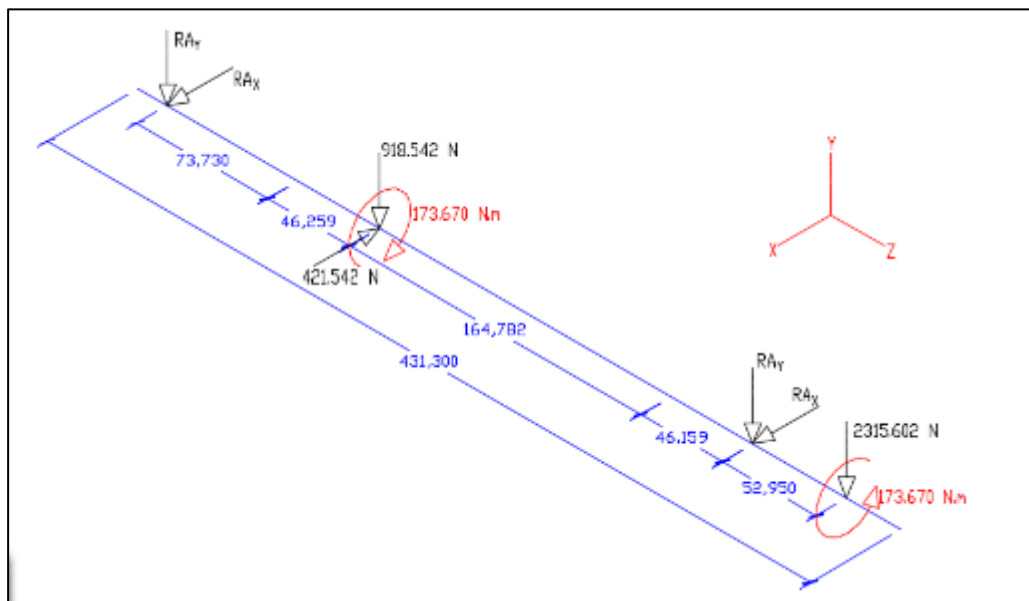


Figura 148 – Diagrama de cuerpo libre del eje superior para el caso A.  
Fuente: Elaboración Propia

- **Simulación del eje superior para el caso A.**

Con el modelado listo, se procede a la simulación del eje superior para el caso A, esto se realiza a través del software SolidWorks, para corroborar las dimensiones del elemento.

- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: AISI 1045 – Acero (Estriado en frío)

Otras condiciones:

- La aplicación de cargas se da a través del diagrama de cuerpo libre.
- Los puntos de apoyo se dan en las reacciones generadas por las chumaceras.

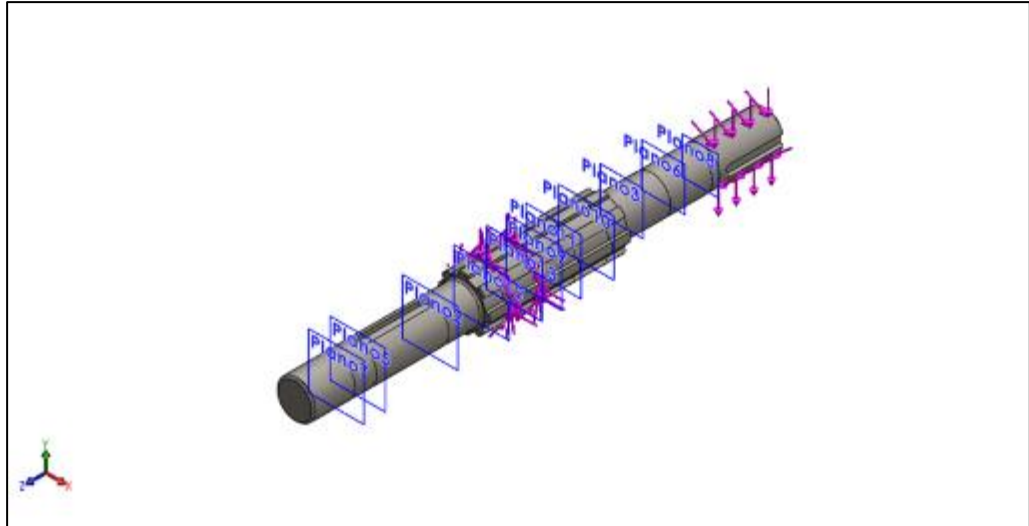


Figura 149 – Condiciones de simulación del eje superior para el caso A.  
Fuente: SOLIDWORKS

A través de un proceso iterativo, se encuentra el factor de seguridad deseado para el diseño del eje superior. Para este elemento el factor de seguridad dependerá directamente del diámetro del eje y de la concentración de tensiones que puedan producirse por el cambio de diámetro en las zonas de aplicación de carga y los puntos de apoyo, por lo cual es esta magnitud la que va a variar hasta encontrar un factor de seguridad por encima del 1.25.

DISEÑO DE EJE PRINCIPAL (CASO A)				
Proceso	DESCRIPCION	Esfuerzos de Von Mises	Desplazamiento Estático	F.S. Fatiga
1	Diametro de eje 30 mm	79.678	0.040	0.882
2	Diametro de eje 31.75 mm	70.379	0.034	0.999
3	<b>Diametro de eje 35 mm</b>	<b>54.605</b>	<b>0.026</b>	<b>1.287</b>

Tabla 39 – Iteración para el diseño del eje superior.  
Fuente: Elaboración propia

Bajo el proceso iterativo se concluye:

- Diámetro de eje de 35 mm.

A continuación, se muestran los resultados del análisis con el diámetro seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

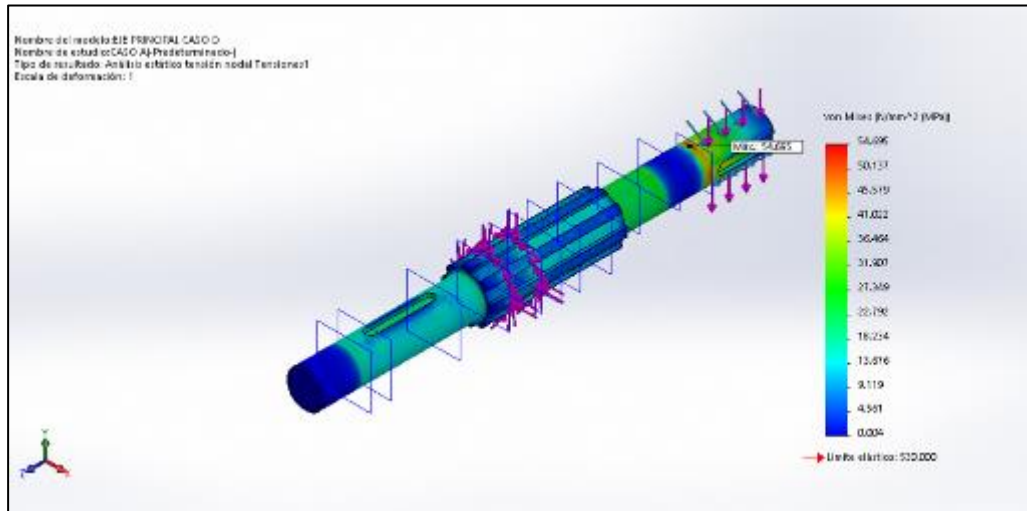


Figura 150 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje superior para el caso A.  
 Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 54.695 MPa, El esfuerzo máximo está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

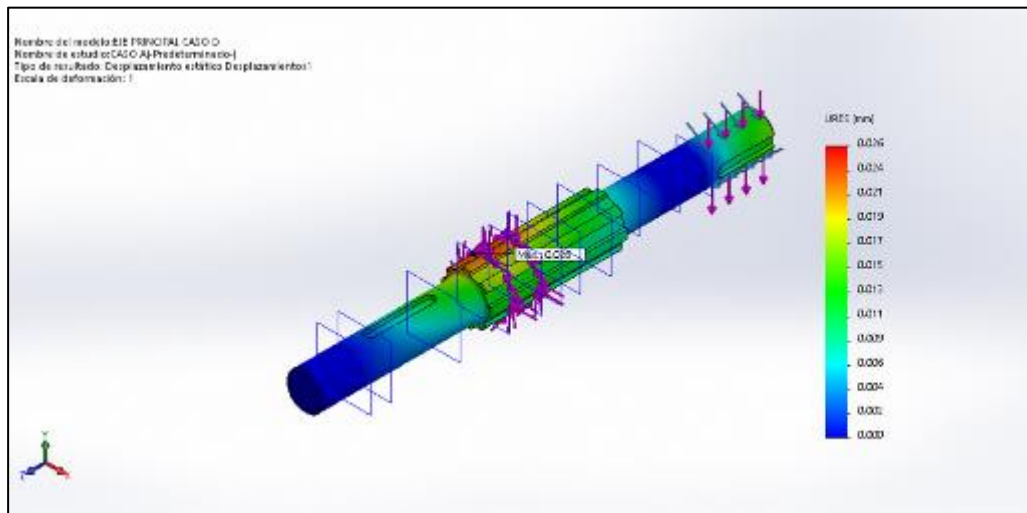


Figura 151 – Simulación de desplazamiento estático del eje superior para el caso A.  
 Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo del eje superior para el caso A, es de 0.026 mm, el cual se da en la zona de aplicación de carga de la catarina de simple hilera de 85 dientes.

- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Para el eje superior (Caso A), por tratarse de un eje que está condicionado a operar bajo cargas casi constantes pero repetitivas, se debe realizar una simulación por fatiga, para encontrar el factor de seguridad a  $3.710 * 10^8$  ciclos, mismos ciclos de vida para todo el diseño del elevador de carga.

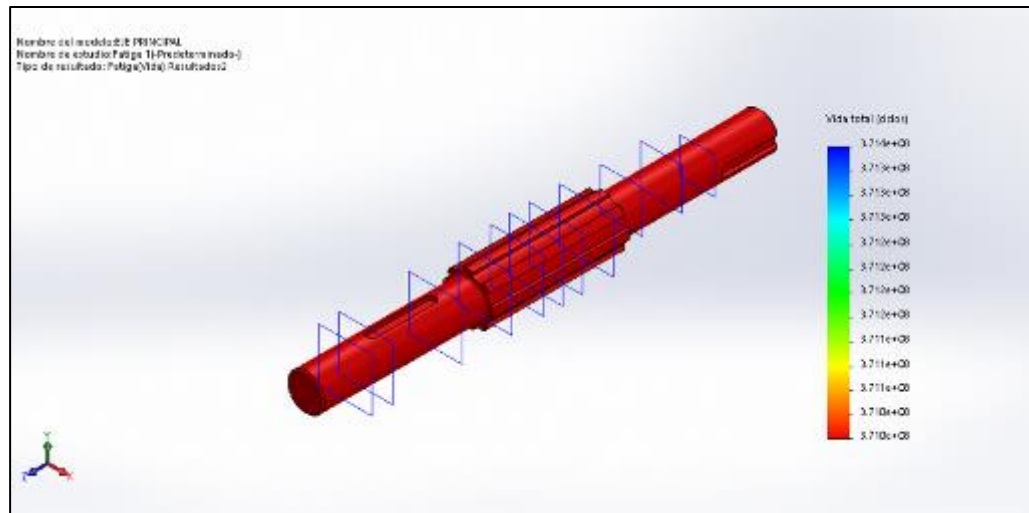


Figura 152 – Aplicación de los  $3.710 * 10^8$  ciclos de vida del eje superior (Caso A).  
 Fuente: SOLIDWORKS.

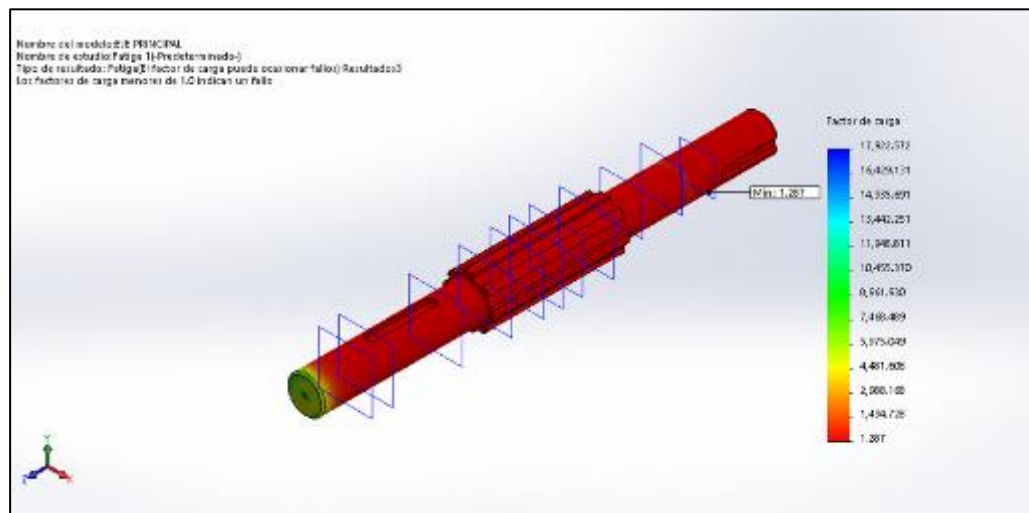


Figura 153 – Simulación de factor de seguridad del eje superior (Caso A)  
 Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 1.287, superior al de 1.25 mínimo deseado.

Las simulaciones demuestran una zona crítica entre el carrete y la chumacera de apoyo, pero a pesar de ello, bajo las condiciones de operación, el eje diseñado cumple con el factor de seguridad mínimo.



## G. Análisis y simulación del eje superior para el caso B

En el caso B, se da el accionamiento de la catarina de 85 dientes y el carrete, pero para este caso ambos giran en sentido anti horario.

- **Construcción del diagrama de cuerpo libre**

Con los elementos de carga definidos para el caso B, además de los puntos de apoyo en las chumaceras, el diagrama de cuerpo libre queda de la siguiente manera:

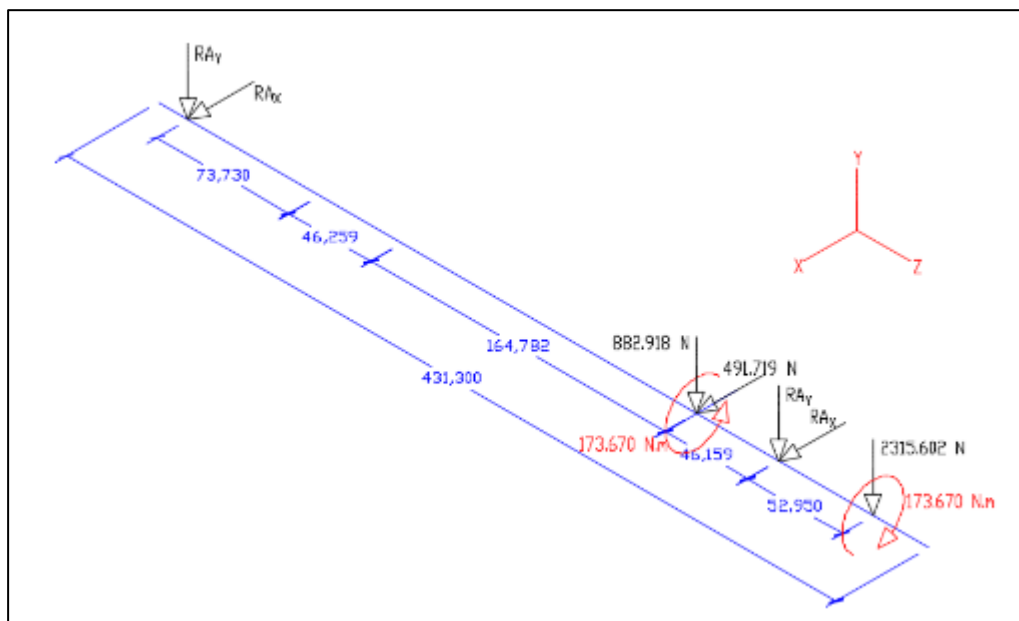


Figura 154 – Diagrama de cuerpo libre del eje superior para el caso B.  
Fuente: Elaboración Propia

- **Simulación del eje superior para el caso B.**

Con el modelado listo, se procede a la simulación del eje superior para el caso B, esto se realiza a través del software SolidWorks, para corroborar las dimensiones del elemento.

- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: AISI 1045 – Acero (Estriado en frío)

Otras condiciones:

- La aplicación de cargas se da a través del diagrama de cuerpo libre.
- Los puntos de apoyo se dan en las reacciones generadas por las chumaceras.

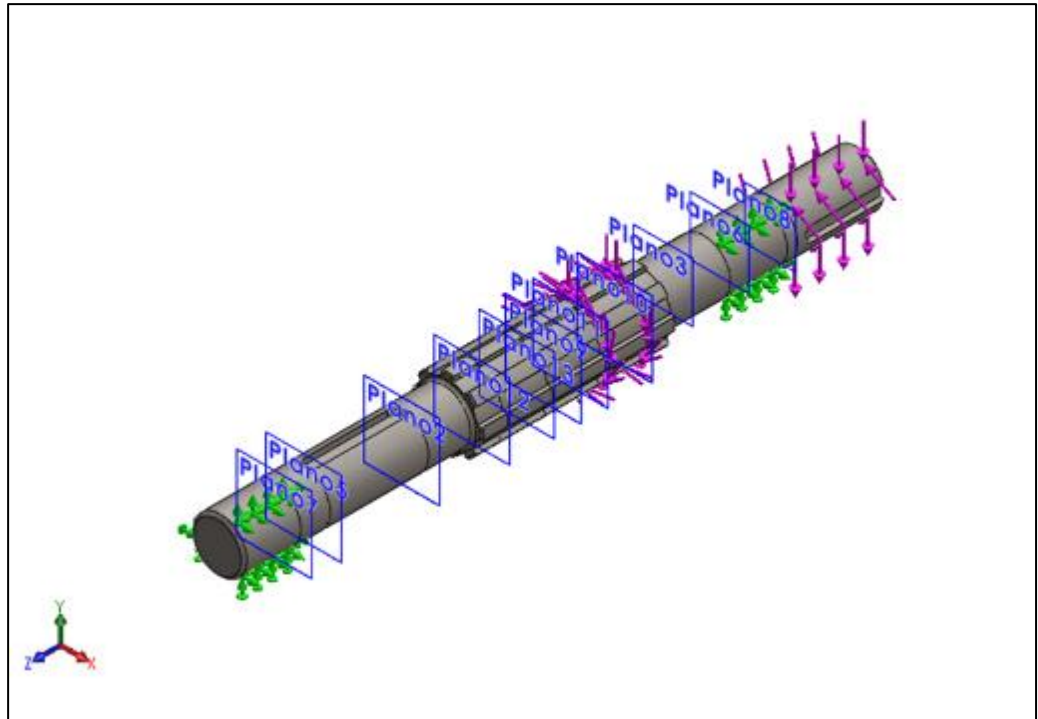


Figura 155 – Condiciones de simulación del eje superior para el caso B.  
Fuente: SOLIDWORKS

Para este caso ya no hay necesidad de un proceso iterativo para la selección del diámetro adecuado, debido a que en caso A, ya se ha establecido un diámetro de eje de 35 mm, las simulaciones de los siguientes casos, tienen por objetivo alcanzar el factor de seguridad mínimo, de no ser así, se tiene que hacer otro proceso iterativo a fin de encontrar el diámetro adecuado que cumpla con el factor de seguridad mínimo en todos los casos.

A continuación, se muestran los resultados del análisis con el diámetro seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

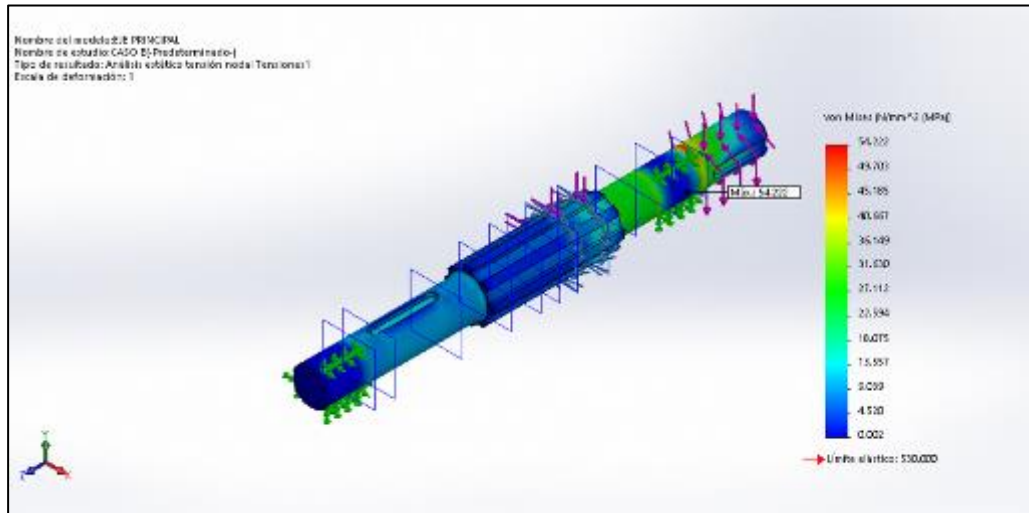


Figura 156 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje superior para el caso B.  
 Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 54.222 MPa, El esfuerzo máximo está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

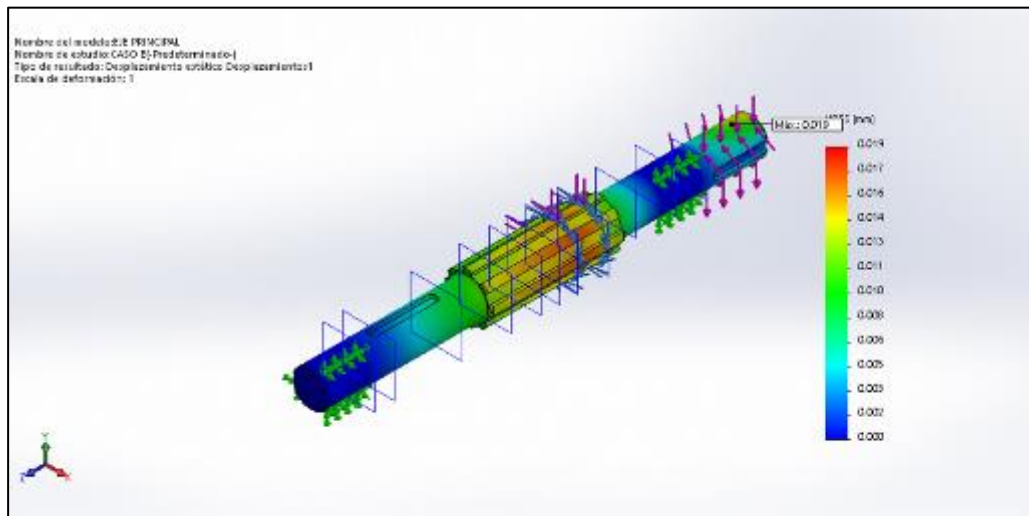
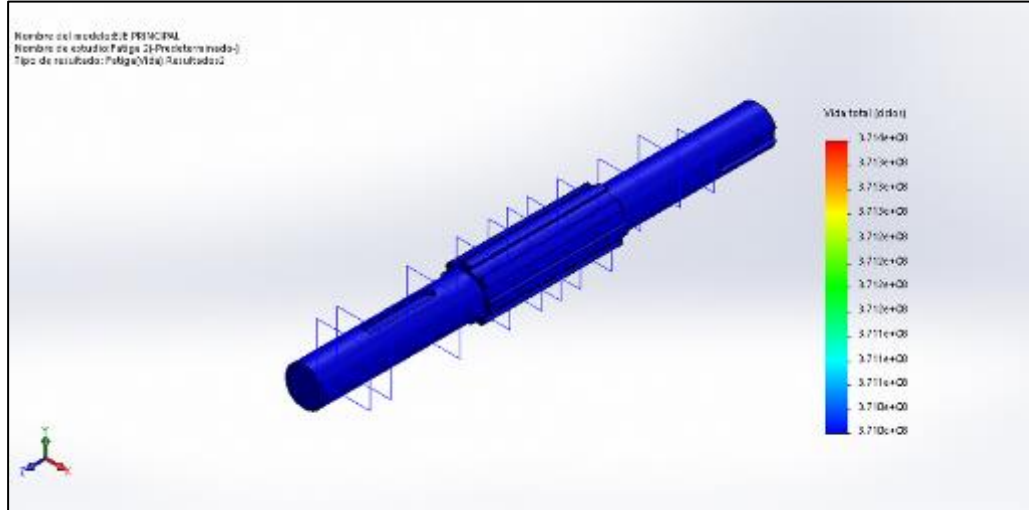


Figura 157 – Simulación de desplazamiento estático del eje superior para el caso B.  
 Fuente: SOLIDWORKS

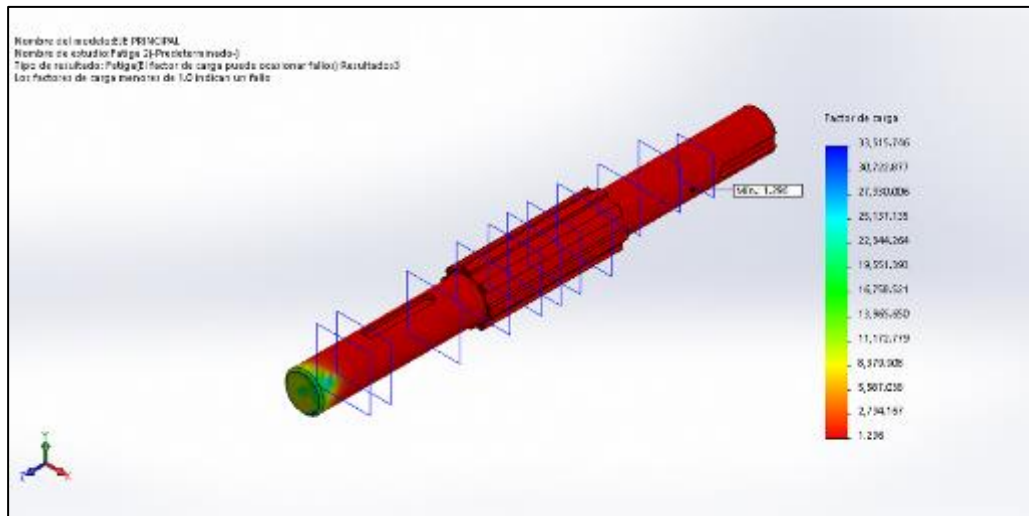
El desplazamiento máximo del eje superior para el caso B, es de 0.019 mm, el cual se da en la zona de aplicación de carga de la catarina de simple hilera de 85 dientes.

- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Para el eje superior (Caso B), se realiza una simulación por fatiga para encontrar el factor de seguridad a  $3.710 * 10^8$  ciclos, mismos ciclos de vida para todo el diseño del elevador de carga.



*Figura 158 – Aplicación de los  $3.710 * 10^8$  ciclos de vida del eje superior (Caso B).  
Fuente: SOLIDWORKS.*



*Figura 159 – Simulación de factor de seguridad del eje superior (Caso B)  
Fuente: SOLIDWORKS.*

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 1.296, superior al de 1.25 mínimo deseado.

Las simulaciones demuestran una zona crítica entre el carrete y la chumacera de apoyo, pero a pesar de ello, bajo las condiciones de operación, el eje diseñado cumple con el factor de seguridad mínimo.

## H. Análisis y simulación del eje superior para el caso C

En el caso C, se analiza el frenado del eje principal cuando este está girando en sentido horario, por lo cual se tiene dos elementos de carga, el carrete y el tambor de freno.

- **Construcción del diagrama de cuerpo libre**

Con los elementos de carga definidos para el caso C, además de los puntos de apoyo en las chumaceras, el diagrama de cuerpo libre queda de la siguiente manera:

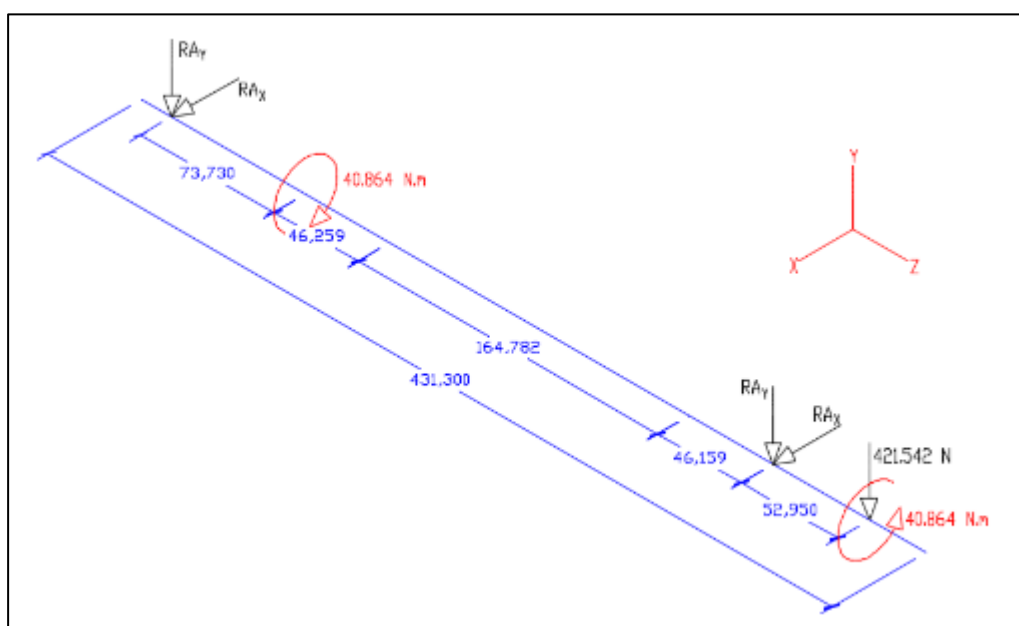


Figura 160 – Diagrama de cuerpo libre del eje superior para el caso C.  
Fuente: Elaboración Propia

- **Simulación del eje superior para el caso C.**

Con el modelado listo, se procede a la simulación del eje superior para el caso C, tener en cuenta que no hay necesidad de realizar un proceso iterativo, se simula con las características establecidas en el caso A, se verifica que cumpla con el factor mínimo de seguridad para este caso, la simulación se realiza a través del software SolidWorks, para corroborar las dimensiones del elemento.

- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: AISI 1045 – Acero (Estriado en frío)

Otras condiciones:

- La aplicación de cargas se da a través del diagrama de cuerpo libre.
- Los puntos de apoyo se dan en las reacciones generadas por las chumaceras.

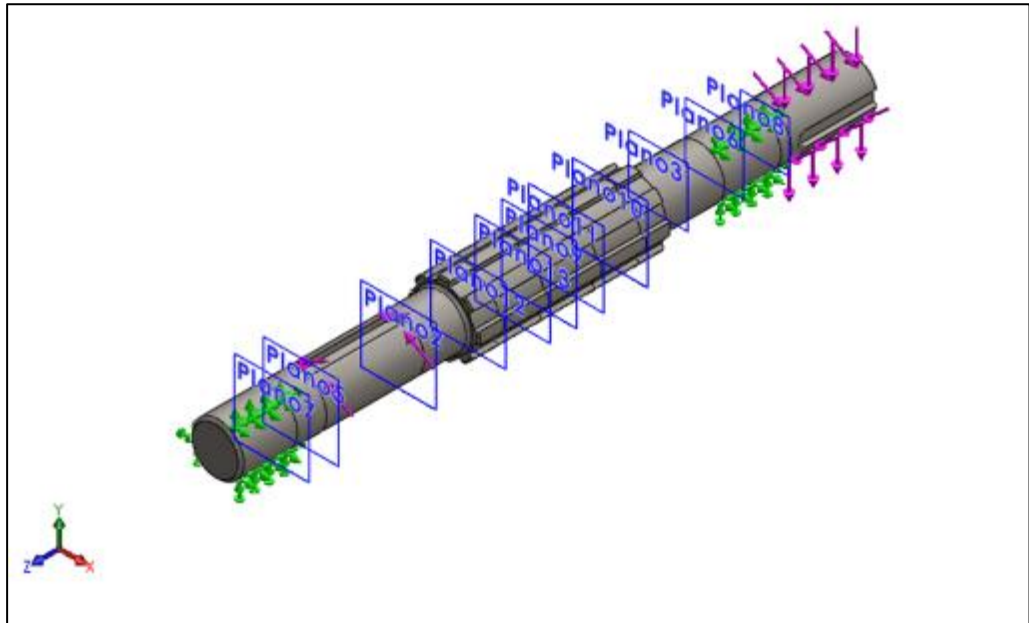


Figura 161 – Condiciones de simulación del eje superior para el caso C.  
Fuente: SOLIDWORKS

A continuación, se muestran los resultados del análisis con el diámetro seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

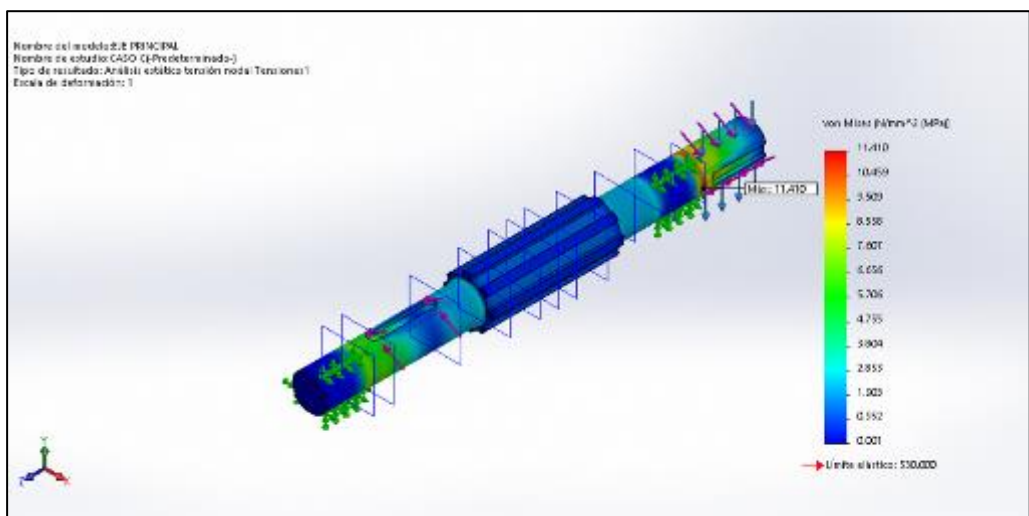


Figura 162 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje superior para el caso C.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 11.410 MPa, El esfuerzo máximo está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

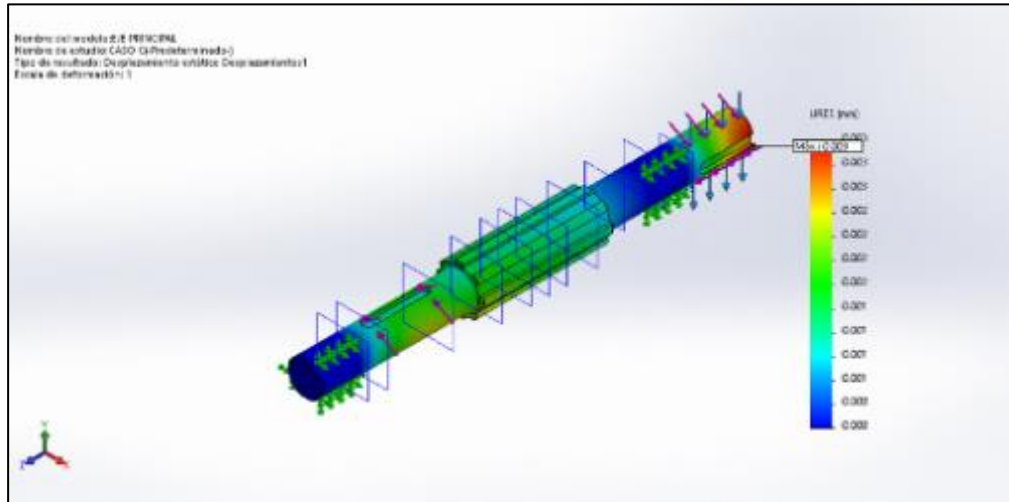


Figura 163 – Simulación de desplazamiento estático del eje superior para el caso C.  
Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo del eje superior para el caso C, es de 0.003 mm, el cual se da en el carrete, al extremo del eje superior.

- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Para el eje superior (Caso C), se realiza una simulación por fatiga para encontrar el factor de seguridad a  $3.710 \times 10^8$  ciclos, mismos ciclos de vida para todo el diseño del elevador de carga.

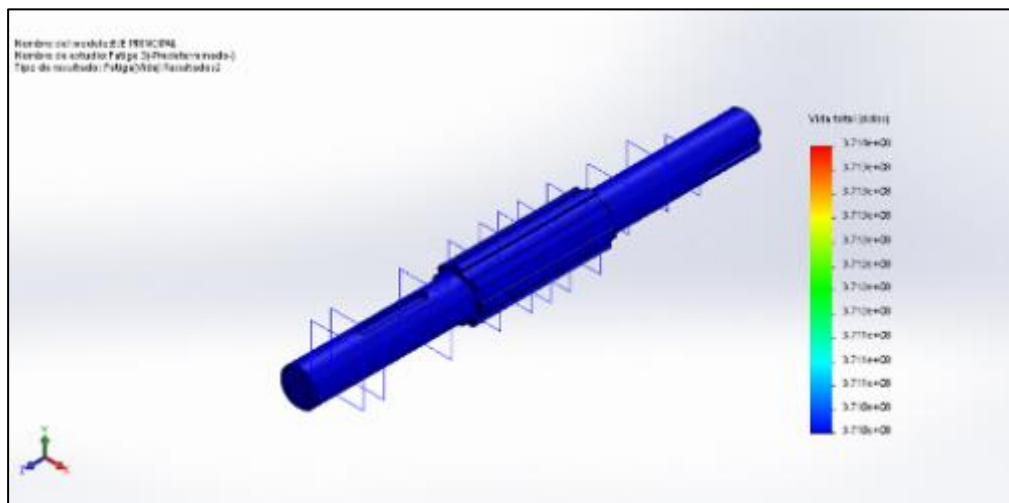


Figura 164 – Aplicación de los  $3.710 \times 10^8$  ciclos de vida del eje superior (Caso C).  
Fuente: SOLIDWORKS.

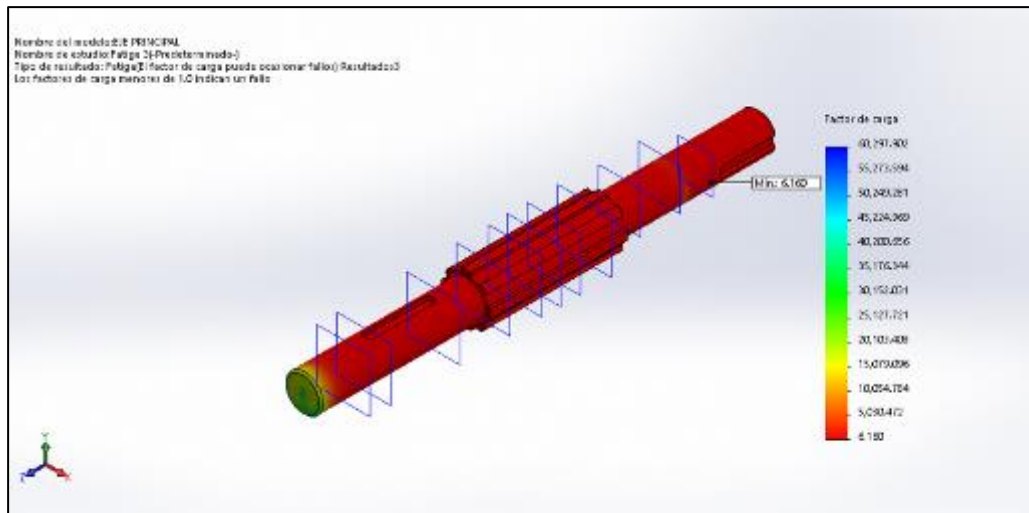


Figura 165 – Simulación de factor de seguridad del eje superior (Caso C)  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 6.160, muy por encima del valor de 1.25 mínimo deseado.

Las simulaciones demuestran una zona crítica muy cerca al carrete del eje principal, pero a pesar de ello presenta un factor de 6.160, lo cual cumple con el tiempo de vida deseado para este elemento bajo las condiciones de aplicación del caso C.

### I. Análisis y simulación del eje superior para el caso D

En el caso D, se analiza el frenado del eje principal cuando este está girando en sentido anti horario, por lo cual se tiene dos elementos de carga, el carrete y el tambor de freno.

- **Construcción del diagrama de cuerpo libre**

Con los elementos de carga definidos para el caso D, además de los puntos de apoyo en las chumaceras, el diagrama de cuerpo libre queda de la siguiente manera:



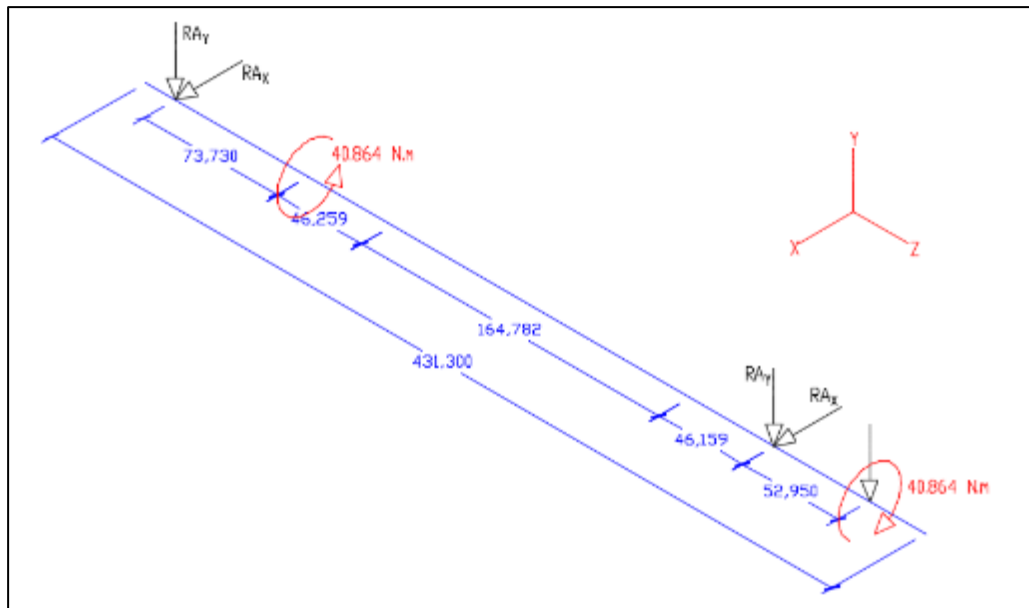


Figura 166 – Diagrama de cuerpo libre del eje superior para el caso D.  
Fuente: Elaboración Propia

- **Simulación del eje superior para el caso D.**

Con el modelado listo, se procede a la simulación del eje superior para el caso C, tener en cuenta que no hay necesidad de realizar un proceso iterativo, se simula con las características establecidas en el caso A, se verifica que cumpla con el factor mínimo de seguridad para este caso, la simulación se realiza a través del software SolidWorks, para corroborar las dimensiones del elemento.

- **Condiciones de Simulación.**

Características del material:

- Tipo de Material: AISI 1045 – Acero (Estriado en frío)

Otras condiciones:

- La aplicación de cargas se da a través del diagrama de cuerpo libre.
- Los puntos de apoyo se dan en las reacciones generadas por las chumaceras.

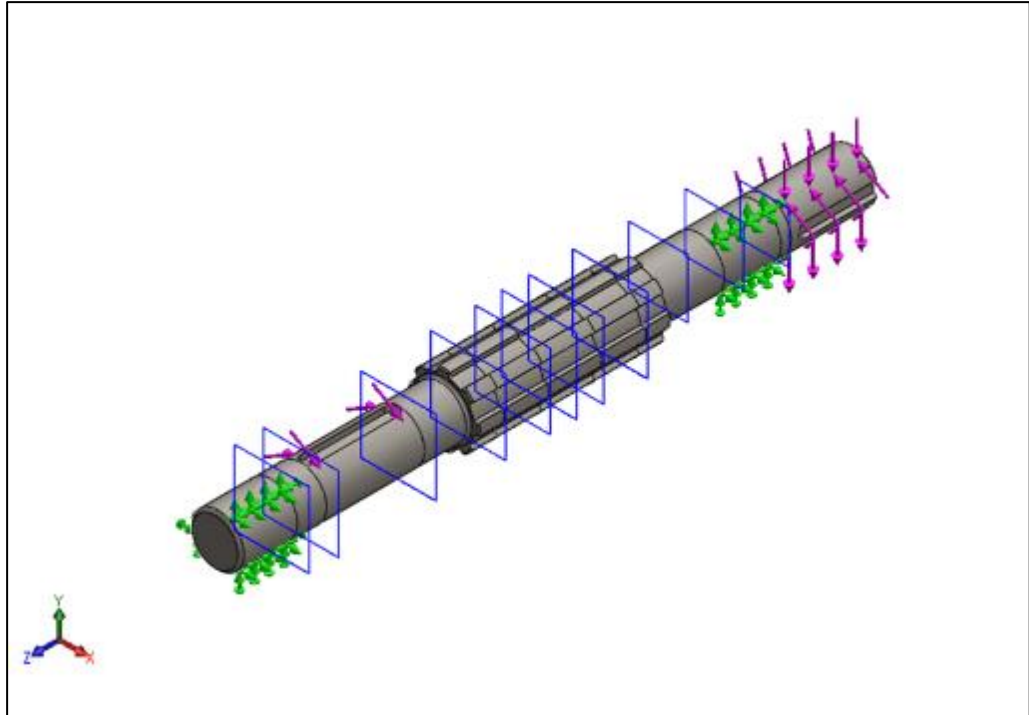


Figura 167 – Condiciones de simulación del eje superior para el caso D.  
Fuente: SOLIDWORKS

A continuación, se muestran los resultados del análisis con el diámetro seleccionado.

- **Simulación de esfuerzos de Von Mises.**

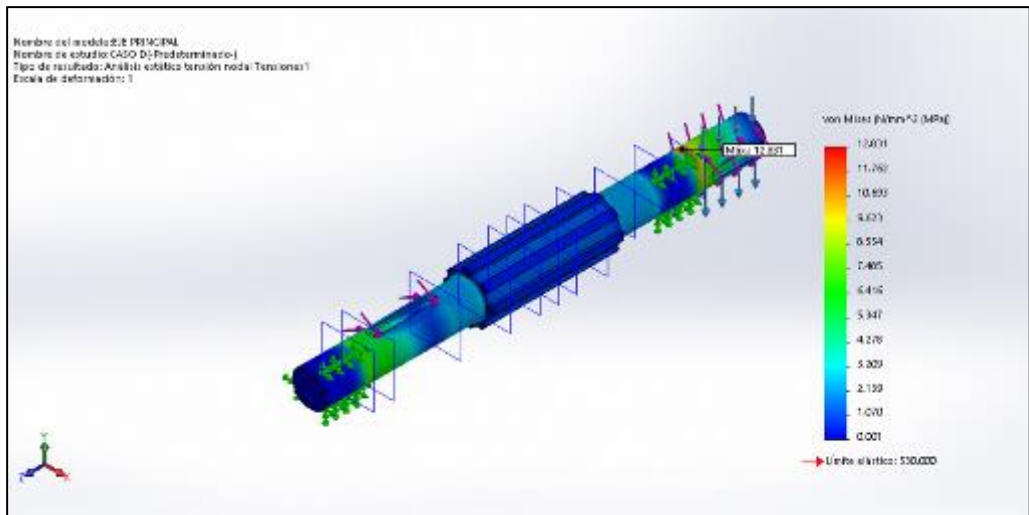


Figura 168 – Simulación de esfuerzos de Von Mises del eje superior para el caso D.  
Fuente: SOLIDWORKS

El esfuerzo máximo es de 12.831 MPa, El esfuerzo máximo está por debajo del límite elástico del material cuyo valor es 530.00 MPa.

- **Simulación de desplazamiento estático.**

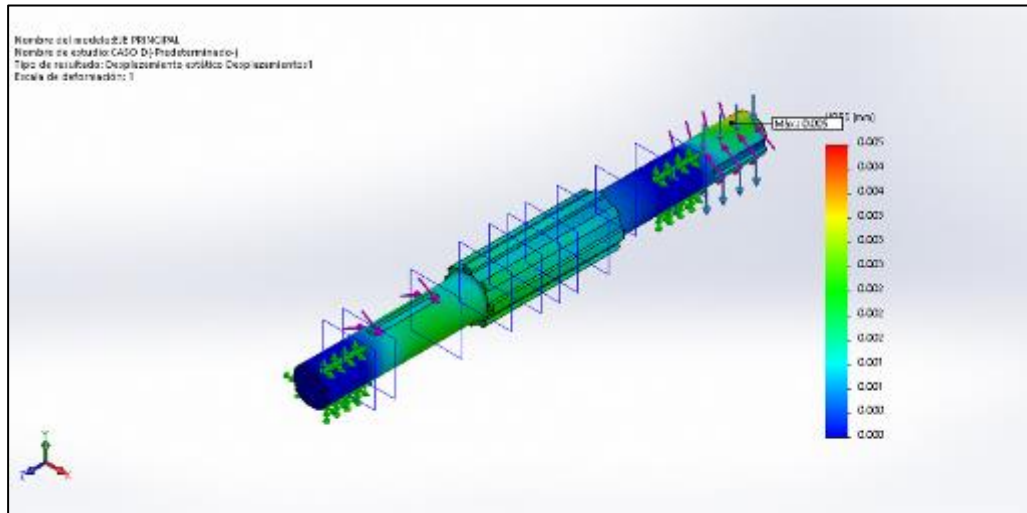


Figura 169 – Simulación de desplazamiento estático del eje superior para el caso D.  
 Fuente: SOLIDWORKS

El desplazamiento máximo del eje superior para el caso D, es de 0.005 mm, el cual se da en el carrete, al extremo del eje superior.

- **Simulación de Factor de seguridad por fatiga.**

Para el eje superior (Caso D), se realiza una simulación por fatiga para encontrar el factor de seguridad a  $3.710 \times 10^8$  ciclos, mismos ciclos de vida para todo el diseño del elevador de carga.

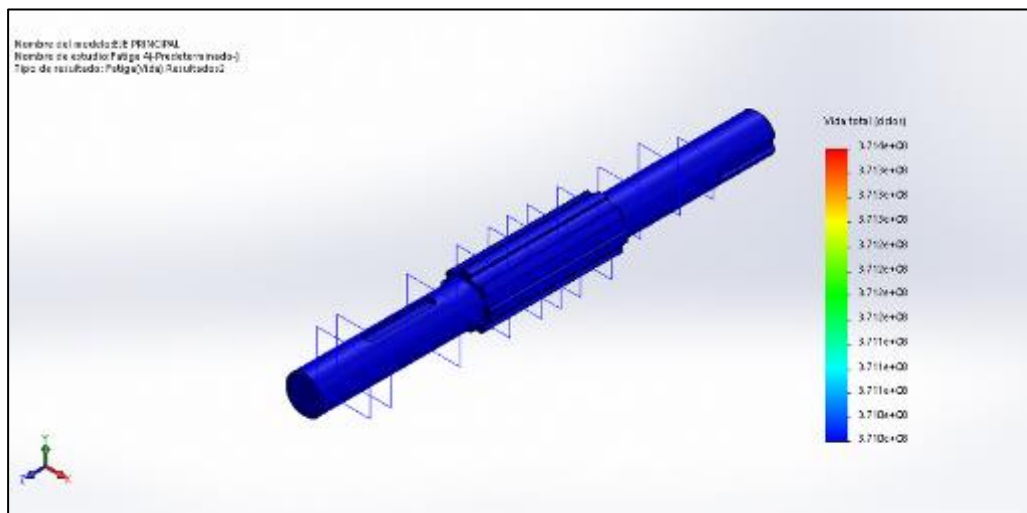


Figura 170 – Aplicación de los  $3.710 \times 10^8$  ciclos de vida del eje superior (Caso D).  
 Fuente: SOLIDWORKS.

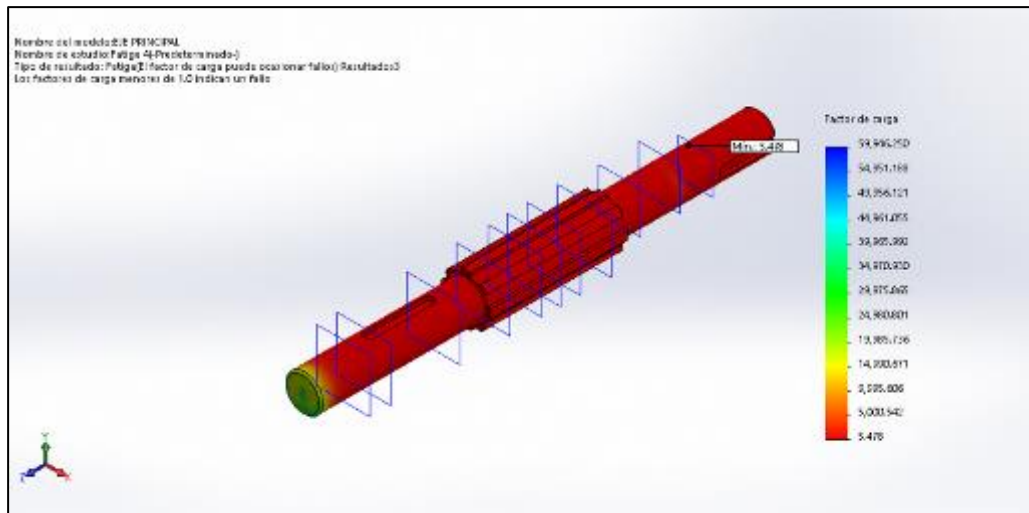


Figura 171 – Simulación de factor de seguridad del eje superior (Caso D)  
Fuente: SOLIDWORKS.

El factor de seguridad por fatiga mínimo es de 5.478, muy por encima del valor de 1.25 mínimo deseado.

Las simulaciones demuestran una zona crítica muy cerca al carrete del eje principal, pero a pesar de ello presenta un factor de 5.487, lo cual cumple con el tiempo de vida deseado para este elemento bajo las condiciones de aplicación del caso D.

#### 4.3.8. Análisis y selección de unidades de rodamientos.

Para la selección de unidades de rodamientos, es necesario un análisis de las cargas que influyen sobre estos elementos, esto con la finalidad de encontrar la magnitud de las reacciones en los cojinetes, por lo tanto, se realiza un análisis y selección del elemento, por cada eje de manera individual.

Para el análisis y la selección de unidades de rodamientos, se usan los algoritmos de la empresa SKF (SKF, 2006).

##### 4.3.6.1. Análisis y selección de unidades de rodamientos para el eje inferior 1

Para el eje inferior 1, tal como se mencionó en el capítulo anterior cuenta con dos casos de aplicación, por lo que es necesario el estudio de cada caso a fin de determinar la carga máxima que soportan estos elementos en cada caso, a fin de seleccionar de manera correcta las unidades de rodamientos.

## A. Análisis de las reacciones en los puntos de apoyo en el eje inferior 1 para el caso A

A través de la aplicación de la sumatoria de fuerzas en cada uno de los ejes sumatoria de momentos en los puntos de apoyo, se obtienen las reacciones, según el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 127,

- **Análisis en el EJE Y**

Sumatoria de Fuerzas.

$$-186.312 + 918.542 - RA_Y - RB_Y = 0 \text{ [N]}$$

$$RA_Y = -186.312 + 918.542 - RB_Y \text{ [N]}$$

Sumatoria de Momentos.

$$\begin{aligned} &+(186.312 * 50.472) + (918.542 * 119.959) - (RB_Y * 323.500) \\ &= 0 \text{ [N * mm]} \end{aligned}$$

$$RB_Y = \frac{+(186.312 * 50.472) + (918.542 * 119.959)}{323.5} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{RB_Y = 369.678 N}$$

Remplazando en la Sumatoria de Fuerzas:

$$RA_Y = -186.312 + 918.542 - 369.678 \text{ [N]}$$

$$\mathbf{RA_Y = 362.552 N}$$

- **Análisis en el EJE X**

Sumatoria de Fuerzas.

$$147.757 + 421.542 + RA_X + RB_X = 0 \text{ [N]}$$

$$RA_X = -147.757 - 421.542 - RB_X \text{ [N]}$$

Sumatoria de Momentos.

$$\begin{aligned} &+(147.757 * 50.472) - (421.542 * 115.959) - (RB_X * 323.500) \\ &= 0 \text{ [N * mm]} \end{aligned}$$

$$RB_X = \frac{+(147.757 * 50.472) - (421.542 * 115.959)}{323.500} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{RB_X = -133.262 N}$$

Remplazando en la Sumatoria de Fuerzas:

$$RA_X = -147.757 - 421.542 - (-133.262) \text{ [N]}$$

$$\mathbf{RA_X = -436.037 N}$$

- **Resultantes:**

**Reacción A:**

$$R_A = \sqrt{(-436.037)^2 + (362.552)^2} [N]$$

$$R_A = 567.073 N$$

**Reacción B:**

$$R_B = \sqrt{(-133.262)^2 + (397.678)^2} [N]$$

$$R_B = 392.954 N$$

### **B. Análisis de las reacciones en los puntos de apoyo en el eje inferior 1 para el caso B**

Se aplica la sumatoria de fuerzas en cada uno de los ejes de coordenadas y la sumatoria de momentos en los puntos de apoyo, se obtienen las reacciones para el caso B. Según el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 128.

- **Análisis en el EJE Y**

Sumatoria de Fuerzas.

$$-186.312 + 816.942 - RA_Y - RB_Y = 0 [N]$$

$$RA_Y = -186.312 + 816.942 - RB_Y [N]$$

Sumatoria de Momentos.

$$+(186.312 * 50.472) + (816.942 * 161.750) - (RB_Y * 161.750)$$

$$= 0 [N * mm]$$

$$RB_Y = \frac{+(186.312 * 50.472) + (816.942 * 161.750)}{161.750} [N]$$

$$RB_Y = 875.078 N$$

Remplazando en la Sumatoria de Fuerzas:

$$RA_Y = -186.312 + 816.942 - 875.078 [N]$$

$$RA_Y = -244.448 N$$

- **Análisis en el EJE X**

Sumatoria de Fuerzas.

$$147.757 - 297.343 + RA_X + RB_X = 0 [N]$$

$$RA_X = -147.757 + 297.343 - RB_X [N]$$

Sumatoria de Momentos.

$$\begin{aligned} &+(147.757 * 50.472) + (297.343 * 161.750) - (RB_X * 161.750) \\ &= 0 [N * mm] \end{aligned}$$

$$+RB_X = \frac{+(147.757 * 50.472) + (297.343 * 161.750)}{161.750} [N]$$

$$RB_X = 343.449 N$$

Remplazando en la Sumatoria de Fuerzas:

$$RA_X = -147.757 + 297.343 - 343.449 [N]$$

$$RA_X = -193.863 N$$

- **Resultantes:**

**Reacción A:**

$$R_A = \sqrt{(-193.863)^2 + (-244.448)^2} [N]$$

$$R_A = 311.990 N$$

**Reacción B:**

$$R_B = \sqrt{(343.449)^2 + (875.078)^2} [N]$$

$$R_B = 940.063 N$$

### C. Selección de las unidades de rodamientos

Para la selección de las unidades de rodamiento, se toman aquellas fuerzas resultantes de mayor magnitud.

- **Selección de unidad de rodamiento para el punto de apoyo A**

La fuerza resultante mayor de ambos casos para el apoyo A es de 567.073 N, esta fuerza es una fuerza radial, por lo que se selecciona una unidad de rodamiento rígido de bolas.

- **Cálculo de la vida nominal en horas de funcionamiento de la unidad de rodamiento.**

El tiempo de vida se considera el mismo tiempo de vida de los ejes.

Años: 5

Horas por día: 4

$$L_{10H} = 5 \text{ años} * 4 \frac{\text{horas}}{\text{día}} * 365 \frac{\text{días}}{\text{año}}$$

$$L_{10H} = 7300 \text{ horas}$$

➤ **Cálculo de la capacidad de carga dinámica de la unidad de rodamiento**

Se usa la siguiente expresión:

$$C = \sqrt[3]{\frac{L_{10H} * 60n}{10^6}} * F$$

Dónde: P es una constante para el tipo de rodamiento (3 para el rodamiento de bolas), n es el número de revoluciones del eje (847.059 RPM) y F viene siendo la carga aplicada al rodamiento.

Entonces, remplazando:

$$C = \sqrt[3]{\frac{7300 * 60 * 847.059}{10^6}} * 0.567 [kN]$$

$$C = 4.074 kN$$

El rodamiento a seleccionar para el punto A, debe tener una capacidad dinámica mínima de 4.074 kN.

• **Selección de unidad de rodamiento para el punto de apoyo B**

La fuerza resultante mayor de ambos casos para el apoyo B es de 940.063 N, esta fuerza es una fuerza radial, por lo que se selecciona una unidad de rodamiento rígido de bolas.

➤ **Horas de funcionamiento de la unidad de rodamiento.**

Se aplica el mismo tiempo de vida que en el caso A.

$$L_{10H} = 7300 \text{ horas}$$

➤ **Cálculo de la capacidad de carga dinámica de la unidad de rodamiento.**

Remplazando los valores para el apoyo B, se tiene:

$$C = \sqrt[3]{\frac{7300 * 60 * 847.059}{10^6}} * 0.940 [kN]$$

$$C = 6.754 kN$$

El rodamiento a seleccionar para el punto B, debe tener una capacidad dinámica mínima de 6.754 kN.



Como ambas unidades de rodamiento están montados sobre el eje inferior 1, el cual tiene un diámetro de 25 mm, se selecciona unidades de rodamiento del mismo modelo en ambos casos, siempre y cuando el modelo seleccionado, cumpla con las capacidades dinámicas mínimas en ambos casos.

Se seleccionan unidades de rodamientos Y SKF E2, con soporte de brida cuadrada de material compuesto y prisioneros, para ejes métricos.

Según designación la unidad de rodamiento seleccionada es FYK 25 TEF, Con una capacidad de carga dinámica de 14 kN, el cual cumple con las cargas requeridas de los puntos apoyo A y B.

Características adicionales de las unidades de rodamientos se encuentran en el ANEXO 8.

#### 4.3.6.2. Análisis y selección de unidades de rodamientos para el eje inferior 2

Para el eje inferior 2, cuenta con un único caso de aplicación, por lo cual se realiza el siguiente análisis.

##### A. Cálculo de las cargas en los puntos de apoyo

Se le aplica la sumatoria de fuerzas en los ejes, y la sumatoria de momentos con respecto a los puntos de apoyo, para encontrar las cargas ejercidas sobre la unidad de rodamiento, en base al diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 142.

- **Análisis en el EJE Y**

Sumatoria de Fuerzas.

$$-816.942 + 882.918 - RA_Y - RB_Y = 0 \text{ [N]}$$

$$RA_Y = -816.942 + 882.918 - RB_Y \text{ [N]}$$

Sumatoria de Momentos.

$$-(816.942 * 161.750) + (882.918 * 280.741) - (RB_Y * 323.488)$$

$$= 0 \text{ [N * mm]}$$

$$RB_Y = \frac{-(816.942 * 161.750) + (882.918 * 280.741)}{323.488} \text{ [N]}$$

$$RB_Y = 357.760 \text{ N}$$

Remplazando en la Sumatoria de Fuerzas:

$$RA_Y = -816.942 + 882.918 - 357.760 [N]$$

$$RA_Y = -291.784 N$$

- **Análisis en el EJE X**

Sumatoria de Fuerzas.

$$+297.343 - 421.719 + RA_X + RB_X = 0 [N]$$

$$RA_X = -297.343 + 421.719 - RB_X [N]$$

Sumatoria de Momentos.

$$\begin{aligned} & -(297.343 * 161.750) + (421.719 * 280.741) - (RB_X * 323.488) \\ & = 0 [N * mm] \end{aligned}$$

$$RB_X = \frac{-(297.343 * 161.750) + (421.719 * 280.741)}{323.488} [N]$$

$$RB_X = 217.314 N$$

Remplazando en la Sumatoria de Fuerzas:

$$RA_X = -297.343 + 421.719 - 217.314 [N]$$

$$RA_X = -92.938 N$$

- **Resultantes:**

**Reacción A:**

$$R_A = \sqrt{(-92.938)^2 + (-291.784)^2} [N]$$

$$R_A = 306.277 N$$

**Reacción B:**

$$R_B = \sqrt{(357.760)^2 + (217.314)^2} [N]$$

$$R_B = 418.590 N$$

## B. Selección de las unidades de rodamientos

- **Selección de unidad de rodamiento para el punto de apoyo A**

La fuerza resultante para el apoyo A es de 306.277 N, esta fuerza es una fuerza radial, por lo que se selecciona una unidad de rodamiento rígido de bolas.

- **Horas de funcionamiento de la unidad de rodamiento.**

Se aplica el mismo tiempo de vida que en el eje inferior 1

$$L_{10H} = 7300 \text{ horas}$$

➤ **Cálculo de la capacidad de carga dinámica de la unidad de rodamiento**

Remplazando los valores para el apoyo en A, se tiene:

$$C = \sqrt[3]{\frac{7300 * 60 * 847.059}{10^6}} * 0.306 [kN]$$
$$C = 4.074 kN$$

La unidad de rodamiento a seleccionar para el punto A, debe tener una capacidad dinámica mínima de 2.199 kN.

• **Selección de unidad de rodamiento para el punto de apoyo B**

La fuerza resultante para el apoyo B es de 418.590 N, esta fuerza es una fuerza radial, por lo que se selecciona una unidad de rodamiento rígido de bolas.

➤ **Horas de funcionamiento de la unidad de rodamiento.**

Se aplica el mismo tiempo de vida que en el eje inferior 1

$$L_{10H} = 7300 \text{ horas}$$

➤ **Cálculo de la capacidad de carga dinámica de la unidad de rodamiento.**

Remplazando los valores para el apoyo B, se tiene:

$$C = \sqrt[3]{\frac{7300 * 60 * 847.059}{10^6}} * 0.419 [kN]$$
$$C = 3.011 kN$$

El rodamiento a seleccionar para el punto B, debe tener una capacidad dinámica mínima de 3.011 kN.

Como ambas unidades de rodamiento están montados sobre el eje inferior 2, el cual tiene un diámetro de 20 mm, se selecciona unidades de rodamiento del mismo modelo en ambos casos, siempre y cuando el modelo seleccionado, cumpla con las capacidades dinámicas mínimas en ambos casos.

Se seleccionan unidades de rodamientos Y SKF E2, con soporte de brida cuadrada de material compuesto y prisioneros, para ejes métricos.

Según designación la unidad de rodamiento seleccionada es FYK 20 TEF, Con una capacidad de carga dinámica de 12.7 kN, el cual cumple con las cargas requeridas de los puntos apoyo A y B.

Características adicionales de las unidades de rodamientos se encuentran en el ANEXO 8.

#### 4.3.6.3. Análisis y selección de unidades de rodamientos para el eje superior

Para el eje superior, tal como se mencionó en el capítulo anterior cuenta con cuatro casos de aplicación, pero son dos casos los más críticos, donde aparecen cargas radiales en los apoyos, mientras en los otros dos casos las cargas son despreciables debido a que actúan solo el carrete y la zapata de freno. Por lo tanto, se evalúa cada caso para determinar las mayores cargas en cada unidad de rodamiento. A una velocidad de rotación de 199.308 RPM.

##### A. Análisis de las reacciones en los puntos de apoyo en el eje superior para el caso A

A través de la aplicación de la sumatoria de fuerzas en cada uno de los ejes sumatoria de momentos en los puntos de apoyo, se obtienen las reacciones, según el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 154.

- Análisis en el EJE Y

Sumatoria de Fuerzas.

$$-918.542 - 2315.602 - RA_Y - RB_Y = 0 \text{ [N]}$$

$$RA_Y = -918.542 - 2315.602 - RB_Y \text{ [N]}$$

Sumatoria de Momentos.

$$\begin{aligned} &-(918.542 * 119.989) - (2315.602 * 383.880) - (RB_Y * 330.930) \\ &= 0 \text{ [N * mm]} \end{aligned}$$

$$RB_Y = \frac{-(918.542 * 119.989) - (2315.602 * 383.880)}{330.930} \text{ [N]}$$

$$RB_Y = -3019.153 \text{ N}$$

Remplazando en la Sumatoria de Fuerzas:

$$RA_Y = -918.542 - 2315.602 - (-3019.153) \text{ [N]}$$

$$RA_Y = -214.991 \text{ N}$$

- **Análisis en el EJE X**

Sumatoria de Fuerzas.

$$-421.542 + RA_X + RB_X = 0 [N]$$

$$RA_X = +421.542 - RB_X [N]$$

Sumatoria de Momentos.

$$+(421.542 * 119.989) - (RB_X * 330.930) = 0 [N * mm]$$

$$RB_X = \frac{+(421.542 * 119.989)}{330.930} [N]$$

$$\mathbf{RB_X = 152.843 N}$$

Remplazando en la Sumatoria de Fuerzas:

$$RA_X = +421.542 - 152.843 [N]$$

$$\mathbf{RA_X = 268.699 N}$$

- **Resultantes:**

**Reacción A:**

$$R_A = \sqrt{(268.699)^2 + (-214.991)^2} [N]$$

$$\mathbf{R_A = 344.122 N}$$

**Reacción B:**

$$R_B = \sqrt{(152.843)^2 + (-3019.153)^2} [N]$$

$$\mathbf{R_B = 3023.019 N}$$

## **B. Análisis de las reacciones en los puntos de apoyo en el eje superior para el caso B**

Se aplica la sumatoria de fuerzas en cada uno de los ejes de coordenadas y la sumatoria de momentos en los puntos de apoyo, se obtienen las reacciones para el caso B. Según el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 160.

- **Análisis en el EJE Y**

Sumatoria de Fuerzas.

$$-882.918 - 2315.602 - RA_Y - RB_Y = 0 [N]$$

$$RA_Y = -882.918 - 2315.602 - RB_Y [N]$$

Sumatoria de Momentos.

$$\begin{aligned} &-(882.918 * 284.771) - (2315.602 * 383.880) - (RB_Y * 330.930) \\ &= 0 [N * mm] \end{aligned}$$

$$RB_Y = \frac{-(882.918 * 284.771) - (2315.602 * 383.880)}{330.930} [N]$$

$$RB_Y = -3445.873 N$$

Remplazando en la Sumatoria de Fuerzas:

$$RA_Y = -882.918 - 2315.602 - (-3445.873) [N]$$

$$RA_Y = 247.353 N$$

- **Análisis en el EJE X**

Sumatoria de Fuerzas.

$$+491.719 + RA_X + RB_X = 0 [N]$$

$$RA_X = -491.719 - RB_X [N]$$

Sumatoria de Momentos.

$$-(491.719 * 284.771) - (RB_X * 330.930) = 0 [N * mm]$$

$$RB_X = \frac{-(491.719 * 284.771)}{330.930} [N]$$

$$RB_X = -423.133 N$$

Remplazando en la Sumatoria de Fuerzas:

$$RA_X = -491.719 - (-423.133) [N]$$

$$RA_X = -68.586 N$$

- **Resultantes:**

**Reacción A:**

$$R_A = \sqrt{(-68.586)^2 + (247.353)^2} [N]$$

$$R_A = 256.686 N$$

**Reacción B:**

$$R_B = \sqrt{(-423.133)^2 + (-3445.873)^2} [N]$$

$$R_B = 3471.755 N$$

### C. Selección de las unidades de rodamientos

Para la selección de las unidades de rodamiento, se toman aquellas fuerzas resultantes de mayor magnitud.

- **Selección de unidad de rodamiento para el punto de apoyo A**

La fuerza resultante mayor de ambos casos para el apoyo A es de 256.686 N, esta fuerza es una fuerza radial, por lo que se selecciona una unidad de rodamiento rígido de bolas.

➤ **Cálculo de la vida nominal en horas de funcionamiento de la unidad de rodamiento.**

Se aplica el mismo tiempo de vida que en todos los casos.

$$L_{10H} = 7300 \text{ horas}$$

➤ **Cálculo de la capacidad de carga dinámica de la unidad de rodamiento**

Reemplazando los valores para el apoyo en A, se tiene:

$$C = \sqrt[3]{\frac{7300 * 60 * 199.308}{10^6}} * 0.256 \text{ [kN]}$$
$$C = 1.136 \text{ kN}$$

La unidad de rodamiento a seleccionar para el punto A, debe tener una capacidad dinámica mínima de 1.136 kN.

• **Selección de unidad de rodamiento para el punto de apoyo B**

La fuerza resultante mayor de ambos casos para el apoyo B es de 3471.755 N, esta fuerza es una fuerza radial, por lo que se selecciona una unidad de rodamiento rígido de bolas.

➤ **Tiempo de vida de la unidad de rodamiento.**

Se aplica el mismo tiempo de vida que en el caso A.

$$L_{10H} = 7300 \text{ horas}$$

➤ **Cálculo de la capacidad de carga dinámica de la unidad de rodamiento.**

Reemplazando los valores para el apoyo B, se tiene:

$$C = \sqrt[3]{\frac{7300 * 60 * 199.308}{10^6}} * 3.472 \text{ [kN]}$$
$$C = 15.402 \text{ kN}$$

El rodamiento a seleccionar para el punto B, debe tener una capacidad dinámica mínima de 15.402 kN.

Como ambas unidades de rodamiento están montados sobre el eje superior, el cual tiene un diámetro de 35 mm, se selecciona unidades de rodamiento del mismo modelo en ambos casos, siempre y cuando el

modelo seleccionado, cumpla con las capacidades dinámicas mínimas en ambos casos.

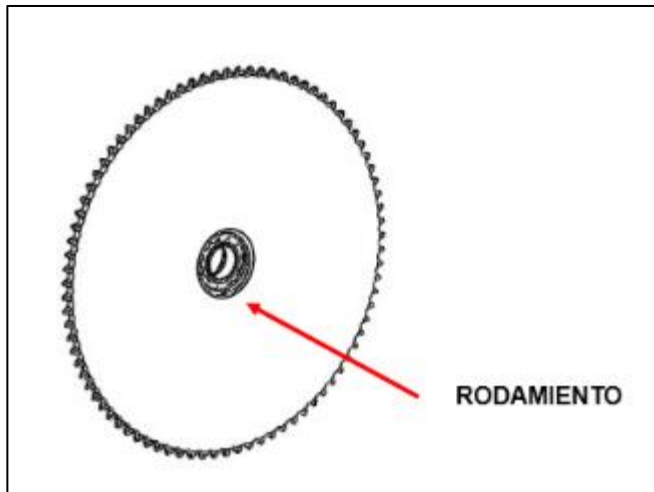
Se seleccionan unidades de rodamientos Y SKF E2, con soporte de brida cuadrada de material compuesto y prisioneros, para ejes métricos.

Según designación la unidad de rodamiento seleccionada es FYK 35 TEF, Con una capacidad de carga dinámica de 25.5 kN, el cual cumple con las cargas requeridas de los puntos apoyo A y B.

Características adicionales de las unidades de rodamientos se encuentran en el ANEXO 8.

#### **4.3.6.4. Análisis y selección de rodamientos para la catarina del eje superior.**

En el eje superior, se tienen montadas dos catarinas de 85 dientes cada una, una de ellas gira en sentido contrario a la otra catarina, y ambas giran libremente cuando el embrague del elevador de carga se encuentra en el centro del eje, para lograr esta libertad de movimiento se instala un rodamiento entre el eje y la catarina de 85 dientes.



*Figura 172 – Rodamiento entre la catarina y el eje.  
Fuente: Elaboración Propia*

En los ítems 4.3.8.1. (C) se realizó un análisis de fuerzas sobre la catarina de 20 dientes que gira en sentido horario. Además de ello, en el ítem 4.3.8.2 (A) se hizo lo mismo con la catarina de 20 dientes que gira en sentido anti horario. Teniendo como referencia de eje X a una línea proyectada que une los centros de las catarinas, ambas catarinas



transmiten la misma potencia, tienen la misma velocidad de giro, por lo cual las fuerzas en los ejes X y Y, tienen la misma magnitud, pero en sentido opuesto, esto es un detalle menor, debido a que lo más importante es la magnitud resultante, por lo que, en ambos casos, será la misma, por lo cual solo se selecciona un rodamiento que aplica para ambos casos:

$$R_r = \sqrt{(952.888)^2 + (336.654)^2} [N]$$

$$R_r = 1010.609 N$$

La resultante de 1010.609 N, tiene una dirección radial al rodamiento.

Según el análisis realizado en el ítem 4.3.6.1 (A), se determinó que la fuerza axial para el rodamiento tiene un valor de 718.629 N.

Por lo tanto, para la selección de rodamiento, se realiza el siguiente análisis:

- **Tiempo de vida del rodamiento.**

Aplican las mismas horas de vida del eje superior.

$$L_{10H} = 7300 \text{ horas}$$

- **Cálculo de la capacidad de carga dinámica del rodamiento.**

Para la selección de este rodamiento se tiene carga axial y carga radial a la vez, bajo estas condiciones la carga combinada se determina por la siguiente expresión:

$$P = xF_r + yF_a$$

Donde x y y son factores de carga que se aplican de acuerdo a la siguiente tabla:

$F_a/C_0$	$e$	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		$X_1$	$Y_1$	$X_2$	$Y_2$
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

Tabla 40 – Factor de carga radial equivalente para cojinete de bolas.  
Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

En la tabla 38, se aprecia la variable V, la cual corresponde a 1 si gira el anillo interior del rodamiento o 1.2 si el anillo exterior es el que está girando.

Para este caso, el que gira libremente es la catarina, por lo cual se determina que el anillo exterior es que gira en todo momento por lo cual el valor de V, corresponde a 1.2.

- **Selección de Rodamiento**

El rodamiento seleccionado debe soportar tanto cargas radiales como cargas axiales, el rodamiento rígido de bolas, soporta cargas radiales, pero a su vez soporta también un porcentaje de carga axial, es por ello que se debe seleccionar un rodamiento y verificar que cumpla con la capacidad dinámica mínima.

Se selecciona un rodamiento SKF EXPLORER con código \*16007, con una capacidad de carga dinámica de 13 kN y una capacidad de carga estática de 8.15 kN. Características adicionales del rodamiento, se encuentran en el ANEXO 10.

Entonces se tiene:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0.719 \text{ kN}}{8.15 \text{ kN}} = 0.0888$$

Según la tabla 40, esta relación, se encuentra entre 0.084 y 0.110, para hallar los valores respectivos se tiene que realizar una interpolación para encontrar los valores de e, X<sub>2</sub> y Y<sub>2</sub>.

Interpolando, se tienen los siguientes valores:

$$e = 0.2832$$

$$X_2 = 0.56$$

$$Y_2 = 1.534$$

Entonces la relación de fuerzas es:

$$\frac{F_a}{V * F_r} = \frac{0.719 \text{ kN}}{1.2 * 1.011 \text{ kN}} = 0.593$$

Como la relación de fuerzas (0.593) es mayor que e (0.2823), se tiene que la carga combinada es:

$$P = 1.2 * 0.56 * 1.011 + 1.534 * 0.719 \text{ [kN]}$$

$$P = 1.782 \text{ kN}$$

Entonces la capacidad de carga dinámica mínima es:

$$C = \sqrt[3]{\frac{7300 * 60 * 199.308}{10^6}} * 0.1782 \text{ [kN]}$$

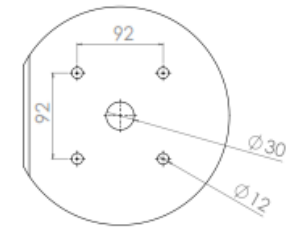
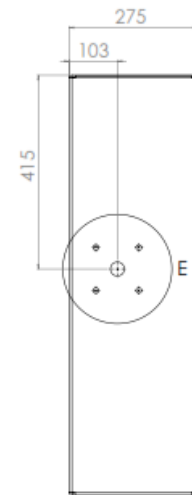
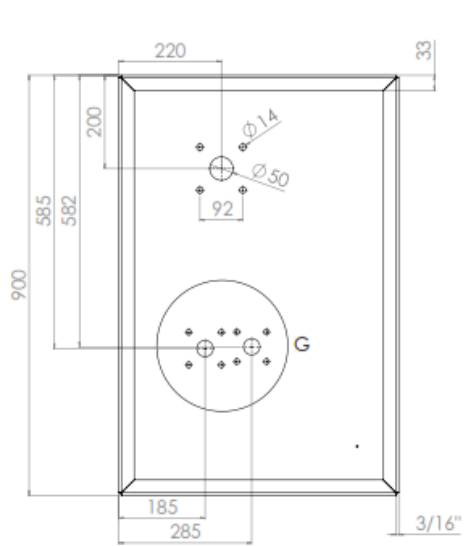
$$C = 7.905 \text{ kN}$$

Por lo tanto, el rodamiento rígido de bolas seleccionado, cumple con soportar la carga combinada generada sobre el mismo.

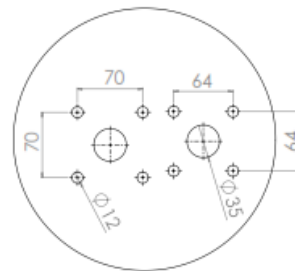
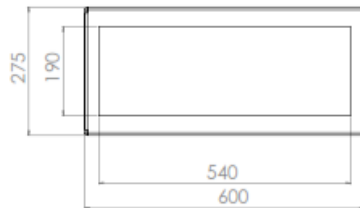
#### 4.4. Planos de detalle y de ensamble del elevador de carga

Nº	NOMBRE DE PIEZA	CANT.
2	CARCAZA	1
3	MOTOR ESTACIONARIO GX 200	1
4	BRAZO	2
5	CARRETE	2
6	BALDE	2
7	CABLE	1
8	GANCHO	2
9	BASE DE MOTOR	1
10	SOPORTE DE BRAZOS	1

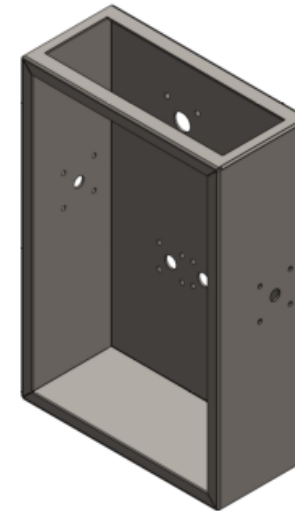
Fecha:	Nombre:	<b>UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO</b>
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		
Escala:		
1:5	<b>ELEVADOR PORTATIL</b>	Plano Nº 001



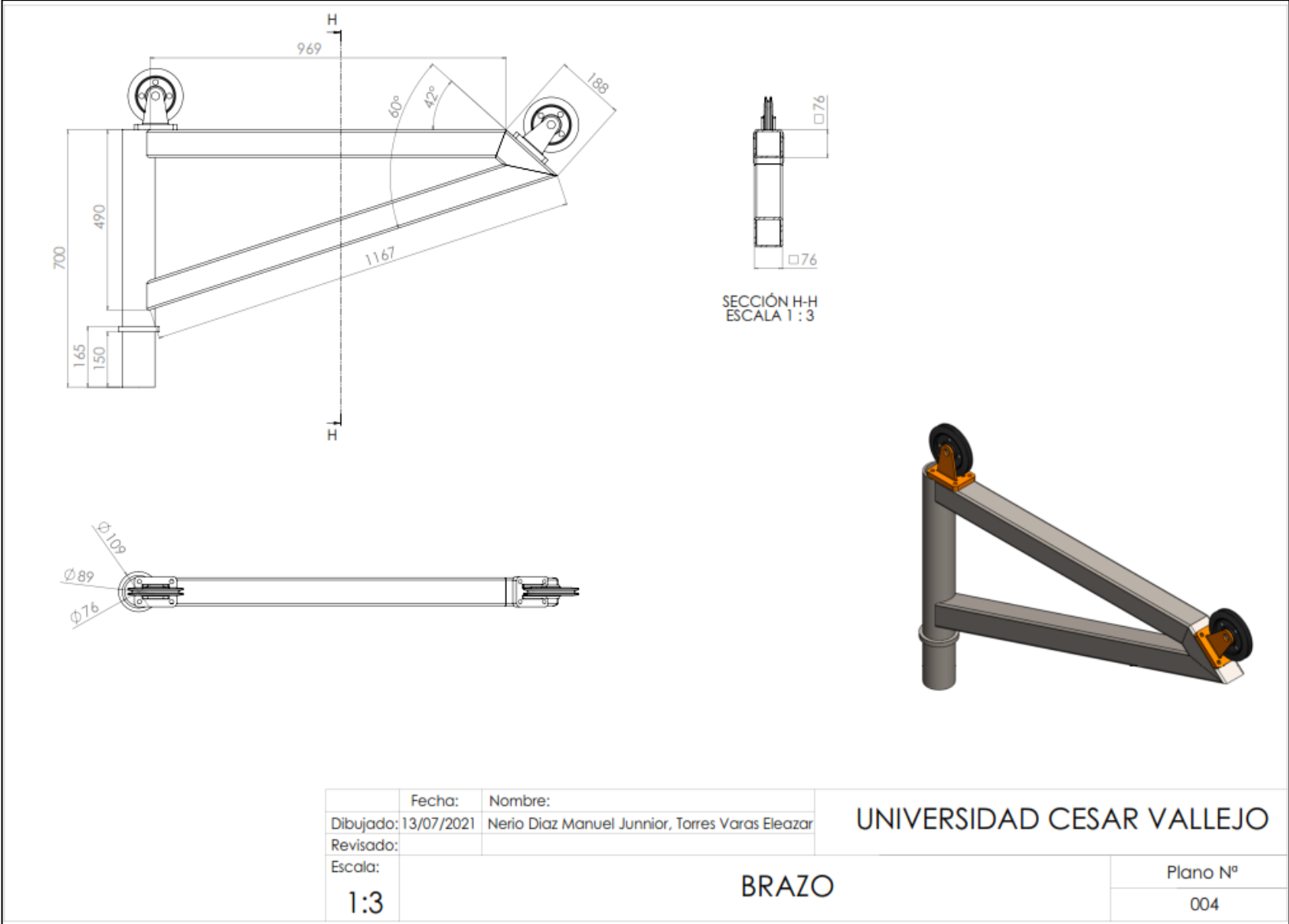
DETALLE E  
ESCALA 2 : 3

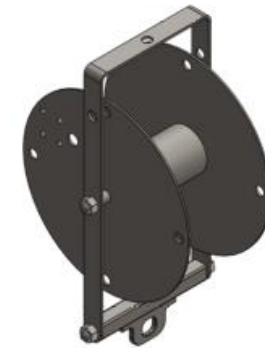
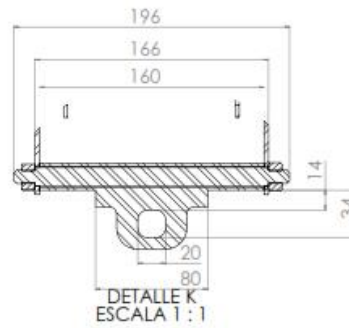
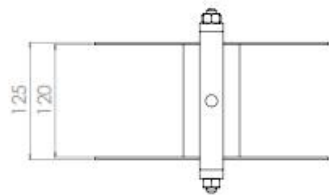
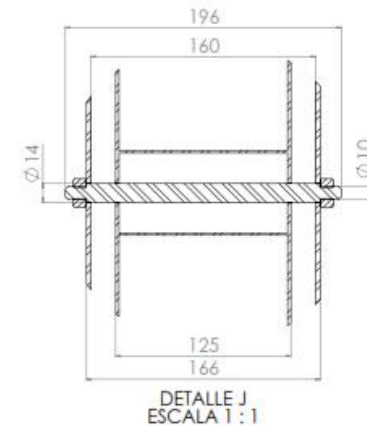
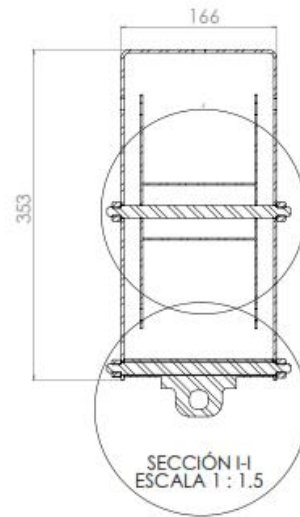
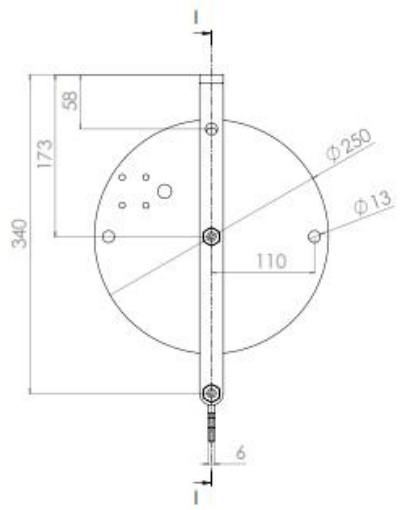


DETALLE G  
ESCALA 2 : 3

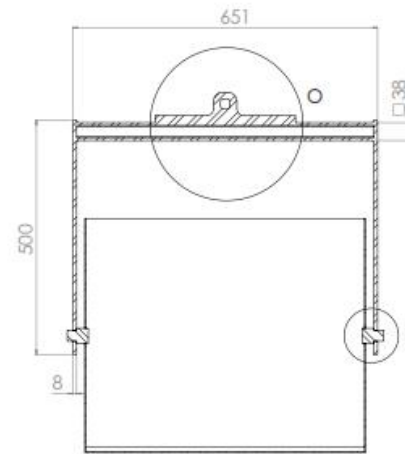
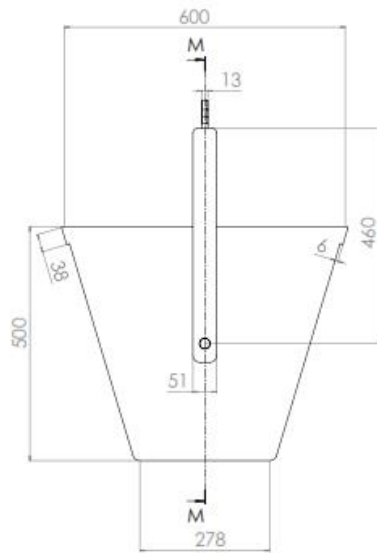


Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		Plano N° 002
Escala:		
1:3	CARCAZA	

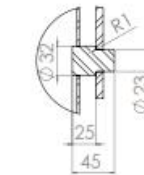




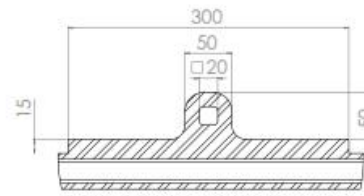
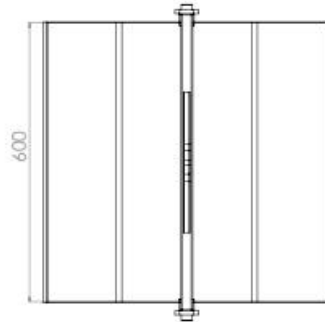
Fecha:	Nombre:	<b>UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO</b>
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		Plano N°
Escala:	<b>CARRETE</b>	005
<b>1:1.5</b>		



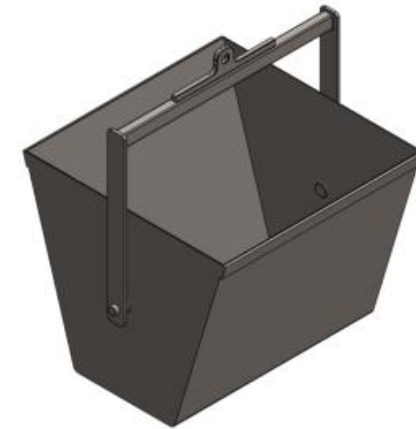
SECCIÓN M-M  
ESCALA 1 : 3



DETALLE N  
ESCALA 2 : 3

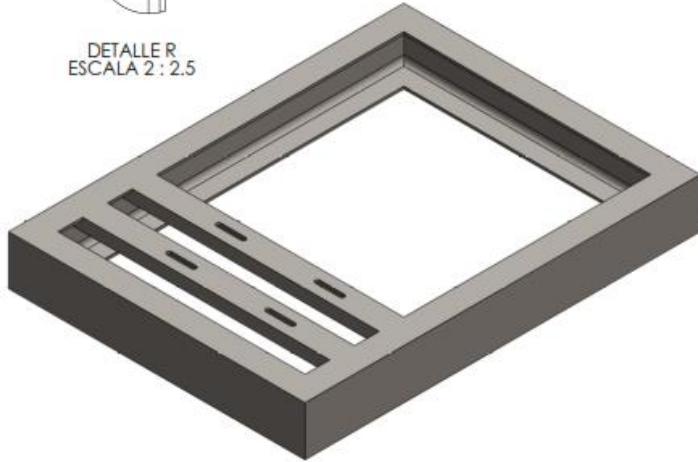
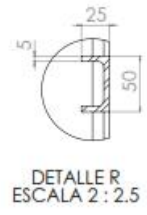
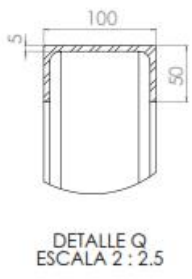
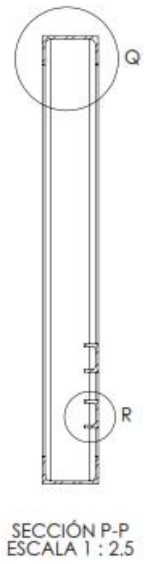
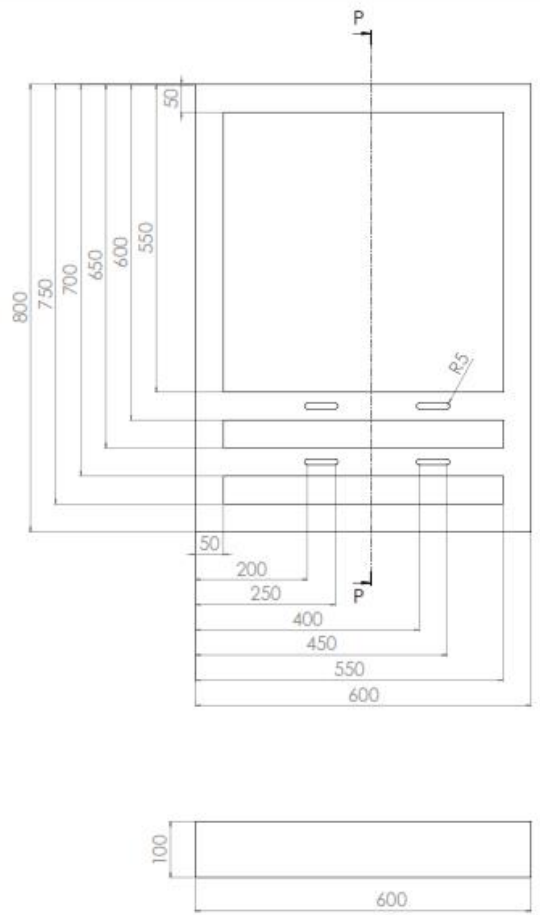


DETALLE O  
ESCALA 2 : 3



Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		
Escala:		Plano N°
1:1.5	CUBETA	006



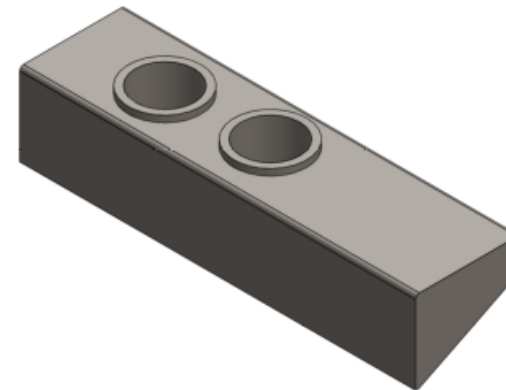
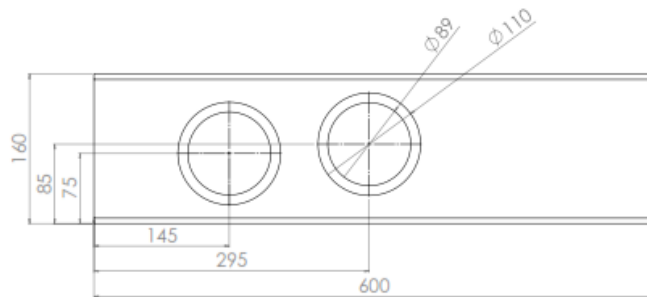
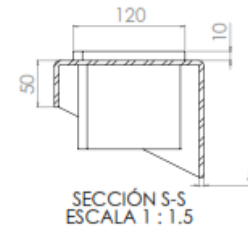


Fecha:	Nombre:
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar
Revisado:	
Escala:	
<b>1:1.5</b>	

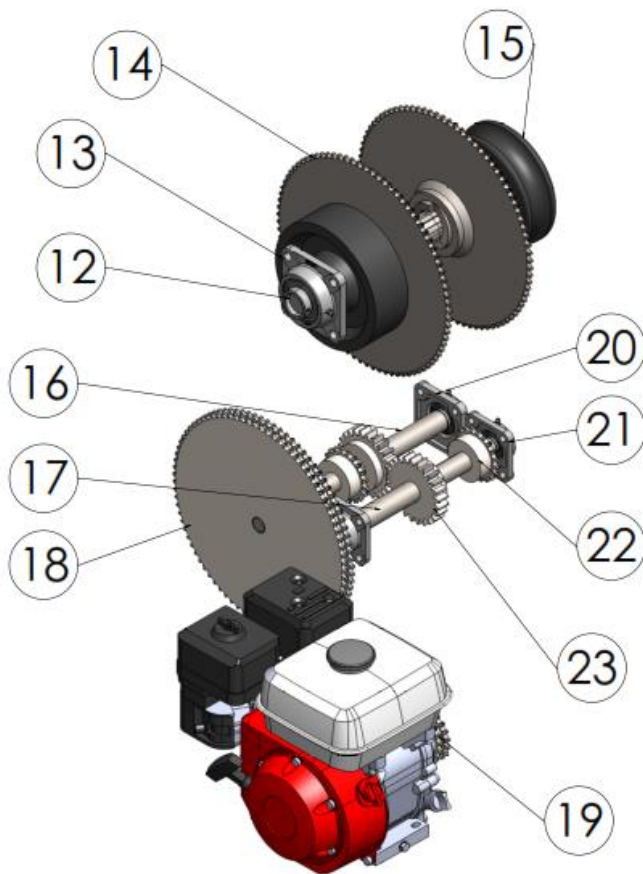
UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO

**BASE DE MOTOR**

Plano N°
009

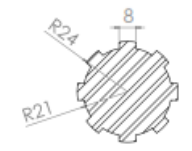
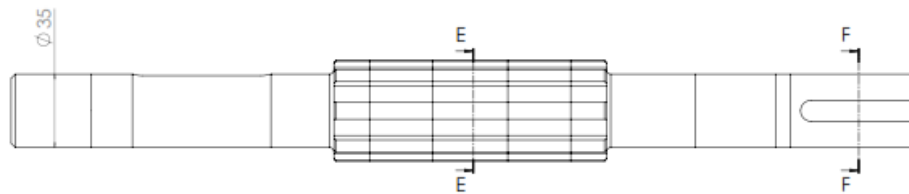


	Fecha:	Nombre:	<b>UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO</b>
Dibujado:	13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:			
Escala:	<b>1:1.5</b>		Plano N°
	<b>SOPORTE DE BRAZOS</b>		010

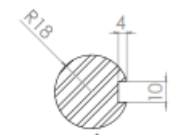


Nº	NOMBRE DE PIEZA	CANT.
12	EJE PRINCIPAL	1
13	CHUMACERA FY 35 TR	2
14	CATARINA SIMPLE Z= 85	2
15	CARRETE	1
16	EJE INFERIOR 1	1
17	EJE INFERIOR 2	1
18	CATARINA DOBLE Z = 85	1
19	CATARINA DOBLE Z = 20	1
20	CHUMACERA FY 25 TR	2
21	CHUMACERA FY 20 TR	2
22	CATARINA SIMPLE Z = 20	2
23	ENGRANAJE CILINDRICO RECTO Z = 25	2

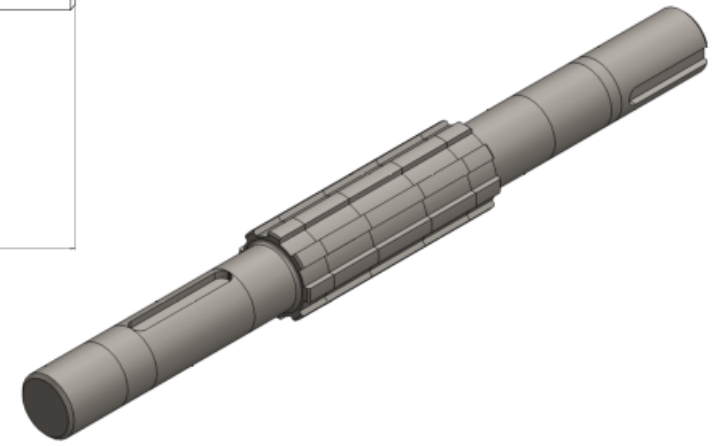
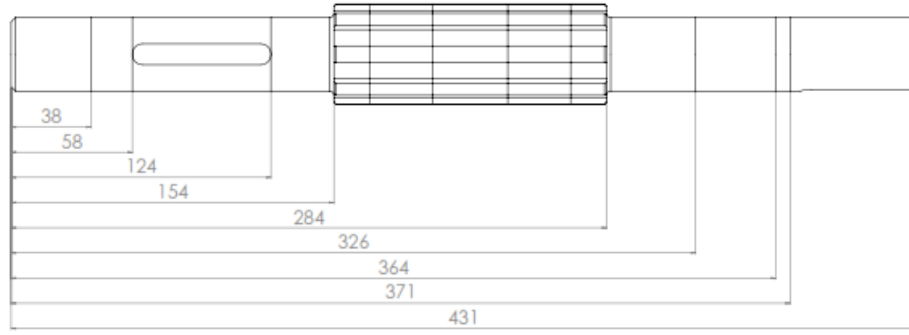
Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		
Escala:	SISTEMA DE TRANSMISION Y REDUCCION	Plano N°
1:2		011



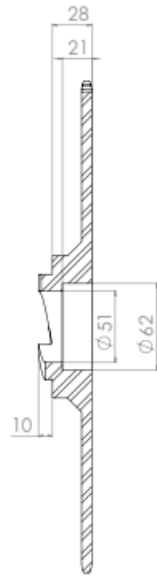
SECCIÓN E-E  
ESCALA 1.5 : 1



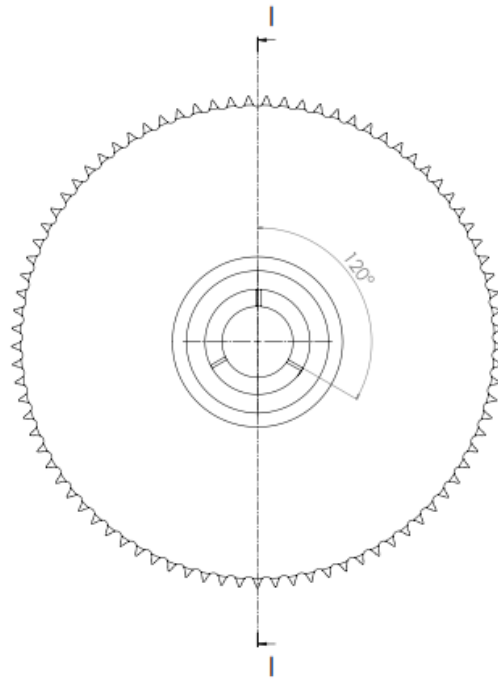
SECCIÓN F-F  
ESCALA 1.5 : 1



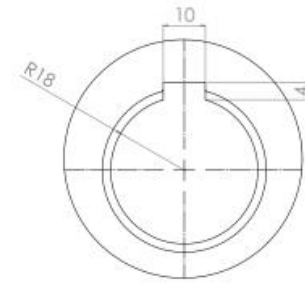
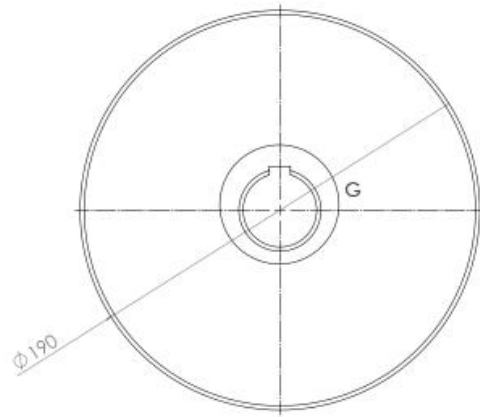
Fecha:	Nombre:	<b>UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO</b>
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		
Escala:	<b>EJE PRINCIPAL</b>	Plano N° <b>012</b>
<b>1.5:1</b>		



SECCIÓN H-I



Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		
Escala:	CATARINA SIMPLE Z = 85	Plano N°
1:1		014

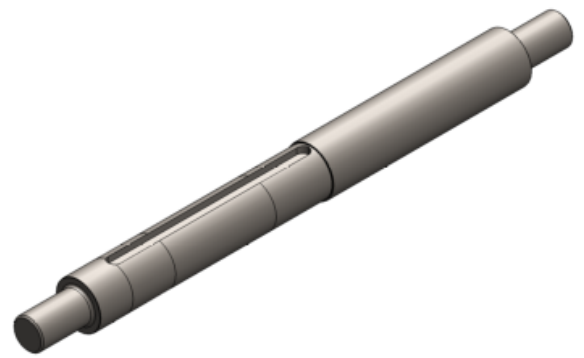
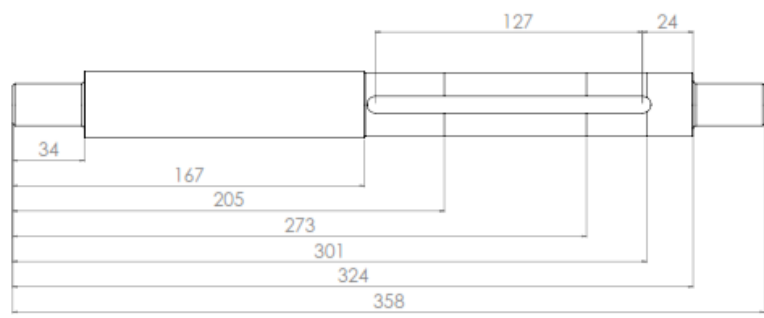
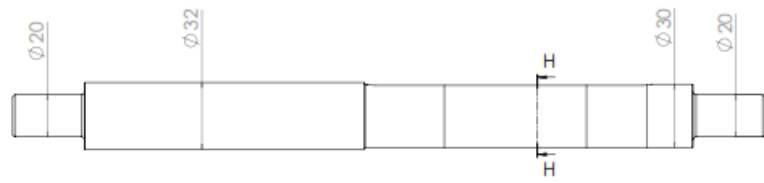


DETALLE G  
ESCALA 3 : 1

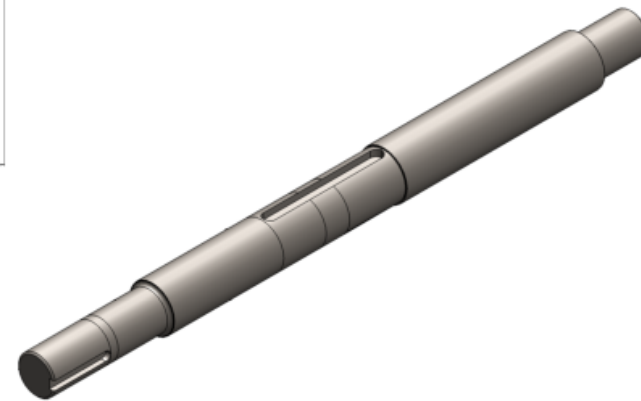
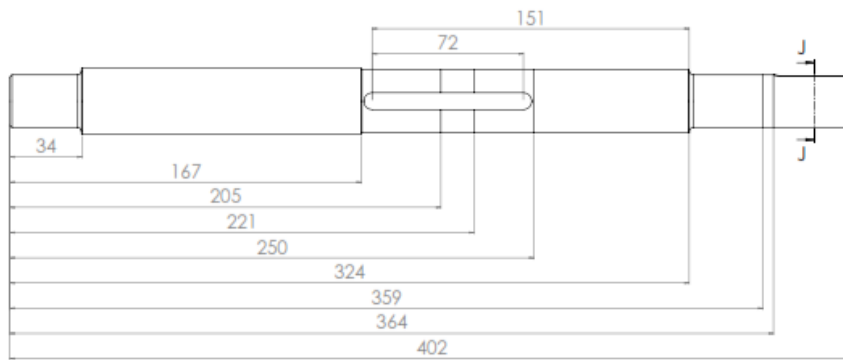
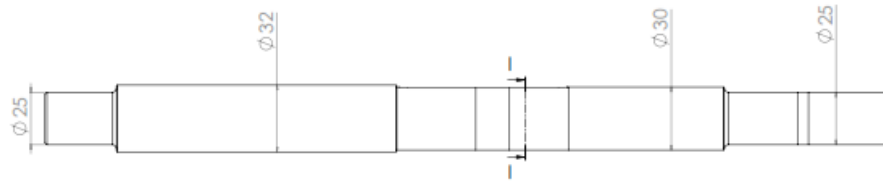


	Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado:	13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:			
Escala:	1.5:1		Plano N° 015

CARRETE

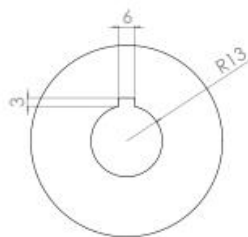
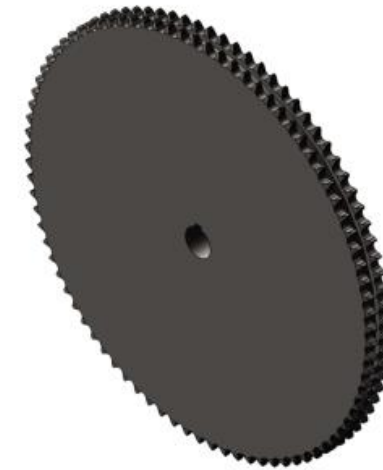
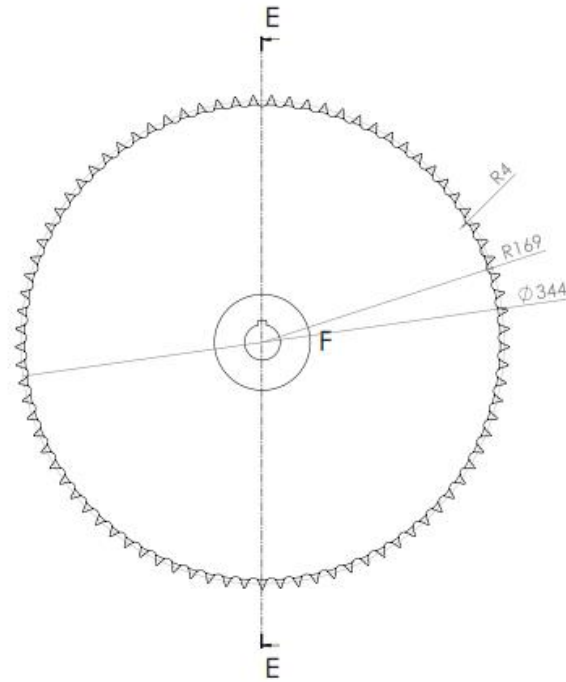
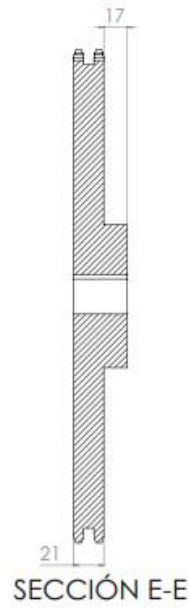


	Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado:	13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:			
Escala:	EJE INFERIOR 1		Plano N°
1.5:1			016



Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		Plano N° 017
Escala:	EJE INFERIOR 2	
1.5:1		





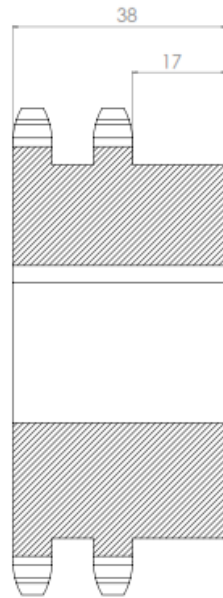
DETALLE F  
ESCALA 2 : 1

Fecha:	Nombre:
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar
Revisado:	
Escala:	
1:1	

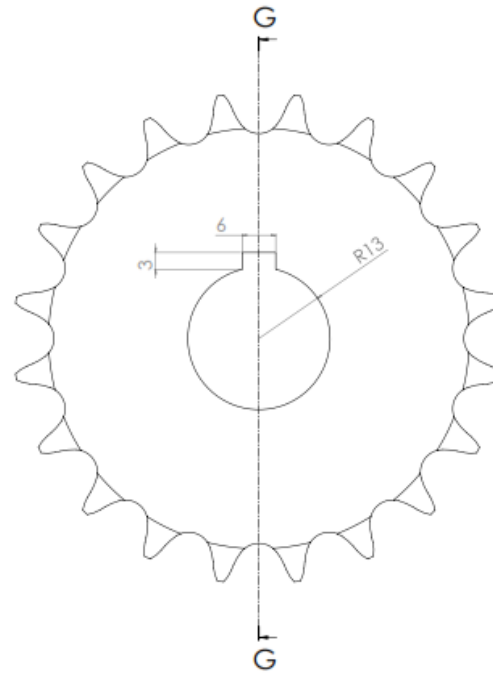
UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO

CATARINA DOBLE Z = 85

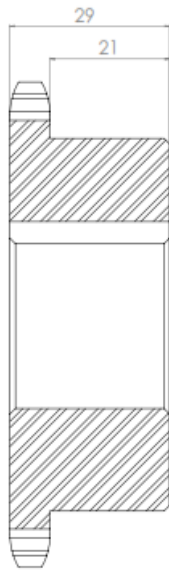
Plano N<sup>o</sup>  
018



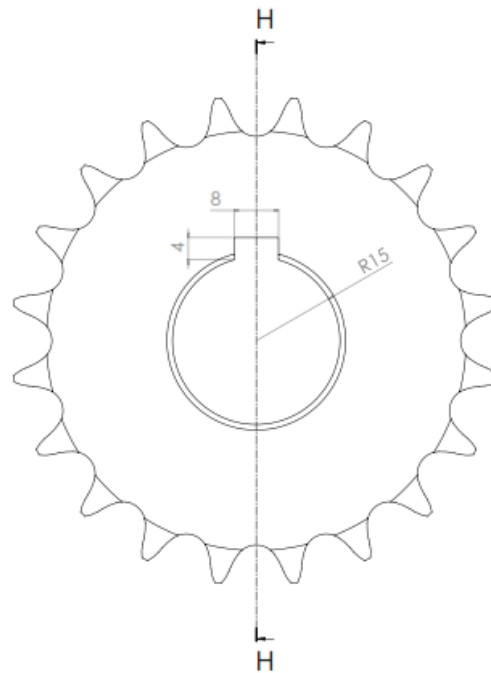
SECCIÓN G-G  
ESCALA 4 : 1



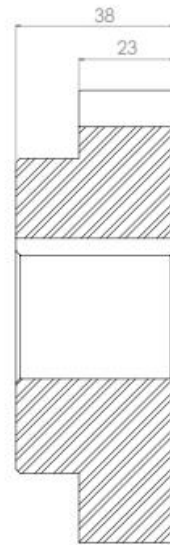
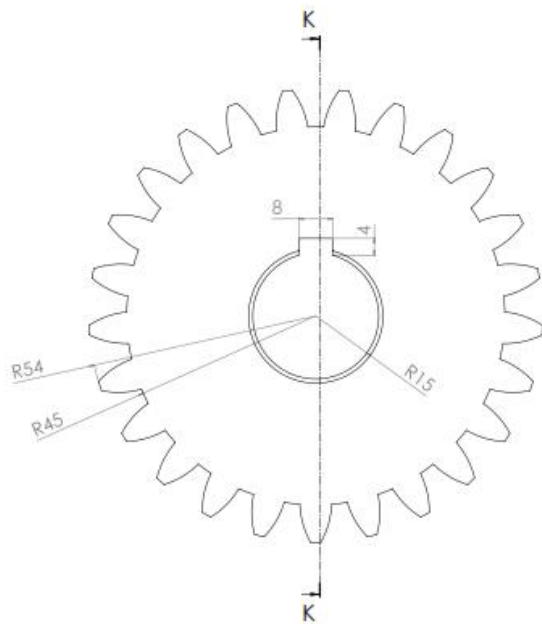
Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		Plano N° 019
Escala:	4:1	
CATARINA DOBLE Z = 20		



SECCIÓN H-H  
ESCALA 4 : 1



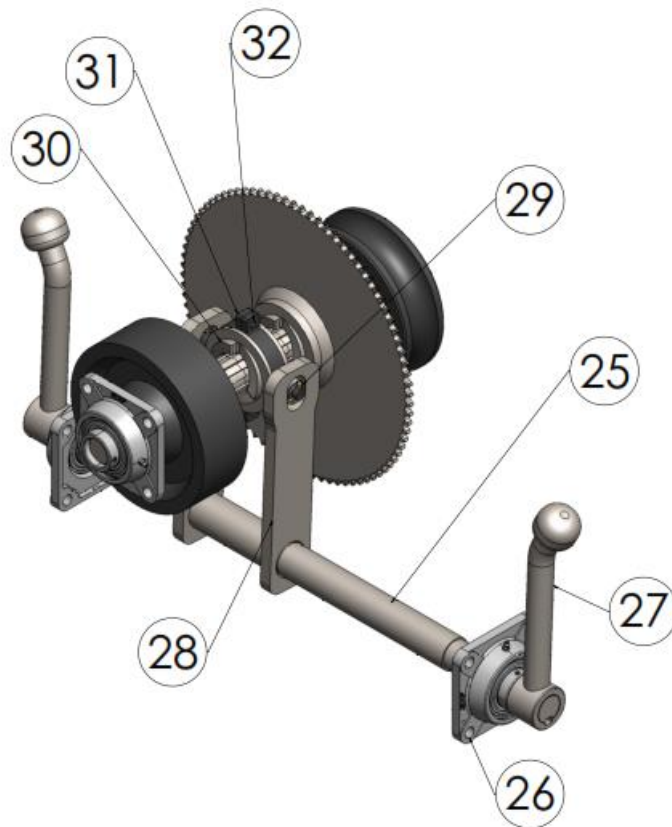
Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		
Escala:	CATARINA SIMPLE Z = 20	Plano N°
4:1		022



SECCIÓN K-K  
ESCALA 3 : 1

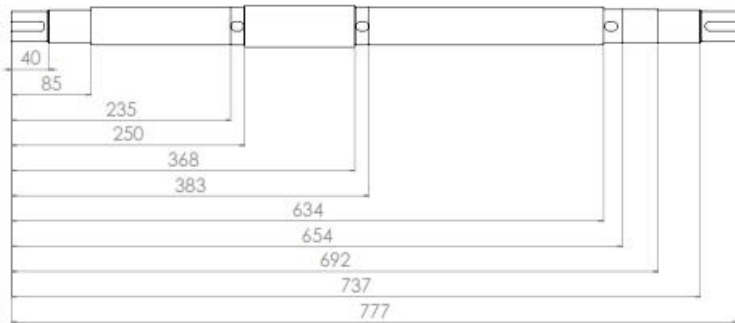
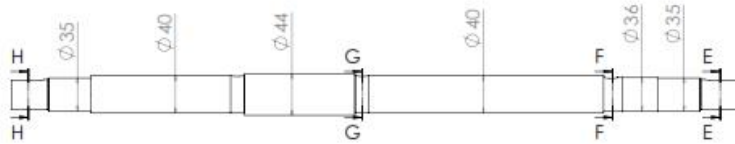


Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO	
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar		
Revisado:		ENGRANAJE Z = 25 (MODULO 4mm)	Plano N°
Escala:			023
<b>3:1</b>			

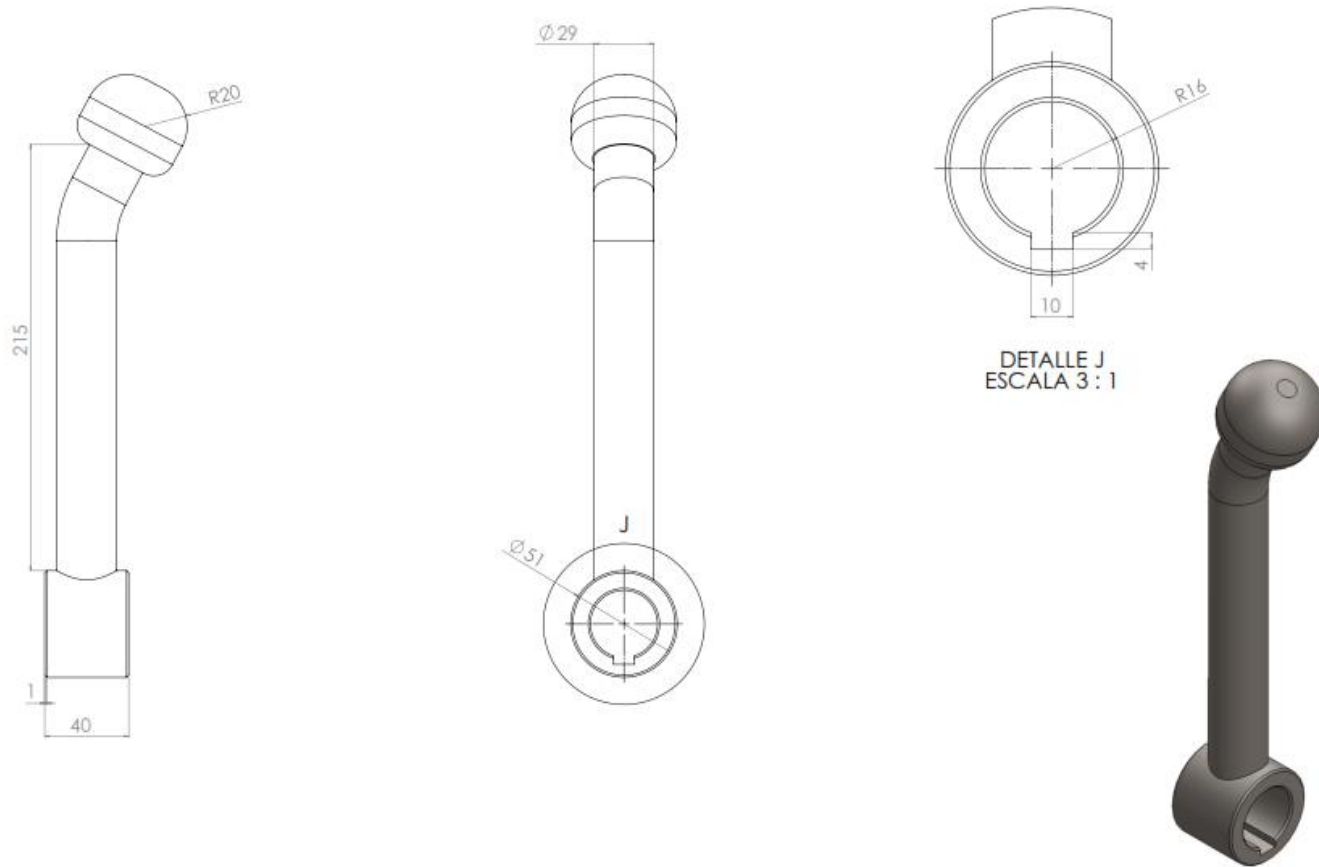


Nº	NOMBRE DE PIEZA	CANT.
25	EJE PRINCIPAL DE ACCIONAMIENTO	1
26	CHUMACERA FY 35 TR	2
27	PALANCA	2
28	HORQUILLA	2
29	RODAMIENTO	2
30	EMBRAGUE	1
31	ABRAZADERA	2
32	PERNO 5/16	2

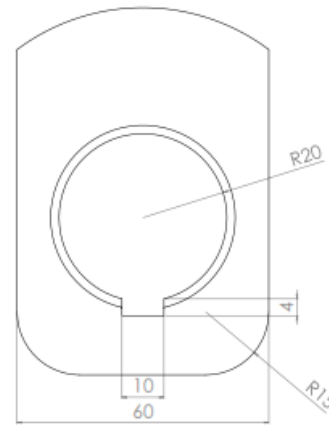
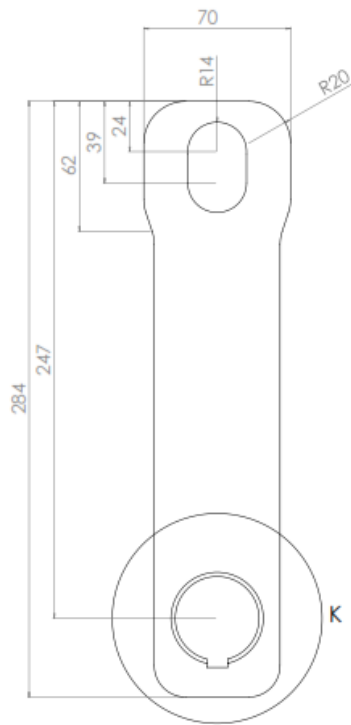
Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		Plano N° 024
Escala: 1:1.5	SISTEMA DE EMBRAGADO	



Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		Plano N° 025
Escala:		
1:1.5	EJE PRINCIPAL DE ACCIONAMIENTO	



Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		
Escala:	PALANCA	Plano N°
1.5:1		027

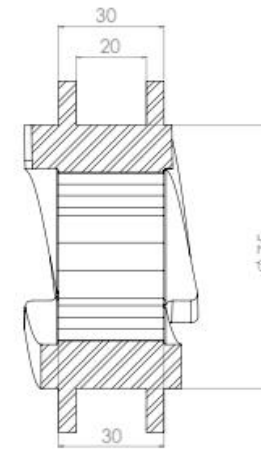
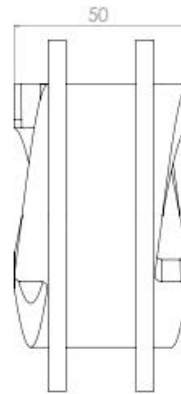
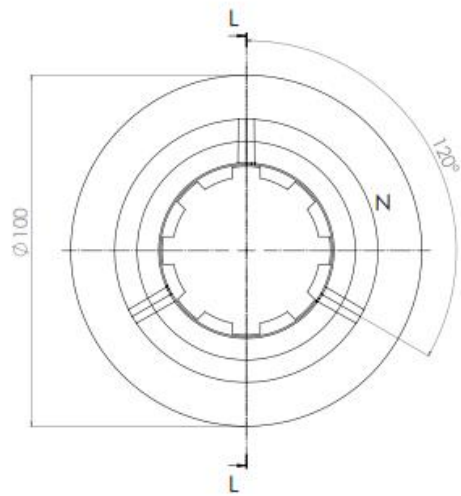


DETALLE K  
ESCALA 3 : 1

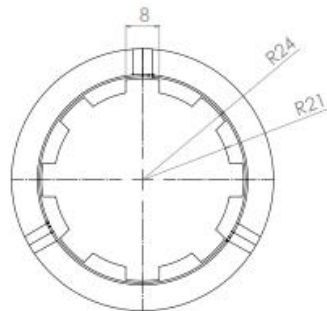


Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		Plano N° 028
Escala:	HORQUILLA	
1.5:1		





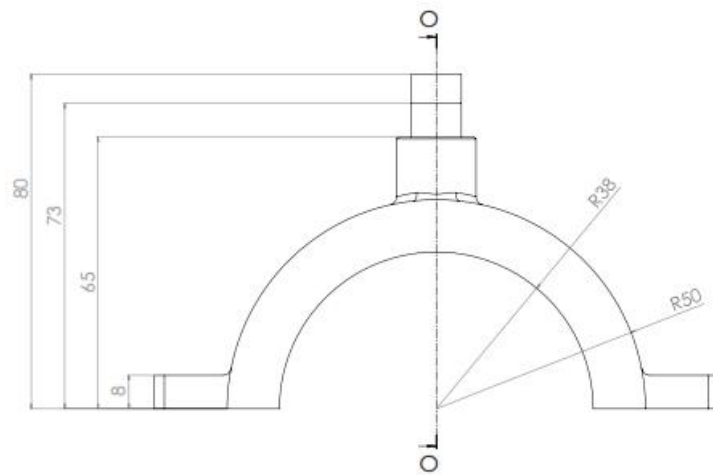
SECCIÓN L-L  
ESCALA 2.5 : 1



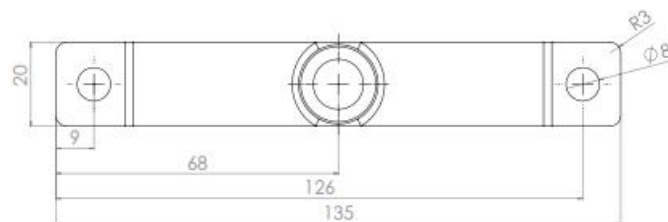
DETALLE N  
ESCALA 3 : 1



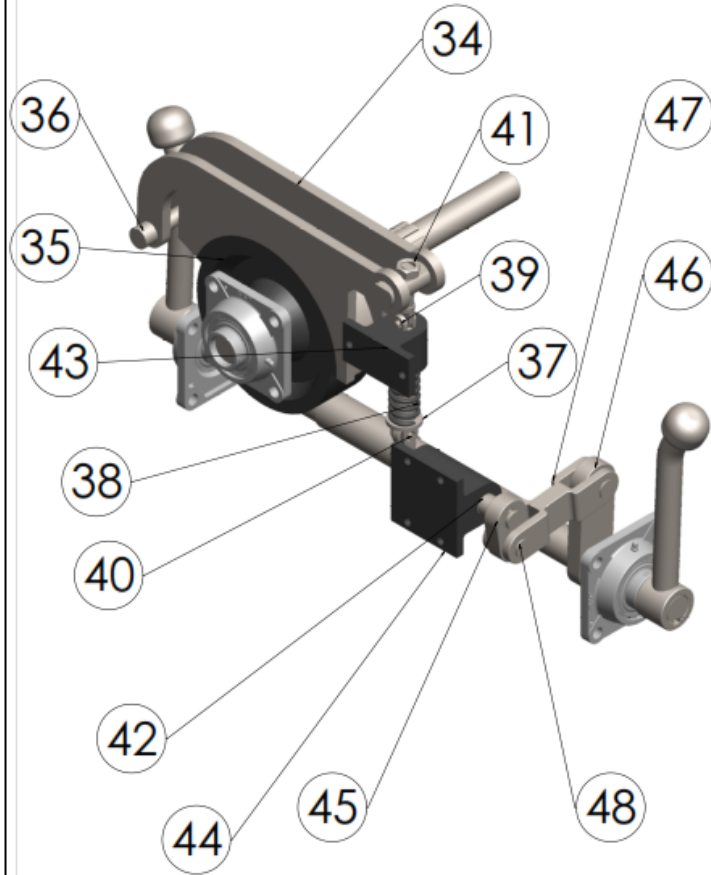
Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		Plano N° 030
Escala:		
<b>3:1</b>	<b>EMBRAGUE</b>	



SECCIÓN O-O  
ESCALA 3 : 1



Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		Plano N° 031
Escala:		
<b>3:1</b>	<b>ABRAZADERA</b>	



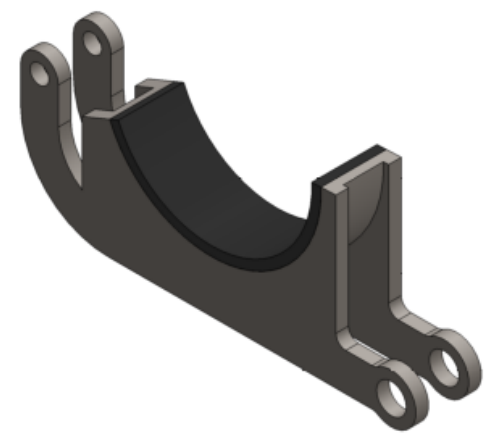
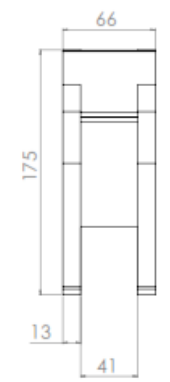
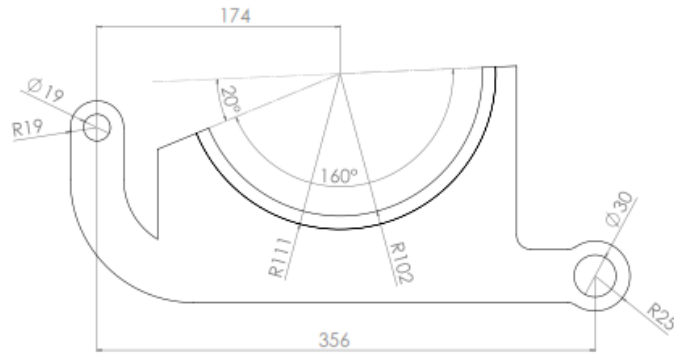
Nº	NOMBRE DE PIEZA	CANT.
34	ZAPATA LARGA	1
35	RUEDA DE FRENO	1
36	PIN BISAGRA	1
37	EJE DE RODILLO GUIA	1
38	RESORTE	1
39	PIN DE ZAPATA	1
40	PIN DE EJE DE RODILLO	1
41	TUERCA 5/8"	1
42	EJE DE LEVA	1
43	CHUMACERA ESTATICA DE EJE DE RODILLO	1
44	CHUMACERA ESTATICA DE EJE DE LEVA	1
45	ARTICULACION SECUNDARIO	1
46	ARTICULACION PRINCIPAL	1
47	ARTICULACION MEDIO	1
48	EJE DE ARTICULACION	1

	Fecha:	Nombre:
Dibujado:	13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar
Revisado:		
Escala:	1:1.5	

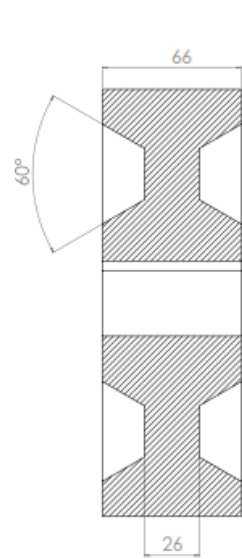
UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO

SISTEMA DE FRENADO

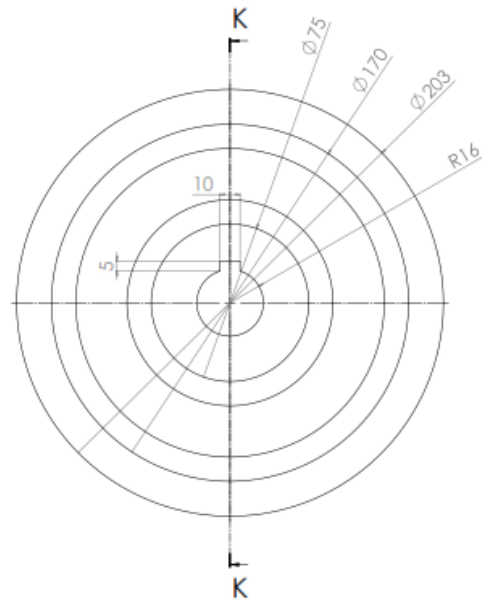
Plano N°  
033



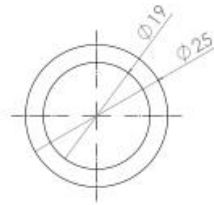
	Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado:	13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:			
Escala:	1:1		Plano N°
	ZAPATA LARGA		034



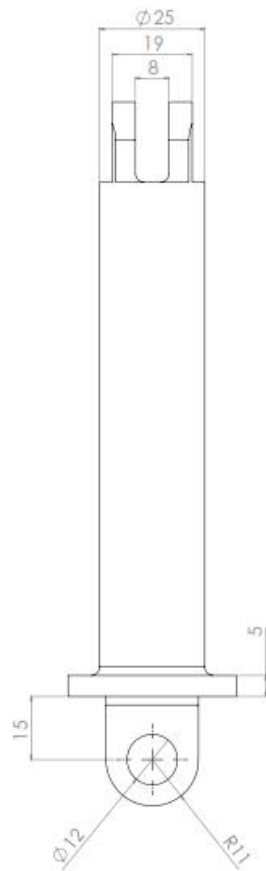
SECCIÓN K-K  
ESCALA 1.5 : 1



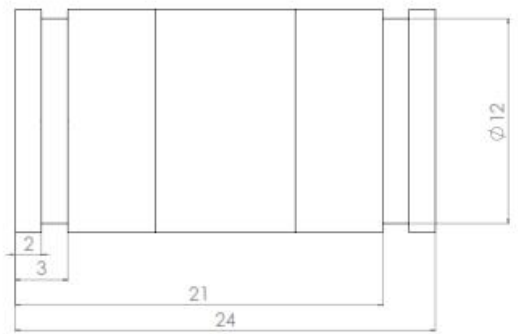
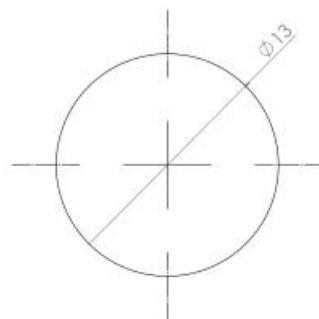
Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		Plano N° 035
Escala:		
1.5:1	RUEDA DE FRENO	



	Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado:	13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:			
Escala:	PIN DE BISAGRA		Plano N°
4:1			036

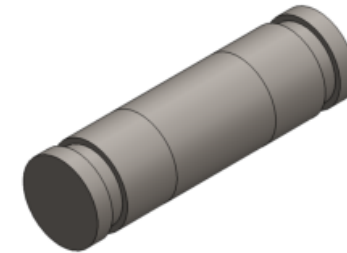
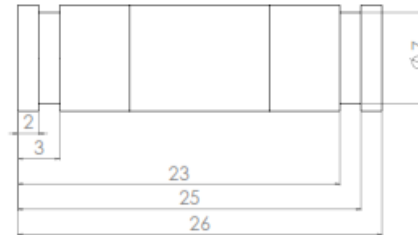
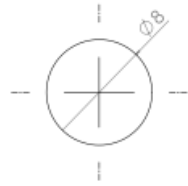


Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		
Escala:		Plano N°
3:1	EJE DE RODILLO GUIA	037

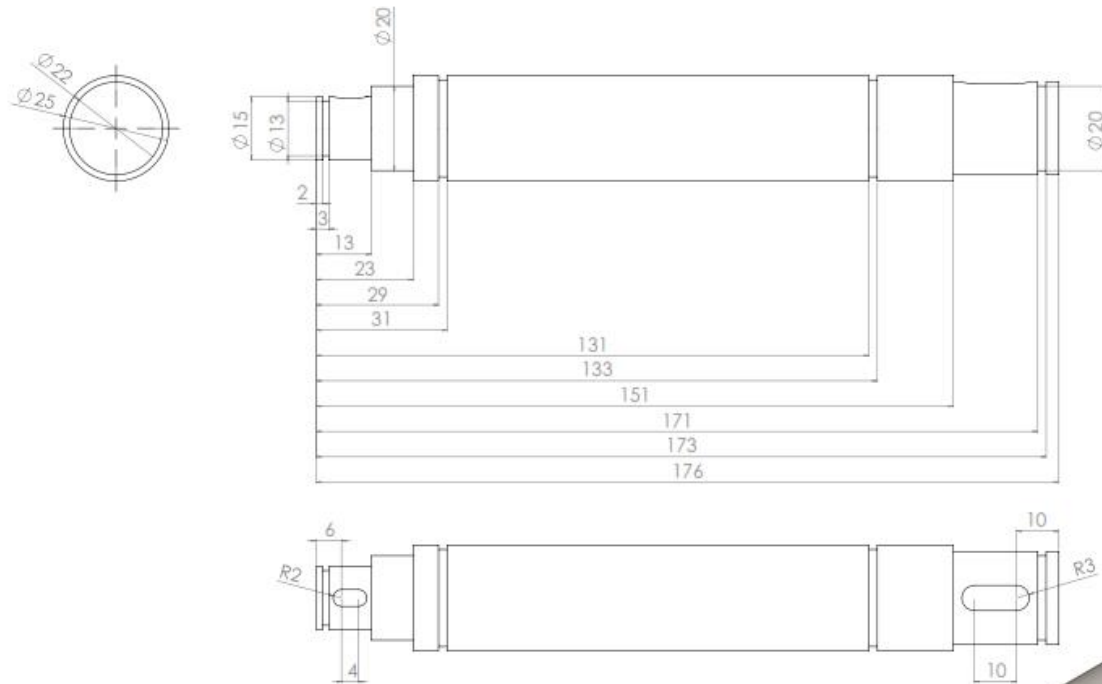


Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		
Escala:	PIN DE ZAPATA	
10:1		Plano N° 039

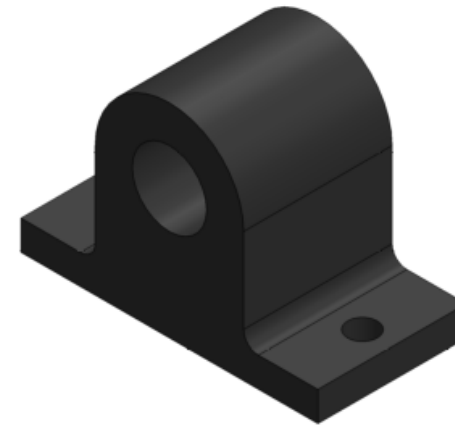
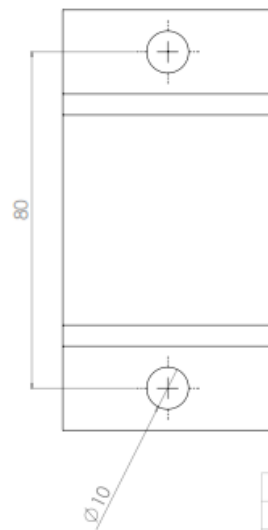
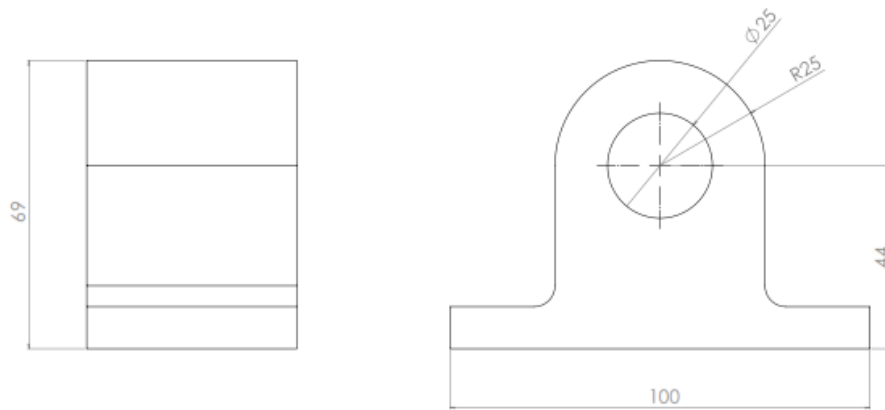




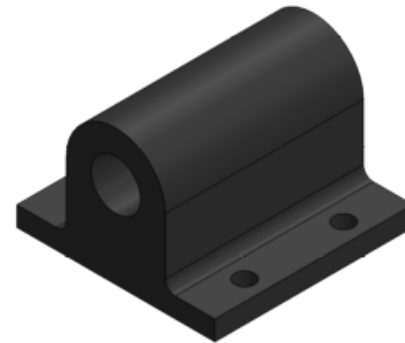
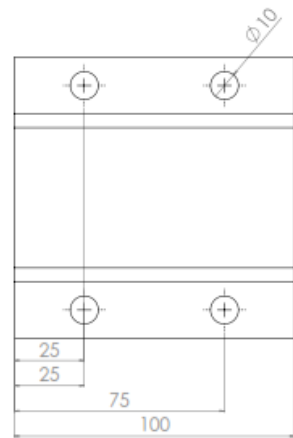
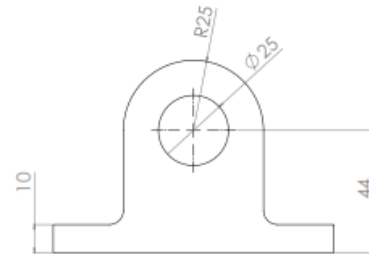
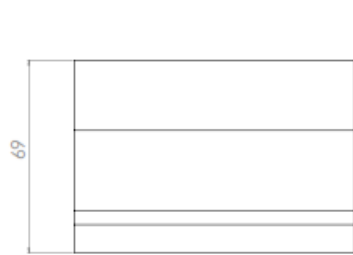
	Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado:	13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:			
Escala:	PIN DE EJE DE RODILLO		Plano N°
10:1			040



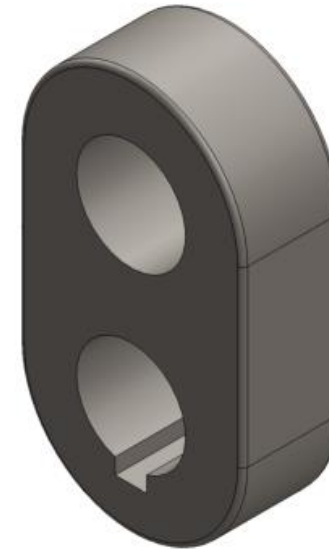
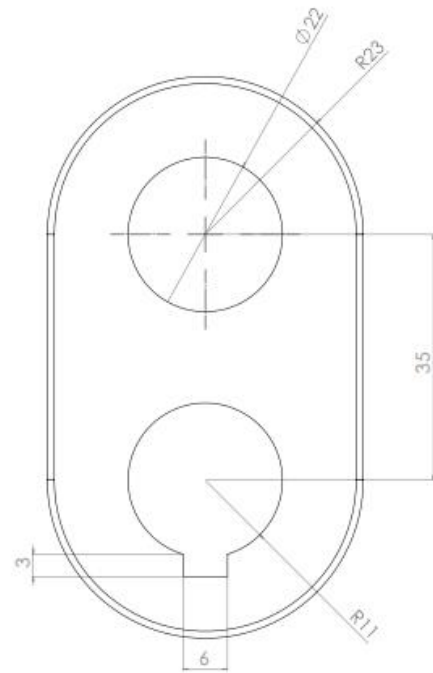
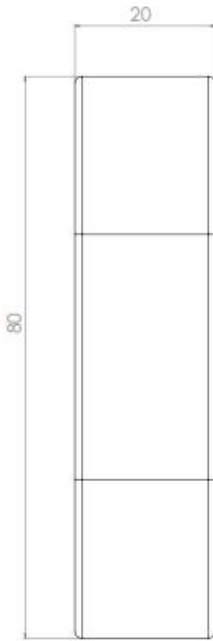
	Fecha:	Nombre:	<b>UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO</b>
Dibujado:	13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:			
Escala:	<b>EJE DE LEVA</b>		Plano N°
<b>3:1</b>			<b>042</b>



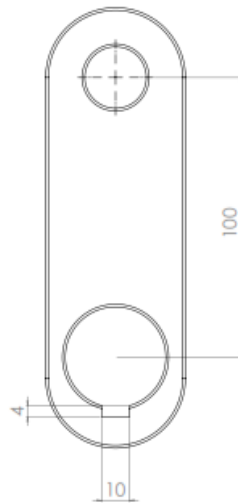
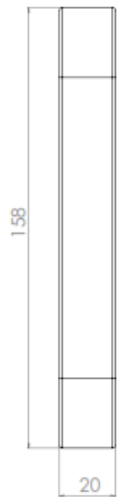
Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		Plano N° 043
Escala:	CHUMACERA ESTATICA DE EJE DE RODILLO	
3:1		



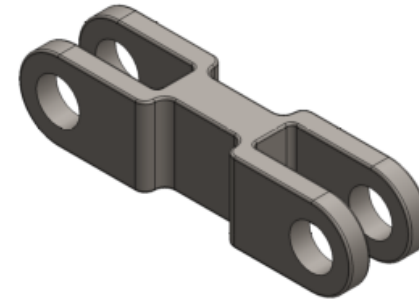
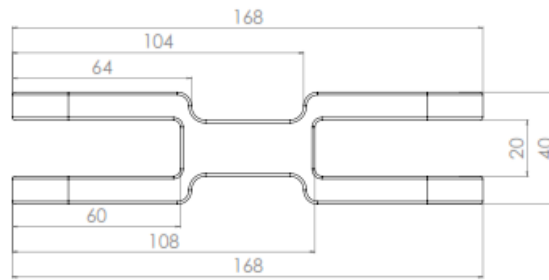
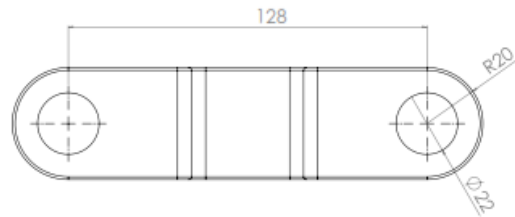
Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		Plano N° 044
Escala:	CHUMACERA ESTATICA DE EJE DE LEVA	
3:1		



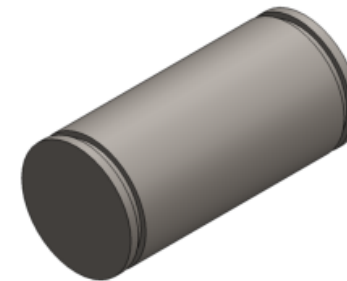
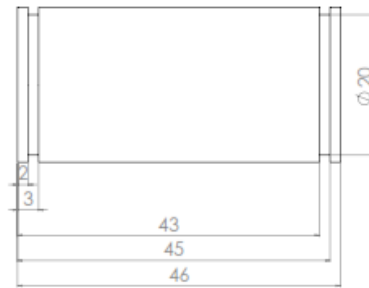
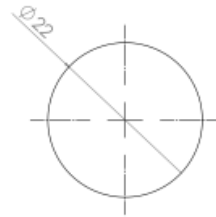
Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado: 13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:		
Escala:	ARTICULACION SECUNDARIO	
5:1		Plano N° 045



	Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado:	13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:			
Escala:	ARTICULACION SECUNDARIO		Plano N°
5:1			046



	Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado:	13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:			
Escala:	ARTICULACION MEDIO		Plano N°
2:1			047



	Fecha:	Nombre:	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
Dibujado:	13/07/2021	Nerio Diaz Manuel Junnior, Torres Varas Eleazar	
Revisado:			
Escala:	EJE DE ARTICULACION		Plano N°
5:1			048



## V. DISCUSIÓN

5.1. De las condiciones de operación de los sistemas de izaje convencionales, se determinó que la máxima carga a elevar es de 200 kg por cada viaje, esto corresponde a la mitad del volumen preparado para una bolsa de cemento en una mezcladora, para un tipo concreto de escalera de 140 kg/cm<sup>2</sup>, lo cual corresponde a resultados obtenidos de diez entrevistas realizadas, en la cual se obtuvieron datos de las capacidades requeridas con mayor frecuencia, además que se coincide que el concreto mezclado es el material que con mayor frecuencia tiende a ser elevado y además de esto es el más pesado. Lo cual se comprueba directamente en labores realizadas en obras de construcción civil.

5.2. Los resultados obtenidos del proceso de evaluación de alternativas fueron:

- En la evaluación de la fuente motriz del suministro de energía se evaluaron tres alternativas tales como el motor fotovoltaico, la turbina eólica y el motor de combustión interna, en la cual el criterio de evaluación más importante fue el torque, debido al tipo de aplicación. Después de la evaluación, la alternativa seleccionada para el suministro de energía, fue el motor de combustión interna, de la cual se tiene disponibilidad en el mercado nacional, en la empresa HONDA, la cual la oferta dentro de sus productos comerciales, lo cual demuestra que el resultado es factible de ser instalado.
- En la evaluación del mecanismo de transmisión de potencia se evaluaron tres alternativas, engranajes de dientes rectos, catarinas y cadenas, además de las fajas y poleas, dentro del análisis el criterio de mayor importancia fue la capacidad de transmisión del torque, debido al tipo de aplicación y el tipo de carga. para esta evaluación el elemento que mejor se adecua a la necesidad son las catarinas y cadenas, debido a la buena transmisión de torque que estos elementos tienen, además, de estos elementos se tiene disponibilidad en el mercado a través de la empresa VERCELLI, la cual ofrece una amplia gama de catarinas y cadenas en el mercado nacional, lo cual

demuestra la viabilidad de la selección de ese elemento. Además de que coincide por lo manifestado por Robert L. Mott (Mott, 2006)

- En la evaluación del sistema de frenado, se evaluaron tres alternativas, freno de disco, freno neumático y freno de tambor, como criterios más importantes se tuvo el costo del equipo y la fuerza de frenado, resultando como alternativa seleccionada el freno de tambor, de la cual se tiene disponibilidad en el mercado a través de la empresa FRENOSA, quien ofrece una amplia gama en cuanto a las zapatas de frenado, lo que demuestra la seguridad de adquisición e instalación de estos elementos.
- Para la evaluación de la carcasa soporte del equipo elevador se analizaron tres configuraciones de acero, ángulo, tubo cuadrado y canal C, en la cual el criterio de evaluación más importante fue la resistencia mecánica de las configuraciones, resultando como alternativa seleccionada el canal C, esta selección es viable debido a que se tiene ofertas comerciales a través de la empresa nacional tal como ACEROS AREQUIPA. Estos elementos presentan excelentes propiedades seccionales (razón de Esbeltez o módulo de sección) tal como lo describe S. Timoshenko.
- En la evaluación del elemento de izaje, se analizaron tres alternativas tales como, sogas, cadena y cable acerado. Como criterio de evaluación más importante, se tuvo la resistencia mecánica, esto se debe a la seguridad que este elemento debe suministrar, dado que una falla en su aplicación puede ocasionar graves daños a quienes participen de la actividad. La alternativa seleccionada fue el cable acerado, de este elemento se tiene disponibilidad en el mercado nacional a través de la empresa ELEVACION Y TRINCAJE, lo cual hace viable la adquisición y el uso de este elemento. Tanto por su resistencia mecánica como su facilidad de maniobra y adaptación ante posibles atascos sobre las poleas.
- Para la evaluación de los soportes de los ejes, se analizaron tres alternativas como la bocina de apriete, cojinetes de deslizamiento y cojinetes de rodadura. se tuvo como criterio principal el costo de los

mismos, además de la facilidad de adquisición. La alternativa seleccionada fueron los cojinetes de rodadura, de estos elementos se tiene una gran disponibilidad en el mercado nacional a través del grupo SKF, quien además de ofrecer sus productos, muestra sus algoritmos de selección de estos elementos, garantizando una baja pérdida por rozamiento y facilidad de montaje (Budynas y Nisbett, 2008)

**5.3.** De los resultados del diseño, modelamiento, simulación y selección de los elementos del elevador de carga, se pueden inferir lo siguiente:

- Para el depósito de concreto y sus accesorios, se tiene que la cubeta de concreto, tiene un volumen máximo de almacenamiento 0.111 m<sup>3</sup>, además el material seleccionado es el ACERO ASTM A36, el cual a través de la aplicación de un proceso iterativo se seleccionó un espesor de cubeta de 3/32", de los análisis por simulación se obtuvo un esfuerzo máximo de 107.355 MPa, con una deformación máxima de 1.943 mm, y un factor de seguridad estático de 2.329, lo cual demuestra que la cubeta de concreto no fallaría ante las cargas aplicadas (Mott, 2006). Para los accesorios tales como el pin de bisagra, el aza de cubeta, y el carrete, se aplicó también un proceso iterativo para seleccionar adecuadamente las dimensiones de los accesorios, así mismo, todos estos elementos han sido diseñados y simulados con el ACERO ASTM A36, de los cuales los resultados de las simulaciones arrojaron un factor de seguridad estático de entre 2 y 2.5 para todos los accesorios, demostrando así que ninguno de los accesorios tiende a fallar bajo las cargas y condiciones aplicadas.
- Respecto al sistema de izaje se determinó a través de un sistema de reducción de velocidad de dos etapas homogéneas que la velocidad de ascenso, alcanza una velocidad de 1.409 m/s, a una 199.308 RMP y un diámetro de carrete de 150 mm. Se determinó que la potencia necesaria bajo estas características es de 4.859 HP, para lo cual se seleccionó un motor de combustión interna estacionario, con una disponibilidad de potencia a uso continuo de 5.0 HP, el cual está

disponible comercialmente debido a que la empresa HONDA, lo ofrece dentro de sus productos.

- Respecto al diseño y selección de los cables acerados se tomó como referencia los algoritmos de diseño del fabricante ELEVACION Y TRINCAJES, con el cual se determinó un diámetro de cable de 6 mm. Con una carga de rotura 2.351, esto tras haber aplicado un factor de seguridad de 8.5, para garantizar una adecuada resistencia del conductor de acero
- El análisis y la selección de catarinas se realizó en base a la metodología de Robert L. Mott , para condiciones críticas de funcionamiento, se aplicó un factor de servicio de acuerdo al tipo de aplicación de 1.4 y un paso de hilera de 0.5 in, se seleccionaron catarinas de 20 y 85 dientes respectivamente en ambas etapas, en la primera etapa debido a que la catarina de 20 dientes gira a 3600 RPM, fue necesaria la aplicación de una catarina doble hilera, la cual entrega una potencia de 1.7 adicional a la que ofrece una sola hilera, con lo cual se logró una capacidad de 9.912 HP, superior a la necesaria de 6.802 HP, con una fuerza de 237.791 N. Para la segunda etapa se seleccionó catarinas de una sola hilera, en la cual la catarina de 20 dientes gira a razón de 847.06 RPM, brindando una capacidad de transmisión de 7.29 HP, con una fuerza de 1010.61 N. Todos los elementos seleccionados de catarinas y cadenas se encuentran disponibles en el mercado a través de la empresa VERCELLI, lo cual demuestra la disponibilidad comercial de los mismos, que alcanzan los valores requeridos de acuerdo a su ficha técnica. ANEXOS 6 y 7.
- Para el diseño de los engranes de dientes rectos se usó la metodología de Shigley (Budynas y Nisbett, 2008), para condiciones críticas de operación, todo esto en base a la NORMA ANSI/AGMA 2001-DD04, se aplicó un módulo de 4 mm, un ángulo de presión de  $20^{\circ}$  y un número de dientes de 25, se aplicó una potencia de transmisión de 4.859, obteniendo un esfuerzo tangencial de 816.942 N, y un esfuerzo radial de 297.343 N. Para el diseño en sí, se seleccionó un ACERO SAE-1045, con una dureza BRINELL de 313 y

un grado 2, se aplicó un índice de calidad de 6, con una vida de 5 años con un funcionamiento de 4 horas diarias, se aplicó un factor de seguridad de 2.5, con lo cual se obtuvo un ancho de cara de 22.881 mm, una altura de cabeza de 4 mm y una altura de raíz del diente de 5 mm. El diseño de los engranes se analizó y simuló a través del software SolidWorks Simulation, obteniendo un esfuerzo máximo de 28.957 MPa, con un desplazamiento estático de 0.002362 mm, y un factor de seguridad de 2.427, lo cual corrobora los cálculos realizados para encontrar el ancho de cara, esto demuestra la confiabilidad de los engranes de dientes rectos al momento de realizar su función bajo condiciones críticas.

- 5.4.** Las especificaciones técnicas y dimensiones de los elementos seleccionados se representaron en planos de dibujo de despiece y de conjunto, considerando la norma ISO, para su elaboración, los cuales pueden ser interpretados adecuadamente para proceder a su fabricación y montaje.

## **VI. CONCLUSIONES**

- 6.1.** Se logró determinar que la carga máxima a elevar es de 200 kg por cada viaje, para un concreto tipo escalera de 140 kg/cm<sup>2</sup>, teniendo una capacidad de sobrecarga del 25%.
  
- 6.2.** Se lograron seleccionar componentes o elementos del diseño estudiado, siguiendo los principios de la metodología de diseño y teniendo en cuenta los requerimientos o funciones del sistema de izaje. Los cuales fueron el motor de combustión interna estacionario como fuente de energía motriz, las catarinas y cadenas como mecanismo de transmisión de potencia, el freno de tambor como parte del sistema de frenado, el canal C como soporte del equipo elevador, el cable acerado como elemento de izaje y los cojinetes de rodadura como soporte de ejes.
  
- 6.3.** Se lograron obtener las dimensiones y características técnicas de los componentes y elementos, usando metodología analítica y software computacional de análisis y simulación, demostrando su resistencia mecánica al obtener factores de seguridad entre 1.25 y 2.5.
  
- 6.4.** Se elaboraron planos de detalle del diseño elaborado, los cuales permitirán su posterior fabricación y montaje.

## **VII. RECOMENDACIONES**

- Se recomienda realizar un análisis de impacto ante una caída brusca de la cubeta de concreto.
- Se recomienda realizar un estudio para la automatización del sistema de embrague y freno.
- Se sugiere realizar un monitoreo de las vibraciones generadas debido al funcionamiento del motor de combustión interna.
- Se recomienda implementar un plan de mantenimiento preventivo frente a la posible contaminación por polvo o partículas de concreto
- Se recomienda antes de la instalación, realizar una evaluación técnica y de resistencia del elemento donde se soportará el sistema de izaje.
- Se recomienda considerar el presente diseño como un caso de generación de empresa propia o emprendedorismo en el sector de la construcción.

## REFERENCIAS

- ACEROS, C.G. de, 2013. SAE 1020 y SAE 1045. *Cía, General de aceros* [en línea], pp. 6. Disponible en: <https://repository.unilibre.edu.co/bitstream/handle/10901/7826/VasquezTorresEdwinLibardo2013Anexos.pdf?sequence=2>.
- ALTAMIRANO RUIZ, F.A., 2017. *DISEÑO DE UN ELEVADOR CON CAPACIDAD DE MEDIA TONELADA Y CUATRO METROS DE ALTURA, PARA MEJORAR LAS OPERACIONES DE MANTENIMIENTO DE CASAS MALLAS EN EL SEMBRÍO DE ESPÁRRAGOS DE LA EMPRESA CAMPOSOL S.A* [en línea]. S.I.: Universidad Cesar Vallejo. Disponible en: <http://repositorio.ucv.edu.pe/handle/UCV/27098>.
- ARRASCUE AREVALO, N.A., 2011. *DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES DE LOS AGREGADOS DE TRES CANTERAS Y SU INFLUENCIA EN LA RESISTENCIA DEL CONCRETO NORMAL CON CEMENTO PORTLAND TIPO I. (SOL)* [en línea]. S.I.: UNIVERSIDAD RICARDO PALMA. Disponible en: [http://repositorio.urp.edu.pe/bitstream/handle/URP/2152/arrascue\\_n.pdf?sequence=1&isAllowed=y](http://repositorio.urp.edu.pe/bitstream/handle/URP/2152/arrascue_n.pdf?sequence=1&isAllowed=y).
- BUDYNAS, R.G. y NISBETT, J.K., 2008. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. MEXICO: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES S.A. DE C.V. ISBN 9780874216561.
- CHAPRA, S.C. y CANALE, R.P., 2007. *MÉTODOS NUMÉRICOS PARA INGENIEROS. QUINTA*. MEXICO: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES S.A. DE C.V. ISBN 9789701061145.
- CHARVET VALLADARES, J.F., 2016. *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR DESMONTABLE CON CAPACIDAD DE 300 KG Y 12 M DE ELEVACIÓN EN LA EMPRESA ALVARADO CONSTRUCCIONES*. S.I.: UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD.
- CONTRERAS ORTEGA, E.E. y PINEDA VERGARA, J.F., 2002. *DISEÑO DE UN SISTEMA ELEVADOR DE CARGA PARA EL ALMACÉN "ABASTOS LA POPA" Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO*. S.I.: CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR.
- ELEVACIÓN Y TRINCAJES S.L., 2019. CABLE DE ACERO. , pp. 1-38.
- FEODOSIEEV, V.I., 1972. *RESISTENCIA DE MATERIALES*. MOSCU: EDITORIAL MIR.
- GORDO, A.G. y PIRIS, N.M., 2012. *Ciencia de materiales para ingenieros* [en línea]. MADRID - ESPAÑA: PEARSON EDUCACION S.A. ISBN 9788483227190. Disponible en: <http://www.casadellibro.com/ebook-ciencia-de-materiales-ebook/9788470634741/2026088>.
- HIBBELER, R.C., 2010. *Ingeniería Mecánica - Estática* [en línea]. 12. MEXICO: PEARSON EDUCACIÓN. ISBN 9786074425611. Disponible en: <http://books.google.com/books?id=eopv-ycSy7MC&pgis=1>.



- MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS, 2004. Norma DGE “ Calificación Eléctrica Para La Subsistemas De Distribución Secundaria ”. ,
- MIRAVETE, A. y LARRODÉ, E., 2007. *ELEVADORES: PRINCIPIOS E INNOVACIONES*. ESPAÑA: REVERTÉ, EDITORIAL.
- MORING FAIRES, V., 2011. *Diseño de Elementos de Maquinas*. CUARTA. BARCELONA: MONTANER Y SIMON S.A. ISBN 9789681842079.
- MOTT, R.L., 2006. *Diseño de Elementos de Máquinas* [en línea]. CUARTA. MEXICO: PEARSON EDUCATION DE MEXICO S.A. de C.V. ISBN 970-26-0812-0. Disponible en:  
[https://books.google.es/books?hl=es&lr=&id=nrYd\\_BjTL0UC&oi=fnd&pg=PA1&dq=%22sistemas+de+unidades%22&ots=1BKp2eod9D&sig=SwoWt30msLlcScDpGeL1DGKzRGY#v=onepage&q=%22sistemas+de+unidades%22&f=false](https://books.google.es/books?hl=es&lr=&id=nrYd_BjTL0UC&oi=fnd&pg=PA1&dq=%22sistemas+de+unidades%22&ots=1BKp2eod9D&sig=SwoWt30msLlcScDpGeL1DGKzRGY#v=onepage&q=%22sistemas+de+unidades%22&f=false).
- P. BEER, F., JOHNSTON. JR., E.R. y J. CORNWELL, P., 2010. *MECÁNICA VECTORIAL PARA INGENIEROS DINÁMICA*. NOVENA. MEXICO: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES S.A. DE C.V.
- P. BEER, F., JOHNSTON. JR, E.R. y J. CORNWELL, P., 2010. *MECÁNICA VECTORIAL PARA INGENIEROS DINÁMICA*. 9. MEXICO: s.n. ISBN 9786071502612.
- PALOMINO SILVA, J., HENNINGS OTOYA, J. y ECHEVARRÍA ALVARADO, V.R., 2017. Análisis Macroeconómico Del Sector Construcción En El Perú. *Quipukamayoc*, vol. 25, no. 47, pp. 95. ISSN 1560-9103. DOI 10.15381/quipu.v25i47.13807.
- QUILO FARINANGO, F.E. y VALLEJO TORRES, G.A., 2014. *DISEÑO DE LA REPOTENCIACIÓN DE UN ELEVADOR DE CARGA DE 2 TONELADAS DE LA EMPRESA GRAFITEXT CÍA. LTDA*. S.I.: s.n.
- RAMOS SALAZAR, J., 2003. *COSTOS Y PRESUPESTOS EN EDIFICACION*. PERÚ: CAPECO.
- SANDOVAL PERALTA, G., 2016. Diseño de winche hidráulico de 8 tm para aplicaciones navales con tecnología CAD/CAE. ,
- SKF, 2006. Catálogo General SKF. , pp. 1-1133. DOI 10.2307/j.ctvndv5h5.9.
- TORRE C., A., 2004. Curso Basico de Tecnología Del Concreto para Ingenieros Civiles. , pp. 1-131.
- USAID, 2010. ABC de la descentralización. ,
- VANEGAS USECHE, L.V., 2018. *Diseño de Elementos de Máquinas*. PRIMERA. COLOMBIA: EDITORIAL UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA. ISBN 9789587223019.
- YUNUS A., C. y MICHAEL A., B., 2011. *TERMODINÁMICA*. SEPTIMA. MEXICO: s.n. ISBN 978-067-15-0743-3.

## ANEXO

### ANEXO 1 – Matriz de operacionalización de variables.

VARIABLE DE ESTUDIO	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN
<b>Independiente</b> Peso de la carga a elevar	Es la fuerza de atracción que ejerce la tierra sobre un cuerpo (Hibbeler, 2010).	Es el producto de la masa de la carga a elevar y la aceleración de la gravedad a una altura y latitud determinada.	$W = m * a$  Unidades: $W = N$ $m = Kg$ $a = m/s^2$	Cuantitativa de Razón
<b>Dependiente</b> Potencia del elevador de carga	La potencia se define como la tasa en el tiempo con la cual se efectúa un trabajo (P. Beer, Johnston. JR. y J. Cornwell, 2010)	La potencia del elevador se define por el producto del peso de la carga por la velocidad deseada en el ascenso, dividido entre las unidades de HP. (Horse Power)	$P = \frac{W * V}{746}$  Unidades: $P = HP$ $W = N$ $V = m/s$	Cuantitativa de Razón

### ANEXO 2 – Instrumento de Recolección de Datos.

TÉCNICAS	USO	INSTRUMENTOS
Entrevista	Conocer las condiciones de operación de un elevador portátil y su relación con los materiales a elevar.	Entrevista estructurada.
Análisis documental.	Recolectar información de fuentes confiables.	Tesis, Libros, Artículos de investigación, Manuales de construcción civil, Catálogos.
Simulaciones	Simular las cargas y condiciones de operación de cada una de las piezas.	SolidWorks Simulation.

ANEXO 3 – Entrevista estructurada para la recolección de datos de manera presencial, a través de la plataforma y vistas fotográficas de la ejecución de entrevistas.

Tema: Parámetros y condiciones de operación del elevador de carga

### ENTREVISTA ESTRUCTURADA

Fecha: \_\_\_/\_\_\_/\_\_\_

Nombre del Entrevistado: \_\_\_\_\_

Cargo de experiencia: \_\_\_\_\_

Objetivo:

Conocer los parámetros y condiciones de operación del elevador de carga, para así determinar que condiciones debemos tener en cuenta para el diseño de la maquina elevadora.

Preguntas:

1. ¿Qué materiales de construcción comúnmente necesitan ser elevados?  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_
2. ¿En qué proporciones o cantidades se elevan los materiales de construcción?  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_
3. Al momento de elevar una carga ¿Qué tan importante consideras el factor tiempo al momento de realizar esta actividad?  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_
4. ¿Cuáles son los mecanismos que más has usado para lograr elevar los materiales de construcción?  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_
5. Cuando se eleva una carga ¿Qué personal especial o capacitado participa de esta actividad?  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_
6. En una zona rural, donde el suministro de energía eléctrica es insuficiente para un equipo elevador de carga ¿Cómo logran la elevación del material de construcción?  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_



## PARÁMETROS Y CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL ELEVADOR DE CARGA.

El objetivo de este formulario es conocer los parámetros y condiciones de operación del elevador de carga, para así determinar que condiciones se debe tener en cuenta para el diseño de la maquina elevadora para obras de construcción.

\*Obligatorio

Nombres y Apellidos \*

Tu respuesta

Cargo de experiencia \*

Tu respuesta

¿Qué materiales de construcción comúnmente necesitan ser elevados? \*

Tu respuesta

¿En qué proporciones o cantidades se elevan los materiales de construcción? \*

Tu respuesta

Al momento de elevar una carga ¿Qué tan importante consideras el factor tiempo al momento de realizar esta actividad? \*

Tu respuesta

¿Cuáles son los mecanismos que más has usado para lograr elevar los materiales de construcción? \*

Tu respuesta

Cuando se eleva una carga ¿Qué personal especial o capacitado participa de esta actividad? \*

Tu respuesta

En una zona rural, donde el suministro de energía eléctrica es insuficiente para un equipo elevador de carga ¿Cómo logran la elevación del material de construcción? \*

Tu respuesta


Enviar









ANEXO 4 – Validación de técnicas e Instrumentos de recolección de datos.

VALIDACIÓN DE TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN		SI	NO	OBSERVACIÓN
1	Las técnicas e instrumentos empleados pertenecen al tipo de investigación planteada abarcando la temática propuesta.		X		
2	Las técnicas e instrumentos empleados son relevantes para el estudio de las variables y/o dimensiones.		X		
3	Las técnicas e instrumentos empleados son suficientes para la recolección de información y procesamiento de la misma.		X		
4	Las técnicas e instrumentos presentan el orden adecuado para la recolección y procesamiento de información.		X		
5	Las técnicas e instrumentos presentan información clara y precisa, conforme a los requerimientos de la investigación.		X		
VALIDEZ					
APLICABLE	X	NO APLICABLE		OBSERVADO	
DATOS DEL PROFESIONAL					
NOMBRES Y APELLIDOS:	Luis Julca Verástegui				
PROFESIÓN:	Ingeniero				
ESPECIALIDAD:	Ingeniería Mecánica				

VALIDACIÓN DE TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS					
ÍTEM	DESCRIPCION		SI	NO	OBSERVACIÓN
1	Las técnicas e instrumentos empleados pertenecen al tipo de investigación planteada abarcando la temática propuesta.		<b>X</b>		
2	Las técnicas e instrumentos empleados son relevantes para el estudio de las variables y/o dimensiones.		<b>X</b>		
3	Las técnicas e instrumentos empleados son suficientes para la recolección de información y procesamiento de la misma.		<b>X</b>		
4	Las técnicas e instrumentos presentan el orden adecuado para la recolección y procesamiento de información.		<b>X</b>		
5	Las técnicas e instrumentos presentan información clara y precisa, conforme a los requerimientos de la investigación.		<b>X</b>		
VALIDEZ					
APLICABLE	<b>X</b>	NO APLICABLE		OBSERVADO	
DATOS DEL PROFESIONAL					
NOMBRES Y APELLIDOS:	Javier Martin Vargas Felix				
PROFESIÓN:	Ingeniero		 Ing. Javier Martin Vargas Félix		
ESPECIALIDAD:	Electromecánica				



VALIDACIÓN DE TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN		SI	NO	OBSERVACIÓN
1	Las técnicas e instrumentos empleados pertenecen al tipo de investigación planteada abarcando la temática propuesta.		<b>X</b>		
2	Las técnicas e instrumentos empleados son relevantes para el estudio de las variables y/o dimensiones.		<b>X</b>		
3	Las técnicas e instrumentos empleados son suficientes para la recolección de información y procesamiento de la misma.		<b>X</b>		
4	Las técnicas e instrumentos presentan el orden adecuado para la recolección y procesamiento de información.		<b>X</b>		
5	Las técnicas e instrumentos presentan información clara y precisa, conforme a los requerimientos de la investigación.		<b>X</b>		
VALIDEZ					
APLICABLE	<b>X</b>	NO APLICABLE		OBSERVADO	
DATOS DEL PROFESIONAL					
NOMBRES Y APELLIDOS:	Carlos Nicandro Tolentino Alvarado		 Carlos Nicandro Tolentino Alvarado ING. ELECTRICISTA C.I.P. 98319		
PROFESIÓN:	Ingeniero				
ESPECIALIDAD:	Electricidad				

## ANEXO 5 – Catalogo del motor estacionario seleccionado.



### Estacionario GX 200 QX

*Motor estacionario de 6.5 HP, con sistema OHV (válvulas a la cabeza), de eje horizontal con arranque manual y alerta de aceite que hace detener el equipo en caso de bajo nivel de aceite. Este motor es utilizado entre otras cosas para hidrolavadoras, equipamiento para jardinería, moto cultivadores, generadores, máquinas para la construcción, motobombas, etc.*



#### Ficha Técnica

##### Motor

Tipo de Motor	Monocilíndrico OHV 4 Tiempos Refrigerado por aire
Cilindrada	196 cm <sup>3</sup>
Potencia Neta	5,5 HP (4,1 Kw) a 3600 rpm
Potencia Neta uso continuo	5,0 HP (3,7 Kw) a 3600 rpm
Relación de Compresión	8,5 : 1
Torque	1,26 Kgm (12,4 Nm) a 2500 rpm
Encendido	Transistorizado
Arranque	Manual

##### Dimensiones

Ancho	376 mm
Largo	313 mm
Alto	346 mm
Peso en seco	16 Kg

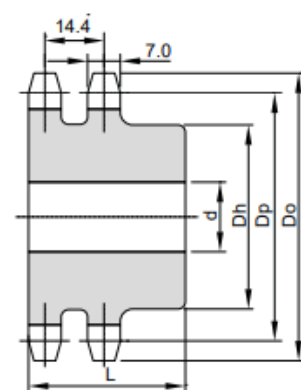
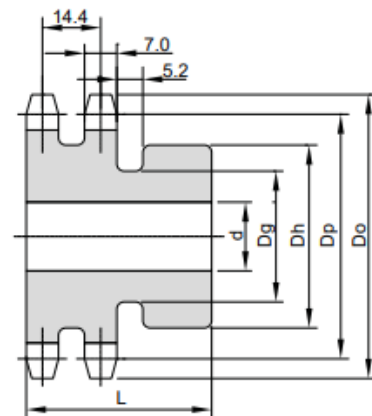
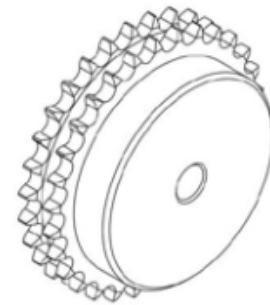
##### Otras Especificaciones

Capacidad de combustible	3,1 lts.
Consumo Especifico de Combustible	1,7 lts./hs a 3600 rpm
Capacidad de aceite	0,6 lts.
Filtro de Aire	Doble

ANEXO 6 – Características de las catarinas y cadenas seleccionadas para la ETAPA 1, de acuerdo a catálogo de la marca VERCELLI

## PIÑONES ESTÁNDAR ANSI 40-2 (DOBLE)

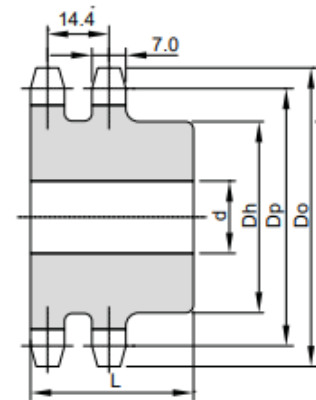
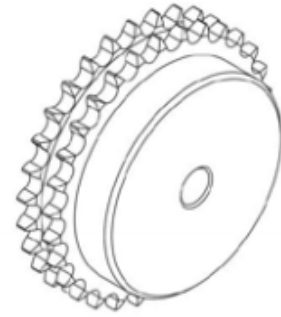
Pieza Vercelli Nº	Nº Dientes	Diam. Paso	Diam. Ext.	Hueco		Bocamaza		Peso Aprox.
		Dp	Do	Min	Max	Dh	L	q
		mm	mm	d min	d max	mm	mm	Kg
40-2B07*	7	29.27	35.63	9	12.7	28	35	-
40-2B08*	8	33.20	38.00	9	13	28	38	-
40-2B09*	9	37.13	42.00	9	15	28	38	-
40-2B10*	10	41.10	46.00	9	15	32	38	0.240
40-2B11*	11	45.08	51.00	12	19	36	38	0.270
40-2B12*	12	49.07	55.00	12	24	40	38	0.340
40-2B13	13	53.07	59.00	12	25	39	38	0.390
40-2B14	14	57.07	63.00	12	28	43	38	0.470
40-2B15	15	61.08	67.00	12	31	47	38	0.560
40-2B16	16	65.10	71.00	12	35	50	38	0.650
40-2B17	17	69.12	76.00	15	36	54	38	0.750
40-2B18	18	73.14	80.00	15	28	59	38	0.850
40-2B19	19	77.16	84.00	15	44	63	38	0.980
40-2B20	20	81.18	88.00	15	47	67	42	1.300
40-2B21	21	85.21	92.00	15	47	70	42	1.400
40-2B22	22	89.24	96.00	15	47	72	42	1.600
40-2B23	23	93.27	100.00	15	50	76	42	1.700
40-2B24	24	97.30	104.00	15	54	82	42	1.900
40-2B25	25	101.33	108.00	15	57	84	42	2.100
40-2B26	26	105.36	112.00	15	60	88	42	2.300
40-2B27	27	109.40	116.00	15	60	92	42	2.600
40-2B28	28	113.43	120.00	15	65	96	42	2.800
40-2B29	29	117.46	124.00	15	65	96	42	2.900
40-2B30	30	121.50	128.00	15	65	100	42	3.000
40-2B31	31	125.53	133.00	19	65	100	42	3.010
40-2B32	32	129.57	137.00	19	65	100	50	3.000
40-2B33	33	133.61	141.00	19	65	100	50	3.100
40-2B34	34	137.64	145.00	19	65	100	50	3.100
40-2B35	35	141.68	149.00	19	65	100	50	3.100
40-2B36	36	145.72	153.00	19	65	100	50	3.400
40-2B37	37	149.75	156.11	19	65	100	50	-
40-2B38	38	153.79	161.00	19	65	100	50	3.500
40-2B39	39	157.83	164.19	19	65	100	50	-
40-2B40	40	161.87	169.00	19	65	100	50	3.600
40-2B41	41	165.91	173.00	19	70	108	50	-
40-2B42	42	169.95	177.00	19	70	108	50	4.500
40-2B43	43	173.98	181.00	19	70	108	50	-
40-2B44	44	178.02	185.00	19	70	108	50	-
40-2B45	45	182.06	189.00	19	70	108	50	4.600
40-2B46	46	186.10	192.46	19	70	108	50	-



El piñón marcado con un asterisco (\*) tiene una ranura en la circunferencia externa de la bocamaza. Los diámetros de los surcos (Dg) son: 8D=18.60mm, 9D=22.66mm, 10D=26.92mm, 11D=32.00mm, 12D=36.40mm.

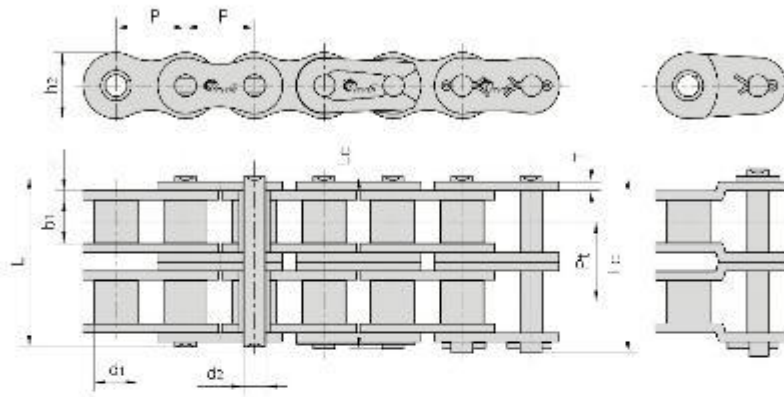
## PIÑONES ESTÁNDAR ANSI 40-2 (DOBLE)

Pieza Vercelli Nº	Nº Dientes	Diam. Paso	Diam. Ext.	Hueco		Bocamaza		Peso Aprox.
		Dp	Do	Min	Max	Dh	L	q
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	Kg
40-2B47	47	190.14	196.50	19	70	108	50	-
40-2B48	48	194.18	201.00	19	70	108	50	5.600
40-2B49	49	198.22	204.58	19	70	108	50	-
40-2B50	50	202.26	209.00	19	70	108	50	5.900
40-2B51	51	206.30	212.66	19	70	108	50	-
40-2B52	52	210.34	216.70	19	70	108	50	-
40-2B53	53	214.38	220.74	19	70	108	50	-
40-2B54	54	218.42	226.00	19	70	108	50	6.91
40-2B55	55	222.46	228.82	19	70	108	50	-
40-2B56	56	226.50	232.86	19	70	108	50	-
40-2B57	57	230.54	236.90	19	70	108	50	-
40-2B58	58	234.58	240.94	19	70	108	50	-
40-2B59	59	238.62	244.50	19	70	108	50	-
40-2B60	60	242.66	250.00	19	70	108	50	8.2
40-2B62	62	250.74	257.10	19	70	108	54	-
40-2B64	64	258.83	265.19	19	70	108	54	-
40-2B65	65	262.67	270.00	19	70	108	54	9.5
40-2B66	66	266.91	273.27	19	70	108	54	-
40-2B68	68	274.99	281.35	19	70	108	54	-
40-2B70	70	283.07	290.00	19	70	108	54	10.9
40-2B72	72	291.16	297.52	19	70	108	54	-
40-2B75	75	303.28	311.00	19	70	108	54	12.5
40-2B76	76	307.32	313.68	19	70	108	54	-
40-2B78	78	315.40	321.40	19	70	108	54	-
40-2B80	80	323.49	331.00	19	70	108	54	13.9
40-2B84	84	339.65	346.01	19	75	110	54	-
40-2B85	85	343.69	351.00	19	75	110	54	-
40-2B90	90	363.90	371.00	19	75	110	54	-
40-2B95	95	384.11	390.47	19	75	110	54	-
40-2B96	96	388.08	395.48	19	75	110	54	-
40-2B100	100	404.32	410.30	19	75	110	54	-
40-2B110	110	444.74	450.70	19	75	110	54	-
40-2B114	114	460.91	467.27	19	75	110	54	-
40-2B120	120	485.16	491.20	19	75	110	54	-
40-2B125	125	505.37	511.30	19	75	110	54	-



## CADENAS DE RODILLOS ESTÁNDAR AMERICANO

### CADENAS DE RODILLOS Y BUJES DE DOS HILERAS



Cadena Vercelli ANSI Nº	Paso		Diam. Rodillos		Ancho Interior		Pines			Placas		Paso Transv.	Carga Rotura	Carga Trabajo	Peso Aprox.
	P		d1 max	b1 min	d2 max	L max	Lc max	h2 max	T max	Pl	Qt	Q	q		
	Pulg.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Kg-f	Kg-f	Kg/m		
*25-2	1/4"	6.350	3.30	3.18	2.31	14.5	15.0	6.00	0.80	6.40	1020	204	0.28		
*35-2	3/8"	9.525	5.08	4.77	3.58	22.5	23.3	9.00	1.30	10.13	2275	455	0.63		
41-2	1/2"	12.700	7.77	6.25	3.58	25.7	26.9	9.91	1.30	11.95	1724	345	0.81		
40-2	1/2"	12.700	7.95	7.85	3.96	31.0	32.2	12.00	1.50	14.38	3794	759	1.12		
50-2	5/8"	15.875	10.16	9.40	5.08	38.9	40.4	15.09	2.03	18.11	6385	1277	2.00		
60-2	3/4"	19.050	11.91	12.57	5.94	48.8	50.5	18.00	2.42	22.78	8813	1763	2.92		
80-2	1"	25.400	15.88	15.75	7.92	62.7	64.3	24.00	3.25	29.29	15157	3031	5.15		
100-2	1 1/4"	31.750	19.05	18.90	9.53	76.4	80.5	30.00	4.00	35.76	21950	4390	7.80		
120-2	1 1/2"	38.100	22.23	25.22	11.10	95.8	99.7	35.70	4.80	45.44	33272	6654	11.70		
140-2	1 3/4"	44.450	25.40	25.22	12.70	103.3	107.9	41.00	5.60	48.87	45390	9078	15.14		
160-2	2"	50.800	28.58	31.55	14.27	123.3	128.1	47.80	6.40	58.55	54448	10890	20.14		
180-2	2 1/4"	57.150	35.71	35.48	17.46	138.6	144.4	53.60	7.20	65.84	73664	14733	29.22		
200-2	2 1/2"	63.500	39.68	37.85	19.85	151.9	158.8	60.00	8.00	71.55	95227	19045	32.24		
240-2	3"	76.200	47.63	47.35	23.81	183.4	190.8	72.39	9.50	87.83	137005	27401	45.23		

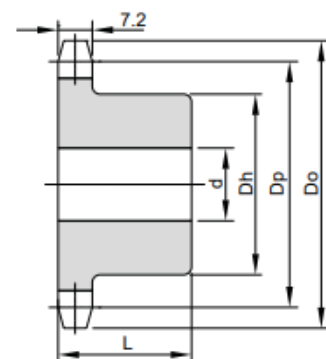
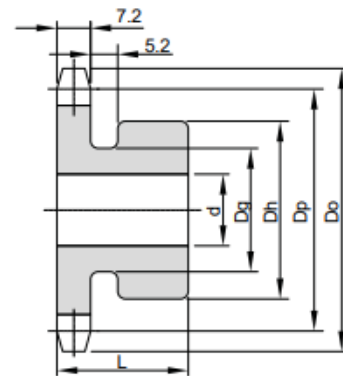
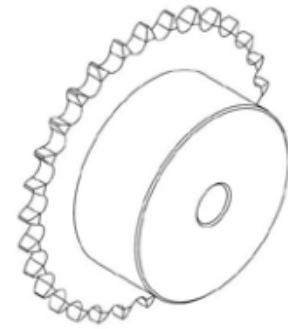
\* Cadena de bujes: d1 en la tabla indica el diámetro externo de los bujes



ANEXO 7 – Características de las catarinas y cadenas seleccionadas para la ETAPA 2 (a) y (b).

## PIÑONES ESTÁNDAR ANSI 40-1 (SIMPLE)

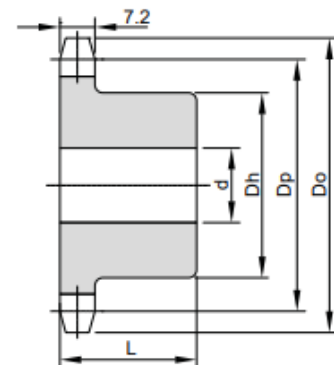
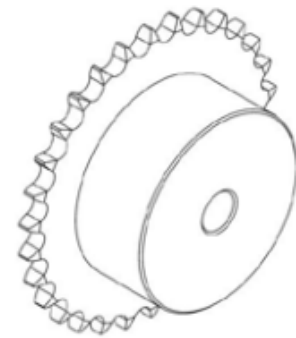
Pieza Vercelli N°	N° Dientes	Diam. Paso	Diam. Ext.	Hueco		Bocamaza		Peso Aprox.
		Dp	Do	Min d min	Max d max	Dh	L	q
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	Kg
40B07*	7	29.27	35.63	9	12.7	25	25	-
40B08*	8	33.20	38.00	9	12.7	28	25	0.100
40B09	9	37.13	42.00	9	14	28	25	0.110
40B10*	10	41.10	46.00	9	18	32	25	0.140
40B11*	11	45.08	51.00	9	23	37	25	0.190
40B12*	12	49.07	55.00	9	25	40	28	0.220
40B13	13	53.07	59.00	12	23	40	28	0.230
40B14	14	57.07	63.00	12	26	42	28	0.280
40B15	15	61.08	67.00	12	28	46	28	0.340
40B16	16	65.10	71.00	12	30	50	28	0.400
40B17	17	69.12	76.00	12	32	54	28	0.460
40B18	18	73.14	80.00	12	32	57	28	0.510
40B19	19	77.16	84.00	12	38	62	28	0.590
40B20	20	81.18	88.00	12	42	67	28	0.760
40B21	21	85.21	92.00	12	45	71	28	0.850
40B22	22	89.24	96.00	12	48	75	28	0.950
40B23	23	93.27	100.00	12	52	77	28	1.000
40B24	24	97.30	104.00	15	57	82	28	0.840
40B25	25	101.33	108.00	15	57	82	28	0.880
40B26	26	105.36	112.00	15	57	82	30	0.920
40B27	27	109.40	116.00	15	57	82	30	0.960
40B28	28	113.43	120.00	15	57	82	30	1.000
40B29	29	117.46	124.00	15	57	82	30	1.050
40B30	30	121.50	128.00	15	57	82	30	1.100
40B31	31	125.53	133.00	15	57	82	30	1.200
40B32	32	129.57	137.00	15	57	82	30	1.300
40B33	33	133.61	141.00	15	57	82	30	1.300
40B34	34	137.64	145.00	15	57	82	30	1.300
40B35	35	141.68	149.00	15	57	82	30	1.400
40B36	36	145.72	153.00	15	57	82	35	1.400
40B37	37	149.75	156.11	15	57	82	35	1.400
40B38	38	153.79	161.00	15	57	82	35	1.500
40B39	39	157.83	164.19	15	57	82	35	-
40B40	40	161.87	169.00	15	60	89	35	1.600
40B41	41	165.91	173.00	17	60	89	40	1.800
40B42	42	169.95	177.00	17	60	89	40	2.000
40B43	43	173.98	181.00	17	60	89	40	-
40B44	44	178.02	185.00	17	60	89	40	-
40B45	45	182.06	189.00	17	60	89	40	2.100
40B46	46	186.10	192.46	17	60	89	40	-



El piñón marcado con un asterisco (\*) tiene una ranura en la circunferencia externa de la bocamaza. Los diámetros de los surcos (Dg) son: 8D=18.60mm, 9D=22.66mm, 10D=26.92mm, 11D=32.00mm, 12D=36.40mm.

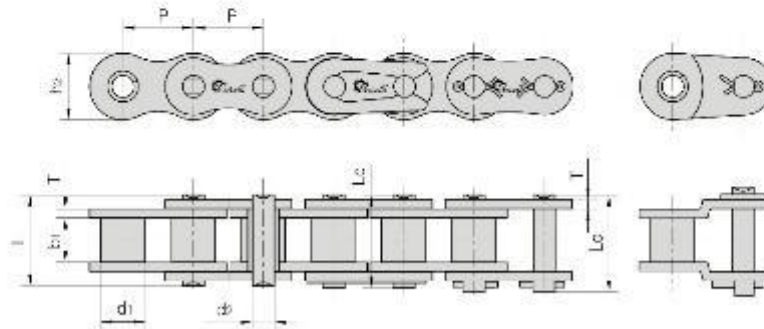
## PIÑONES ESTÁNDAR ANSI 40-1 (SIMPLE)

Pieza Vercelli N°	N° Dientes	Diam. Paso	Diam. Ext.	Hueco		Bocamaza		Peso Aprox.
		Dp	Do	Min	Max	Dh	L	q
		mm	mm	d min	d max	mm	mm	Kg
40B47	47	190.14	196.50	17	60	89	40	-
40B48	48	194.18	201.00	17	60	89	40	2.300
40B49	49	198.22	204.58	17	60	89	40	-
40B50	50	202.26	209.00	17	60	89	40	2.400
40B51	51	206.30	212.66	17	60	89	40	-
40B52	52	210.34	216.70	17	60	89	40	-
40B53	53	214.38	220.74	17	60	89	40	-
40B54	54	218.42	226.00	17	60	89	40	2.800
40B55	55	222.46	228.82	17	60	89	40	-
40B56	56	226.50	232.86	17	60	89	40	-
40B57	57	230.54	236.90	17	60	89	40	-
40B58	58	234.58	240.94	17	60	89	40	-
40B59	59	238.62	244.50	17	60	89	40	-
40B60	60	242.66	250.00	17	60	89	40	3.200
40B62	62	250.74	257.10	17	60	89	40	-
40B64	64	258.83	265.19	17	60	89	40	-
40B65	65	262.67	270.00	17	70	102	40	3.900
40B66	66	266.91	273.27	17	70	102	40	-
40B68	68	274.99	281.35	17	70	102	40	-
40B70	70	283.07	290.00	19	70	102	40	4.300
40B72	72	291.16	297.52	19	70	102	40	-
40B75	75	303.28	311.00	19	70	102	40	4.800
40B76	76	307.32	313.68	19	70	102	40	-
40B78	78	315.40	321.40	19	70	102	40	-
40B80	80	323.49	331.00	19	70	102	40	5.400
40B84	84	339.65	346.01	19	70	102	40	-
40B85	85	343.69	351.00	19	70	102	40	5.800
40B90	90	363.90	371.00	19	70	102	40	6.000
40B95	95	384.11	390.47	19	70	102	40	-
40B96	95	388.08	395.48	19	70	102	40	-
40B100	100	404.32	410.30	19	70	102	40	-
40B110	110	444.74	450.70	19	70	102	40	-
40B114	114	460.91	467.27	19	70	102	40	-
40B120	120	485.16	491.20	19	70	102	40	-
40B125	125	505.37	511.30	19	70	102	40	-



## CADENAS DE RODILLOS ESTÁNDAR AMERICANO

### CADENAS DE RODILLOS Y BUJES DE UNA HILERA



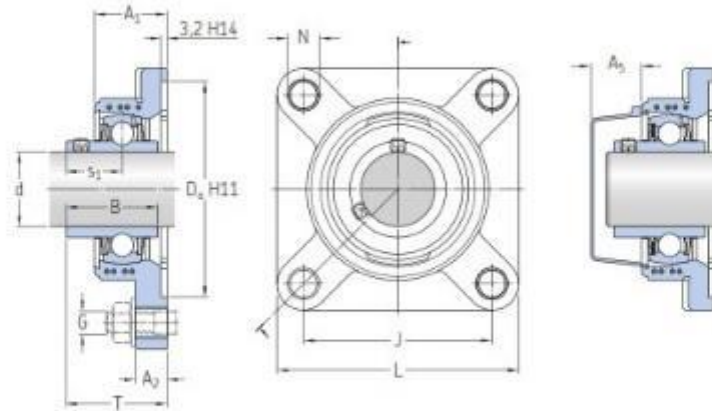
Cadena Vercelli ANSI Nº	Paso		Diam. Rodillos	Ancho Interior	Pines			Placas		Carga Rotura Q <sub>0</sub>	Carga Trabajo Q	Peso Aprox. q
	p				d <sub>2</sub> max	L max	L <sub>c</sub> max	h <sub>2</sub> max	T max			
	Pulg.	mm	d <sub>1</sub> max	b <sub>1</sub> min	mm	mm	mm	mm	mm	Kg f	Kg f	Kg/m
15-1	3/16"	4.7625	2.48	2.38	1.62	6.10	6.90	4.30	0.60	204	41	0.08
*25-1	1/4"	6.3500	3.30	3.18	2.31	7.90	8.40	6.00	0.80	510	102	0.15
*35-1	3/8"	9.5250	5.08	4.77	3.58	12.40	13.17	9.00	1.30	1153	231	0.33
41-1	1/2"	12.7000	7.77	6.25	3.58	13.75	15.00	9.91	1.30	1285	257	0.41
40-1	1/2"	12.7000	7.95	7.85	3.96	16.50	17.80	12.00	1.50	1897	379	0.52
50-1	5/8"	15.8750	10.16	9.40	5.08	20.70	22.20	15.09	2.03	3193	639	1.02
60-1	3/4"	19.0500	11.91	12.57	5.94	25.90	27.70	18.00	2.42	4406	881	1.50
80-1	1"	25.4000	15.88	15.75	7.92	32.70	35.00	24.00	3.25	7579	1515	2.50
100-1	1 1/4"	31.7500	19.05	18.90	9.53	40.40	44.70	30.00	4.00	10975	2195	3.91
120-1	1 1/2"	38.1000	22.23	25.22	11.10	50.30	54.30	35.70	4.80	16636	3327	5.62
140-1	1 3/4"	44.4500	25.40	25.22	12.70	54.40	59.00	41.00	5.60	22695	4539	7.50
160-1	2"	50.8000	28.58	31.55	14.27	64.00	69.60	47.80	6.40	27224	5445	10.10
180-1	2 1/4"	57.1500	35.71	35.48	17.46	72.80	78.60	53.60	7.20	36832	7366	13.45
200-1	2 1/2"	63.5000	39.68	37.85	19.85	80.30	87.20	60.00	8.00	47614	9523	16.15
240-1	3"	76.2000	47.63	47.35	23.81	95.50	103.00	72.39	9.50	68503	13701	23.20

\* Cadena de bujes: d<sub>1</sub> en la tabla indica el diámetro externo de los bujes



ANEXO 8 – Características de las unidades de rodamientos SKF E2 con soporte de brida cuadrada de material compuesto y prisioneros.

Unidades de rodamientos Y SKF E2 con soporte de brida cuadrada de material compuesto y prisioneros, para ejes métricos



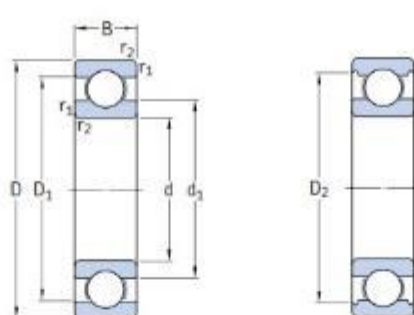
Dimensiones

d	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	B	D <sub>4</sub>	J	L	N	G	s <sub>1</sub>	T	A <sub>3</sub>
mm											
20	30	15	31	68,3	63,5	86	12,3	M10	18,3	37,3	18,5
25	31	15	34,1	74,6	70	95	12,3	M10	19,8	38,8	18
30	33	15,3	38,1	93,7	82,5	108	12,3	M10	22,2	42,2	20
35	35	17	42,9	106,4	92	118	14,8	M12	25,4	46,4	22
40	39	17	49,2	115,9	101,5	130	14,8	M12	30,2	54,2	23,5

Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidad límite	Masa	Designación del soporte	Designación del rodamiento	Designación adecuada de la tapa lateral	Designación de la unidad
dinámica	estática							
C	C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	r. p. m.	kg	-	-	-	-
kN		kN						
12,7	6,55	0,28	8 500	0,26	FYK 504	E2YAR 204-2F	ECY 204	FYK 20 TEF
14	7,8	0,335	7 000	0,33	FYK 505	E2YAR 205-2F	ECY 205	FYK 25 TEF
19,5	11,2	0,475	6 300	0,49	FYK 506	E2YAR 206-2F	ECY 206	FYK 30 TEF
25,5	15,3	0,655	5 300	0,67	FYK 507	E2YAR 207-2F	ECY 207	FYK 35 TEF
30,7	19	0,8	4 800	0,88	FYK 508	E2YAR 208-2F	ECY 208	FYK 40 TEF

ANEXO 9 – Características de rodamiento rígido de bolas SKF para diámetros de 12, 15 y 17 mm.

**Rodamientos rígidos de una hilera de bolas**  
**d 12 – 22 mm**



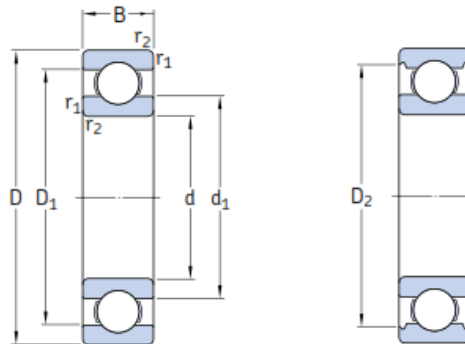
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
<b>12</b>	21	5	1,43	0,67	0,028	70 000	43 000	0,0063	<b>61801</b>
	24	6	2,25	0,98	0,043	67 000	40 000	0,011	<b>61901</b>
	28	8	5,4	2,36	0,10	60 000	38 000	0,022	<b>+6001</b>
	30	8	5,07	2,36	0,10	56 000	34 000	0,023	<b>16101</b>
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	<b>+6201</b>
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,060	<b>+6301</b>
<b>15</b>	24	5	1,56	0,8	0,034	60 000	38 000	0,0074	<b>61802</b>
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	<b>61902</b>
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,025	<b>+16002</b>
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,030	<b>+6002</b>
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	<b>+6202</b>
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	<b>+6302</b>
<b>17</b>	26	5	1,68	0,93	0,039	56 000	34 000	0,0082	<b>61803</b>
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,018	<b>61903</b>
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,032	<b>+16003</b>
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,039	<b>+6003</b>
	40	9	9,56	4,75	0,2	38 000	24 000	0,048	<b>98203</b>
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	<b>+6203</b>
	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	<b>6203 ETN9</b>
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,12	<b>+6303</b>
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	<b>6403</b>

Dimensiones					Dimensiones de acuerdos y resaltes			Factores de cálculo	
d	d <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	r <sub>1,2</sub> min	d <sub>a</sub> min	D <sub>A</sub> máx	r <sub>a</sub> máx	k <sub>c</sub>	f <sub>0</sub>
mm					mm			-	
<b>12</b>	15	18,2	-	0,3	14	19	0,3	0,015	9,7
	15,5	20,6	21,4	0,3	14	22	0,3	0,02	9,7
	17	23,2	24,8	0,3	14	26	0,3	0,025	13
	16,7	23,4	24,8	0,3	14,4	27,6	0,3	0,025	13
	18,5	25,7	27,4	0,6	16,2	27,8	0,6	0,025	12
	19,5	29,5	31,5	1	17,6	31,4	1	0,03	11
<b>15</b>	17,9	21,1	-	0,3	17	22	0,3	0,015	10
	18,4	24,7	25,8	0,3	17	26	0,3	0,02	14
	20,2	27	28,2	0,3	17	30	0,3	0,02	14
	20,5	26,7	28,2	0,3	17	30	0,3	0,025	14
	21,7	29	30,4	0,6	19,2	30,8	0,6	0,025	13
	23,7	33,7	36,3	1	20,6	36,4	1	0,03	12
<b>17</b>	20,2	23,2	-	0,3	19	24	0,3	0,015	10
	20,4	26,7	27,8	0,3	19	28	0,3	0,02	15
	22,7	29,5	31,2	0,3	19	33	0,3	0,02	14
	23	29,2	31,4	0,3	19	33	0,3	0,025	14
	24,5	32,7	-	0,6	21,2	35,8	0,6	0,025	13
	24,5	32,7	35	0,6	21,2	35,8	0,6	0,025	13
	23,9	33,5	-	0,6	21,2	35,8	0,6	0,03	12
	26,5	37,4	39,7	1	22,6	41,4	1	0,03	12
	32,4	46,6	-	1,1	23,5	55,5	1	0,035	11

ANEXO 10 – Características de rodamiento rígido de bolas SKF para 35 mm.

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas  
d 25 – 35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
35	47	7	4,75	3,2	0,17	28 000	18 000	0,030	<b>61807</b>
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	16 000	0,080	<b>61907</b>
	62	9	13	8,15	0,38	24 000	15 000	0,11	<b>* 16007</b>
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,16	<b>* 6007</b>
	72	17	27	15,3	0,66	20 000	13 000	0,29	<b>* 6207</b>
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,27	<b>6207 ETN9</b>
	80	21	35,1	19	0,82	19 000	12 000	0,46	<b>* 6307</b>
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,95	<b>6407</b>

Dimensiones					Dimensiones de acuerdos y resaltes			Factores de cálculo	
d	$d_1$	$D_1$	$D_2$	$r_{1,2}$ min	$d_a$ min	$D_a$ máx	$r_a$ máx	$k_r$	$f_0$
mm					mm			-	
35	38,7	43,5	-	0,3	37	45	0,3	0,015	14
	41,6	48,4	-	0,6	38,2	51,8	0,6	0,02	14
	44,1	53	-	0,3	37	60	0,3	0,02	14
	43,8	53,3	55,6	1	39,6	57,4	1	0,025	15
	46,9	60	62,7	1,1	42	65	1	0,025	14
	46,1	61,7	-	1,1	42	65	1	0,025	13
	49,6	65,4	69,2	1,5	44	71	1,5	0,03	13
	57,4	79,5	-	1,5	46	89	1,5	0,035	12



**Declaratoria de Originalidad de los Autores**

Nosotros, NERIO DIAZ MANUEL JUNNIOR, TORRES VARAS ELEAZAR EMANUEL estudiantes de la FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA de la escuela profesional de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA de la UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO SAC - TRUJILLO, declaramos bajo juramento que todos los datos e información que acompañan la Tesis titulada: "DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN ELEVADOR DE CARGA PORTÁTIL PARA OBRAS DE CONSTRUCCIÓN EN ZONAS RURALES, USANDO SOFTWARE CAD/CAE.", es de nuestra autoría, por lo tanto, declaramos que la Tesis:

1. No ha sido plagiada ni total, ni parcialmente.
2. Hemos mencionado todas las fuentes empleadas, identificando correctamente toda cita textual o de paráfrasis proveniente de otras fuentes.
3. No ha sido publicada, ni presentada anteriormente para la obtención de otro grado académico o título profesional.
4. Los datos presentados en los resultados no han sido falseados, ni duplicados, ni copiados.

En tal sentido asumimos la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de la información aportada, por lo cual nos sometemos a lo dispuesto en las normas académicas vigentes de la Universidad César Vallejo.

<b>Nombres y Apellidos</b>	<b>Firma</b>
TORRES VARAS ELEAZAR EMANUEL <b>DNI:</b> 76600353 <b>ORCID</b> 0000-0003-1606-0393	Firmado digitalmente por: EETORREST el 16-07-2021 20:39:31
NERIO DIAZ MANUEL JUNNIOR <b>DNI:</b> 46501249 <b>ORCID</b> 0000-0003-1324-9035	Firmado digitalmente por: MNERIODJ el 16-07-2021 20:40:43

Código documento Trilce: INV - 0439823

