

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Tesis

**Diseño y fabricación de una máquina evisceradora de
truchas para mejorar la producción en la
provincia de Huancayo**

Jhusbel Jhiban Fabián Gómez
Rossmil Paccori De la Cruz

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Huancayo, 2020

Repositorio Institucional Continental
Tesis digital



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

ASESOR

Ma. Ing. Rafael De La Cruz Casaño

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a todas las personas que estuvieron en nuestro entorno, y que han permitido el desarrollo y culminación de esta tesis. En especial a nuestros padres que fueron los pilares fundamentales de nuestra formación profesional, a ellos un agradecimiento eterno y decirles que siempre permanecerán en nuestros corazones.

También agradecemos a la casa de estudios, la Universidad Continental, por su exigencia académica y preparación de calidad que imparte en cada estudiante; a su plana de docentes calificados para impartir sus conocimientos.

Se agradece a los profesores de la Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica que nos brindaron su apoyo para la elaboración de esta tesis. En especial al Mg. Rafael De La Cruz Casaño y al Mg. Pablo Hurtado por sus aportaciones para poder culminar satisfactoriamente la presente tesis.

Finalmente agradecemos a nuestros hermanos, familiares y compañeros de estudios, donde compartimos experiencias, conocimientos y logros que nos ayudaron a llegar a nuestra etapa final Universitaria.

DEDICATORIA

Este trabajo de tesis está dedicado con mucho amor para mis padres que me apoyaron, don Armando Fabián Gómez y doña Emma Gómez Quispe, quienes me inculcaron sus enseñanzas y valores en mi vida profesional, a mi hijo Arion Will, que es mi motivo y mi inspiración de superación, de igual forma a mi hermano Delvin Fabián por su apoyo incondicional en la construcción de la máquina.

Jhusbel Fabián Gómez

Esta tesis está dirigida a Dios por guiar mis pasos con sabiduría, ejemplo y tranquilidad, de igual forma se la dedico a mis padres, don Juan Paccori Candiotti y doña Eladia De La Cruz Ramos, por su apoyo incondicional quienes me guían en la educación con sus virtudes y responsabilidades, también a los docentes de la Universidad Continental, por mostrarme la curiosidad de un ingeniero.

Rossmil Paccori De La Cruz

ÍNDICE DE CONTENIDO

Asesor	ii
Agradecimientos	iii
Dedicatoria.....	iv
Índice de contenido.....	v
Índice de figuras.....	viii
Índice de tablas	xiii
Resumen	xv
Introducción.....	xvii
CAPÍTULO I.....	19
PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO	19
1.1 Planteamiento y formulación del problema.....	19
1.1.1 Planteamiento del problema.....	19
1.1.2 Formulación del problema.....	21
1.2 Objetivos	21
1.2.1 Objetivo general	21
1.2.2 Objetivos específicos	21
1.3 Justificación e importancia.....	22
CAPÍTULO II.....	24
MARCO TEÓRICO	24
2.1 Antecedentes del problema	24
2.1.1 Antecedentes internacionales.....	24
2.1.2 Antecedentes nacionales	26
2.2 Bases teóricas.....	29
2.2.1 Antecedentes teóricos	29
2.2.2 Diseño de cadenas	33
2.2.3 Selección de rodamientos	40
2.2.4 Banda de transmisión de potencia	47
2.2.5 Diseño de eje	50
2.2.6 Aplicación de las soldaduras.....	53
2.2.7 Aplicaciones de materiales inoxidables.....	55
2.3 Definición de términos básicos.....	60

CAPÍTULO III	62
METODOLOGÍA	62
3.1 Método y alcance de la investigación	62
3.1.1 Tipo de investigación.....	62
3.1.2 Nivel de investigación.....	62
3.2 Metodología aplicada para el desarrollo de la solución	63
CAPÍTULO IV	72
ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN	72
4.1 Identificación de requerimientos	72
4.1.1 Inicio del diseño	72
4.1.2 Asumir el problema en forma crítica	73
4.1.3 Estado de la tecnología	73
4.1.4 Lista de exigencias	77
4.1.5 Planificación del desarrollo del proyecto.....	80
4.2 Análisis de la solución	82
4.2.1 Caja negra (<i>Black Box</i>)	82
4.2.2 Estructura de funciones (caja blanca).....	83
4.2.3 Matriz morfológica	86
4.2.4 Propuestas de solución	87
4.2.5 Determinación de la solución óptima.....	90
4.3 Diseño	94
4.3.1 Cálculos previos y experimentales.....	94
4.3.2 Diseño y cálculo del sistema de transporte.....	99
4.3.3 Diseño y cálculo del sistema de corte transversal.....	131
4.3.4 Diseño y cálculo del sistema de corte longitudinal	158
4.3.5 Diseño y cálculo del sistema de eviscerado.....	161
4.3.6 Diseño y cálculo del sistema soporte por piñón	166
4.3.7 Cálculo del sistema prelavado	175
4.3.8 Cálculo del tensor de cadena.....	178
4.3.9 Diseño y análisis de la estructura.....	181
4.3.10 Diseño de tolva de vísceras	184
4.3.11 Sistema eléctrico	185
4.3.12 Simulación y análisis de elementos críticos.....	187
4.3.13 Plan de mantenimiento	196

CAPÍTULO V	198
CONSTRUCCIÓN	198
5.1 Construcción del prototipo	198
5.1.1 Fabricación de estructura de la máquina	199
5.1.2 Fabricación de mecanismos para la transmisión	201
5.1.3 Fabricación de mecanismos para el sistema de corte transversal	203
5.1.4 Fabricación de mecanismos para el corte longitudinal	205
5.1.5 Fabricación de mecanismos para el eviscerado	206
5.1.6 Fabricación de mecanismos para el soporte por piñón	207
5.1.7 Ensamble de la máquina evisceradora de truchas	208
5.2 Pruebas y resultados	209
5.2.1 Pruebas	209
5.2.2 Resultados	213
5.3 Presupuesto de la máquina	215
5.3.1 Costos de diseño	215
5.3.2 Costos de adquisición de materiales para la fabricación	215
5.3.3 Costos de elementos normalizados	217
5.3.4 Costos de elementos elaborados o maquinados	219
Conclusiones	224
Aportes de la investigación	225
Trabajos futuros	226
Referencias	227
Anexos	231

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Eviscerado de truchas manualmente	21
Figura 2. Producción de trucha en el distrito de Ingenio – Huancayo	29
Figura 3. Ciclo biológico de la trucha arco iris	30
Figura 4. Cultivo de truchas por etapa	31
Figura 5. Partes internas y externas de la trucha arco iris	32
Figura 6. Piscigranjas en la región Junín	33
Figura 7. Acción de cuerdas en la rueda y eslabón de la cadena	35
Figura 8. Variación de la transmisión de potencia con la velocidad	36
Figura 9. Partes de la cadena de rodillos	37
Figura 10. Diferentes tipos de cadena de rodillos	37
Figura 11. Tipos de cadena de manutención	38
Figura 12. Tipos de cadena con conectores.....	38
Figura 13. Tipos de cadena de carga.....	39
Figura 14. Movimiento de la cadena sobre la rueda dentada.....	40
Figura 15. Rodamientos de bolas de una sola hilera	41
Figura 16. Rodamientos de bolas a rotulas	41
Figura 17. Rodamientos de agujas de una sola hilera y doble hilera	42
Figura 18. Rodamientos de rodillos cilíndricos	42
Figura 19. Rodamientos cónicos	42
Figura 20. Tipos de cojinetes con armazones diferentes	47
Figura 21. Tipos de correas de transmisión	50
Figura 22. Clasificación del proceso de soldadura	54
Figura 23. Proceso de soldadura MIG.....	55
Figura 24. Proceso de desarrollo de la VDI 2221	63
Figura 25. Fases del diseño de la VDI 2221.....	64
Figura 26. Modelo de Black-Box	67
Figura 27. Ideas tentativas para la sujeción de truchas	75
Figura 28. Ideas tentativas para el corte de la trucha.....	76
Figura 29. Ideas tentativas para la extracción de vísceras.....	77
Figura 30. Caja negra Black Box.....	82
Figura 31. Estructura de funciones (caja blanca)	85

Figura 32. Propuesta de la primera solución	88
Figura 33. Propuesta de la segunda solución	89
Figura 34. Propuesta de la tercera solución	90
Figura 35. Esquema de dispersión lineal para la elección del resultado	94
Figura 36. Medidas realizadas de la trucha.....	95
Figura 37. Trucha arco iris de etapa de cosecha	96
Figura 38. Representación del acomodamiento de truchas en los cangilones.	97
Figura 39. Diagrama de flujo de valor del proceso de eviscerado.....	98
Figura 40. Sistema de transporte ideado	100
Figura 41. Representación gráfica de transmisión por poleas.....	104
Figura 42. Representación gráfica de fuerzas actuantes en la transmisión ...	115
Figura 43. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión motriz.....	115
Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión en el plano XZ ..	116
Figura 45. Diagrama de esfuerzo cortante en el eje de transmisión, plano XZ	117
Figura 46. Esfuerzo cortante y momento flector del eje de transmisión, plano XZ	119
Figura 47. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión, plano YZ	120
Figura 48. Esfuerzo cortante y momento flector del eje de transmisión, plano YZ	121
Figura 49. Brida de la Catarina.....	126
Figura 50. Cangilón y despliegue	127
Figura 51. Representación gráfica del soporte del cangilón.....	128
Figura 52. Representación gráfica del soporte de levas	129
Figura 53. Inercia y momentos de inercia en la leva de empuje.....	130
Figura 54. Representación gráfica del sistema de transmisión	131
Figura 55. Inercia y momentos de inercia en la leva de transmisión	132
Figura 56. Inercia y momentos de inercia de la leva seguidora de corte transversal.....	133
Figura 57. Representación gráfica de engranajes rectos	134
Figura 58. Representación gráfica de las levas en el sistema de corte transversal	140
Figura 59. Representación gráfica de transmisión por levas y engrane	141
Figura 60. Diagrama de cuerpo libre del eje de levas y engrane	142

Figura 61. Diagrama de cuerpo libre del eje de levas y engrane en el plano XZ	142
Figura 62. Esfuerzo cortante y momento flector del eje de levas, plano XZ...	143
Figura 63. Diagrama de cuerpo libre del eje de levas y engrane en el plano YZ	144
Figura 64. Esfuerzo cortante y momento flector del eje de levas plano YZ....	145
Figura 65. Representación gráfica de fuerzas actuantes en el disco de corte	149
Figura 66. Representación gráfica del resorte de extensión	152
Figura 67. Representación gráfica del sistema de corte transversal	158
Figura 68. Navaja de corte	159
Figura 69. Representación gráfica de posicionamiento del guía de corte	159
Figura 70. Representación gráfica del sistema de corte longitudinal	160
Figura 71. Inercia y momentos de inercia en la leva seguidora del eviscerado	161
Figura 72. Representación gráfica del comportamiento de las levas del eviscerado	162
Figura 73. Representación gráfica del comportamiento de la cuchara evisceradora	164
Figura 74. Representación gráfica del sistema de eviscerado	166
Figura 75. Representación gráfica del sistema soporte por piñón.....	168
Figura 76. Diagrama de cuerpo libre del eje del soporte por piñón	168
Figura 77. Diagrama de cuerpo libre del eje piñón plano XZ	169
Figura 78. Esfuerzo cortante y momento flector del eje de piñón, plano XZ ..	170
Figura 79. Brida del piñón	172
Figura 80. Sistema soporte por piñón	174
Figura 81. Esquema de recipiente de caudal	176
Figura 82. Recipiente con medidas del chorro de agua	177
Figura 83. Mecanismo de tensado y sin tensar en despiece.....	179
Figura 84. Modelamiento de la estructura	181
Figura 85. Análisis de tensiones en la estructura	182
Figura 86. Análisis de desplazamiento en la estructura	183
Figura 87. Análisis de factor de seguridad en la estructura.....	183
Figura 88. Tolda de vísceras y pliegue	184
Figura 89. Circuito eléctrico de la máquina (modo encendido).....	186

Figura 90. Análisis de desplazamiento de la leva de empuje	187
Figura 91. Análisis de factor de seguridad en la leva de empuje	188
Figura 92. Análisis de desplazamiento de la leva seguidora de corte transversal	188
Figura 93. Análisis de factor de seguridad en la leva del corte transversal	189
Figura 94. Análisis de desplazamiento de la leva de eviscerado	189
Figura 95. Análisis de factor de seguridad en la leva de eviscerado	190
Figura 96. Análisis de tensiones en la brida	191
Figura 97. Análisis de desplazamiento en la brida	192
Figura 98. Análisis del factor de seguridad en la brida	192
Figura 99. Simulación del sistema de corte transversal	193
Figura 100. Simulación del sistema de corte longitudinal	194
Figura 101. Simulación del sistema de eviscerado	195
Figura 102. Ensamble de los sistemas en la máquina	195
Figura 103. Ciclo de trabajo en la máquina evisceradora de truchas	196
Figura 104. DOP estructura de la máquina	200
Figura 105. Taladrado de agujeros en la estructura	200
Figura 106. DOP de los mecanismos de transmisión	201
Figura 107. Elaboración de platinas soportes del cangilón	201
Figura 108. Elaboración de mecanismos de levas	202
Figura 109. Elaboración de cangilones con diferentes diseños	202
Figura 110. Elaboración de cangilones de tipo con aletas	203
Figura 111. DOP de los mecanismos de corte transversal	204
Figura 112. Elaboración de soporte motor y disco de corte	204
Figura 113. DOP de los mecanismos de corte longitudinal	205
Figura 114. Elaboración del soporte de cuchilla	205
Figura 115. DOP de los mecanismos de eviscerado	206
Figura 116. Elaboración del soporte brazo y la cuchara	206
Figura 117. DOP de los mecanismos de soporte por piñón	207
Figura 118. Elaboración del soporte por piñón	207
Figura 119. Elaboración de la tolva de vísceras	208
Figura 120. Ensamble de los componentes en la máquina	208
Figura 121. Prototipo máquina evisceradora de truchas	209
Figura 122. Primera prueba del eviscerado	210

Figura 123. Segunda prueba del eviscerado.....	211
Figura 124. Tercera prueba, quitado de vísceras por cada sistema.....	212
Figura 125. Tercera prueba del eviscerado.....	213
Figura 126. Acomodamiento de las truchas en los cangilones.....	214

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Producción de las empresas acuícolas en la provincia de Huancayo	20
Tabla 2. Cultivo de principales especies en la acuicultura	29
Tabla 3. Ficha técnica de la trucha	32
Tabla 4. Coeficientes de la potencia transmitida	36
Tabla 5. Factor de carga con choques	48
Tabla 6. Factor de carga en correas tipo V	49
Tabla 7. Valores de factor de choque y fatiga en ejes estacionarios	52
Tabla 8. Valores de factor de choque y fatiga en ejes en rotación	53
Tabla 9. Designación de aceros inoxidable entre normas internacionales	56
Tabla 10. Propiedades mecánicas para aceros inoxidable según 10088	56
Tabla 11. Composición química de los aceros inoxidable según 10088	57
Tabla 12. Características y aplicaciones de aceros inoxidable según AISI	59
Tabla 13. Modelo de lista de exigencias	66
Tabla 14. Modelo del plan de trabajo	66
Tabla 15. Modelo de matriz morfológica	68
Tabla 16. Modelo de evaluación de lista de exigencias	68
Tabla 17. Modelo de evaluación del valor técnico	69
Tabla 18. Modelo de evaluación del valor económico	69
Tabla 19. Lista de exigencias	78
Tabla 20. Planificación del desarrollo del proyecto	81
Tabla 21. Matriz morfológica	86
Tabla 22. Evaluación de lista de exigencias	91
Tabla 23. Evaluación de valor técnico	92
Tabla 24. Evaluación de valor económico	93
Tabla 25. Comparación de resultados evaluados	93
Tabla 26. Medidas realizadas con la trucha de etapa de cosecha	96
Tabla 27. Coeficientes de rozamiento	102
Tabla 28. Material de las poleas en "V" de acuerdo con la velocidad	109
Tabla 29. Datos del fresado del engranaje recto	139
Tabla 30. Tabla de caudales de agua en tuberías	175
Tabla 31. Plan de mantenimiento preventivo	197

Tabla 32. Símbolos de diagrama de operaciones (DOP)	199
Tabla 33. Resultados de los objetivos planteados	215
Tabla 34. Costos de adquisición de materiales para la fabricación	216
Tabla 35. Costos de adquisición de elementos normalizados.....	217
Tabla 36. Costos por hora de las máquinas herramientas	219
Tabla 37. Costos de elementos elaborados o maquinados.....	220
Tabla 38. Costos del proyecto	223
Tabla 39. Costo final de la máquina evisceradora de truchas	223

RESUMEN

La presente tesis se encamina en el diseño de una máquina que eviscera truchas de etapa de cultivo cosecha de 250 gr, debido a que los criaderos de truchas realizan esta actividad manualmente, demorándose entre 2 a 2.5 minutos con un lote de 10 truchas que incluye el lavado en conjunto, el tiempo del eviscerado se ejecuta con la prueba realizada en forma manual en la piscigranja *Chiapuquio* del distrito de Ingenio-Huancayo. Cuando existen pedidos de 2 a 3 pozas (200 truchas por poza) el trabajo del eviscerado manual es cansado y trabajoso y a razón de esto empezó la iniciativa de crear soluciones para mejorar el tiempo del eviscerado, aplicando conocimientos de ingeniería, entonces, se ha planteado como objetivo: diseñar y fabricar la máquina evisceradora para mejorar la producción en la provincia de Huancayo. Para ejecutar el diseño se usó la norma alemana VDI 2221, donde se especifica el procedimiento estructurado por etapas y fases y que es usado comúnmente por diseñadores sin experiencia, lo que facilita la optimización de estas. Como resultado se obtiene el diseño y construcción del prototipo de la máquina evisceradora de fácil manejo para el operador, de fácil mantenimiento y a un costo accesible para la población; presenta los siguientes beneficios: **rapidez de eviscerado**, con 5 s de acomodamiento de truchas en los cangilones se obtiene 12 truchas por minuto, 720 truchas/h; siendo la capacidad de la máquina de 187 kg/h; asimismo, se observan las pruebas realizadas en la máquina. Otro beneficio es la **producción de truchas evisceradas**, que demanda mayor cantidad de estas para ser comercializadas. El diseño de la máquina constituye sistemas mecánicos que cumplen la tarea del eviscerado, la transmisión de las truchas es mediante banda transportadora por cadena accionados por un motorreductor, el sistema de corte transversal corta el tendón (vena principal) de la trucha mediante disco de corte, el sistema de corte longitudinal abre el estómago de la trucha desde las branquias hasta la cola mediante una cuchilla de corte, el sistema de eviscerado extrae la vísceras mediante una cuchara en forma de "V" y, por último, se realiza el prelavado mediante chorro de agua.

Palabras claves: eviscerar, extracción, prototipo, trucha, vísceras.

ABSTRACT

This thesis is directed at the design of a machine that eviscerates trout from the harvesting stage of 250 gr, because the trout farms carry out this activity manually, taking between 2 to 2.5 minutes with a batch of 10 trout that includes the As a whole, the evisceration time is carried out with the test carried out manually in the Chiapuquio fish farm in the district of Ingenio-Huancayo. When there are orders for 2 to 3 pools (200 trout per pool) the manual gutting work is tiring and laborious and because of this the initiative began to create solutions to improve the time of gutting, applying engineering knowledge, then, it has been raised as objective: to design and manufacture the gutting machine to improve production in the province of Huancayo. To execute the design, the German standard VDI 2221 was used, which specifies the procedure structured by stages and phases and which is commonly used by inexperienced designers, which facilitates their optimization. As a result, the design and construction of the prototype of the eviscerating machine is obtained, easy to use for the operator, easy to maintain and at an affordable cost for the population; It presents the following benefits: speed of evisceration, with 5 s of trout accommodation in the buckets, 12 trout per minute, 720 trout / h; being the capacity of the machine of 187 kg / h; likewise, the tests carried out on the machine are observed. Another benefit is the production of gutted trout, which demands a greater quantity of these to be commercialized. The design of the machine constitutes mechanical systems that fulfill the task of gutting, the transmission of the trout is by means of a chain conveyor belt driven by a gear motor, the transverse cutting system cuts the tendon (main vein) of the trout by means of a cutting disc , the longitudinal cutting system opens the stomach of the trout from the gills to the tail by means of a cutting blade, the gutting system extracts the viscera by means of a "V" shaped spoon and, finally, the pre-washing is carried out by Waterjet.

Keywords: eviscerate, extraction, prototype, trout, viscera

INTRODUCCIÓN

El cultivo de las truchas, desde los tiempos antiguos, ha sido una actividad practicada por el hombre, con el fin de consumir la carne debido a su alta proteína nutricional, para ello las personas dedicadas a esta actividad usaban herramientas rudimentarias en forma de cuchillos de corte para abrir el estómago de la trucha y quitar las vísceras; en los diferentes lugares de nuestro país los criaderos de truchas realizan, hasta ahora, esta actividad netamente manual.

La crianza de las truchas en las piscigranjas es una tarea de cuidado especial, ya que estas especies se desarrollan en aguas limpias en zonas altoandinos, la trucha cumple un ciclo biológico de vida de carácter migratorio (ver Figura 3), empezando desde las ovas las cuales son importadas de EE. UU. y llevadas para el cuidado en las incubadoras; en un promedio de dos semanas se realiza la eclosión, luego pasan a la etapa de larva, el cuidado es especial a una temperatura considerable para el desarrollo, la limpieza es constante por los factores fisicoquímicos del agua hasta llegar a la etapa de alevino, en la siguiente etapa de alevino las truchas son seleccionadas por tamaño y peso para crecer en sus respectivos depósitos, en esta etapa inicial de alevinaje el tamaño es de 3.5 hasta alcanzar los 12 cm con peso promedio de 12 gr; en la siguiente etapa juvenil inicial las truchas alcanzan el tamaño de 12 cm a 17 cm, después de esta etapa existe el engorde de las truchas el cual comprende de 17 cm a 25 cm con peso promedio de 250 gr; después de esta etapa llega la cosecha, de tamaño de 25 cm a más con peso de 250 gr a 350 gr, en esta etapa es donde se realiza la comercialización de las truchas para el consumo; el ciclo termina con truchas adultas, reproductoras que comprende un crecimiento de 20 meses (ver Figura 4).

El trabajo en la máquina es con truchas de tamaño de etapa de cultivo, cosecha con peso por unidad de 250 gr (ver Figura 4), en general se vende la poza completa de 200 truchas, del mismo tamaño y peso. Según las pruebas realizadas del eviscerado de truchas manualmente en la piscigranja *Chiapuquio* en el distrito de Ingenio, el tiempo del quitado de vísceras y lavado de las truchas

se considera un promedio de 2 a 2.5 minutos con un lote de 10 truchas, la operación es delicada para no maltratar la carne, el trabajo del quitado de vísceras es fatigoso y cansado cuando existe una cantidad de pedido de 2 a 3 pozas (200 truchas por poza) y las truchas tienen que estar en buenas condiciones (fresca); por estos motivos lo que se busca es reducir el tiempo del eviscerado; evitar el cansancio y fatiga del trabajador, mediante un proceso mecánico altamente eficiente y a un costo accesible para la población.

Para cumplir los objetivos utilizamos el método de diseño en ingeniería mecánica, la norma alemana VDI 2221, que contribuirá en el desarrollo del diseño de la máquina, cumpliendo paso a paso las actividades que determina, entre ellos tenemos la planificación, concepto de solución, elaboración del proyecto y elaboración de la ingeniería de detalles.

La máquina se diseña considerando todos los requerimientos planteados por la norma; en cuanto a la seguridad, se diseñan las guardas de protección; en cuanto a la ergonomía, se diseña de acuerdo con la posición del operador en el acomodamiento de las truchas hacia los cangilones para obtener truchas evisceradas de calidad y en un menor tiempo posible. La tesis en su totalidad se divide en cinco capítulos; en el primer capítulo se desarrolla el planteamiento y formulación del problema identificando las inconvenientes en el proceso del eviscerado, asimismo, se identifican los objetivos principales y específicos; en el segundo capítulo se desarrolla el marco teórico, donde se encuentran los antecedentes de la investigación ya sea artículos, tesis relacionadas a la investigación en el área local, nacional e internacional; en el tercer capítulo se desarrolla la metodología de diseño con sus respectivas etapas, fases y modelos; en el cuarto capítulo se analiza la mejor solución del prototipo de la máquina que se adecue para satisfacer las necesidades del cliente, analizando las soluciones técnicas y económicas; en el capítulo cinco se realiza la construcción del prototipo de la máquina, las pruebas y resultados del eviscerado, también se detallan los costos de materiales, costos de manufactura, costos de elementos normalizados y el presupuesto completo de la máquina evisceradora de truchas.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

1.1 Planteamiento y formulación del problema

1.1.1 Planteamiento del problema

La trucha es uno de los alimentos del hombre, debido a su alta proteína nutricional, para consumirlo se realizan diferentes tipos de procesos, entre ellos, la tarea del eviscerado, donde se les abre el vientre a las truchas desde las branquias hasta la cola, luego se les extraen las vísceras (riñón, hígado, corazón, estómago, intestino, gónada) ver Figura 5 y, finalmente, se lavan con agua fría, todo este proceso constituye un factor importante en la calidad de la trucha ya que la operación es delicada.

En las regiones de Huancayo el consumo de las truchas es evidentemente viable, existen 11 empresas dedicadas a la producción de esta materia prima de los cuales la mayor parte es consumida por la población y solo una parte de ellas es exportada, según el estudio realizado por el Ministerio de Ambiente, (1) ver Tabla 1, donde se menciona la producción anual de truchas de cada empresa acuícola.

Tabla 1. Producción de las empresas acuícolas en la provincia de Huancayo

Ítem	Empresa	Propietario	Producción anual
1	Piscigranja Ñahuinpuquio	Feliciano Oseda Cerrón	1 a 2 t
2	Piscigranja Las Cunas	Genaro Ruiz	18 t
3	Piscigranja El Totoral	Samaniego Patiño Dandy	1 a 2 t
4	Piscigranja Del Valle Azul inversión Arauco SAC	Henry Víctor Arauco	50 t
5	Piscigranja Virgilio Lazo	Virgilio Lazo López	1 a 2 t
6	Piscigranja Chiapuquio	Fabián Calderón Torpoco	1 a 2 t
7	Compañía acuícola Junín SAC	Cesar Común Túpac	Reincubador de ovas
8	Piscigranja Las Cataratas	Leovigildo Castillo Barja	10 t
9	Piscigranja Paca Paca	Herulio Castillo Papuico	3 t
10	Centro piscícola El Ingenio	Victo Antonio Lazo Mujica	80 t
11	Corporación Turística del Centro Virgen del Pilar	Alfredo Colonio Veliz	1 a 2 t

Nota: Servicios de exploración y distribución de truchas naturalizadas en zonas prioritizadas de Junín y Huánuco. Tomada de Ministerio del Medio Ambiente, pp. 33 y 34

Los criaderos de truchas y otras personas dedicadas a la venta de esta materia prima, realizan esta actividad de eviscerado de modo netamente manual y muy rudimentario, utilizando el cuchillo de corte como herramienta (ver Figura 1) y demorándose en el quitado de vísceras y el lavado en conjunto de 2 a 2.5 minutos con un lote de 10 truchas, el tiempo del eviscerado y lavado se calcularon con las pruebas realizadas en la piscigranja *Chiapuquio* en el distrito de Ingenio; cuando existen pedidos de truchas de 2 a 3 pozas (200 truchas por poza) es cansado y muy laborioso para el personal encargado de realizar esta actividad debido a la posición inadecuada del trabajo, generando enfermedades profesionales a largo plazo como la fatiga postural en la columna y riesgos de desarrollar artritis.

Por estos motivos, lo que se busca es brindar un proceso mecánico altamente eficiente y que pueda cumplir las expectativas de los patrocinadores,

posteriormente se pretende crear una máquina que sea capaz de extraer las vísceras de las truchas en un menor tiempo posible y a un costo accesible para las comunidades, pequeñas y medianas empresas procesadoras de truchas para el consumo, de esta forma mejorar la línea de producción y el tiempo del eviscerado.



Figura 1. Eviscerado de truchas manualmente

1.1.2 Formulación del problema

A) Problema general

¿Cómo diseñar y fabricar una máquina evisceradora de truchas para mejorar la producción en la provincia de Huancayo?

B) Problemas específicos

- ¿Cómo diseñar los mecanismos de extracción de vísceras de la trucha arco iris?
- ¿Cómo diseñar los mecanismos de accionamiento por levas en la máquina evisceradora de truchas?
- ¿Cómo fabricar la máquina evisceradora de truchas con la tecnología existente en la ciudad de Huancayo?

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseñar y fabricar la máquina evisceradora de truchas para mejorar la producción en la provincia de Huancayo.

1.2.2 Objetivos específicos

- Diseñar los mecanismos de extracción de vísceras de la trucha arco iris.

- Diseñar los mecanismos de accionamiento por levas en la máquina evisceradora de truchas.
- Fabricar el prototipo de la máquina evisceradora de truchas con materiales alternativos y existentes en la ciudad de Huancayo.

1.3 Justificación e importancia

En lo tecnológico:

La investigación contribuye en el desarrollo de la línea de producción de truchas, la máquina cumple el objetivo de extraer las vísceras de la trucha de la etapa de cultivo cosecha (ver Figura 4), mediante mecanismos de extracción mecánica accionados por levas de empuje y levas seguidoras, las cuales también contribuyen conocimientos en el diseño y dimensiones únicas de levas con carreras cortas y carreras largas de avance, encargándose de accionar el sistema de corte transversal y el sistema de eviscerado para que el conjunto de mecanismo de corte por disco y el mecanismo de extracción por cuchara cumplan la actividad correspondiente, además estos mecanismos son menos propensos a averías que los mecanismos totalmente electrónicos.

En lo social:

El desarrollo de la investigación ayuda a las comunidades, pequeñas y medianas empresas procesadoras de truchas para el consumo, a mejorar la calidad de vida, asimismo ayuda a que el personal tenga mejores condiciones ergonómicas para el trabajo, ya que realizaban la tarea del eviscerado manualmente y en posiciones incómodas, generando enfermedades a largo plazo como la fatiga postural en la columna y riesgo de desarrollar artritis.

En lo ambiental:

El diseño de la máquina evisceradora de truchas no genera efectos contaminantes a gran escala sino lo mínimo en cuanto a la lubricación de los mecanismos los cuales son controlados mediante un plan de mantenimiento, además se encuentra compuesto por materiales inoxidables para proteger el proceso alimenticio y en cuanto a las vísceras serán depositadas para el consumo de animales piaras (cerdos).

En lo económico:

Es importante mencionar que algunas máquinas existentes en el mercado internacional valorizan un promedio de S/ 170 000.00 nuevos soles; debido a las dimensiones y características que presentan; con el desarrollo de este proyecto valorizado en un promedio de S/ 16 000.00 nuevos soles, se hace accesible para la adquisición por las personas, comunidades, pequeñas y medianas empresas dedicadas a esta actividad.

En lo teórico:

Busca aportar conocimientos de eviscerados de truchas en la forma del corte y extracción de las vísceras, también mediante el cálculo de transmisión, sistemas netamente mecánicos, análisis con software de elementos críticos, selección del tipo de material bajo recomendación de empresas que están relacionadas en el rubro de los aceros.

En lo práctico:

Se realiza un análisis de los sistemas de corte longitudinal, corte transversal y extracción de vísceras para reducir el tiempo de eviscerado de la trucha teniendo en cuenta la velocidad de giro de la cadena de transmisión que cumple una función importante en el traslado de las truchas.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes del problema

2.1.1 Antecedentes internacionales

En una revista internacional publicada en España por el Boletín Oficial de la Propiedad Industrial (BOPI) se conoce por medio de la patente EP0398017A2, *Method and Device for iviscerating fish*. Tiene como objetivo principal mejorar la extracción mecánica de las tripas de los pescados de modo que se pueda conseguir de forma permanente un resultado óptimo de trabajo para que obtenga una elevada rentabilidad, la patente describe una herramienta de corte encargada de abrir la cavidad ventral del pescado mediante una cuchilla de corte circular, el pescado es sujetado por mecanismos de sujeción en la cola y en la cabeza enganchados a la mandíbula inferior, un mecanismo de aspiración de vísceras mediante toberas de succión con forma de cuchara, asimismo con mecanismos encargados de transportar el pescados situados en los cangilones, estos presentan diferentes tamaños y son identificados por colores según corresponda y, por último, el lavado por disco giratorio. Se obtuvo como resultado la identificación de las principales causas de extracción de vísceras y lavado del pescado. El estudio aporta una metodología de trabajo que se desarrolla, donde fundamenta los procedimientos de extraer las tripas de los pescados que ingresan por cada sistema que ejecute su función y posteriormente mejorar la producción teniendo en cuenta los dispositivos de dicha máquina. (2)

En una patente de invención publicada en España P201430188. *Instalación y procedimientos automatizados para procesar túnidos y similares*. Tiene como objetivo la instalación y un procedimiento para procesar túnidos en la industria de conservas de pescado, la patente describe una sección de instalación de túnidos de 1 kg a 3 kg, una sección de transporte por cadena y catarina encargados de transportar los túnidos clavados en los mismos mediante bayonetas, una sección de descabezado encargado de retirar la cabeza del túnido mediante unos mecanismos de vástago fijados en un árbol de accionamiento y estos unidos mediante levas de descabezado y levas seguidoras; una sección de extracción de espina mediante un sistema de pinza de trabajo con giro alternativo para agarrar y soltar adecuadamente impulsados por mecanismos de desplazamiento vertical de subida y bajada, mecanismos alternativos de acercamiento y alejamiento al túnido y la sección de lavado mediante cepillo. Esta investigación de la patente aporta una metodología a nuestro proyecto en cuanto a las dimensiones y formas de mecanismos de levas, también la forma de trabajo que realiza con el árbol de accionamiento, y la forma de sincronización entre los mecanismos encargados de cumplir la tarea. (3)

En una patente publicada en España por la BOPI se conoce por medio de la patente 2397054. *Dispositivo y procedimiento para el fileteado de pescado, descabezado y eviscerado*. Tiene como objetivo la invención de dispositivo para fileteado descabezado y eviscerado de pescados, la patente describe mecanismos de corte para el fileteado mediante cuchillas circulares para dejar al descubierto las espinas ventrales y las espinas dorsales del pescado, una cinta transportadora sin fin, con forma de caballete para el alojamiento del pescado sujetado con mecanismos con dientes, un dispositivo para el centraje de la espina central caracterizado por dos elementos, una de elevación plana y una elevación para centraje a los extremos como apoyos; asimismo, para el descabezado y el eviscerado existen mecanismos de guía encargados de dejar al descubierto las espinas ventrales del pescado. Esta patente aporta una metodología con las formas de funcionamiento de los mecanismos de guía encargados de dejar abierto el vientre del pescado; el diseño de los caballetes para sujetar la trucha mediante las garras, los cuales son unas manifestaciones

inherentes y bastantes productivas para crear los mecanismos de guía en la máquina evisceradora de truchas. (4)

En la tesis *Diseño de una máquina semiautomática para el eviscerado de pescado* realizada en la Universidad Central de Venezuela. El problema principal fue automatizar el proceso de eviscerado en la línea de producción de pescado debido a que la actividad estuvo de forma artesanal. El objetivo principal fue diseñar un dispositivo semiautomático de eviscerado de pescado para la línea de producción de una industria alimenticia. La metodología aplicada fue el diseño en ingeniería por Rodolfo Milani "*Diseño para nuestra realidad*"; basado en 7 etapas secuenciales. Los resultados que se obtuvieron fue el diseño de la máquina semiautomática para el eviscerado de pescado, con mecanismos de cuchillas de corte con disco para abrir el estómago, luego con herramientas de arrastre y de desenganche, ambos de accionamiento neumático; encargados de extraer las vísceras de las 6 especies de manera independiente, los cuales son el pargo, el mero, corocoro, coporo y lebranche; asimismo, con mecanismos de sujeción por cangilones y mecanismos de avance para realizar la succión de vísceras, con respecto al lavado es mediante cepillos de limpieza de cerdas plásticas; por último, se obtuvo el manual de operación y mantenimiento de la máquina para garantizar la duración de los elementos mecánicos, la máquina estima un precio de S/ 787 395.00 nuevos soles por el tamaño y mecanismos que conforma. Esta investigación aporta en el presente estudio en el ámbito de desarrollo del diseño con software, cálculos de los sistemas de transmisión, esfuerzos y deformaciones en los elementos mecánicos, simulaciones y cálculos con software y entre otros parámetros; asimismo, facilita información sobre las especies acuáticas y variedades de pescado. (5)

2.1.2 Antecedentes nacionales

En la tesis *Diseño de una máquina evisceradora de anchoveta con capacidad de 800 kg/h*, realizada en la Universidad Nacional de Ingeniería del Perú. Planteándose como problema general, mejorar la producción de anchovetas, aprovechando los espacios en la planta y reduciendo la mano de obra. El objetivo principal fue diseñar una máquina cortadora-evisceradora de anchovetas con capacidad de 800 kg/h, y que pueda fabricarse con materiales existentes en el

mercado peruano, a fin de reducir costos y optimizar el tiempo en el proceso de producción en las plantas conserveras y afines; el resultado obtenido fue el diseño de la máquina evisceradora de anchoveta con materiales de acero inoxidable AISI 304 y reducción de la mano de obra de 40 a 18 trabajadores, los mecanismos que se emplearon para el transporte de las anchovetas es mediante una cadena transportadora juntamente con los cangilones con sujetador de cola, ubicados perpendicularmente a las cadenas; el quitado de la cabeza y la cola se da mediante el mecanismo de un disco de corte, los mecanismos del eviscerado se dan mediante toberas de succión con accionamiento neumático; los demás componentes son automáticos gobernados mediante PLC, la máquina está estimada en S/ 167 440.00 nuevos soles. Esta investigación aporta al presente estudio en el desarrollo de los cálculos y selección de los elementos mecánicos; también en la elección de los materiales inoxidables para la fabricación de la máquina, y en el trabajo que realiza el sistema de transmisión que transmite a una velocidad de 8.4 rpm en el eje motriz, y entre otros parámetros de corte. (6)

En la tesis *Diseño de una máquina seleccionadora de truchas* realizada en la Universidad Católica del Perú. El objetivo principal fue el diseño de una máquina seleccionadora de truchas que clasifique a las truchas por tamaño, con la finalidad de permitir una mejor crianza de los peces en los diferentes criaderos. Para cumplir el objetivo planteado utilizaron el método de diseño estructurado; como resultado se obtuvo la propuesta de diseño de una máquina seleccionadora de truchas, que pueda cumplir con una rapidez de trabajo y con tres rangos de capacidad de selección de (18000 peces/h, 7200 peces/h y 3600 peces/h) con un sistema de alimentación apropiado, el peso de las truchas es de acuerdo a los rangos de selección 1) peces de 6.4 cm a 12.8 cm, comprende la etapa de alevinaje, 2) peces de 14.6 cm a 23 cm, comprende la etapa juvenil y 3) peces de 23.5 cm a 30 cm, comprende la etapa de cosecha; el peso estándar promedio de la máquina lo consideran de 200 kg, la mejora de producción de venta de peces es a través de un proceso de selección continua, se menciona también que la máquina se estima en un precio de S/. 19 264.27 nuevos soles y con materiales existentes en la ciudad. Esta investigación permite establecer la selección de las truchas a un parámetro establecido de la etapa de cosecha con un peso de 250 gr, peces entre 23.5 cm a 30 cm, ayuda en la valorización de la

máquina con respecto a los costos, siendo rentable para la adquisición por los criaderos de truchas. (7)

En la tesis *Estudio técnico y económico para la producción intensiva de truchas en la comunidad campesina de Paccha, El Tambo-Huancayo* realizada en la Universidad Nacional del Centro del Perú, el objetivo principal fue elaborar el estudio técnico-económico para la producción completa de truchas en estanques, desarrollando la rentabilidad y la eficiencia de la explotación piscícola, cuyos sistemas de comercialización de la talla y peso comercial de la trucha es de 25 cm o 250 gr obtenidos después de 240 días de crianza intensiva, donde se ve la venta directa al por mayor y menor (comprador) siendo el canal de comercialización. Esta investigación aporta al estudio el ámbito de desarrollo y las características técnicas de la trucha; siendo de trascendencia el peso y la talla comercial en los mercados de abasto de la región. (8)

En otra investigación realizada por la Dirección Regional de Producción del departamento de Huancayo Junín en los periodos 2013-2108. *Cosecha de truchas en el centro piscícola El Ingenio*. Se estima el crecimiento de producción de truchas en el distrito de Ingenio en un lapso de 6 años (ver Figura 3), con truchas de etapa de cosecha de peso de 250 gr, siendo la más comercial en el mercado local. Esta investigación realizada aporta en el desarrollo de nuestro proyecto en los datos estadísticos de producción mensual de truchas con tamaño de 35 cm a 30 cm y peso de 250 gr, siendo un indicador de viabilidad de producción de truchas para desarrollar el proyecto y que sea eficaz para su aplicación. (9)



Figura 2. Producción de trucha en el distrito de Ingenio – Huancayo. Tomada de INEI

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Antecedentes teóricos

2.2.1.1. Manufactura en la acuicultura

La manufactura en la acuicultura peruana es una forma de cultivo de diferentes tipos de especies acuáticas, realizando el trabajo de control del ciclo biológico de las especies desde la etapa de huevo hasta la etapa de adultez; la acuicultura se divide en dos formas de crear estas especies, de acuerdo con el lugar donde se desarrollan siendo la marina con 72% de producción y, la continental con 28% de producción en el Perú. (10)

Tabla 2. Cultivo de principales especies en la acuicultura

Marina	Concha de abanico (<i>argonpecten purpuratos</i>): cultivadas en la costa peruana.
	Langostino (<i>litopenaeus vannamei</i>): cultivadas en el norte peruano (Tumbes y Piura).
Continental	La trucha arco iris (<i>oncorhynchus mykiss</i>): cultivada en zonas altoandinas (Puno, Huancavelica, Ancash y Junín).
	La tilapia (<i>Oreochromis spp</i>): cultivada en la costa centro-norte (Ica, Tumbes y San Martín).
Especies nativas	El paiche (<i>Arapaima gigas</i>), Amazonas.
	La gamitana (<i>Colossoma macropomun</i>)
	El paco (<i>Piaractus brachypomus</i>), Amazonas

Nota: Tomada de Producción, comercialización y perspectivas de desarrollo de la acuicultura peruana 2014

La trucha arco iris (*Oncorhynchus mykiss*) perteneciente a la familia Salmónidos, es una especie introducida desde EE. UU. en el año 1928 y ahora se cultivan en 16 departamentos andinos del Perú, en zonas con condiciones climáticas de aguas frías, se cultivan en estanques en tierra y jaulas flotantes; estas especies se desarrollan hasta cumplir su ciclo biológico desde las ovas hasta la adultez (ver Figura 3). (10)

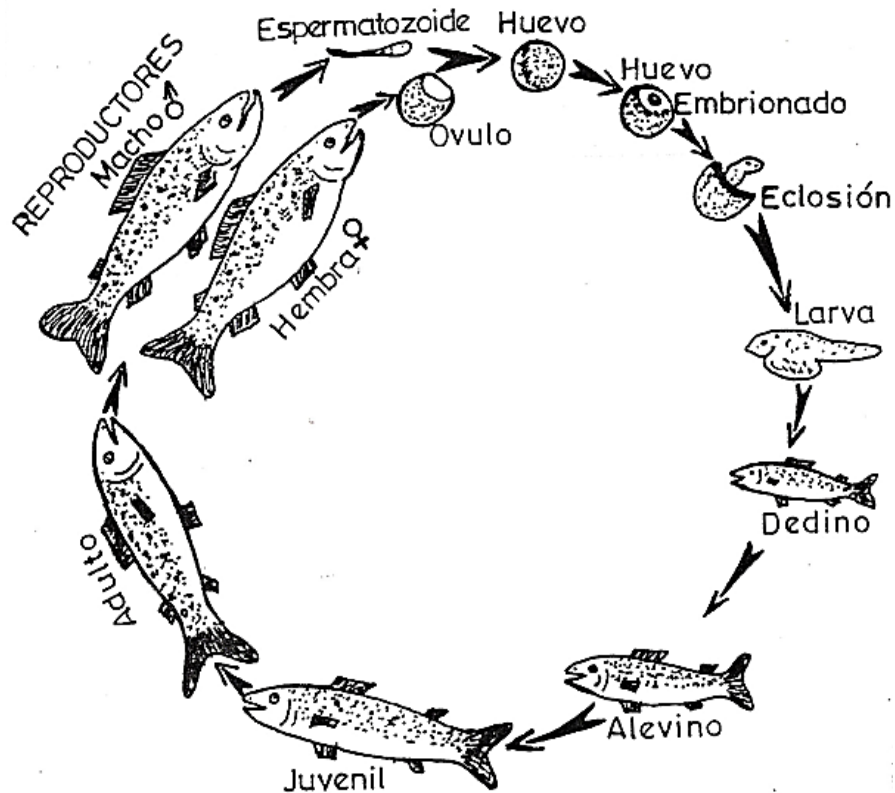


Figura 3. Ciclo biológico de la trucha arco iris. Tomada de Ministerio de Producción 2010, p. 30

Las etapas de cultivo de la trucha arco iris empiezan con la etapa de alevinaje que comprende entre 5 cm a 12 cm, con un peso promedio de 12 gr aproximadamente, con una duración de 3 meses; la etapa juvenil comprende de 12 cm a 17 cm con un peso promedio de 68 gr aproximadamente en 2 meses; la etapa de engorde comprende de 17 cm a 26 cm, equivalente a un peso promedio de 250 gr con una duración de 3 meses; por último, la etapa de cosecha comprende de 26 cm a más, con un peso equivalente de 250 gr hasta 350 gr con una duración de 3 meses. (11)



Figura 4. Cultivo de truchas por etapa. Tomada de Ministerio de Producción 2014, p. 35

2.2.1.2. Características de la trucha

La trucha arco iris se caracteriza por las finas escamas que posee, la coloración varía de acuerdo a la influencia del ambiente, en riachuelos es de color plomo oscuro, en los estanques expuestos a los rayos del sol presentan una tonalidad más clara; también presentan un gran número de máculas negras en la piel a manera de lunares y unas franjas de colores con diferentes tonalidades y una línea de franja rojiza sobre la parte lateral por ambos lados del cuerpo. (11)

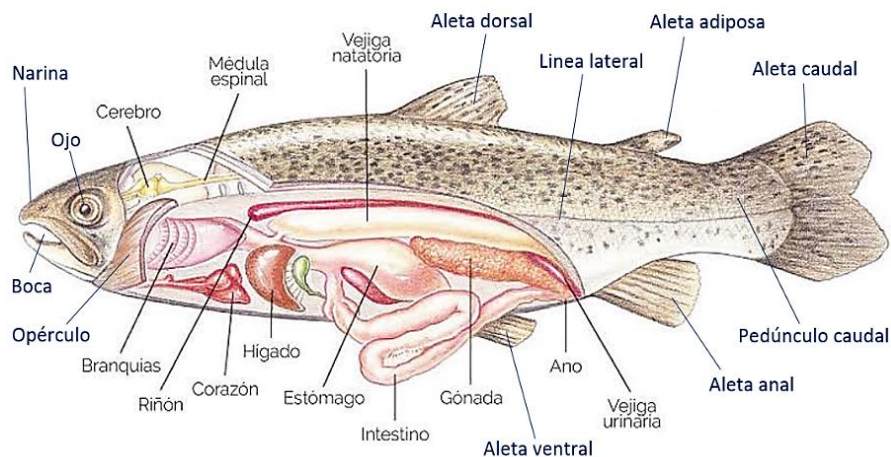


Figura 5. Partes internas y externas de la trucha arco iris
Fuente: Inniovabiología.com

Tabla 3. Ficha técnica de la trucha

Nombre	Trucha
Nombre científico	<i>Oncorhynchus mykiss</i>
Subpartida nacional	0301.10.00.00
Variedades	Arco iris
Tipos de agua	Agua dulce
Humedad	75.80%
Grasa	3.10%
Proteína	19.50%
Calorías	139
Sales minerales	1.20%
Clima	Fríos tropicales
Zonas de producción	Huancayo, Puno y sierra altoandina
Mercado internacional	USA, Japón, China, Noruega, Suecia
Distribución geográfica	Introducida, cuerpos hídricos del Perú

Nota: Tomada de Ministerio de Producción, información de Prompex Sea-Food today

2.2.1.3. Datos principales de la investigación

La tesis *Diseño y fabricación de una máquina evisceradora de truchas para mejorar la producción en la provincia de Huancayo*, está destinada para los productores de truchas que se encuentran en la región ya que ellos no cuentan con una máquina o dispositivo para la extracción de vísceras, en la Figura 6 se muestra la ubicación de algunas piscigranjas en la región.

- Huari – La Oroya
- Pachacayo – Jauja
- Molinos – Jauja
- Ingenio – Huancayo

- Miraflores – Huancayo
- Tres de Diciembre – Chupaca
- Angasmayo – Chupaca

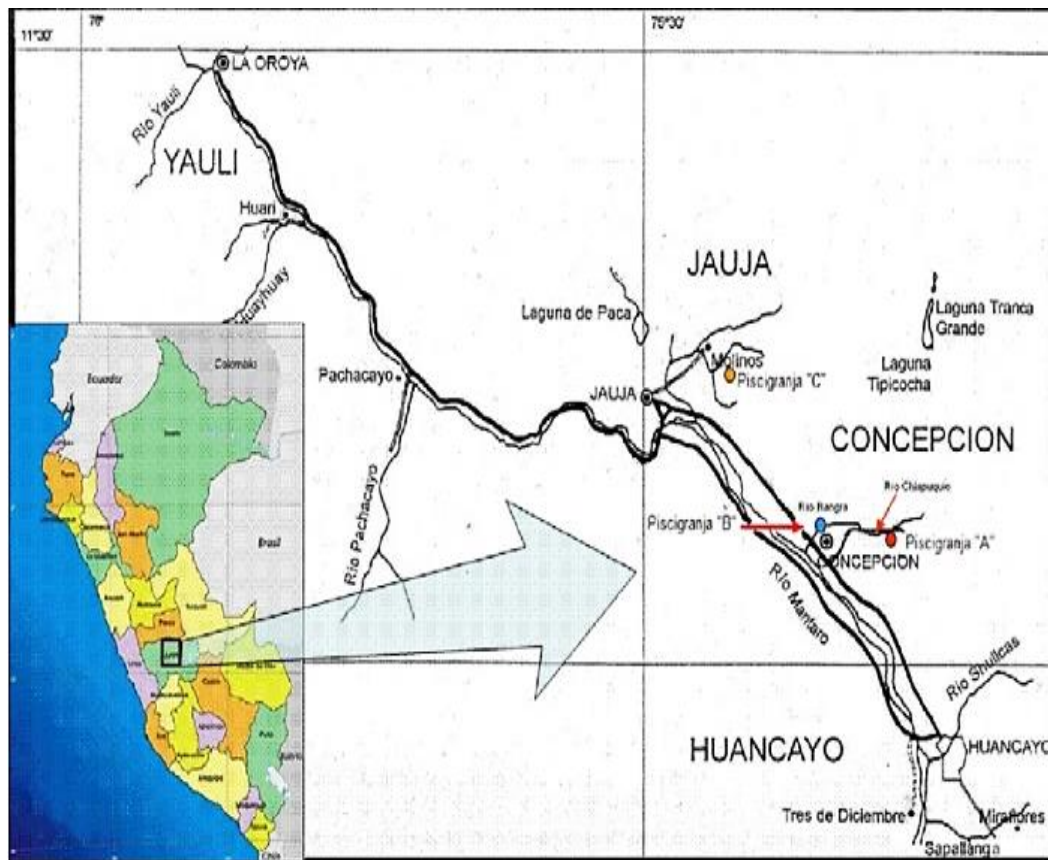


Figura 6. Piscigranjas en la región Junín. Tomada de Researchgate.net

2.2.2 Diseño de cadenas

El sistema de transmisión por cadena es empleado para transmitir movimiento entre dos ejes que estén paralelos y que se encuentren a cierta distancia, aunque las diferentes configuraciones de los elementos que lo componen cumplen una función principal que es transmitir movimiento rotacional entre los ejes, las cadenas son utilizadas para transportar y elevar cargas.

2.2.2.1. Selección de cadena

Existen diferentes tipos de cadenas que se caracterizan mediante el paso de eslabones y la capacidad de transporte cuya aplicación fundamental es transmitir la potencia entre ejes que giran a determinadas velocidades.

Las principales fórmulas de cálculo de las cadenas de transmisión se mencionan a continuación. (12)

Potencia transmitida (P)

$$P = F_u * v \quad (2.2.1)$$

$F_u =$ *esfuerzo útil*

$v =$ *velocidad lineal promedio*

$$v = \frac{D_p * \omega}{2}$$

$v =$ *velocidad lineal promedio*

$\omega =$ *velocidad angular de giro*

$D_p =$ *diametro primitivo de la rueda*

Potencia de diseño (P_c)

$$P_c = P * f_1 * f_2 * f_3 \quad (2.2.2)$$

$f_1 =$ *coeficiente de trabajo*

$f_2 =$ *coeficiente de corrección*

$f_3 =$ *coeficiente de desgaste*

Ventajas

- El sistema de transmisión por cadena tiene la capacidad de transmitir potencia de acuerdo con la distancia entre ejes, esto se logra de acuerdo con que las cadenas tengan longitudes variables.
- El rendimiento que se obtiene por el sistema de transmisión de cadenas es el 98%, dado que se excluyen problemas de deslizamiento entre los eslabones y la catarina.
- Con el sistema de transmisión por cadenas se puede transmitir rotación a varios árboles o ejes con una misma cadena.
- Para transmitir potencias elevadas se deben emplear múltiples hileras de cadenas.
- Vida útil de 15000 horas de trabajo siempre y cuando las condiciones de trabajo y engrase sean adecuadas.
- Transmisión de amplia gama de potencia más de 1100 kW cadenas múltiples.
- Los parámetros admisibles para la selección de la cadena de transmisión de potencia se describen en los Anexos 7, 8 y 9.

Desventajas

- Tiene un elevado costo de sus componentes y más cuando requieren tipo de material o tratamientos especiales para evitar desgaste de los eslabones de acuerdo con los trabajos que realicen.
- Se requiere prácticas de mantenimiento minucioso y proceso de lubricación.

En la Figura 7 se representa el diagrama de cadena de rodillos y piñón, donde el rodillo A en un instante se apoya en el diente del piñón; al girar el piñón la cadena avanza un diente, ahora el rodillo de la cadena A ocasiona un desplazamiento de línea de centros del eje separando una distancia $r \cdot \cos \theta$, a un ángulo (θ), esta distancia es menor que el radio r . Si n es el régimen de giro del piñón, la velocidad lineal de la cadena antes y después de girar el piñón un ángulo θ vienen dados por:

Velocidad inicial de giro

$$V_0 = 2 * \pi * r * n * \cos \theta \quad (2.2.3)$$

Velocidad después de giro

$$V_1 = 2 * \pi * r * n \quad (2.2.4)$$

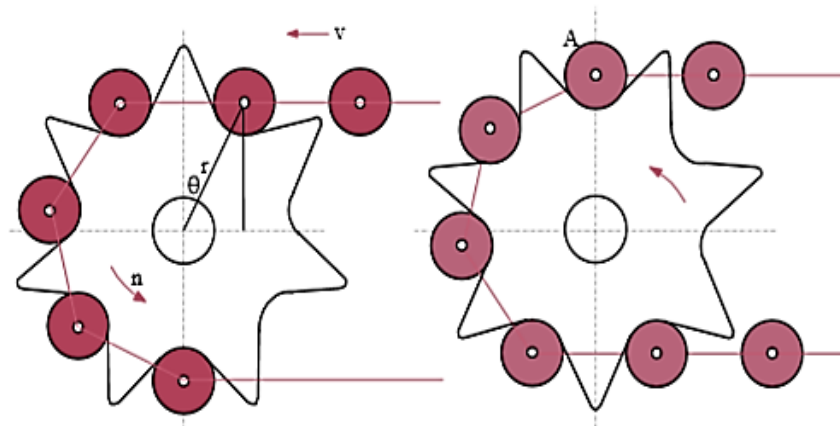


Figura 7. Acción de cuerdas en la rueda y eslabón de la cadena. Tomada de Renold.es

Para realizar el cálculo de la velocidad lineal de la cadena se puede hacer de dos formas. (12)

$$V = \pi * D_p * n \quad (2.2.5)$$

$$V = P * Z * n \quad (2.2.6)$$

Donde

D_p = diámetro primitivo

n = régimen de giro del piñón
 P = paso de la cadena de rodillos
 Z = número de dientes del piñón

Las fuerzas que aparecen durante el funcionamiento hacen que la potencia que pueden transmitir para una tracción máxima determinada F_1 (téngase en cuenta que $F_2 \sim 0$ en las transmisiones por cadena) aumenta con la velocidad lineal hasta llegar a un máximo y a partir del cual disminuye. (12)

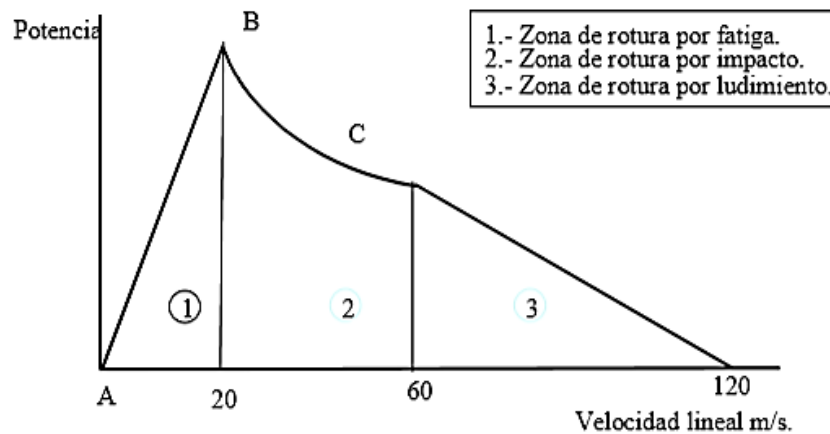


Figura 8. Variación de la transmisión de potencia con la velocidad. Tomada de es.tauomega.com

Parámetros para seleccionar la cadena

- ✓ Potencia para transmitir.
- ✓ Las revoluciones por minuto del eje, motor y la conducida.
- ✓ Las condiciones de trabajo se evalúan de acuerdo con la potencia a transmitir teniendo en cuenta los coeficientes que se obtengan, ver Tabla 4.

Tabla 4. Coeficientes de la potencia transmitida

	Motor hidráulico	Motor eléctrico	Motor de combustión
Sin movimientos	1.0	1.0	1.2
Movimientos ligeros	1.2	1.3	1.4
Movimientos violentos	1.4	1.5	1.7

Nota: Tomada de Renoldjeffrey.com

2.2.2.2. Tipos de cadenas

Según la geometría que presentan los eslabones o enlaces que conforman y dentro de la división entre las cadenas de transmisión de potencia éstas pueden ser:

a) Cadenas de rodillos

Las cadenas de transmisión de potencia se caracterizan por los eslabones y rodillo, estas cadenas se montan en un rodillo de forma cilíndrica sobre el casquillo de la cadena, los rodillos se montan sueltos de manera que puedan girar libremente entre los eslabones para evitar fricción. (13)

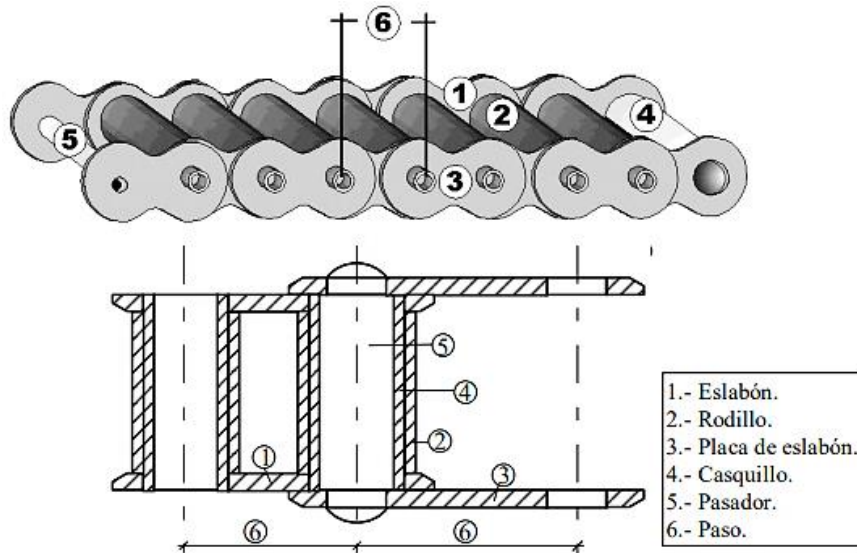


Figura 9. Partes de la cadena de rodillos. Tomada de Renold.es



Figura 10. Diferentes tipos de cadena de rodillos. Tomada de Arriagada, cadenas.2

b) Cadena de manutención y transportadora

Las cadenas de manutención o transportadora son cadenas con conectores, encargadas de transportar cargas livianas y usadas comúnmente con tipo de orejeras, ver Figuras 11 y 12. (13)

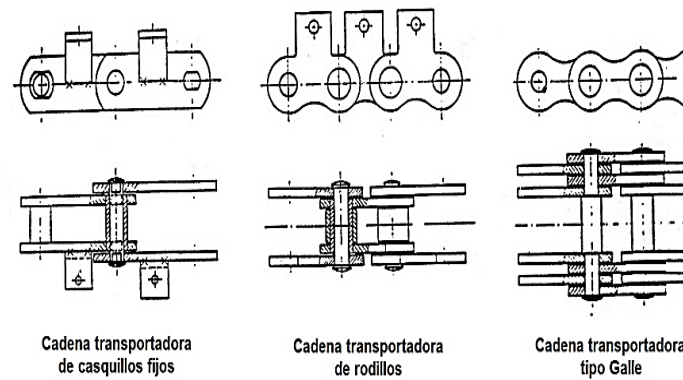
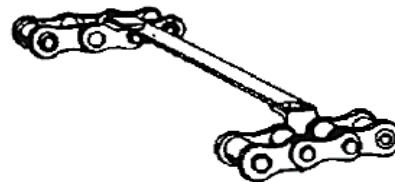
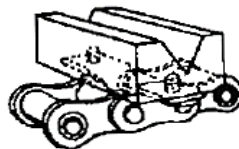


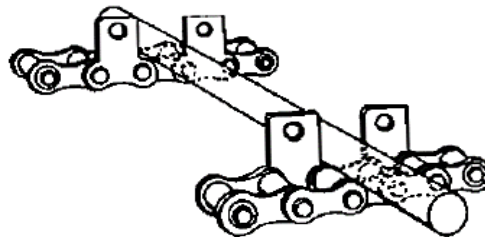
Figura 11. Tipos de cadena de manutención. Tomada de Renold.es



a) Tablillas ensambladas a los conectores para formar una superficie transportadora plana



b) Bloque en V montado en los conectores para transportar objetos redondos de diversos diámetros



c) Conectores usados como separadores para transportar y colocar objetos largos

Figura 12. Tipos de cadena con conectores. Tomada de Diseño de elemento de máquinas, p. 285

c) Cadena de cargas pesadas

La función principal de estas cadenas es transmitir cargas pesadas, por lo cual tiene que disponer de una mayor sección y ser resistentes para el trabajo. Esto se consigue añadiendo más placas para unir los eslabones. (13)

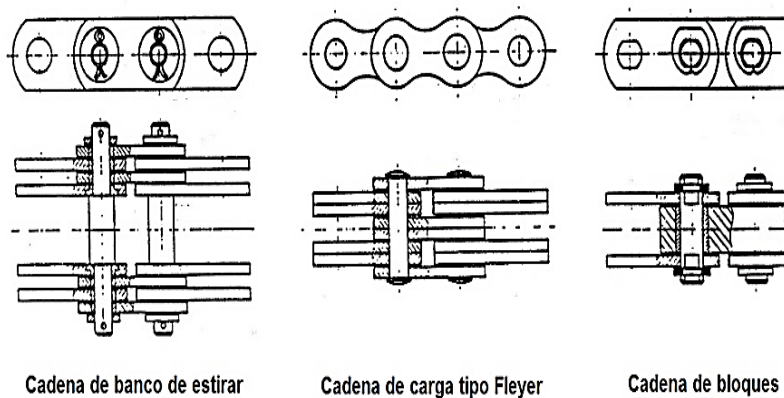


Figura 13. Tipos de cadena de carga. Tomada de Renold.es

2.2.2.3. Cálculo cinemático

En las cadenas de transmisión, cada vez que llega a engranar el eslabón con la rueda dentada, produce una variación en la trayectoria del eslabón, esto es llamado como el efecto poligonal. (12)

La velocidad lineal de la rueda dentada (V_h), se expresa en función de la velocidad angular de giro (ω) y el diámetro primitivo (D_p).

$$V_p = \frac{D_p \cdot \omega}{2} \quad (2.2.7)$$

En la Figura 14, el punto B representa el contacto entre la rueda dentada y los eslabones de la cadena en ramal tenso haciendo el ángulo de contacto en el lado tenso (α). (12)

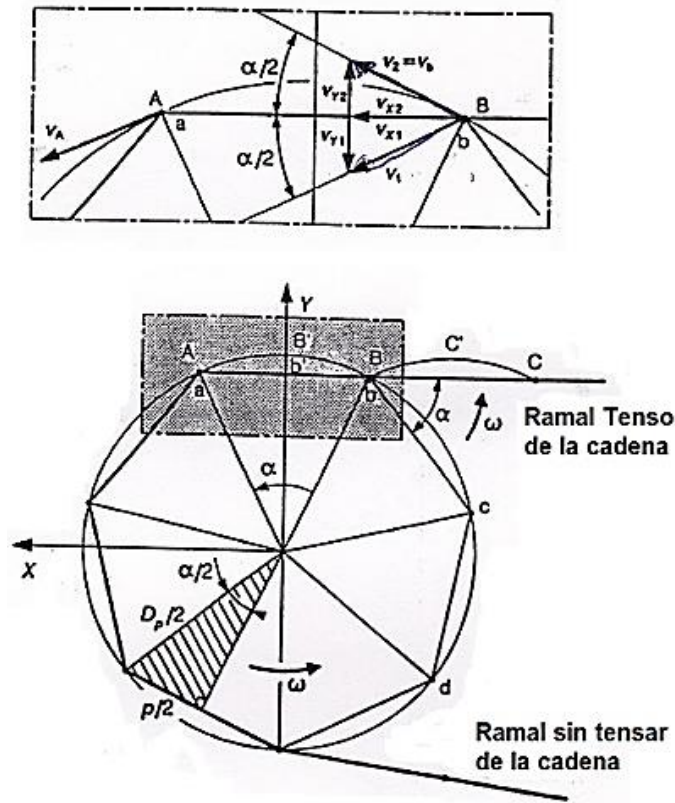


Figura 14. Movimiento de la cadena sobre la rueda dentada. Tomada de Renold.es

2.2.3 Selección de rodamientos

La selección de rodamientos conlleva a la identificación de cargas actuantes en el elemento a analizar, cada tipo de rodamiento tiene propiedades que lo hacen particularmente adecuado para ciertas aplicaciones. Los factores que influyen en la selección del tipo de rodamientos son numerosos por lo que no es posible establecer reglas rígidas para su selección. (14)

Recomendaciones para seleccionar rodamientos.

- Los rodamientos de rodillos cilíndricos son en muchas ocasiones la única elección posible para cargas pesadas y ejes de grandes diámetros.
- Para soportar cargas combinadas (radial y axial) se usan principalmente los rodamientos de bolas con contacto angular de una hilera.
- En los rodamientos rígidos de bolas, el ángulo de contacto está influenciado por el juego radial interno.
- Los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos y los axiales de agujas pueden soportar cargas axiales elevadas en un sentido.

- En muchos casos el diámetro del agujero del rodamiento viene determinado por las características de diseño.

2.2.3.1. Tipos de rodamientos

- **Rodamientos de bolas de una sola hilera**

Los rodamientos de bolas se caracterizan por las cargas que soportan (cargas radiales) y se encuentran diseñados con la pista interior y exterior, donde mantienen las bolas ubicadas en jaulas o retenes. (14)

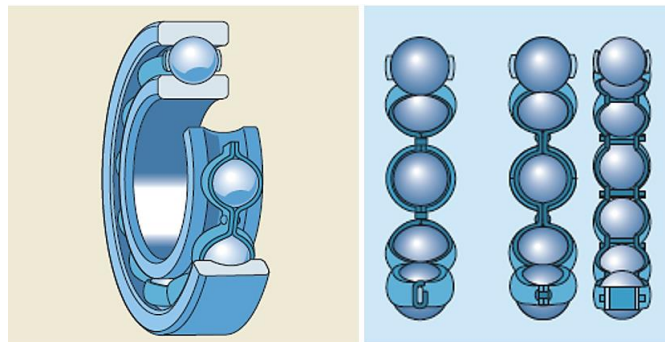


Figura 15. Rodamientos de bolas de una sola hilera. Tomada de Catálogo de rodamientos SKF

- **Rodamientos de rotulas**

En general se caracterizan por poseer dos hileras, donde las bolas se alojan en agujeros tipo cilíndricos, pueden soportar cargas radiales mayores y trabajan a altas velocidades. (14)

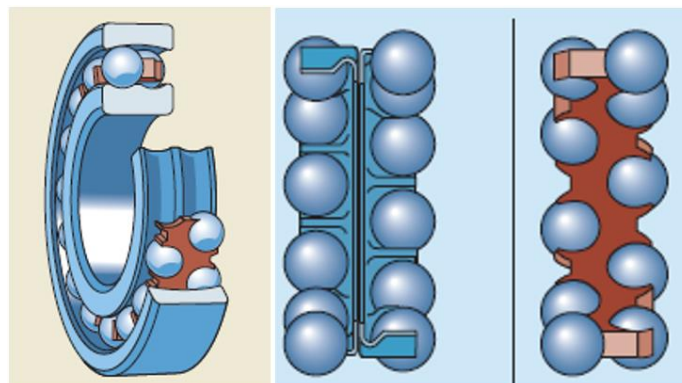


Figura 16. Rodamientos de bolas a rotulas. Tomada de Catálogo de rodamientos SKF

- **Rodamientos de agujas**

A los rodamientos de agujas también se les conocen como rodamientos de rodillos, poseen mayor cantidad de rodillos y de diámetro menor para que puedan deslizarse uniformemente, se pueden aplicar en juntas universales, instrumentos de precisión y electrodomésticos. (14)

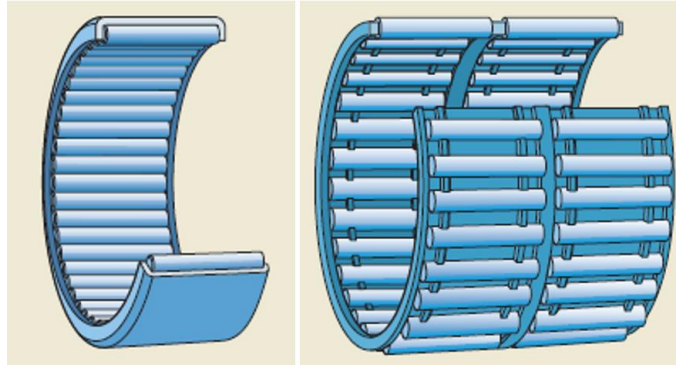


Figura 17. Rodamientos de agujas de una sola hilera y doble hilera. Tomada de Catálogo de rodamientos SKF

- **Rodamientos de rodillos cilíndricos**

Son rodamientos autoalineantes al realizar el trabajo de rotación en la pista exterior e interior, pueden soportar cargas radiales y están generalmente sometidos a autoalinearse cuando se presentan desalineaciones angulares. (14)

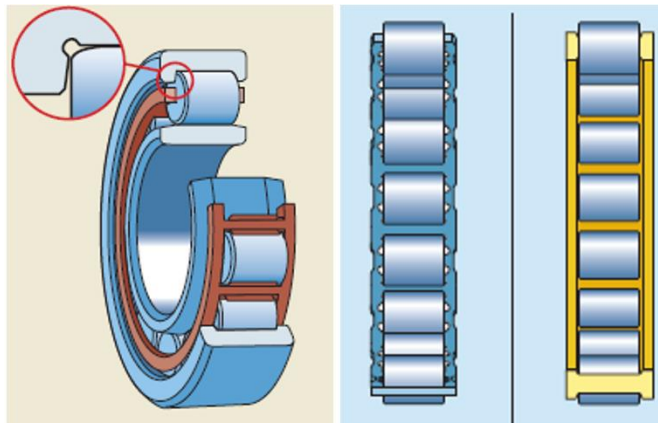


Figura 18. Rodamientos de rodillos cilíndricos. Tomada de Catálogo de rodamientos SKF

- **Rodamientos cónicos**

Son rodamientos de rodillos cónicos, diseñados especialmente para soportar cargas mixtas (axiales y radiales), con frecuencia se usan en ruedas de vehículos, equipos móviles y en maquinarias pesadas. (14)

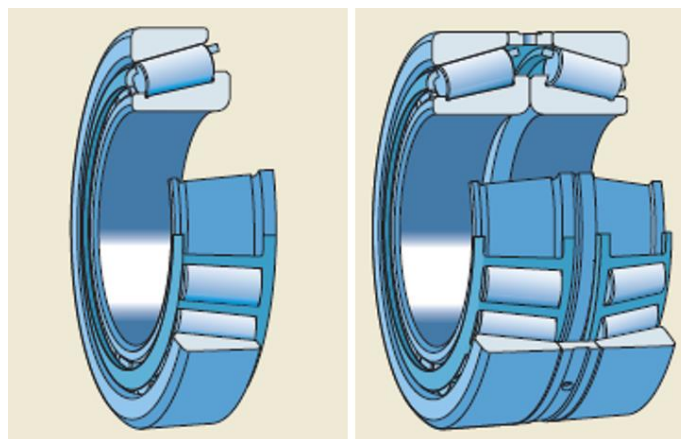


Figura 19. Rodamientos cónicos. Tomada de Catálogo de rodamientos SKF

2.2.3.2. Capacidad de carga de los rodamientos

La selección de los rodamientos se da de acuerdo con el análisis de las cargas a soportar, pueden ser radiales, axiales o mixtas, las cargas a calcular son las cargas dinámicas y estáticas. (14)

Según el catálogo de rodamientos SKF:

C_o = carga estática (KN)

C_{oreq} = carga estática requerida (KN)

F_a = carga axial (KN)

F_r = carga radial (KN)

P_o = carga estática del rodamiento (KN)

$$F_a < 0.8 F_r \quad (2.2.8)$$

$$F_a < 0.15 C_o \quad (2.2.9)$$

Cuando los rodamientos están sometidos a esfuerzos dinámicos, se usa la capacidad de carga dinámica que expresa la carga que puede soportar el rodamiento alcanzando una duración nominal según la norma ISO 281 de 1 000 000 de revoluciones. (14)

Asimismo, cuando los rodamientos están sometidos a velocidades bajas, los rodamientos están sometidos a movimientos lentos de oscilación, esto indica que están estacionarios bajo cargas durante ciertos periodos de trabajo. (14)

Cargas mínimas

$$P_M = 0.01 C_o \quad (2.2.10)$$

Rodamientos lubricados con aceite

$$n/n_r \leq 0.3 \rightarrow P_M = 0.003 C_o \quad (2.2.11)$$

$$0.3 < n/n_r \leq 2 \rightarrow P_m = 0.003 C_o \left(1 + 2 \sqrt{\frac{n}{n_r} - 0.3} \right) \quad (2.2.12)$$

Carga dinámica

$$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a \quad (2.2.13)$$

$$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = 0.67 F_r + Y_2 + F_a \quad (2.2.14)$$

A. Duración de los rodamientos

La duración de los rodamientos se define como el número de revoluciones u horas en una velocidad constante determinada, que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga en uno de sus aros o elementos rodantes. (14)

Las capacidades de cargas dinámicas están basadas en la duración alcanzadas por el 90% de los rodamientos aparentemente idénticos. (14)

A esta duración se le denomina duración nominal. La relación existente entre la duración nominal, la capacidad de carga dinámica y la carga aplicada al rodamiento, se expresa por la ecuación que se presenta a continuación: (14)

$$\frac{C}{P} = L^{\frac{1}{p}} \quad (2.2.15)$$

Siendo

L= duración nominal en millones de revoluciones

C= capacidad de carga dinámica

P= carga dinámica sobre el rodamiento

P= exponente

P=3 para rodamientos de bolas

P=10/3 para rodamientos de rodillos

La duración también se expresa en horas de servicio

$$L_h = \frac{1\,000\,000 * L}{60 * n} \quad (2.2.16)$$

L_h= duración nominal en horas de servicio

N= velocidad de rotación en RPM

B. Temperatura en los rodamientos

Los rodamientos pueden usarse a temperaturas hasta 120 °C cuando tengan que operar a temperaturas más elevadas, los rodamientos requieren de un tratamiento térmico de estabilización a fin de evitar que se produzcan cambios dimensionales inaceptables a consecuencias de alteraciones estructurales del material. (15)

C. Cargas dinámicas

La carga sobre los dientes que puede servir de base para el cálculo de los rodamientos lo podemos estimar con la expresión siguiente: (15)

$$K_{\text{eff}} = f_k * f_d * K \quad (2.2.17)$$

Siendo

K= carga teórica en el engranaje

f_k = factor de carga adicional que provienen del propio engranaje

F_d = factor adicional del sistema de transmisión

D. Cargas dinámicas equivalentes

La carga dinámica equivalente se define como una carga radial o axial hipotética constante en magnitud y dirección que produciría sobre la duración del rodamiento giratorio el mismo efecto que las cargas reales. (15)

Rodamientos radiales:

Estos rodamientos están sometidos con frecuencia a cargas radiales y axiales. Cuando la magnitud y la dirección de la carga resultante son constantes, la carga dinámica equivalente se obtiene de la siguiente ecuación: (15)

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad (2.2.18)$$

Siendo

P= carga dinámica equivalente

F_r = carga radial real

F_a = carga axial real

X= factor radial

Y= factor axial

E. Cargas fluctuantes

La carga ejecutante sobre un rodamiento puede ser fluctuante y para calcular la carga equivalente se debe determinar una carga media constante F_m que produzca sobre el rodamiento el mismo efecto que la carga fluctuante real. (15) Cuando las cargas son de magnitudes diferentes y permanecen constantes durante un determinado número de revoluciones o cuando una carga que fluctúa continuamente. La carga media aproximada se puede calcular por la siguiente expresión: (15)

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 * U_1 + F_2^3 * U_2 + \dots}{U}} \quad (2.2.19)$$

Deduciendo

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{\sum F_1^3 * U_1}{\sum U_1}} \quad (2.2.20)$$

Siendo

F_m = carga media constante

F_1 - F_2 = cargas constantes durante U_1 revoluciones

U_1 = número de revoluciones a la carga constante, F_1

2.2.3.3. Rodamientos montados (chumaceras)

Los rodamientos montados en esencial son chumaceras o cojinetes que son diseñados con una especie de armazón para ser instalados directamente a la estructura de una máquina, mediante tornillos de sujeción, los rodamientos de estas chumaceras son los mencionados en los apartados anteriores y pueden ser de bolas, rodillos, cónicos, etc. El armazón de estos rodamientos varía de acuerdo con las posiciones de los elementos, son de tipos laterales verticales, horizontales, de compensación, etc. (13)



Figura 20. Tipos de cojinetes con armazones diferentes. Tomada de indiamart.com

2.2.4 Banda de transmisión de potencia

El término fuerza de transmisión efectiva en la correa se refiere a la diferencia de tensiones entre el lado en tensión y el lado flojo de la correa. Por consiguiente, para obtener la carga real actuante, a través del medio de la correa de la polea, es necesario multiplicar la fuerza de transmisión efectiva por un factor que toma en cuenta el tipo de correa y la tensión inicial. Este factor se conoce como "factor de correa". (16)

La fuerza que actúa sobre el eje cuando la potencia es transmitida por correas, engranajes o cadenas se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$T = 9\,550 * \frac{H}{n}, \quad 84\,500 * \frac{H}{n} \quad (2.2.21)$$

$$k_t = \frac{T}{r} \quad (2.2.22)$$

Donde

T : par torsional (Nm o lbf. pulg.)

H : potencia transmitida, en (kW)

n : velocidad de rotación en (min^{-1})

K_t : fuerza de transmisión (correa o cadena) (N o lbf.)

r : radio efectivo polea, rueda dentada, engranaje en (m o inch.)

Cuando la potencia se transmite por correa, la fuerza de transmisión efectiva que actúa sobre la polea se calcula con la siguiente ecuación.

$$C_{\text{actual}} = F * k_t$$

Tabla 5. Factor de carga con choques

Condiciones de carga	f_w	Ejemplos
Con pequeña carga de choque o sin carga	1 to 1.2	Máquinas herramientas, máquinas eléctricas, etc.
Algún tipo de carga de choque; Máquinas con componentes recíprocos	1.2 to 1.5	Vehículos, mecanismos de conducción, máquinas metal-mecánica, máquinas utilizadas en la fabricación de acero, maquinaria de papeleras, maquinaria para mezclar gomas, equipo hidráulico, montacargas, maquinaria de transporte, equipo de transmisión de potencia, maquinaria maderera, impresoras, etc.
Cargas de choque violentas	1.5 to 3	Maquinaria agrícola, cribas vibradoras, molinos de tubo y de bola, etc.

En el caso de transmisión de potencia por correas, engranajes, etc., los factores de carga adoptados, son algo diferentes a los arriba indicados. Los factores usados para transmisión de potencia por correas, engranajes, y cadenas respectivamente, etc., se dan en las siguientes secciones.

Nota: f_w =factor de carga con choques en bandas. Tomada de Catálogo de chumaceras NTN

Tabla 6. Factor de carga en correas tipo V

Tipo de correa	f_b
Correa en V	1.5 to 2.0
Correa de tiempo	1.1 to 1.3
Correa plana (con polea tensola)	2.5 to 3.0
Correa plana	3.0 to 4.0

Nota: Los valores mayores de f_b deben utilizarse en los casos en que la distancia entre ejes es corta, o la velocidad de rotación es baja, o condiciones de operación severas.

Nota: f_b =factor de carga en las correas trapeciales tipo V. Tomada de Catálogo de chumaceras NTN

2.2.4.1. Tipos de correas de transmisión

Las correas de transmisión también conocidas como transmisiones por banda, cumplen la función de transmitir movimiento a través de las poleas acanaladas, asimismo, mediante estos elementos se pueden reducir o multiplicar las velocidades. (13)

A. Bandas planas: se caracterizan por poseer superficies lisas, también la superficie de la polea es lisa, y hacen el trabajo de fricción pura. (13)

B. Bandas de sincronización: este tipo de bandas posee ranuras donde se asientan en las poleas para su mejor sincronización, el trabajo que ejercen es simple. (13)

C. Bandas dentadas: son bandas en V con dientes rectos para fijar en las poleas y la transmisión sea eficaz, se usan generalmente en las transmisiones industriales y en aplicaciones vehiculares. (13)

D. Bandas en V: son las bandas más usadas en la industria, debido a la forma en V que posee, el cual hace que se acúñe firme en la polea, se fabrican con fibras de lonas para minimizar la fricción y mejorar la resistencia. (13)



Figura 21. Typy de correas de transmisión. Tomada de archimedes.pl

2.2.5 Diseño de eje

Los ejes son elementos mecánicos que sirven para transmitir potencia y en general se llaman árboles de transmisión a los ejes sin carga torsional, la mayoría de los ejes están sometidos durante su trabajo a cargas combinadas de torsión, flexibilidad y cargas axiales. Los elementos de transmisión: poleas, engranajes, volantes, etc. Deben, en lo posible, estar localizados cerca a los apoyos. (17)

Los diseños de ejes consisten básicamente en hallar el diámetro del eje para asegurar la tensión y resistencia satisfactoria cuando el eje transmite potencia

en diferentes condiciones de carga y operación según el libro de diseño de elementos de máquina I. (17)

El código ASME define una rigidez de corte permisible en los ejes

$$\tau_d = 3.30S_{yt} \quad (2.2.23)$$

$$\tau_d = 0.18S_{ut} \quad (2.2.24)$$

La tensión de corte en un eje sometido a flexión y torsión viene dada por

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.2.25)$$

A. El esfuerzo de torsión

Para ejes macizos

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (2.2.26)$$

Para ejes huecos

$$\tau_{xy} = \frac{16Tde}{\pi(de^4 - di^4)} \quad (2.2.27)$$

B. Esfuerzos de flexión

Para ejes macizos

$$\sigma_x = \frac{Mr}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (2.2.28)$$

Para ejes huecos

$$\sigma_x = \frac{32Mde}{\pi(de^4 - di^4)} \quad (2.2.29)$$

C. Esfuerzos axiales (compresión - tracción)

Para ejes macizos

$$\sigma_e = 4F/\pi d^2 \quad (2.2.30)$$

Para ejes huecos

$$\sigma_e = \pi(de^2 - di^2) \quad (2.2.31)$$

El código ASME nos da una ecuación para hallar el cálculo de un eje hueco que combina los esfuerzos de torsión, flexión, y carga axial empleando la ecuación del esfuerzo cortante máximo que se modifica mediante la introducción de factores de columna, choque y fatiga. También nos indica que para ejes con especificaciones técnicas definidas sobre el esfuerzo permisible σ_p es el 30% del límite elástico sin exceder el 18% del esfuerzo último en tracción para arboles sin canal chavetero. (17)

Para ejes con hueco

$$d_e^3 = \frac{16}{\pi\sigma_p(1-K^4)} \sqrt{\left[C_f M + \frac{\alpha F d i (1+K^2)}{8}\right]^2 + (C_t T)^2} \quad (2.2.32)$$

Para ejes macizos con carga axial pequeña o nula

$$d^3 = \frac{16}{\pi\sigma_p} \sqrt{(C_f M)^2 + (C_t T)^2} \quad (2.2.33)$$

Para ejes estacionarios

Tabla 7. Valores de factor de choque y fatiga en ejes estacionarios

	Cm	Ct
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5 – 2.0	1.5 – 2.0

Nota: Cm=factor de choque, Ct=factor de fatiga. Tomada de Diseño de elementos de máquinas I, p. 78

Para ejes en rotación

Tabla 8. Valores de factor de choque y fatiga en ejes en rotación

	Cm	Ct
Carga aplicada gradual o corriente	1.5	1
Carga repentina (choques ligeros)	1.5 – 2.0	1.0 - 1.5
Carga repentina (choques fuertes)	2.0 – 3.0	1.5 – 3.0

Nota: Cm=factor de choque, Ct=factor de fatiga. Tomada de diseño de elementos de máquinas I, p. 78

Donde

τ_{xy} = esfuerzo cortante de torsión, psi/ pulg.

M = momento flector, lb – pulg.

T = momento torsor, lb – pulg.

K = d_i/d_e

τ_{max} = tensión de corte máxima en PSI

σ_x = tensión de flexión

C_m = factor de choque y fatiga, usando momento flector

C_t = factor de choque y fatiga, usando momento de torsión

σ_f = esfuerzo de flexión en PSI

σ_e = esfuerzo axial (tensión – compresión) en PSI

d_e = diámetro exterior en pulg.

d_i = diámetro interior en pulg.

F = carga axial en lb

2.2.6 Aplicación de las soldaduras

Las soldaduras en general son procesos de uniones fijas suscitadas por uniones de dos materiales.

La norma AENOR (UNE-CEN/TR 14599 IN), define como “proceso de unión en el que dos o más piezas se unen produciendo una continuidad en la naturaleza de los materiales, de las piezas por medio de calor o presión, o ambas cosas y con o sin la utilización de material de aportación”. (18)

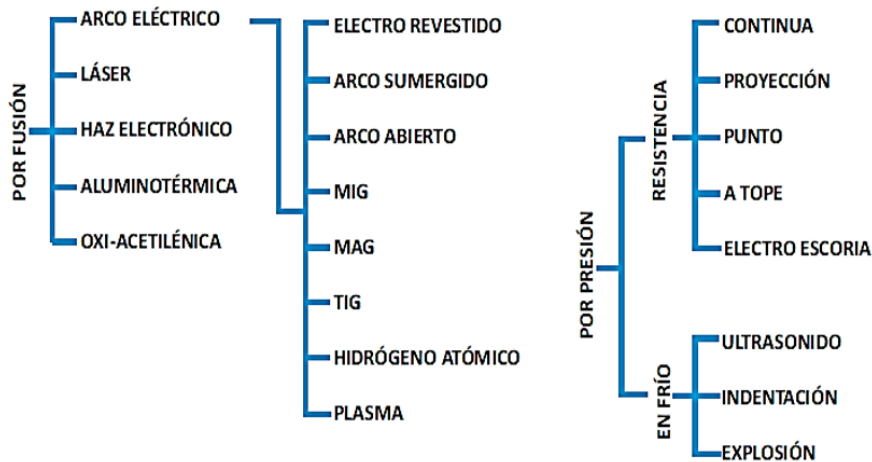


Figura 22. Clasificación del proceso de soldadura. Tomada de Manual de soldadura Soldexa, p. 20

2.2.6.1. Soldadura por arco eléctrico MIG/MAG

Este tipo de soldadura se conoce como proceso MIG/MAG, donde la soldadura se produce mediante la aportación del alambre sólido continuamente y el material a soldar, produciendo el baño de fusión entre ellos, protegidos por un gas para evitar irregularidades en la soldadura y de gases exteriores en la atmósfera. (19)

MIG: proceso de soldadura en el cual se emplea un gas inerte puro (helio, argón, etc.), especialmente para metales no ferrosos. (19)

MAG: proceso de soldadura en el cual se emplea el uso de dióxido de carbono CO₂ o mezcla de (CO₂+argón) como gases protectores para metales ferrosos. (19)

Ventajas

- Excelente calidad de soldadura en casi todos los metales y aleaciones empleados por la industria.
- Mínima la limpieza después de soldar.
- Arco y baño fundido claramente visibles para el soldador.
- Fácil trabajo en todas las posiciones, lo que depende del diámetro del alambre y de las variables del proceso.
- Alta velocidad de trabajo.
- Exento de escoria.

- Cuando se hace uso de CO₂, (MAG) es para soldar aceros al carbono y aceros de baja aleación.
- Cuando se hace uso de argón o helio (MIG), es para soldar solo materiales no ferrosos, aluminio-cobre-magnesio, inoxidable.

Cabe mencionar que la fabricación de la máquina evisceradora de truchas será mediante el proceso de soldadura MIG (soldadura de metal con gas inerte) debido a que presenta mayores ventajas para trabajos en máquinas industriales de uso alimenticio, con electrodo de alambre de metal como aporte del tipo AWS ER 308, Norma ASME SFA-5.9. Este alambre es de acero inoxidable al cromo-níquel con bajo contenido de carbono para aumentar la resistencia a la corrosión, el esfuerzo de tracción que soporta con este material es de 520 Mpa y el límite de fluencia de 350 Mpa, ver características y especificaciones del material del aporte en el Anexo 1.

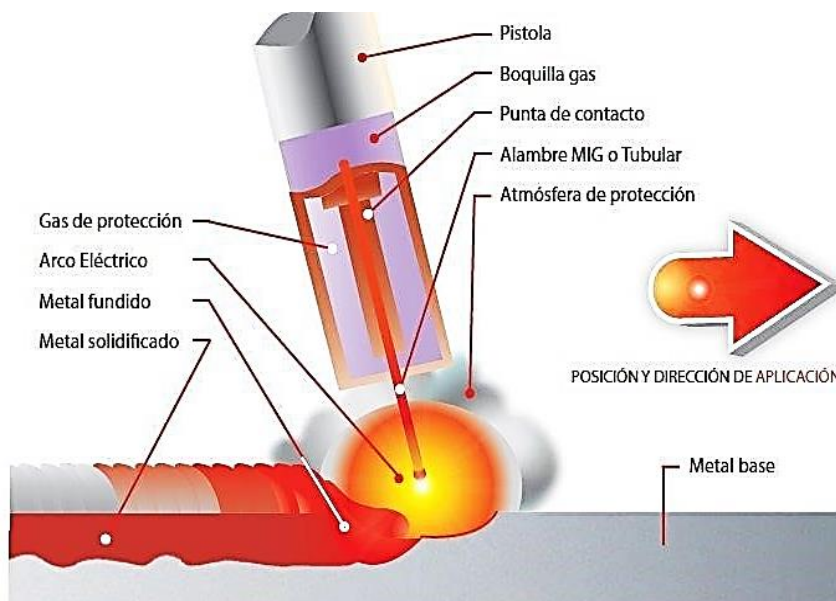


Figura 23. Proceso de soldadura MIG. Tomada de Pinterest

2.2.7 Aplicaciones de materiales inoxidables

Se seleccionan debido a su excelente resistencia a la corrosión, que contienen básicamente un 18% de cromo y 8% de níquel. El cromo es un elemento estabilizador de la ferrita, que hace que se contraiga la región de la austenita, en tanto que la región de la ferrita aumente en tamaño. (20)

La norma europea 10088 reconoce los aceros inoxidables por el grado de clasificación siendo en aplicaciones estructurales y trabajos industriales,

referidos generalmente a los austeníticos debido a que presentan una buena combinación de resistencia a la corrosión y las propiedades de fabricación, por ejemplo, los del grado 1.4301 son conocidos como aceros AISI 304, en la Tabla 9 se muestra la estandarización de los aceros inoxidable. (21)

Tabla 9. Designación de aceros inoxidables entre normas internacionales

Grado de acero en EN 10088		Alemania (DIN)		Reino Unido	Francia	Italia	Suecia	España	Estados Unidos	
Nombre	No.	Nombre	No.	BSI	AFNOR	UNI	SIS	UNE	AISI	UNS
X5CrNi18-10	1.4301	X5 CrNi 18 10	1.4301	304 S 15 304 S 16 304 S 31	Z 6 CN 18-09	X5 CrNi 18 10	2332 2333	3504	304	S 30400
X2CrNi19-11	1.4306	X2 CrNi 19 11	1.4306	304 S 11	Z 2 CN 18-10	X2 CrNi 18 11	2352	3503	304 L	S 30403
X2CrNi18-9	1.4307	-	-	-	-	-	-	-	-	-
X6CrNiTi18-10	1.4541	X6 CrNiTi 18 10	1.4541	321 S 31	Z 6 CNT 18-10	X6 CrNiTi 18 11	2337	3523	321	S 32100
X5CrNiMo17-12-2	1.4401	X5CrNiMo 17 12 2	1.4401	316 S 31	Z 6 CND 17-11	X5 CrNiMo 17 12	2347	3534	316	S 31600
X2CrNiMo17-12-2	1.4404	X2CrNiMo 17 12 2	1.4404	316 S 11	Z 2 CND 17-12	X2 CrNiMo 17 12	2348	3533	316L	S 31603
X2CrNiMo17-12-3	1.4432	-	-	-	-	-	-	-	-	-
X2CrNiMo18-14-3	1.4435	X2 CrNiMo 18 14 3	1.4435	316 S 13	Z 2 CND 17-13	X2 CrNiMo 17 13	2353	3533	316 L	S 31603
X1NiCrMoCu25-20-5	1.4539	X1 NiCrMoCuN 25 20 5	1.4539	-	Z 1 CNDU 25-20	-	2562	-	904 L	N 08904
X6CrNiMoTi17-12-2	1.4571	X6 CrNiMoTi 17 12 2	1.4571	320 S 31	Z 6 CNDT 17-12	X6 CrNiMoTi 17 12	2350	3535	316 Ti	S 31635
X2CrNi18-10	1.4311	X2 CrNiN 18 10	1.4311	304 S 61	Z 2 CN 18-10 Az	-	2371	-	304 LN	S 30453
X2CrNiMoN17-11-2	1.4406	X2 CrNiMoN 17 12 2	1.4406	316 S 62	Z 2 CND 17-12 Az	-	-	-	316 LN	S 31653
X2CrNiMoN17-13-5	1.4439	X2 CrNiMoN 17 13 5	1.4439	-	-	-	-	-	317 LMN	S 31726
X1NiCrMoCuN25-20-7	1.4529	X1 NiCrMoCuN 25 20 6	1.4529	-	-	-	-	-	-	-
X2CrNiN18-7	1.4318	X2 CrNiN 18 7	1.4318	-	-	-	-	-	301 LN (302 LN)	-
X2CrNiMoN22-5-3	1.4462	X2 CrNiMoN 22 5 3	1.4462	Dúplex 2205	Z 2 CND 22-5 Az	-	2377	-	-	S 31803

Nota: Tomada de Manual de diseño para acero inoxidable estructural, p. 116

Tabla 10. Propiedades mecánicas para aceros inoxidables según 10088

Grado	Producto ¹⁾	Espesor máximo (mm)	Mínima resistencia correspondiente al 0,2% (N/mm ²)	Resistencia última a tracción (N/mm ²)	Alargamiento de rotura (%)	
Aceros inoxidables austeníticos básicos de cromo níquel y	1.4301	C	8	230	540 – 750	45 ⁽³⁾
		H	13,5	210	520 – 720	45 ⁽³⁾
	1.4307	P	75	210	520 – 720	45
		C	8	220	520 – 700	45
		H	13,5	200	520 – 700	45
		P	75	200	500 – 700	45
Aceros inoxidables austeníticos de molibdeno, cromo níquel y	1.4401	C	8	240	530 – 680	40
		H	13,5	220	530 – 680	40
	1.4404	P	75	220	520 – 670	45
		C	8	240	530 – 680	40
		H	13,5	220	530 – 680	40
		P	75	220	520 – 670	45
Aceros inoxidables austeníticos bajos carbono, altos nitrógeno en	1.4541	C	8	220	520 – 720	40
		H	13,5	200	520 – 720	40
	1.4571	P	75	200	500 – 700	40
		C	8	240	540 – 690	40
		H	13,5	220	540 – 690	40
		P	75	220	520 – 670	40
Aceros inoxidables dúplex	1.4318	C	8	350	650 – 850	35
		H	13,5	330	650 – 850	35
	1.4362	C	8	450	650 – 850	20
		H	13,5	400	650 – 850	20
		P	75	400	630 – 800	25
		1.4462	C	8	500	700 – 950
H	13,5		460	700 – 950	25	
1.4462	P	75	460	640 – 840	25	

Notas:

- 1) C=fleje laminado en frío, H=fleje laminado en caliente, P=chapa laminada en caliente
- 2) Propiedades transversales
- 3) Para material más estirado, los valores mínimos son un 5% más bajos

Nota: Tomada de Manual de diseño para acero inoxidable estructural, p. 13

Tabla 11. Composición química de los aceros inoxidable según 10088

Grado	Contenido de los elementos de la aleación (valor máximo o rango permitidos) peso %				
	C	Cr	Ni	Mo	Otros
Aceros inoxidables Austeníticos	1.4301	0,07	17,5 – 19,5	8,0 – 10,5	
	1.4307	0,03	17,5 – 19,5	8,0 – 10,5	
	1.4401	0,07	16,5 – 18,5	10,0 – 13,0	2,0 – 2,5
	1.4404	0,03	16,5 – 18,5	10,0 – 13,0	2,0 – 2,5
	1.4541	0,08	17,0 – 19,0	9,0 – 12,0	Ti: 5xC – 0,7 ⁽¹⁾
	1.4571	0,08	16,5 – 18,5	10,5 – 13,5	2,0 – 2,5 Ti: 5xC – 0,7 ⁽¹⁾
	1.4318	0,03	16,5 – 18,5	6,0 - 8,0	N: 0,1 – 0,2
Aceros dúplex	1.4362	0,03	22,0 – 24,0	3,5 – 5,5	0,1 – 0,6 N: 0,05 – 0,2
	1.4462	0,03	21,0 – 23,0	4,5 – 6,5	2,5 – 3,5 N: 0,1 – 0,22

Nota:
(1) Se añade titanio para estabilizar el carbono y mejorar así el comportamiento frente a corrosión en la zona afectada por el calor en las soldaduras. Sin embargo, excepto para construcción pesada, el empleo de titanio para estabilizar aceros austeníticos ha sido sustituido por la disponibilidad ya existente de los grados de bajo contenido en carbono, 1.4307 y 1.4404.

Nota: Tomada de Manual de diseño para acero inoxidable estructural, p. 14

Clasificación de aceros inoxidables según AISI

Las clasificaciones de los aceros inoxidables se dan de acuerdo con las exigencias de las condiciones de trabajo, se puede clasificar en base a la estructura que se les caracterizan. (20)

A. Aceros inoxidables ferríticos

Son aleaciones de hierro, cromo y carbono, poseen características de ser magnéticas y conservan su estructura ferrítica sin que sea afectada por tratamiento térmico, su resistencia al ataque corrosivo es muy elevada, por poseer entre 13% a 17% de cromo (resistentes al calor hasta 29%) y a un contenido bajo 0.2% de carbono, los más comunes son el **AISI 430, 409 y 434**; se pueden utilizar en hornos, intercambiadores de calor, moldes, soldadura de automóviles, tanques industriales, etc. (20)

B. Aceros inoxidables martensíticos

Son aceros de aleaciones al cromo, poseen entre 13% a 17% de cromo, con un contenido de carbono de 0.2% a 1.2%, poseen estructura transformable y se pueden templar, poseen una excelente capacidad de resistencia al desgaste, oxidación y corrosión, los más conocidos y empleados son el **AISI 420, 416 y 410**; se pueden utilizar en piezas de gran dureza como cuchillas de corte, alabes de turbina, asientos de válvulas, instrumentos quirúrgicos, etc. (20)

C. Aceros inoxidables austeníticos

Los aceros inoxidables austeníticos, son los más usados en la industria debido a que no son magnéticos, contienen aleaciones de cromo y níquel, también se adicionan otros elementos como columbio, titanio, molibdeno y tungsteno; la cantidad de níquel contenida varía entre 6% a 30%, también se hace presente el carbono con un 0.03%, los más conocidos son el **AISI 301/302, 304, 316, 321**; usándose en alambres, platinas, ejes macizos, tanques, etc. (20)

D. Aceros inoxidables refractarios

Se caracterizan por la elevada resistencia a la corrosión y son excelentes para realizar trabajos a temperaturas altas entre 900 °C a 1100 °C, la cantidad de níquel varía entre 19% a 22%, cromo 24% a 26%, el más conocido es el **AISI 309, 310 y 310S**; usados generalmente en trabajos en caliente, como los hornos refractarios o algunas fundiciones con acero inoxidable. (20)

Cabe mencionar que la fabricación de la máquina es con acero inoxidable AISI 304 debido a que presenta excelente resistencia a la corrosión atmosférica, resistencia a la tracción de 510 Mpa, límite de fluencia 206 Mpa (ver Anexo 2), además presenta una superficie lisa y uniforme exigentes para la limpieza e higiene, asimismo se pueden realizar trabajos de mecanizado en un taller (cizallar, doblar, aserrar, estirar, perforar, soldar, extrudir, fresar, torneear, etc.), logrando productos complejos y eficientes en sus diversos diseños; además, este tipo de material generalmente se utiliza en el proceso de industria de alimentos.

Tabla 12. Características y aplicaciones de aceros inoxidable según AISI

303	Austeníticos (NO MAGNETICO) para alta velocidad de maquinado, con adecuada resistencia a la corrosión. Se usa partes roscadas en tornos, flechas, válvulas, bujes, tuercas, entre otras.
304	Austeníticos (NO MAGNETICO), posee elevada resistencia a los agentes corrosivos y oxidantes, a temperaturas de rango de 450°C presenta buena soldabilidad. Se usa en la industria alimenticia, química y petroquímica, válvulas.
310	Austeníticos (NO MAGNETICO), utilizado en medios agresivos, posee mayor resistencia a la corrosión que el acero 302 y 304, resistencia a elevadas temperatura hasta 1050°C y a la formación de cascarilla. Se usa en partes de hornos, incineradores y válvulas.
316	Austeníticos (NO MAGNETICO), buena resistencia a la corrosión y termo fluencia, manejo de productos químicos y de celulosa, equipos fotográficos, equipo para fertilizar, utensilios de cocina, tubos para levadura, entre otras.
410	Templado para usos generales, donde se requiere de resistencia a la corrosión y propiedades mecánicas, se usa en partes de la turbina de aviones, cañones de pistolas, tornillería, piezas roscadas, válvulas, bombas, entre otras.
416	Acero Martensíticos de libre maquinado templado, utilizado en partes de maquinaria y equipo, flechas para bomba de pozo profundo, tornillo, insertos para extinguidores de fuego, remaches, cuchillería, entre otras.
420	Acero inoxidable templable al aire, cuya dureza máxima es de 52HRC, usado en la fabricación de moldes de plástico, cuchillería, instrumentos quirúrgicos, válvulas, partes resistentes al desgaste, moldes de vidrio, entre otras.
431	Acero templable desarrollado especialmente donde se requieren altas propiedades mecánicas y buena resistencia a la corrosión, se usa en componentes de aviación, ejes de cola de barcos, maquinaria para papel, entre otras.
440-C	Es el acero Martensíticos más duro de todos los templables, se usa para bolas y pistas baleros, sellos para bombas de petróleo, partes de válvulas, cuchillas, cremalleras, boquillas, entre otras.

Nota: Tomada de Manual de guías y tablas técnicas de aceros 2013, p. 62. (Importadores y distribuidores Ferrocortes)

2.3 Definición de términos básicos

VDI 2221 (*Verein Deutscher Ingenieure*): Asociación Alemana de Ingenieros, que propone un modelo de diseño de un producto que se va a regir a ciertos requerimientos que deben cumplirse, según se establezca, las siguientes fases:

- Especificación (información para el desarrollo del producto)
- Estructura funcional (funciones del producto)
- Solución principal (búsqueda de los principios de solución)
- Diseños preliminares (impulsar los principales diseños)
- Diseño definitivo (contiene la información esencial del producto)
- Documento del producto (instrucciones de funcionamiento)

AWS: Sociedad Americana de Soldadura (*American Welding Society*) norma encargada de informar a los soldadores sobre las especificaciones técnicas de los tipos de electrodos, su aplicación y mejora.

Diseño: conjunto de actividades creativas encaminadas a ingeniar objetos útiles que puedan llegar a producirse satisfactoriamente.

Eviscerar: función principal que extrae las vísceras de la trucha en especial los intestinos.

Máquina: conjunto de elementos ajustados entre sí que se usa para realizar un trabajo determinado y transformando la energía en movimiento o trabajo.

Trucha: *Oncorhynchus mykiss* es un pez de agua dulce de 24 cm a 30 cm de la etapa de cosecha que vive en aguas rápidas y frías.

SKF: Svenska Kullager Fabriken (fábrica sueca de rodamientos), compañía dedicada al diseño y provisión de rodamientos, sellos, sistemas de lubricación, sistemas de mantenimiento.

AISI/SAE: *American Iron and Steel Institute* (Instituto Americano del Hierro y Acero), norma que se encarga de la clasificación de aceros y aleaciones de materiales no ferrosos.

Catarina: mecanismo utilizado para transmitir potencia mecánica de un componente a otro. La catarina / catalina sirve para transmitir movimiento circular mediante el contacto o encaje de ruedas dentadas a la cadena.

ASME: *American Society of Mechanical Engineers* (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos). Asociación de profesionales que ha generado un código de diseño, construcción, pruebas para equipos industriales e inspección. Esta asociación profesional tiene aceptación mundial.

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 Método y alcance de la investigación

Para lograr los objetivos planteados se realizó el análisis y seguimiento estructurado de procesos de solución de una metodología de investigación, de manera que facilite el diseño de los mecanismos que conforma la máquina evisceradora de truchas.

3.1.1 Tipo de investigación

Esta investigación es de desarrollo tecnológico debido a que estudia la realidad del problema del eviscerado para luego transformarla en una utilización directa en la sociedad, mediante el proceso de creación, invención e innovación de una máquina encargada de extraer las vísceras de la trucha, con el fin de mejorar el tiempo del eviscerado y la producción. (22)

3.1.2 Nivel de investigación

El nivel de investigación es aplicativo porque se basa en los resultados del desarrollo tecnológico ocupándose entre el enlace del producto y la teoría, con el fin de satisfacer las necesidades suscitadas, asimismo apoyar el desarrollo y crecimiento de las comunidades, pequeñas y medianas empresas procesadoras de truchas para el consumo. (23)

3.2 Metodología aplicada para el desarrollo de la solución

El método de la investigación es la VDI 2221 (*Verein Deutscher Ingenieure*) creada por la Asociación de Ingenieros Alemanes (VDI); debido a que el método esquematiza la secuencia del diseño jerárquica y ordenadamente por etapas y fases, además presenta la ventaja de no necesitar experiencia del diseñador ya que obliga al diseñador a buscar criterios de evaluación que conducen a la optimización de los recursos. (24)

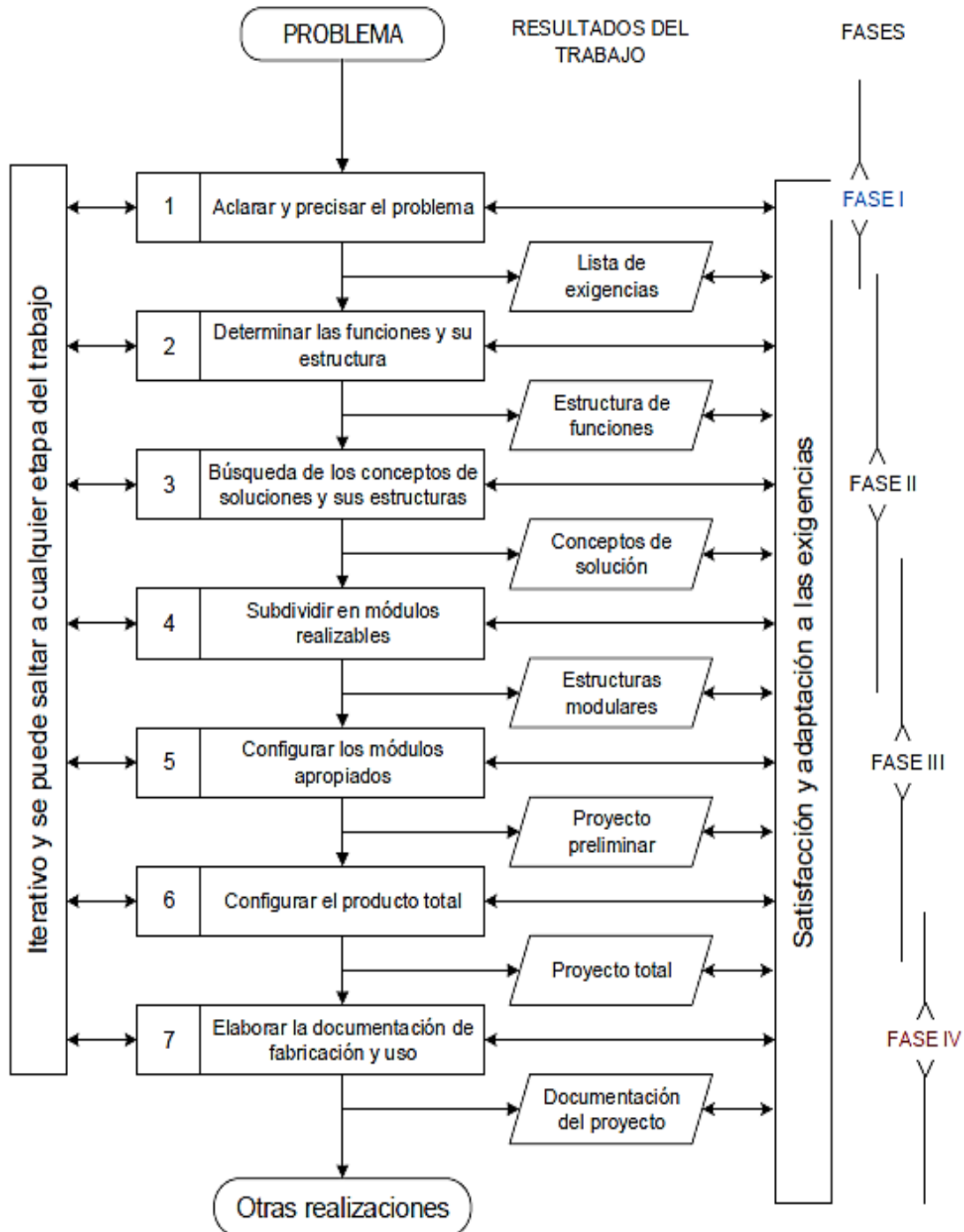


Figura 24. Proceso de desarrollo de la VDI 2221. Tomada de Barriga Gamarra, 2016

El método comprende 4 fases basadas en 7 etapas de desarrollo, **la primera fase** desarrolla la información basada en la etapa 1; **la segunda fase** desarrolla la creación del diseño basada en las etapas 2, 3 y 4; **la tercera fase** desarrolla la elaboración del proyecto basada en la etapa 5 y 6 y; por último, la **cuarta fase** desarrolla la elaboración de ingeniería de detalles basada en la etapa 7. (24)

FASES DEL DISEÑO

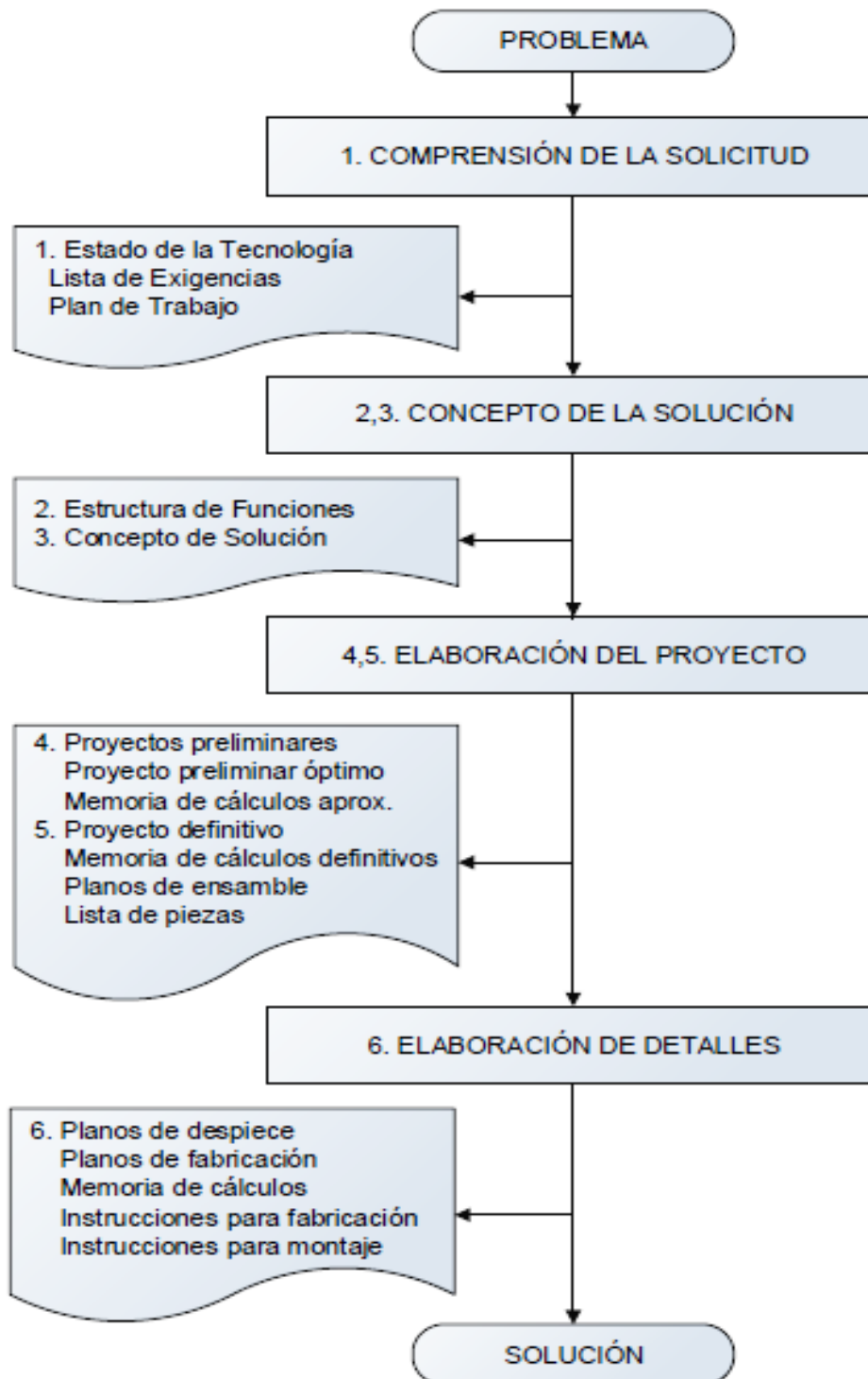


Figura 25. Fases del diseño de la VDI 2221. Tomada de Barriga Gamarra, 2016

3.2.1 Fase I: Información

En la primera fase se descifra y se precisa adecuadamente el problema encontrado, donde comprende el planeamiento genérico de los recursos necesarios para su ejecución, para el cual se desarrolla la primera etapa desde el inicio del diseño hasta la planificación del proyecto.

✓ **Etapas 1: aclara y precisa el problema**

- **Inicio del diseño:** comprende en general toda la descripción del problema, realiza la solicitud de un pedido especificado con sus respectivas características y exigencias debidamente clasificadas y cuantificadas de parte de los clientes.

- **Asumir el problema en forma crítica:** consiste en aclarar manifestaciones indeseadas, malentendidos, falsas construcciones, incumplimiento de plazos de entrega, etc. con el fin de evitar algunas consecuencias económicas y legales.

- **Estado de la tecnología (estado de arte):** en este rubro se busca todo tipo de información para el desarrollo del proyecto ya sean catálogos, revistas, artículos científicos, patentes, tesis, libros, etc. que hace competencia a la idea fijada de construir algún tipo de artefacto o proceso tecnológico.

- **Colocar prioridades, ordenarlas y cuantificarlas:** consiste en clasificar todas las informaciones obtenidas y redactarlas en un formulario llamado lista de exigencias.

La lista de exigencias comprende la información recibida de parte de los clientes, para ello pueden formularse preguntas como: ¿qué necesidad debe satisfacer la solución del problema?, ¿qué propiedades debe tener la solución?, por último, saber distinguir las características de exigencias y deseos, para luego elaborar los requerimientos deseados.

Tabla 13. Modelo de lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		EDICION:	Pág. De_
PROYECTO:		CLIENTES:	Fecha:
			Autor:
Características	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.

Nota. Tomada de Barriga Gamarra, 2016

- **Planificación del desarrollo del proyecto:** comprende el desarrollo del plan de trabajo con todas las actividades a desarrollar fijados en un tiempo determinado por semanas.

Tabla 14. Modelo del plan de trabajo

ACTIVIDAD	SEMANAS							TIEMPO
	1	2	3	4	5	.	..	
1. Lista de exigencias	■	■						
2. Estructura de funciones		■	■	■				
3.				■	■	■	■	
.....								
.....								
...								
TOTAL								

Nota: Tomada de Barriga Gamarra, 2016

3.2.2 Fase II: Creación - concepto de solución

La segunda fase comprende la elaboración de la solución en la cual se crea el diseño de algún artefacto o prototipo de una máquina siguiendo los procesos correspondientes, para ello se desarrollan las etapas 2, 3 y 4.

✓ Etapa 2: determina las funciones y su estructura

Es el proceso de abstracción, donde permite representar toda una máquina como una serie de funciones, en forma de caja negra (*Black Box*) teniendo en cuenta las tres magnitudes básicas.

Materia: insumos, líquidos, objetos de todo tipo, materia prima, comestibles, etc.

Energía: energía mecánica, eléctrica, térmica, química, etc.

Señales: datos, valores, impulsos de control, magnitudes, información visual, etc.

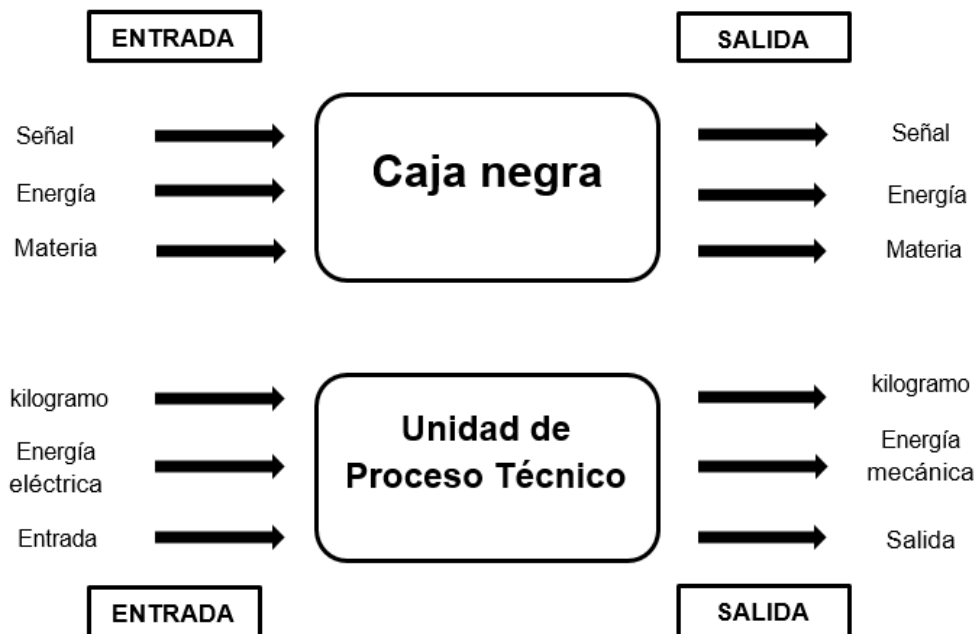


Figura 26. Modelo de Black-Box. Tomada de Taipe 2015

Después de definir las funciones principales, a la máquina se la representa en funciones parciales conocidas como “caja blanca”, donde se detallan las subfunciones en relación con la entrada y salida de las variables, se detalla la secuencia de operaciones y los procesos técnicos de todas las actividades.

✓ Etapa 3: búsqueda de los conceptos de solución y su estructura

También conocido como matriz morfológica, en esta etapa se ordenan las funciones parciales divididas en la caja blanca, la combinación de ellas constituye el concepto de solución, que son los tipos de máquina que se pueden diseñar de acuerdo con la selección óptima de ellas, mediante una evaluación técnica y económica.

Tabla 15. Modelo de matriz morfológica

Características requerimientos de diseño	Alternativas de diseño			
	Movimiento de entrada	Rotacional	Lineal	Oscilante
Fuente de entrada	Una mano	Dos manos	Pie y mano	Etc.
Elemento de entrada	Cigüeñal	Biela	Balanca	Etc.
Elemento de salida	Tornillo	Hélice	Pistón	Etc.
Movimiento de salida	Rotacional	Lineal	Reciprocante	Etc.
Mecanismo	Engranaje	Articulación	Corredera	Etc.

Nota: Tomada de García, 1998

✓ **Etapa 4: subdivisión en módulos realizables**

- **Determinar el concepto de solución óptimo:** en esta etapa se desarrolla la evaluación técnica-económica de las posibles alternativas de solución obtenidas en la matriz morfológica, asimismo se evalúa la lista de exigencias para tener concordancia con el pedido de parte de los clientes.

○

Tabla 16. Modelo de evaluación de lista de exigencias

N°	Criterios Técnicos y Económicos según la lista de exigencia	Soluciones			
		S1	S2	S3	S ideal
1					
2					
3					
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
n					
TOTAL					n*4
EVALUACION (%)					1

Nota: Tomada de García, 1985

Evaluación técnica: se considera la seguridad, rapidez, rigidez, peso, fácil manejo, calidad de trabajo, transportabilidad de la máquina, etc. los cuales determinan la óptima selección de la solución.

Tabla 17. Modelo de evaluación del valor técnico

Variantes de concepto/proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Sol. Ideal	
			S1		S2		S3		S ideal	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	Gp
1									4	
2									4	
3									4	
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
n									4	
Puntaje $\sum gp$										
Valor técnico										

Nota: p=puntaje de 0 a 4, g=peso ponderado que se da en función a la importancia del criterio a evaluar Tomada de García, 1985

Evaluación económica: se considera el número de piezas, fácil montaje, productividad, poco desperdicio, costos diversos, etc.

Tabla 18. Modelo de evaluación del valor económico

Variantes de concepto/proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Sol. ideal	
			S1		S2		S3		S ideal	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1									4	
2									4	
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
n									4	
Puntaje $\sum gp$										
Valor económico										

Nota: p=puntaje de 0 a 4, g=peso ponderado que se da en función a la importancia del criterio a evaluar. Tomada de García, 1985

- **Concluir cuál es el concepto de solución adecuado para el diseño:** en este rubro se determinan las características de la máquina a diseñar, después de haber determinado la solución óptima. Es necesario explicar cada función parcial con el fin de iniciar el diseño del equipo.

- **Detallar el concepto de solución mediante un diagrama:** una vez detalladas las características de la máquina, se pide bosquejar a mano alzada el concepto de solución óptimo, detallando cada función parcial y la secuencia de operaciones.

3.2.3 Fase III: Elaboración del proyecto

La tercera fase comprende el desarrollo del proyecto preliminar el cual comprende el inicio de la configuración geométrica de la máquina, asimismo se desarrolla el proyecto definitivo que comprende la consolidación del proyecto preliminar; para ello se desarrollan las etapas 5 y 6.

✓ **Etap 5: configuración de los módulos apropiados**

- **Proyecto preliminar:** esta etapa comprende el inicio de la configuración geométrica de la máquina, diseño plasmado en un bosquejo, asimismo determina algunas restricciones técnicas en forma iterativa como la fabricación, montaje, confiabilidad, tribología, mantenimiento, peso, volumen, restricciones económicas, seguridad contra accidentes, manipulación, uso de elementos estandarizados y normalizados, cuidado del medio ambiente, lugar destinado de trabajo de la máquina, etc. en concordancia con los requerimientos apuntados en la lista de exigencias.
- **Memoria de cálculos aproximados:** describe los cálculos preliminares, simulaciones tentativas de cada elemento, funcionamiento del sistema, análisis cinemático y dinámico (dinámica computacional con software CAD).

✓ **Etap 6: configurar el producto total**

- **Proyecto definitivo:** es la consolidación del proyecto preliminar, aquí se definen los materiales, las tolerancias, ensamble completo de la máquina, acompañada de lista de piezas con respectivos materiales y normas.
- **Memoria de cálculos definitivos:** describe los cálculos de la máquina, simulaciones mejoradas u optimizadas de cada elemento, asimismo el análisis cinemático y dinámico en software CAD.

- **Planos de ensamble:** se detallan los planos de ensamble de la máquina completa, planos en explosión en forma iterativa.

3.2.4 Fase IV: Elaboración de ingeniería de detalles

La elaboración de detalles es la obtención de planos de fabricación de cada una de las piezas que conforma la máquina, determinando adecuadamente el orden del ensamblaje.

✓ Etapa 7: elaboración de la documentación de fabricación y usos

- **Planos de despiece, planos de fabricación:** es la elaboración definitiva de los planos de fabricación, con detalles correspondientes de tolerancias, acabados superficiales, especificaciones de tratamiento térmico, etc.
- **Memoria de cálculos:** en esta etapa se desarrollan minuciosamente los cálculos de la máquina, de los elementos mecánicos que conforma, asimismo las simulaciones completas y detalladas.
- **Instrucciones para la fabricación:** se describen las instrucciones de fabricación (manufactura) ya sea mediante el diagrama de operaciones (DOP) u otra secuencia de instrucciones.
- **Instrucciones para el montaje:** se describe el orden de ensamble de los componentes en la máquina.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

El presente capítulo tiene como objetivo establecer bases del diseño con la metodología que se mencionó en el capítulo anterior, por lo cual la identificación de requerimientos, análisis de solución y diseño serán las columnas principales para el diseño y fabricación de la máquina evisceradora de truchas, con el fin de cumplir los objetivos planteados de mejorar la producción de truchas en la provincia de Huancayo.

4.1 Identificación de requerimientos

El desarrollo de la primera fase empieza con la información detallada del problema, para el cual se desarrolla la primera etapa donde se aclara y se precisa los acontecimientos futuros en la elaboración del proyecto, empezando por el inicio del diseño, hasta desarrollar la lista de exigencias.

4.1.1 Inicio del diseño

En esta primera etapa del diseño, se recolectó información para validar el problema suscitado, asimismo se realizó el estudio de las truchas, tanto el ámbito de desarrollo, ciclo de vida biológico; etapas de cultivos, entre otros. El estudio del eviscerado se realizó en la piscigranja *Chiapuquio* en el distrito de Ingenio, donde se efectuó el análisis de las formas de quitar las vísceras manualmente, asimismo el tiempo del eviscerado y lavado, con un tamaño comercial de la etapa de cultivo cosecha.

4.1.2 Asumir el problema en forma crítica

El tiempo de eviscerado de truchas manualmente se calculó de 2 a 2.5 minutos con un lote de 10 truchas incluido el lavado en conjunto; otro dato importante es el pedido de truchas de 2 a 3 pozas (200 truchas por poza) de etapa de cultivo cosecha de peso de 250 gr (4 truchas que hacen 1 kg) con tamaño promedio de longitud de 25 cm a 30 cm. Esto conlleva a los productores de truchas a mayor tiempo de trabajo, por lo cual requieren una máquina para optimizar el tiempo de eviscerado y se mejore la producción.

4.1.3 Estado de la tecnología

También llamados estado de arte, en esta etapa se desarrolla la búsqueda de información sobre la extracción de vísceras, posteriormente, para crear mecanismos que sean capaz de cumplir esta tarea, teniendo en cuenta que la máquina será utilizada en zonas expuestas a la humedad, asimismo que sea accesible en cuanto al costo para su adquisición por las personas dedicadas a esta actividad, por lo tanto, se detallan los mecanismos encontrados en diferentes investigaciones:

A. En la patente N.º EP0398017A2 “Procedimiento para extraer las tripas de pescados y dispositivos para la realización del procedimiento”. (2)

- Herramienta de corte con hojas de cuchilla
- Dispositivo para aspiración de los intestinos mediante toberas
- Elementos de sujeción para sujetar las branquias
- Cangilones para alojamiento del pescado
- Mecanismos de levas para accionamiento

B. En la patente N.º 2397054 “Instalación y procedimiento automatizados para procesar túnidos y similares”. (3)

- Sección de transporte por cadena
- Sección de descabezado por mecanismos de vástagos
- Sección de separación por mecanismos de palas
- Sección de extracción

C. En la patente N° 2397054 “Dispositivo y procedimiento para el fileteado del pescado, descabezado y eviscerado”. (4)

- Cuchillas de corte circulares
- Transportadora tipo sin fin
- Caballete con mecanismos de dientes para el sujetado del pescado
- Mecanismos de centraje con elevación plana y elevación de apoyos para la espina dorsal del pescado
- Mecanismos de guía para el eviscerado y descabezado del pescado

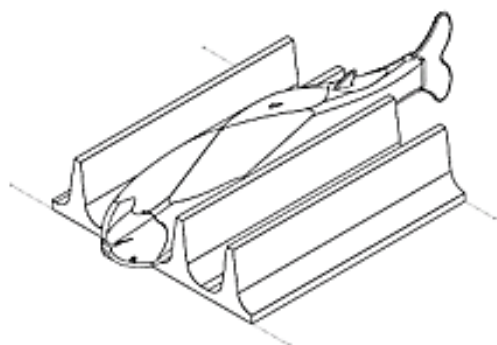
D. En la tesis *Diseño de una máquina semiautomática para el eviscerado de pescado*. (5)

- Cuchillas de corte con disco
- Herramientas de arrastre con formas de espátula para el eviscerado
- Herramientas de desenganche
- Cepillos de limpieza de cerdas plásticas
- Válvulas biestables, válvulas monoestables, actuadores y entre otros gobernados por un PLC
- Tuberías de evisceradora para el lavado

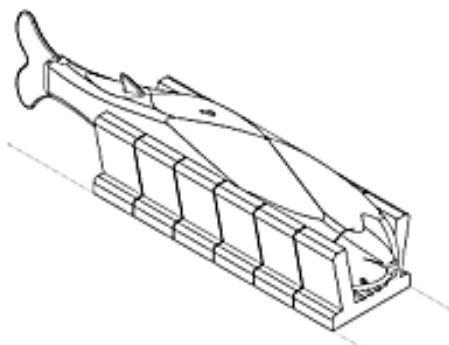
E. En la tesis *Diseño de una máquina evisceradora de anchoveta con capacidad de 800 kg*. (6)

- Banda transportadora por cadena
- Mecanismos de corte por disco accionado por un motor neumático
- Mecanismos con tobera de succión accionado por sistema neumático y gobernado por PLC
- Tanques de almacenamiento, tuberías de tanque, bombas de vacío, bombas para desperdicio, etc.
- Zona de acomodo

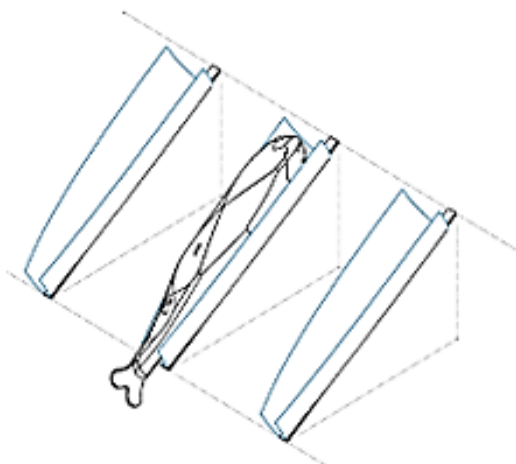
Una vez exploradas las informaciones requeridas para el trabajo estimado, se realizó una lluvia de ideas para bosquejar las diferentes maneras de ejecutar el diseño basándose en los procesos elementales del corte transversal, corte longitudinal y el eviscerado.



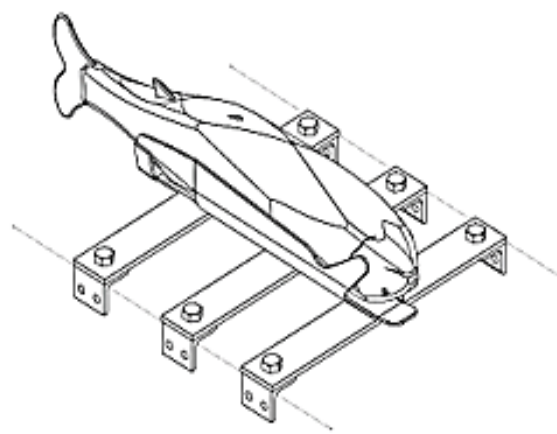
IDEA 1: Sujeción con guías en U.



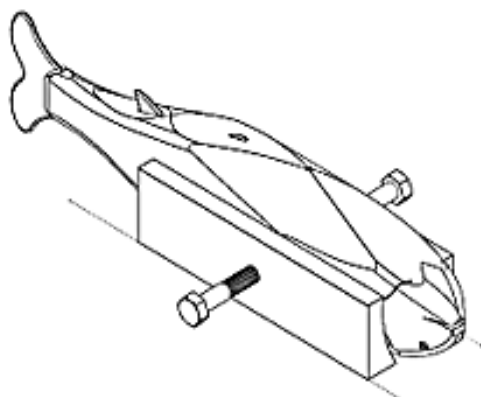
IDEA 2: Sujeción con guías en V.



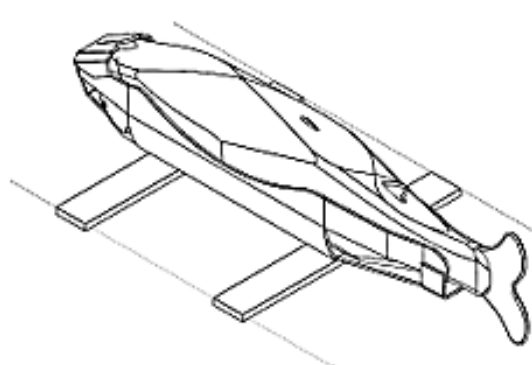
IDEA 3: Sujeción con cangilón transversal.



IDEA 4: Sujeción con cangilón con púas para las agallas.

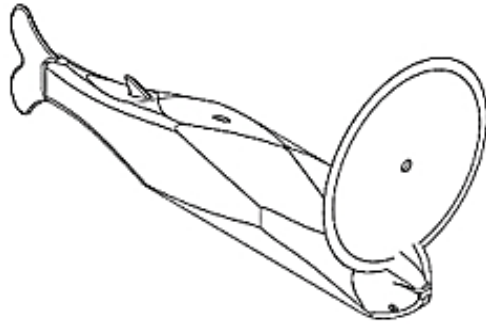


IDEA 5: Sujeción con cangilón regulado por pernos

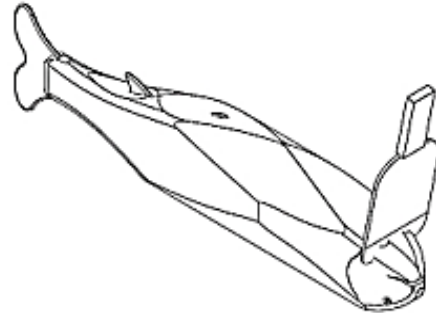


IDEA 6: Sujeción por presión en un cangilón.

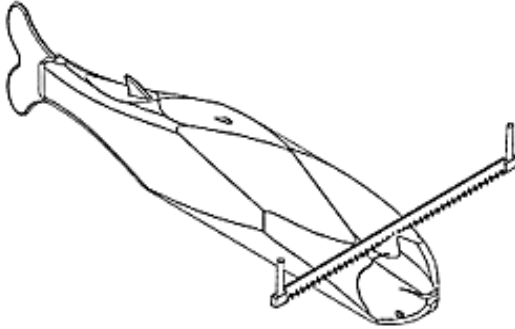
Figura 27. Ideas tentativas para la sujeción de truchas



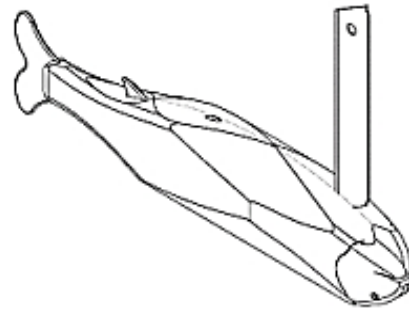
IDEA 1: Corte transversal con disco.



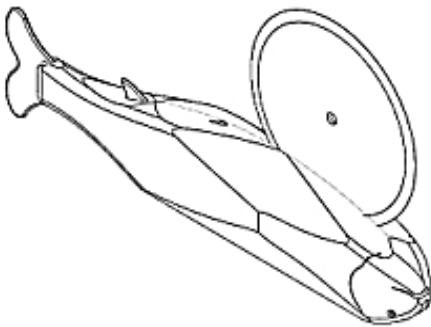
IDEA 2: Corte transversal con cuchillo.



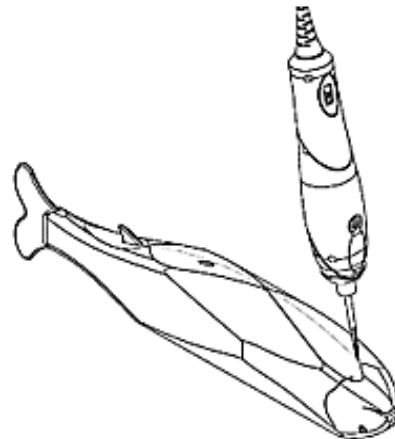
IDEA 3: Corte transversal con serrucho



IDEA 4: Corte longitudinal con cuchilla.



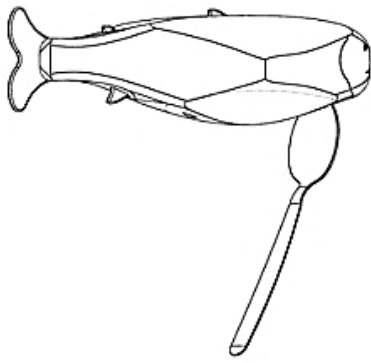
IDEA 5: Corte longitudinal con disco.



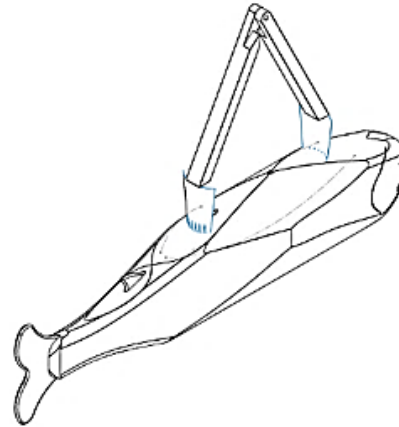
IDEA 6: Corte longitudinal con venturi.

Figura 28. Ideas tentativas para el corte de la trucha

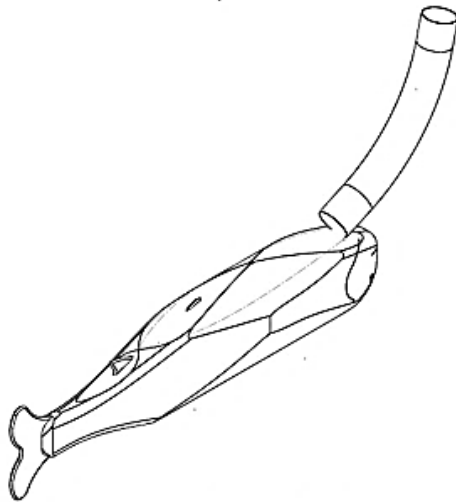
En la Figura 28, se expresan las diferentes ideas de corte a la trucha, desde la idea 1 hasta la idea 3 se basa en el corte transversal mientras que en las ideas 4 al 6, en el corte longitudinal.



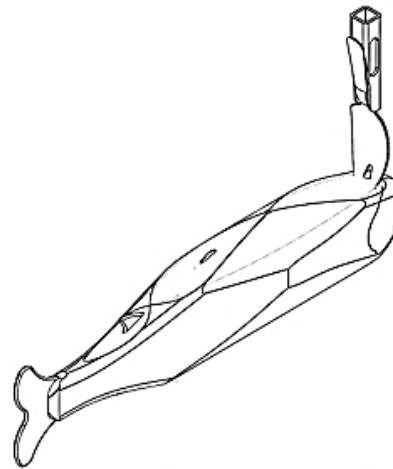
IDEA 1: Extracción por chuchara.



IDEA 2: Extracción por fuerza mecánica tipo tijeras



IDEA 3: Extracción por succión.



IDEA 4: Extracción con cuchara con dientes en forma de V.

Figura 29. Ideas tentativas para la extracción de vísceras

Las ideas elaboradas fueron las analizadas detalladamente con la estructura de funciones en el apartado 4.2.2 y la matriz morfológica en el apartado 4.2.3, para luego dar solución óptima del diseño con los mecanismos correspondientes.

4.1.4 Lista de exigencias

La lista de exigencias se desarrolla de acuerdo con los antecedentes de los problemas encontrados que se vieron en las etapas anteriores, también se tienen las necesidades y las exigencias de parte de los clientes solicitados en la piscigranja del distrito de Ingenio, provincia de Huancayo. En la Tabla 19, se encuentra la lista de exigencias considerando todos los requerimientos planteados por parte de los patrocinadores.

Tabla 19. Lista de exigencias

Lista de exigencias		Universidad Continental	Pág.	1 de 3
Diseño y fabricación de una máquina evisceradora de truchas para mejorar la producción en la provincia de Huancayo		Facultad de Ingeniería	Fecha	10/4/19
		EAP Ingeniería Mecánica	Autores	Jhusbel Fabián Gómez, Rossmil Paccori De La Cruz
		Área de diseño y fabricación		
Característica	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsables	
Función Principal	E	El eviscerado de truchas se da en el menor tiempo posible para mejorar la producción, siendo la capacidad mínima de la máquina de 600 truchas/h.	Jhusbel Fabián Gómez	
Función	D	La máquina es netamente mecánica y fácil de operar debido a que trabaja en zonas alejadas y en condiciones severas de humedad.	Rossmil Paccori de la Cruz	
Función	E	El corte transversal debe realizar el trabajo sin maltratar la carne y el eviscerado debe extraer toda la víscera de la trucha.	Jhusbel Fabián Gómez	
Geometría	E	Las dimensiones de la máquina deben de ser aproximadamente de 1.5 m de largo, 1.3 m de altura y 40 cm de ancho.	Rossmil Paccori de la Cruz	
Fuerza	E	Los mecanismos de corte solo deben abrir la piel y no dañar el cuerpo interno de la trucha.	Jhusbel Fabián Gómez	
Fuerza	E	La estructura de máquina debe tener la suficiente estabilidad y rigidez para minimizar vibraciones que alteren el trabajo del eviscerado.	Rossmil Paccori de la Cruz	
Energía	E	La energía que se utiliza para el funcionamiento de la máquina es la energía eléctrica monofásica 220V.	Jhusbel Fabián Gómez	
Material	E	Los componentes de la máquina son de material inoxidable, adecuado para el manejo de alimentos.	Rossmil Paccori de la Cruz	
Material	E	Las cuchillas de corte son de acero inoxidable adecuado para el corte.	Jhusbel Fabián Gómez	

Lista de exigencias		Universidad Continental	Pág.	2 de 3
Diseño y fabricación de una máquina evisceradora de truchas para mejorar la producción en la provincia de Huancayo		Facultad de Ingeniería	Fecha	10/4/19
		EAP Ingeniería Mecánica	Autores	Jhusbel Fabián Gómez, Rossmil Paccori De La Cruz
		Área de diseño y fabricación		
Característica	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsables	
Señales	E	Se utilizan focos leds como indicadores del modo de funcionamiento de la máquina como: energizado arranque y parada.	Rossmil Paccori de la Cruz	
Señales	E	Debe contar con un pulsador de parada de emergencia en el sistema eléctrico	Jhusbel Fabián Gómez	
Cinemática	D	La alimentación de la trucha es manual y la velocidad del mecanismo debe ser el adecuado que permita posicionarla en los cangilones.	Rossmil Paccori de la Cruz	
Seguridad	E	La máquina debe contar con guardas de protección para que los operadores no se accidenten.	Jhusbel Fabián Gómez	
Seguridad	E	El operador debe tener sus implementos de seguridad adecuados para el trabajo en contacto con el agua.	Rossmil Paccori de la Cruz	
Medio ambiente	E	La máquina no debe generar efectos contaminantes a gran escala sino lo mínimo y ser controlados mediante un plan de mantenimiento	Jhusbel Fabián Gómez	
Ergonomía	D	La postura del operador debe ser adecuada para no generar cansancio o fatiga.	Rossmil Paccori de la Cruz	
Ergonomía	E	Los mecanismos deben estar a una altura de 1 m, que es el más adecuado para la regulación y mantenimiento por parte del operador.	Jhusbel Fabián Gómez	
Ergonomía	E	La distancia entre los cangilones debe ser de 40 cm, que es más adecuado para facilitar la alimentación de la trucha de forma manual.	Rossmil Paccori de la Cruz	

Lista de exigencias		Universidad Continental	Pág.	3 de 3
Diseño y fabricación de una máquina evisceradora de truchas para mejorar la producción en la provincia de Huancayo		Facultad de Ingeniería	Fecha	10/4/19
		EAP Ingeniería Mecánica	Autores	Jhusbel Fabián Gómez, Rossmil Paccori De La Cruz
		Área de diseño y fabricación		
Característica	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsables	
Fabricación	E	El diseño y selección de los materiales debe ser de acuerdo con lo disponible en el mercado nacional.	Rossmil Paccori de la Cruz	
Fabricación	E	En el diseño de las piezas mecánicas se debe considerar la facilidad de fabricación de acuerdo con la tecnología local.	Jhusbel Fabián Gómez	
Fabricación	E	El acabado de la soldadura inoxidable debe ser de calidad sanitaria que permita el fácil lavado y estilización de la máquina.	Jhusbel Fabián Gómez	
Mantenimiento	E	Los componentes y sistemas de la máquina deben ser de fácil mantenimiento.	Rossmil Paccori de la Cruz	
Mantenimiento	D	El acceso por parte del operador para la limpieza y mantenimiento debe tener la facilidad adecuada para un proceso diario.	Jhusbel Fabián Gómez	
Costos	E	Costos accesibles para un empresario acuicultor de la zona.	Rossmil Paccori de la Cruz	

4.1.5 Planificación del desarrollo del proyecto

La planificación del trabajo se desarrolla mediante las actividades de la metodología, se consideran por etapas y fases ya mencionadas anteriormente, detalladas de la siguiente manera.

Tabla 20. Planificación del desarrollo del proyecto

N	ACTIVIDADES	SEMANAS																																TIEMPO		
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32		33	
FASE I: Información																																		4		
1	Aclaracion y delimitacion del problema	■																																		2
2	Lista de exigencias		■																																	1
3	Planificacion de actividades			■																																1
FASE II: Creacion - concepto de solucion																																		4		
4	Caja negra				■																														1	
5	Matriz morfologica					■																														1
6	Evaluacion de valor tecnico y economico						■																													1
9	Concepto de solucion							■																												1
FASE III: Desarrollo - Elaboracion del proyecto																																		12		
10	Proyecto preliminar (diseño)							■	■	■																									3	
11	Memoria de calculos aproximados										■																									1
12	Simulaciones tentativas											■																								1
13	Proyecto definitivo												■	■																						3
14	Memoria de calculos defenitivos													■	■																					2
15	Planos de ensamble y explosion																	■																		1
16	Simulaciones definitivos																		■																	1
FASE IV: Elaboracion de ingenieria de detalles																																		14		
17	Planos de despiece																					■													1	
18	Planos de fabricacion																						■	■												2
19	Elaboracion de costos																							■	■											2
20	Fabricacion de la maquina																								■	■	■	■	■							5
21	Afinamiento																																■	■		2
22	Pruebas y resultados																																	■	■	2

En la Tabla 20, se observa la planificación del proyecto, donde la elaboración del diseño, desarrollo de los cálculos, elaboración de planos de fabricación, ensamble, fabricación del prototipo de la máquina y entre otras actividades; se estima un promedio de 33 semanas, aproximadamente entre 8 a 9 meses.

4.2 Análisis de la solución

4.2.1 Caja negra (*Black Box*)

La caja negra de la máquina *Black Box*, define las entradas específicas de los recursos en la máquina, y también las salidas transformadas de estos recursos en forma tangible.

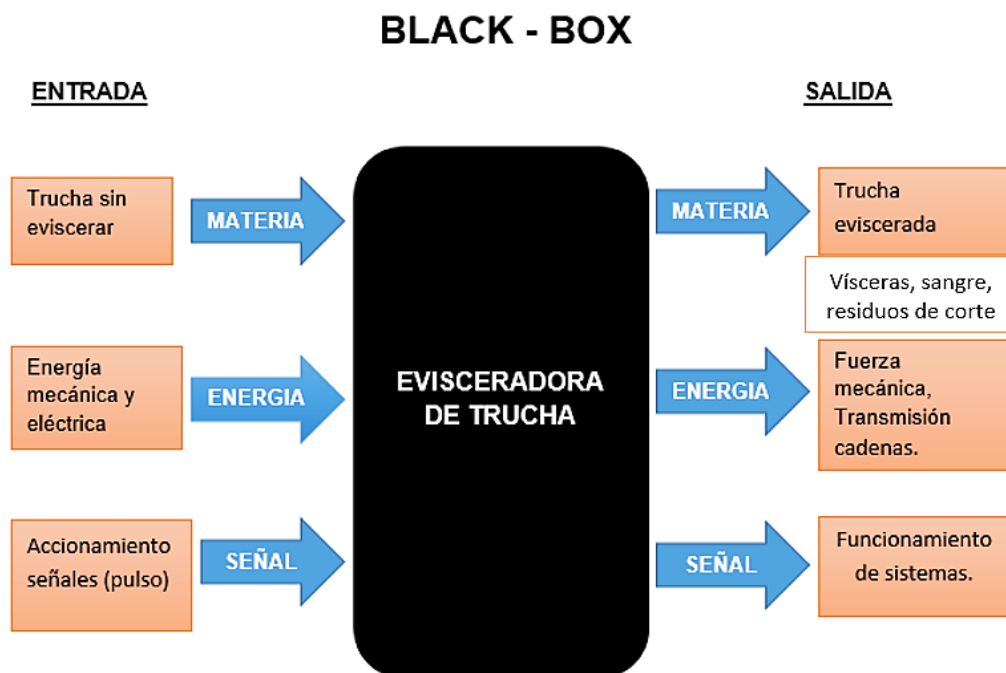


Figura 30. Caja negra Black Box

Entradas

- **Materia prima:** truchas vivas de etapa de cosecha, de peso 250 gr.
- **Energía:** corriente eléctrica monofásica 220 V y energía mecánica en forma de movimiento en las cadenas de transporte de cangilones.
- **Señal:** pulsaciones en los accionamientos manuales (pulsador NA, pulsadores con enclavamiento), también señales visuales para comprobar la calidad de eviscerado de las truchas.

Salidas

- **Materia prima:** truchas evisceradas de calidad, vísceras en las tolvas de salida, sangre, residuos de corte.
- **Energía:** velocidad de corte, vibraciones, fuerza mecánica, potencia.
- **Señal:** las pulsaciones en forma de LED encendidas indicando el funcionamiento de la máquina, las señales visuales indicando la calidad del eviscerado de las truchas.

4.2.2 Estructura de funciones (caja blanca)

4.2.2.1. Secuencia de operaciones

En esta etapa de proceso lo primero que se tiene que hacer es verificar el estado de la máquina, revisar todos los sistemas y mecanismos que se encuentren en perfectas condiciones, una vez inspeccionada se procede a hacerla funcionar para colocar las truchas en los cangilones y ser evisceradas por los procesos correspondientes.

El primer proceso que se le realiza a la trucha es el corte transversal en donde se les corta el tendón de la trucha, el segundo proceso es el corte longitudinal en el cual se les abre el vientre desde las branquias hasta la cola, el tercer proceso es el eviscerado en el cual se le quita las vísceras y, por último, se les hace un prelavado con chorro de agua.

4.2.2.1. Procesos técnicos

A. Preparación

- Primero, se energiza la máquina mediante una llave termo magnética que prende el foco *led*, indicándonos que la máquina se encuentra con energía eléctrica, luego se acciona el pulsador *start*, activando los focos *led*, indicando que el motorreductor y el motor de corte transversal se encuentran en funcionamiento.
- Posición adecuada del operario para colocar la trucha en los cangilones.
- Colocar la trucha en el cangilón de forma que las agallas ingresan y se posicionan correctamente.

B. Ejecución

- Accionamiento de las levas y cadenas de transmisión en donde se traslada la trucha.
- Las levas de transmisión accionan a las levas de contacto en el sistema de corte transversal y este se encarga de realizar el corte del tendón de la trucha y luego vuelve a su posición inicial mediante resorte de extensión.
- Después del corte transversal se les hace el corte longitudinal mediante cuchilla de corte, estos se encuentran fijos en una estructura regulable.
- Al estar en funcionamiento el sistema de transmisión, estas levas de empuje accionan a las levas seguidoras de contacto del sistema de eviscerado para que pueda quitar las vísceras.
- La trucha al final pasa por un prelavado, para luego caer por gravedad a una bandeja en agua limpia.

C. Control

- Verificación de los mecanismos de transmisiones y levas que estén cumpliendo sus funciones correctamente.
- Controlar el tiempo de eviscerado de la trucha por minuto.
- Verificar el desplazamiento horizontal que recorre la trucha por cada proceso que cumple.
- Controlar la acumulación de vísceras que genera la máquina evisceradora.

D. Fase final

- Truchas evisceradas y limpias después de pasar por los procesos, para luego ser trasladadas a otras áreas.
- Vísceras, sangre y otros residuos depositados en bandejas para la comida de cerdos.
- Reiniciar la secuencia de operación que cumple.

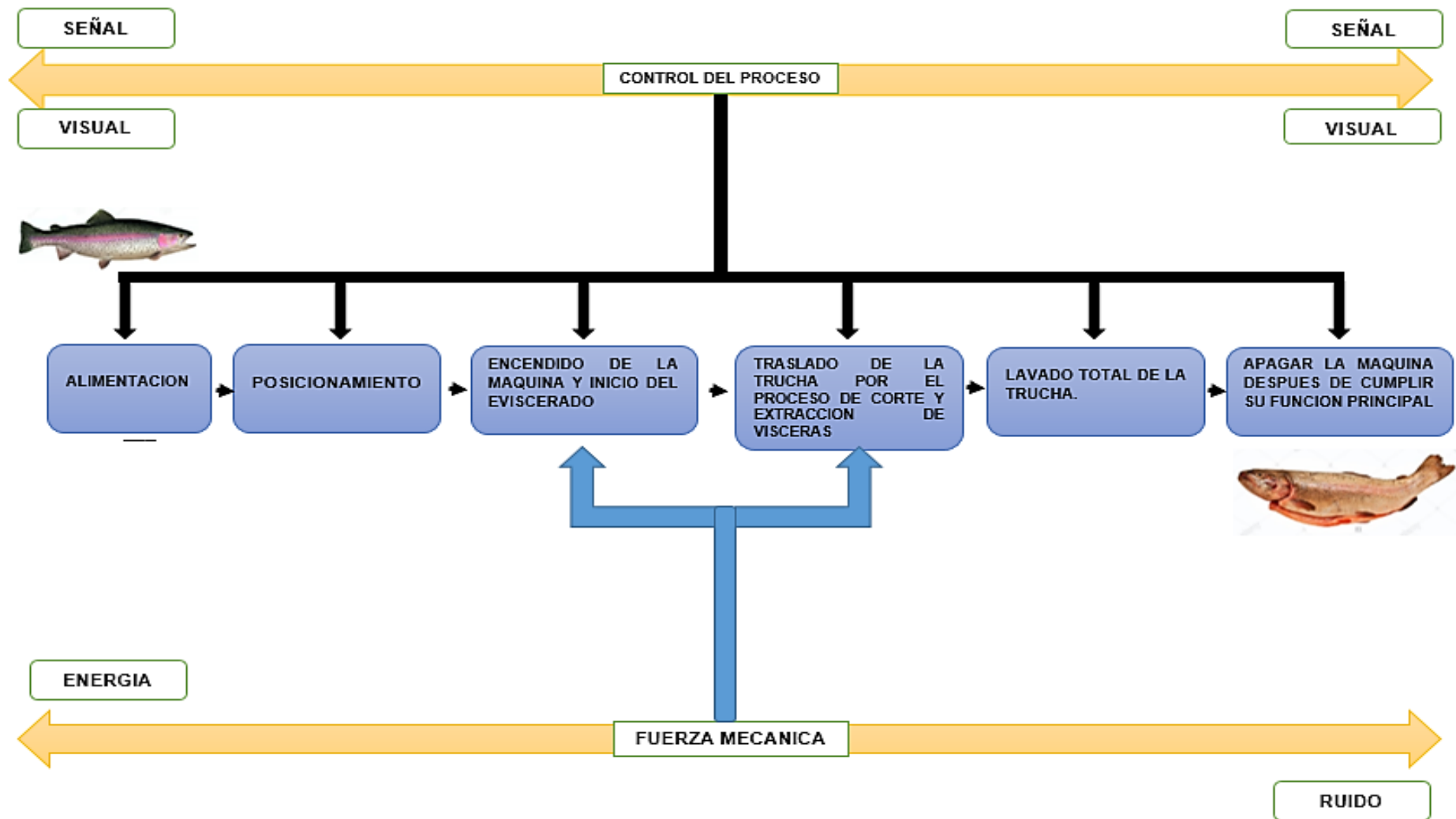


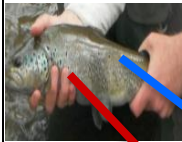





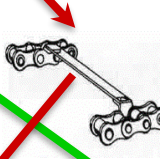





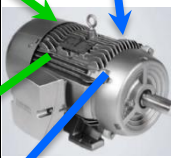


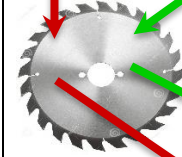
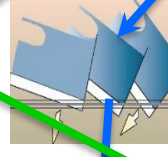
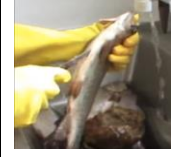





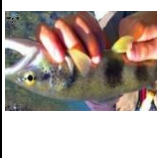
Figura 31. Estructura de funciones (caja blanca)

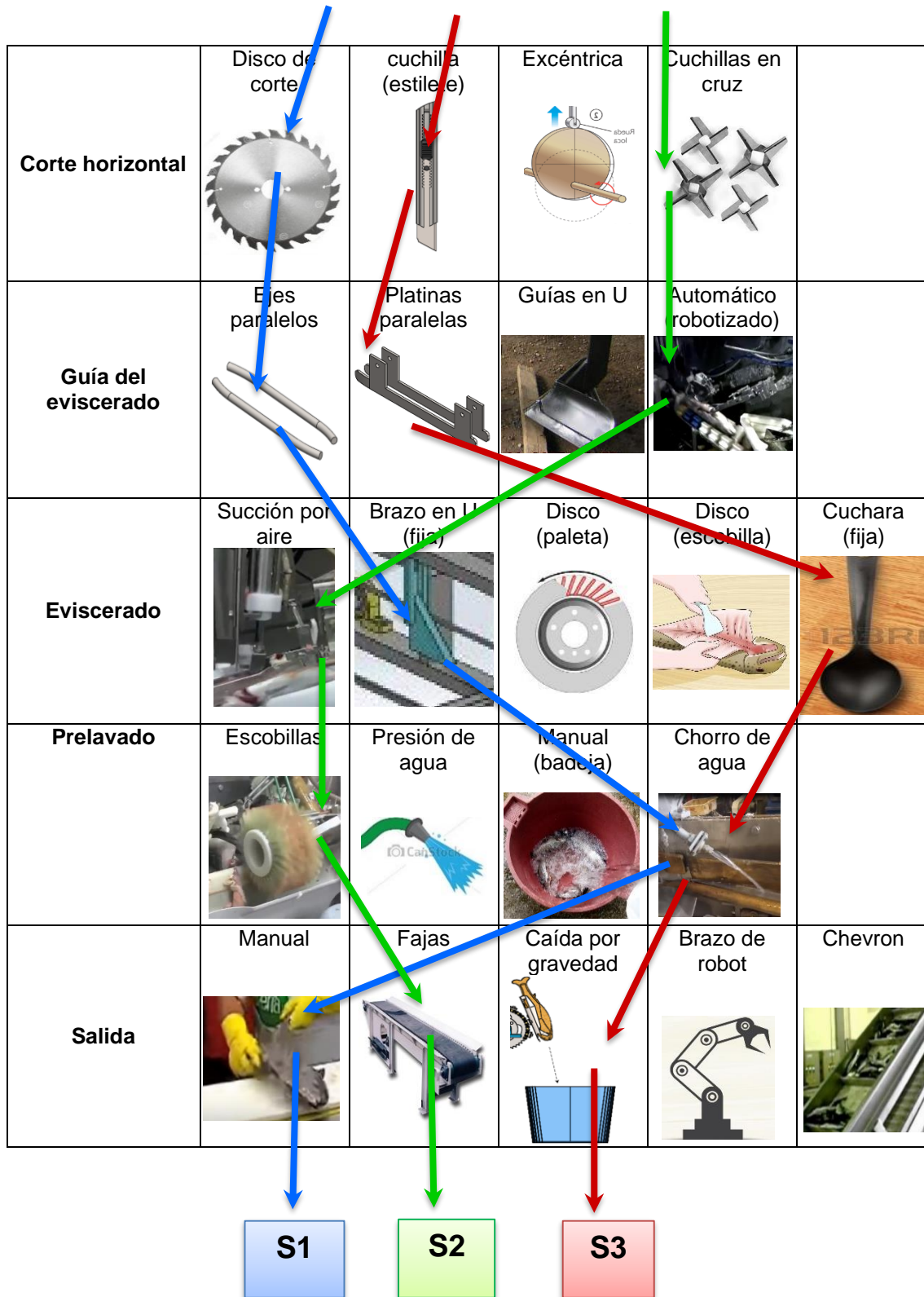
En la Figura 31 se observan las funciones parciales de la máquina evisceradora de truchas, el control de proceso se encuentra con relación a las entradas y salidas de las magnitudes.

4.2.3 Matriz morfológica

Elaboración de la matriz morfológica con las funciones parciales detallados.

Tabla 21. Matriz morfológica

Matriz morfológica					
Funciones	Alternativas de solución				
Alimentación (Entrada)	Manual 	Fajas 	Gravedad 	Brazo 	Balde 
Banda transportadora	Fajas con conectores dentadas 	Cadenas con conectores planos 	Cadenas con conectores V 	Faja con conectores planos 	Cadena conectores en U 
Accionamiento motriz	Motor reductor 	Motor de combustión interna 	Motor eléctrico 	Motor trico 	Motor de inducción 
Corte transversal	Disco 	Navaja 	Manual 	cuchillas en cruz 	
Sujeción	Presión hidráulica 	Radillos 	Presión (varillas) 	Atascamiento 	Manual 



4.2.4 Propuestas de solución

Las propuestas de solución se presentan del análisis realizado de la matriz morfológica, son tres propuestas con diferentes sistemas de funcionamiento considerando las funciones elementales y parciales en la tarea del eviscerado.

A. Solución 1

La primera solución consiste en una máquina con características confiables, accionado por un motor eléctrico, la posición de la trucha a los cangilones es manualmente, la banda transportadora es mediante cadenas con conectores en V para posicionar las truchas en ellas, el proceso de corte transversal se lleva a cabo mediante navajas para cortar la vena de la trucha; el segundo proceso está conformado mediante disco de corte para abrir el estómago de la trucha apoyados por un sistema de sujeción en forma de rodillo; el tercer proceso de eviscerado está conformado mediante una especie de brazo en forma de U para quitar las vísceras de la trucha apoyados por un sistema de guía mediante ejes curvados, el prelavado es mediante el chorro de agua y la salida es directamente manual.

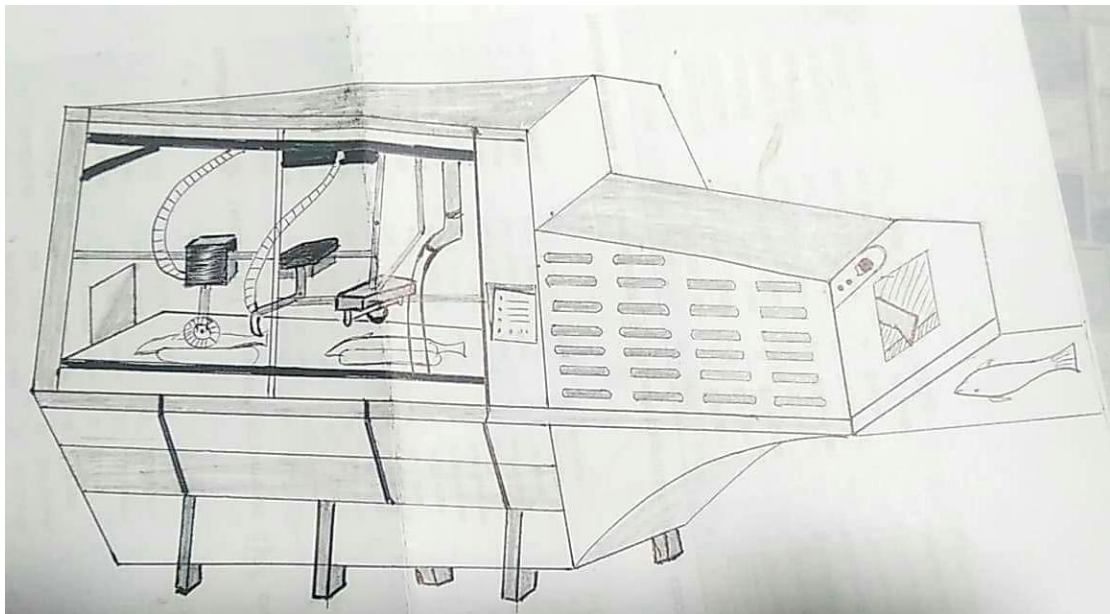


Figura 32. Propuesta de la primera solución

B. Solución 2

El análisis de la segunda solución es automático, las truchas se posicionan mediante una faja de transporte por rodillos, la banda transportadora está compuesta mediante fajas con conectores dentados, el proceso de corte transversal se da mediante un disco de corte accionados por un motor eléctrico, el corte longitudinal está conformado mediante cuchillas giratorias en forma de cruz a una velocidad alta, apoyados por el sistema de sujeción en forma de atascamiento para inmovilizar a la trucha, el proceso de eviscerado es mediante succión por aire en un especie de tubo a la medida de las vísceras,

acompañados por elementos mecánicos automáticos encargados de abrir el estómago de la trucha para ser succionado por aire, la trucha pasa por una etapa de lavado mediante escobillas en movimiento rotacional, la salida se da directamente a una faja transportadora plana para verificar la calidad de la trucha y su posterior proceso de conserva.

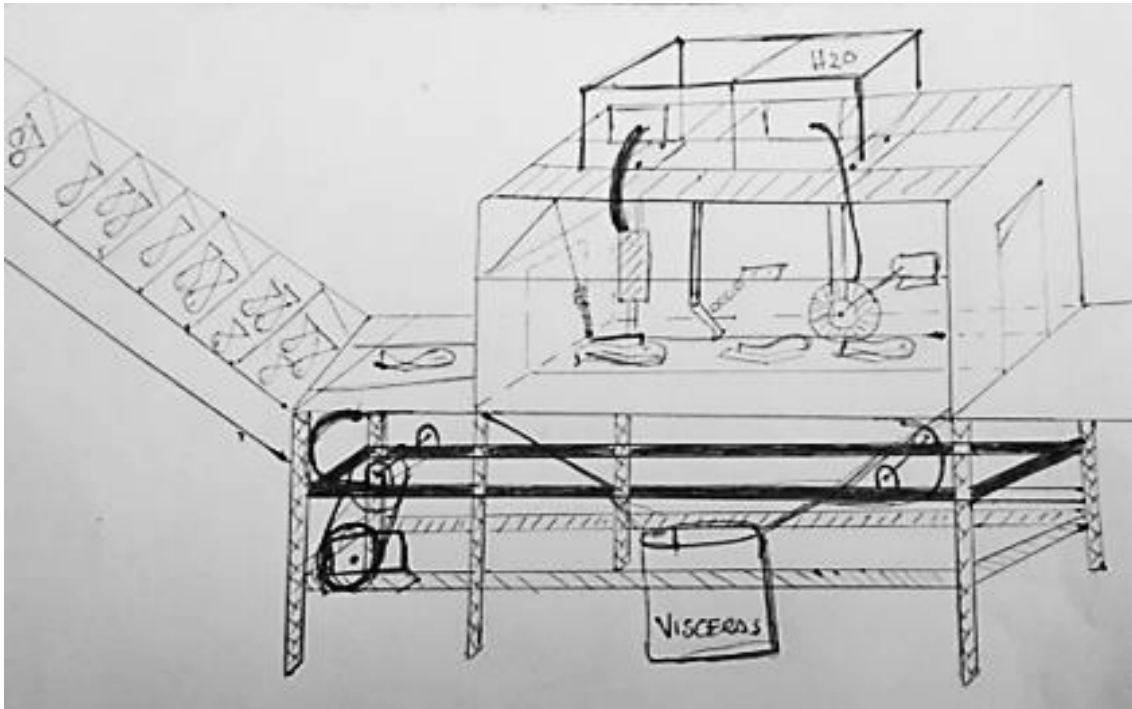


Figura 33. Propuesta de la segunda solución

C. Solución 3

El análisis de la tercera solución, es operado manualmente, la posición de la trucha en los cangilones es manual, la banda transportadora es mediante cadenas con conectores planas para el soporte del cangilón y la trucha, accionado por un motorreductor, el proceso de corte transversal es mediante el disco de corte accionado por un motor eléctrico; el tercer proceso es mediante una cuchilla de corte el cual se encarga de abrir el estómago de la trucha guiado por mecanismos en forma de "J" que se encargan de centrar a la trucha para el corte, el proceso de eviscerado se realiza mediante una cuchara, accionados por levas, en el proceso interviene una especie de guía mediante platinas cumpliendo la tarea de abrir el estómago de la trucha para facilitar el proceso del eviscerado y, como último proceso, se tiene el prelavado de la trucha mediante chorro de agua para no maltratar la carne, la salida se da mediante la caída por gravedad directamente a una bandeja en agua limpia.

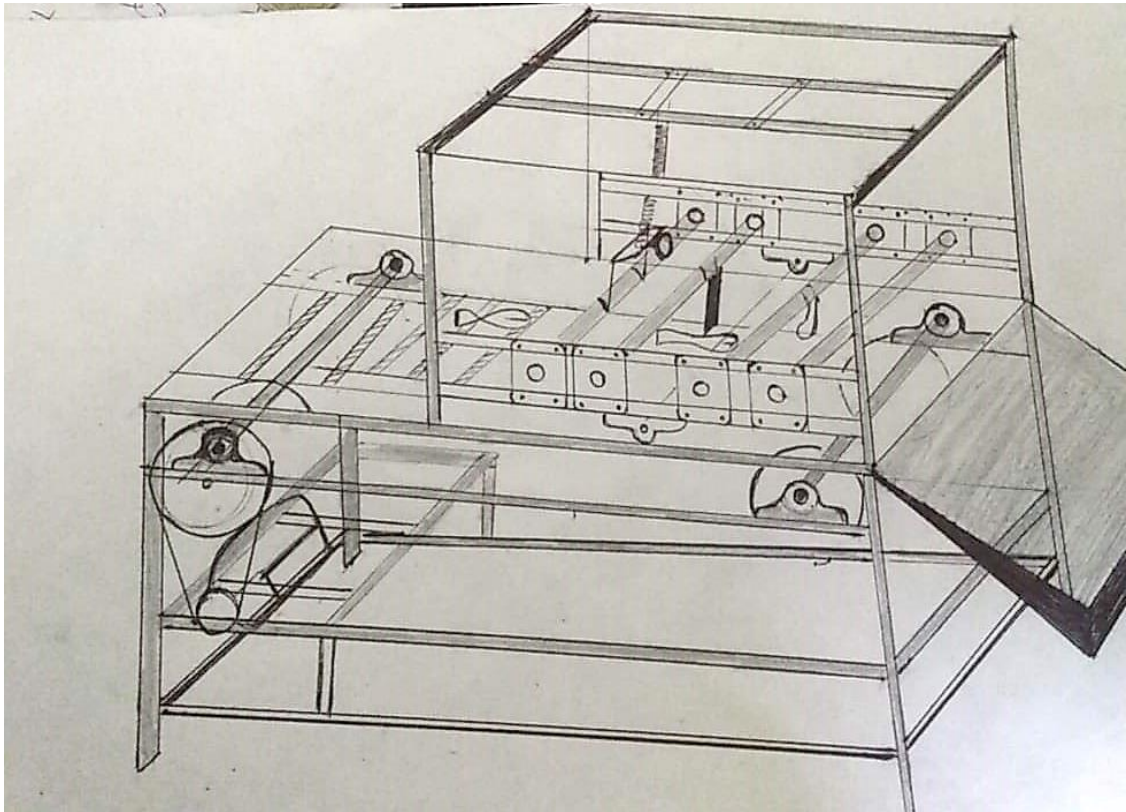


Figura 34. Propuesta de la tercera solución

4.2.5 Determinación de la solución óptima

A. Valorización de la lista de exigencias

La tabla de lista de exigencias detallada anteriormente es valorizada de acuerdo con los resultados obtenidos en la matriz morfológica, para esto se utiliza una tabla de evaluación desarrollada por la metodología VDI 2221, quien a su vez recomienda un ponderado de 1 a 4, siendo el 4 la óptima calificación.

Tabla 22. Evaluación de lista de exigencias

N.º	Criterios técnicos y económicos	Soluciones			
		S1	S2	S3	S ideal
1	Seguridad	4	4	4	4
2	Rapidez	3	4	4	4
3	Estabilidad	3	3	3	4
4	Eficiencia	3	3	3	4
5	Manipulación	3	4	3	4
6	Confiabilidad	3	4	4	4
7	Facilidad de manejo	3	3	3	4
8	Transpirabilidad	3	1	3	4
9	Calidad de trabajo	3	4	4	4
10	Complejidad	3	2	3	4
11	Lista de exigencias	3	2	3	4
12	Automatización	2	4	1	4
13	Número de piezas	4	4	4	4
14	Fácil adquisición de materiales	3	2	3	4
15	Productividad	4	3	4	4
16	Costos diversos	3	2	2	4
17	Pocos desperdicios	3	3	3	4
18	Número de operarios	2	1	4	4
19	Costos de tecnología	3	2	3	4
20	Facilidad de montaje	3	2	3	4
21	Facilidad de mantenimiento	3	1	3	4
22	Costos de operación	2	3	3	4
Total		66	61	70	88
Evaluación (%)		75.0%	69.3%	79.5%	100%

B. Valorización técnica

La valorización técnica se realiza mediante la evaluación, considerando la escala de valores según norma VDI 2221, el cual determina los factores de evaluación tanto económica como técnicamente.

Donde

P = puntaje de 0 a 4

0 = No satisface; 1 = Poco aceptable; 2 = Suficiente; 3 = Bien;

4 = Muy bien (ideal)

g = peso ponderado que se da en función a la importancia del criterio a evaluar.

$$X_1 = \frac{g_1 * p_1 + g_2 * p_2 + \dots + g_n * p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) * P_{idea}} \leq 1 \quad (4.2.1)$$

Tabla 23. Evaluación de valor técnico

Variantes de concepto/proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución ideal	
			S1		S2		S3		S ideal	
N.º	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	8	3	24	3	24	3	24	4	32
2	Forma	6	2	12	2	12	2	12	4	24
3	Diseño	9	2	18	3	27	4	36	4	36
4	Fuerza	8	3	24	3	24	3	24	4	32
5	Energía	9	3	27	3	27	3	27	4	36
6	Fabricación	7	3	21	3	21	4	28	4	28
7	Control de calidad	10	3	30	4	40	4	40	4	40
8	Montaje	7	2	14	3	21	3	21	4	28
9	Transporte	6	2	12	1	6	2	12	4	24
10	Uso	8	3	24	3	24	3	24	4	32
11	Mantenimiento	7	2	14	2	14	3	21	4	28
12	Ergonomía	6	2	12	3	18	3	18	4	24
13	Seguridad	8	3	24	3	24	3	24	4	32
Puntaje (Σgp)			256		282		311		396	
Valor %			64.6%		71.2%		78.5%		100%	

C. Valorización económica

Se realiza el análisis de las soluciones en cuanto a los costos de fabricación, montaje, mantenimiento, etc., para ello se utiliza la norma VDI 2221, considerando la ponderación señalada en la evaluación económica (Y_1).

Donde

P= puntaje de 0 a 4

0 = No satisface; 1 = Poco aceptable; 2 = Suficiente; 3 = Bien;

4 = Muy bien (ideal)

g= peso ponderado en función a la importancia de cada criterio a evaluar.

$$y_1 = \frac{g_1 * p_1 + g_2 * p_2 + \dots + g_n * p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) * P_{idea}} \leq 1 \quad (4.2.2)$$

Tabla 24. Evaluación de valor económico

Variantes de concepto/proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución ideal	
			S1		S2		S3		S ideal	
N.º	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costos de material	8	3	24	2	16	3	24	4	32
2	Costos de fabricación	6	3	18	2	12	3	18	4	24
3	Costos de montaje	9	3	27	2	18	3	27	4	36
4	Costos de mantenimiento	8	3	24	3	24	4	32	4	32
Puntaje ($\sum gp$)			93		70		101		124	
Valor (%)			75.0%		56.5%		81.5%		100%	

Tabla 25. Comparación de resultados evaluados

	Eje (X1)	Eje (Y1)
	Valoración técnica	Valoración económica
Solución 1	64.65%	75.00%
Solución 2	71.21%	56.45%
Solución 3	78.54%	81.45%

D. Toma de decisión

Se decide la solución óptima mediante el diagrama de dispersión donde se compara los resultados desarrollados anteriormente teniendo en cuenta todos los parámetros y exigencia de los patrocinadores, tal como se muestra en la Figura 35.

Evaluación de soluciones

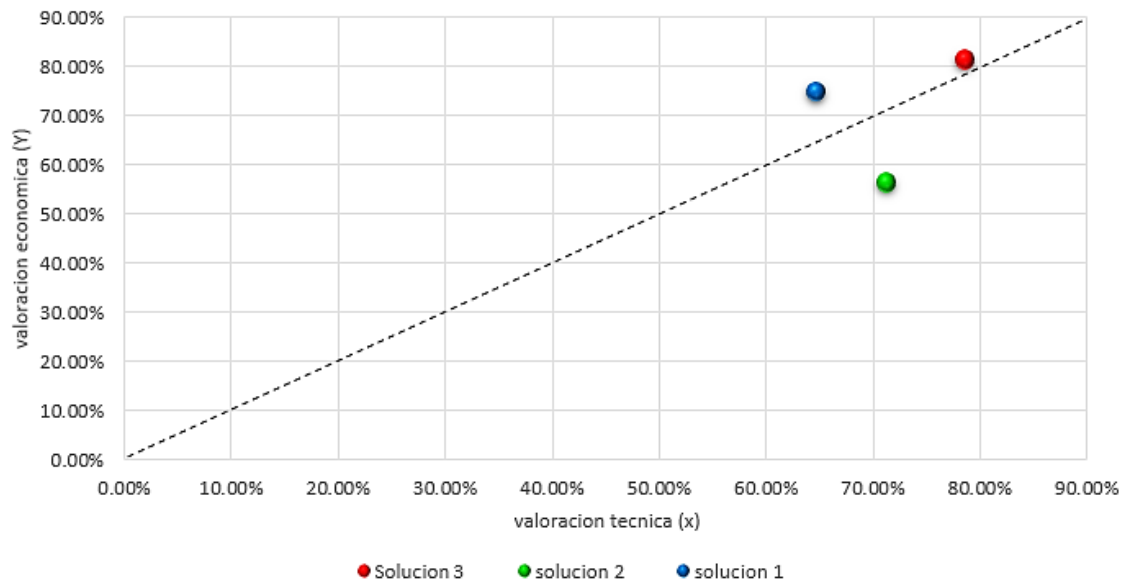


Figura 35. Esquema de dispersión lineal para la elección del resultado

El diagrama de distorsión de la Figura 35, indica que las propuestas de soluciones evaluadas se encuentran más cercanas a la línea recta, siendo la tercera solución (color rojo) con 78.54% en el eje “X” y con 81.45% en el eje “Y”, el cual es elegido debido a las exigencias requeridas por los patrocinadores.

4.3 Diseño

Esta fase de desarrollo comprende a partir de la etapa 5 empezando por el proyecto preliminar, se desarrolla la selección de materiales, el análisis y cálculos de los mecanismos que conforma la máquina, teniendo en cuenta todos los requerimientos planteados anteriormente; para el diseño y simulación se utiliza el software CAD (*Solidworks Simulation*) en el cual también se realizan algunos cálculos y análisis.

4.3.1 Cálculos previos y experimentales

El desarrollo de los cálculos se determina a partir de la capacidad de transporte de las truchas en la máquina; para el cual se determinó las medidas de las truchas que se realizó en la piscigranja *Chiapuquio* en el distrito de Ingenio, utilizando el *vernier*, flexómetro y un termómetro que indica la temperatura del agua que se encuentra en un promedio de 10 °C a 13 °C como se muestra en la siguiente figura.

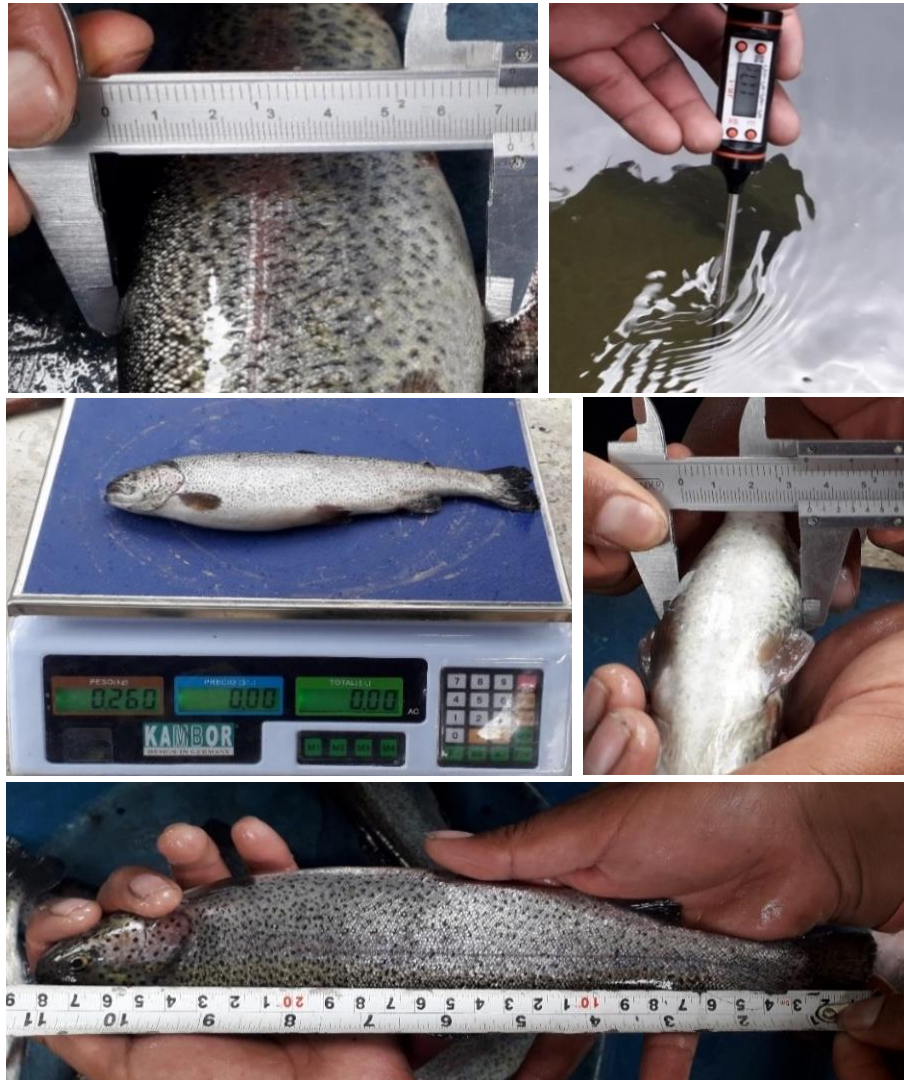


Figura 36. Medidas realizadas de la trucha

Las medidas de las truchas son consideradas las más comerciales, la etapa de cultivo cosecha es la más vendida en el mercado; debido a que la carne contiene mayores proteínas para la salud, se realizaron pruebas con 10 truchas y se estableció un promedio considerado de medidas, como se muestra en la Tabla 26; para procesar el corte, eviscerado y lavado, la trucha tendrá que estar posicionada como se muestra en la Figura 37.

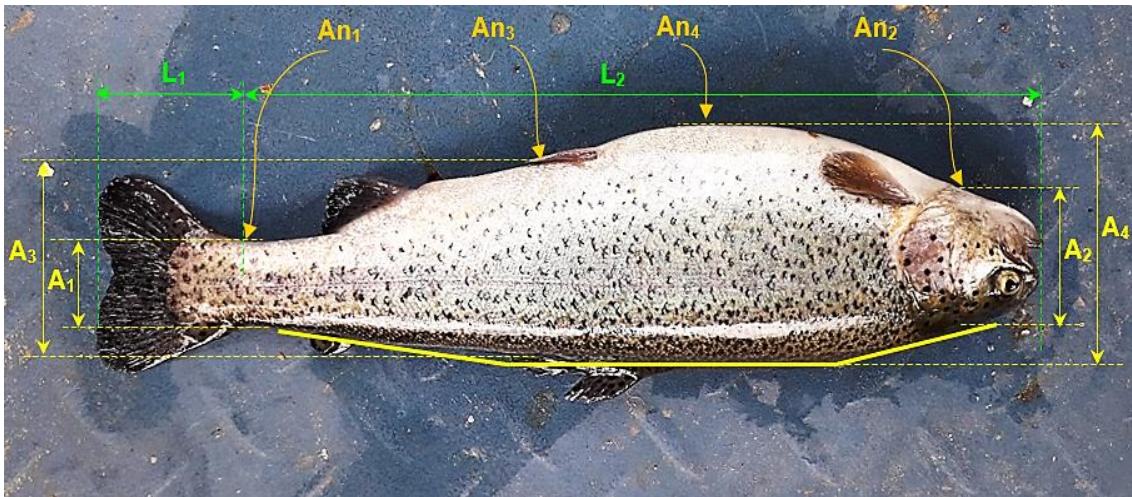


Figura 37. Trucha arco iris de etapa de cosecha

Tabla 26. Medidas realizadas con la trucha de etapa de cosecha

N.º de pruebas	Longitud (mm)			Altura (mm)				Ancho (mm)				Peso (kg)
	L1	L2	LT	A1	A2	A3	A4	An1	An2	An3	An4	
P1	38	252	290	26	40	54	67	12	30	25	34	0.26
P2	37	251	288	26	37	54	66	12	28	23	34	0.25
P3	34	248	282	25	36	54	65	11	28	23	32	0.24
P4	40	260	300	28	41	55	69	13	30	26	35	0.27
P5	37	250	287	26	38	53	66	11	28	23	33	0.25
P6	40	262	302	28	42	55	69	13	30	26	35	0.28
P7	36	252	288	25	38	54	67	11	28	23	33	0.25
P8	34	247	281	25	37	54	66	11	27	23	32	0.24
P9	38	254	292	27	40	55	68	12	29	25	34	0.26
P10	37	252	289	24	37	53	66	11	28	22	33	0.25
Promedio	37	253	290	26	39	54	67	12	29	24	34	0.255

Después de realizar las medidas, se calcula el tiempo de quitado de vísceras manualmente, considerando un promedio de 2 a 2.5 minutos con un lote de 10 truchas, incluido el lavado en conjunto.

El tiempo de acomodamiento de las truchas hacia la máquina se considera en un promedio de 5 s a 8 s, utilizando un cronometro a una distancia de 40 cm, debido a que la trucha es resbaladiza y requiere mayor costumbre en acomodar en los cangilones, además se tiene que acomodar adecuadamente las agallas de la trucha hacia las púas u orejeras del cangilón para que este quede fija en el

cangilón y se pueda realizar los procesos de corte. Para procesar el cálculo más exacto se considera 7.5 s el tiempo más lento a una distancia de 40 cm, realizando el trabajo de ida y vuelta; por lo tanto, para asumir la coordinación entre el operador y la máquina, la velocidad de posicionamiento de las truchas a los cangilones y la velocidad de transporte debería ser igual, asimismo la distancia entre cangilones y la distancia de acomodamiento de las truchas de forma que ambos tengan relación de sincronización, para ello se considera la distancia entre cangilones un promedio de 40 cm, ya que el sistema de transporte por cadena funciona a una velocidad constante sin interrupciones, en la Figura 38 se aprecia la forma de acomodamiento de las truchas en la máquina a una distancia sincronizada y en la Figura 39, en el diagrama de flujo se ve la secuencia de operación del trabajo con una poza de 200 truchas, de peso por unidad de 250 gr de etapa de cosecha.

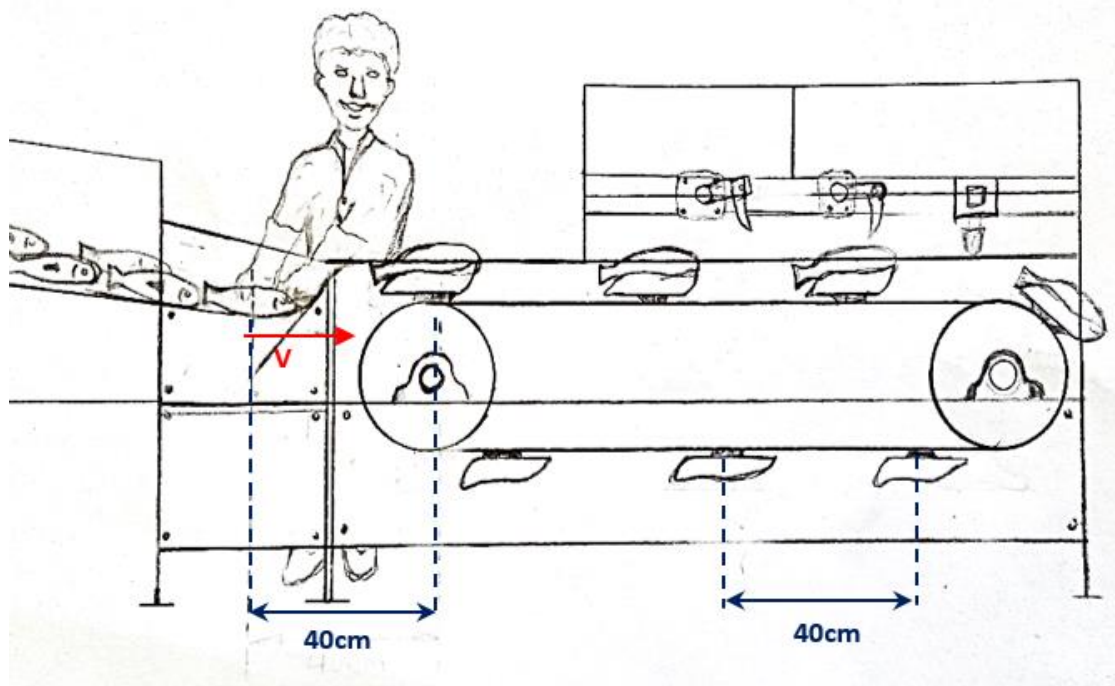


Figura 38. Representación del acomodamiento de truchas en los cangilones

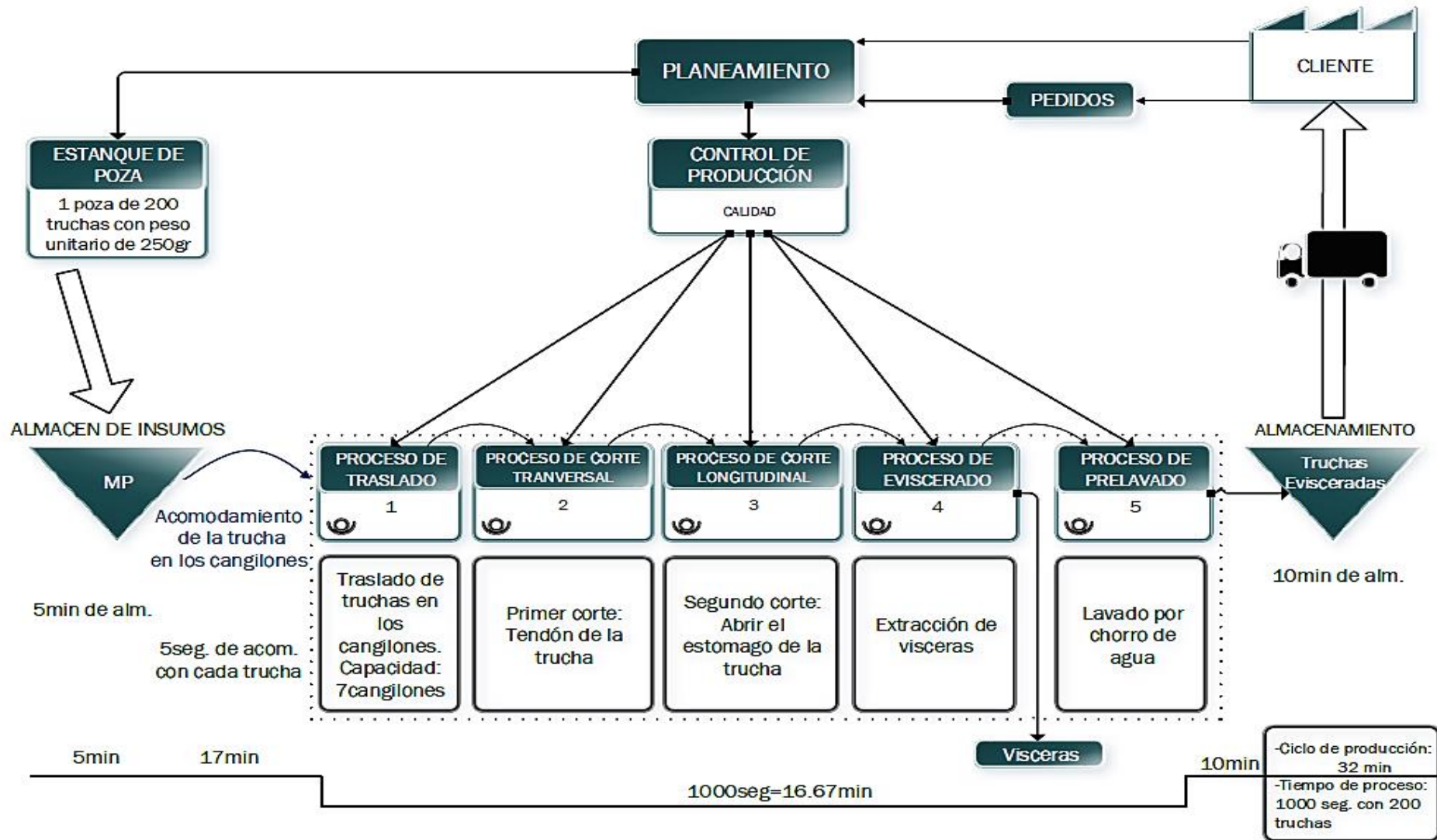


Figura 39. Diagrama de flujo de valor del proceso de eviscerado

- Cálculo de la velocidad de acomodamiento de las truchas mediante las leyes del Movimiento Rectilíneo Uniforme (física). (25)

$d = \text{distancia (m)}$; $v = \text{velocidad } \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$; $t = \text{tiempo(s)}$

$$d = v * t \quad (4.3.1)$$

$$V_{rapida} = \frac{0.40m}{5s} = 0.08m/s$$

$$V_{lenta} = \frac{0.40m}{7.5s} = 0.05m/s$$

- **Cálculo de abastecimiento de las truchas en un tiempo de 5 s y 7.5 s**

$$\frac{60s}{5s} = 12 \text{ truchas } \times \text{ min} = 720 \text{ truchas } \times \text{ hora}$$

$$\frac{60s}{7.5s} = 8 \text{ truchas } \times \text{ min} = 480 \text{ truchas } \times \text{ hora}$$

- **Cálculo de capacidad de la máquina con velocidad lenta y velocidad rápida.**

$$\text{Capacidad de la máquina (rápida)} = 720 \text{ truchas } * 0.26 \text{ kg} = 187 \text{ kg/h}$$

$$\text{Capacidad de la máquina (lenta)} = 480 \text{ truchas } * 0.26 \text{ kg} = 125 \text{ kg/h}$$

4.3.2 Diseño y cálculo del sistema de transporte

A. Cálculos de transporte por banda

El sistema de transporte es el conjunto de componentes que se encargan de transportar las truchas mediante la cadena de eslabones, para calcular el peso máximo se tiene en cuenta el área total donde se apoyan las truchas, para el cual se hizo un diseño prematuro del sistema de transporte considerando la distancia entre centros de cangilones de 40 cm, así mismo el diseño de cangilones y los soportes; los pesos de los elementos se consideraron del diseño simulado en software *Solidworks Simulation* y el material aplicado. Los

materiales se mencionan en el diseño y cálculos realizados por cada componente, el sistema de transporte ideado se muestra en la Figura 40.

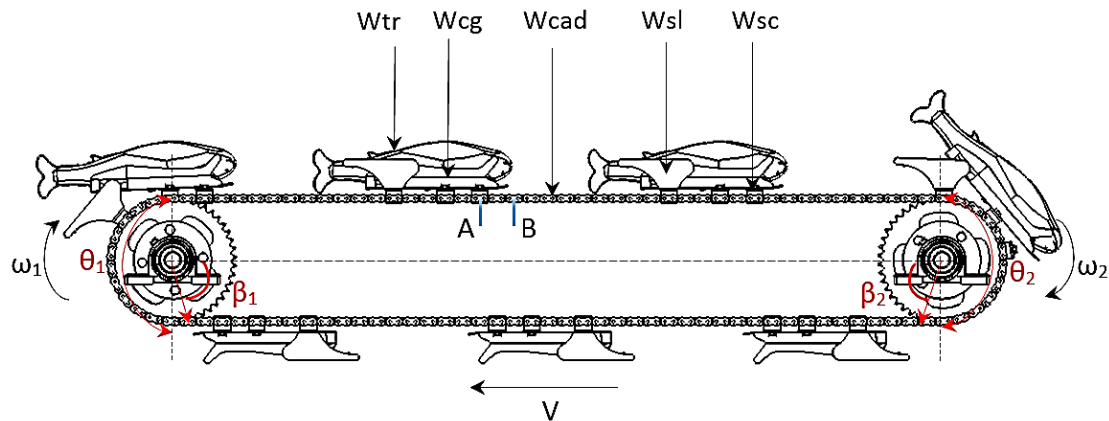


Figura 40. Sistema de transporte ideado

- **Cálculo de peso máximo a transportar**

$$w_{tr} = \text{peso de la trucha} = 0.255 \text{ kg} * 4 \text{ truchas} = 1.02 \text{ kg}$$

$$w_{cg} = \text{peso del cangilón} = 0.18 \text{ kg} * 7 \text{ cangilones} = 1.27 \text{ kg}$$

$$w_{sl} = \text{peso de soporte de levas} = 0.34 \text{ kg} * 7 \text{ soportes} = 2.4 \text{ kg}$$

$$w_{sc} = \text{peso de soporte de cangilón} = 0.16 \text{ kg} * 14 \text{ soportes} = 2.2 \text{ kg}$$

$$w_{cad} = \text{peso de la cadena} = 1.82 \text{ kg} * 2 \text{ cadenas} = 3.64 \text{ kg}$$

$$w = \text{peso de pernos hex. con tuerca} = 0.01 \text{ kg} * 49 \text{ pernos} = 0.5 \text{ kg}$$

El peso promedio total que se requiere transportar es expresado en kgf debido a que los elementos mecánicos son atraídos por la gravedad.

$$w_{total} = \text{peso total} = 11 \text{ kgf}$$

- **Cálculo de velocidad de transporte**

Para realizar los cálculos de las velocidades, se considera la distancia promedio entre puntas de cangilones de 1.5 m y el tiempo con 4 cargas de truchas 20 s, siendo el más rápido para que se cumpla 12 truchas por minuto; el tiempo más lento 30 s para que se cumpla 8 truchas por minuto, por lo tanto, tendría dos velocidades.

$$V_{\text{rápida de transporte}} = \frac{1.5m}{20s} = 0.08m/s$$

$$V_{lenta \text{ de transporte}} = \frac{1.50m}{30s} = 0.05m/s$$

Las velocidades halladas del acomodamiento de las truchas hacia la máquina y la velocidad de transporte se encuentran sincronizadas entre el hombre-máquina a una velocidad de 0.08 m/s, quiere decir que el acomodamiento desde el depósito hacia el cangilón se debe realizar a la mitad de esta velocidad para completar el ciclo de ida y vuelta mientras que la velocidad de transporte sea constante a esta velocidad, la velocidad lenta de 0.05 m/s se utiliza siempre en cuando se cambia la polea conducida a mayor diámetro de paso para obtener menor velocidad en un tiempo de 7.5 s de acomodamiento, y viceversa ya que la polea es desmontable al eje.

- **Cálculo de velocidades angulares**

Aplicando la relación entre cinemática lineal y angular en la rotación de cuerpos rígidos (física universitaria), se determina que las velocidades angulares son inversamente proporcionales a sus radios respectivos; las catarinas son del mismo tamaño y número de dientes, por lo tanto, $R_1=R_2$; $\omega_1=\omega_2$; $\beta_1=\beta_2$; también se determina, cuando un eslabón de la cadena se mueve de A hacia B en un determinado tiempo, un diente de la catarina gira un ángulo β , (25) ver Figura 40.

La velocidad de la cadena es la misma que la velocidad del diente de la catarinas, por tanto, para hallar la velocidad angular se utiliza la fórmula obtenida del libro de Shigley (26); considerando el paso diametral de dientes de la catarina y la cadena de ½ pulg; y el número de dientes de la catarina 45, debido a la fuerza de transporte ligera; (ver la selección de elementos de transmisión).

$$v = \frac{N \cdot p \cdot \omega}{12} \tag{4.3.2}$$

$v =$ velocidad de la cadena (Ft/min)

$\omega =$ velocidad angular (rpm)

$p =$ paso de la cadena (pulg)

$N = \text{número de dientes de la catarina}$

Cálculo de la velocidad angular con velocidad lineal de 0.08 m/s para obtener 12 truchas por minuto:

$$\omega = \frac{\frac{0.08m}{s} \left(\frac{196.850ft/min}{1m/s} \right) * 12}{45 * 1/2pulg} = 8.4rpm$$

Cálculo de la velocidad angular con velocidad lineal 0.05 m/s para obtener 8 truchas por minuto:

$$\omega = \frac{\frac{0.05m}{s} \left(\frac{196.850ft/min}{1m/s} \right) * 12}{45 * 1/2pulg} = 5.3rpm$$

- **Cálculo de fuerza de transporte**

Para realizar el cálculo de la fuerza se requiere el coeficiente de fricción entre los elementos mecánicos, para el cual se utiliza la tabla de coeficientes de rozamientos en aceros sobre aceros.

Tabla 27. Coeficientes de rozamiento

Materiales	Coefficiente de fricción estática, μ_s	Coefficiente de fricción cinética, μ_k
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Latón sobre acero	0.51	0.44
Zinc sobre hierro colado	0.85	0.21
Cobre sobre hierro colado	1.05	0.29
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.40
Cobre sobre vidrio	0.68	0.53
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Teflón sobre acero	0.04	0.04
Hule sobre concreto (seco)	1.0	0.8
Hule en concreto (húmedo)	0.30	0.25

Nota: Tomada de Zemansky, p. 150

Se multiplica el peso total por el coeficiente de fricción y un factor de servicio de 2.5 debido a la productividad de la persona en el acomodamiento de las truchas hacia los cangilones.

$$F_T = 11kgf * \left(\frac{9.81N}{1kgf}\right) * 0.57 * 2.5 = 154N$$

- **Cálculo de potencia teórica de desplazamiento de las truchas**

Las eficiencias totales en la máquina son las pérdidas debido a la interacción entre elementos de transmisión como las chumaceras, cadenas, poleas, etc. En general se considera como la eficiencia de transmisión externa η_L ; donde, $\eta_{chumaceras}=98\%$; $\eta_{cadena} =90\%$, la eficiencia de unidad de marcha o motorreductor, $\eta_G=44\%$ de tipo tornillo sinfín, y se considera un factor de servicio de 1.2, debido a que la máquina estará expuesta 8 h/d, y tendrá varios procesos iterativos, por lo tanto se toma un factor de aceleración de masas de no mayor a 3, (ver Anexo 3) se puede apreciar la forma de seleccionar el factor de servicio y las eficiencias, los datos y la fórmula se obtuvieron de SEW *euro drive, proyect planning of drives*. (27)

$$P = \frac{W}{t} = \frac{F*d}{t} = F * v = \frac{F*v}{\eta_t} \quad (4.3.3)$$

$P = potencia (w)$

$F = fuerza (N)$

$V = velocidad (m/s)$

$fs = factor de servicio$

$\eta_T = eficiencia total = \eta_L * \eta_G$

$$P_{teórica} = \frac{154N * 0.08m/s}{0.44 * 0.9 * 0.98} * 1.2 = 38.1 W = 0.05Hp$$

Luego procedemos a seleccionar el motorreductor con una potencia teórica mayor al cálculo realizado; debido a que interactuarán pequeñas fuerzas de reacción en corte y eviscerado; por lo tanto, del catálogo de reductores se seleccionó el motorreductor, Anexo 4.

Características del motorreductor

- $P=0.44$ kW
- $N_e=900$ rpm
- $N_s=38$ rpm
- Torque máximo en el motor = 110.57 N-m
- Número de polos = 4 polos
- Tipo tornillo sinfín en versión con patas

B. Cálculos y selección de polea y correa

Las velocidades angulares halladas en las catarinas son de 8.4 rpm y 5.3 rpm, por lo tanto, se requiere disminuir la velocidad de salida del motorreductor que es de 38rpm, para ello se realizaron algunos cálculos de transmisión por faja, como se muestra en la Figura 41.

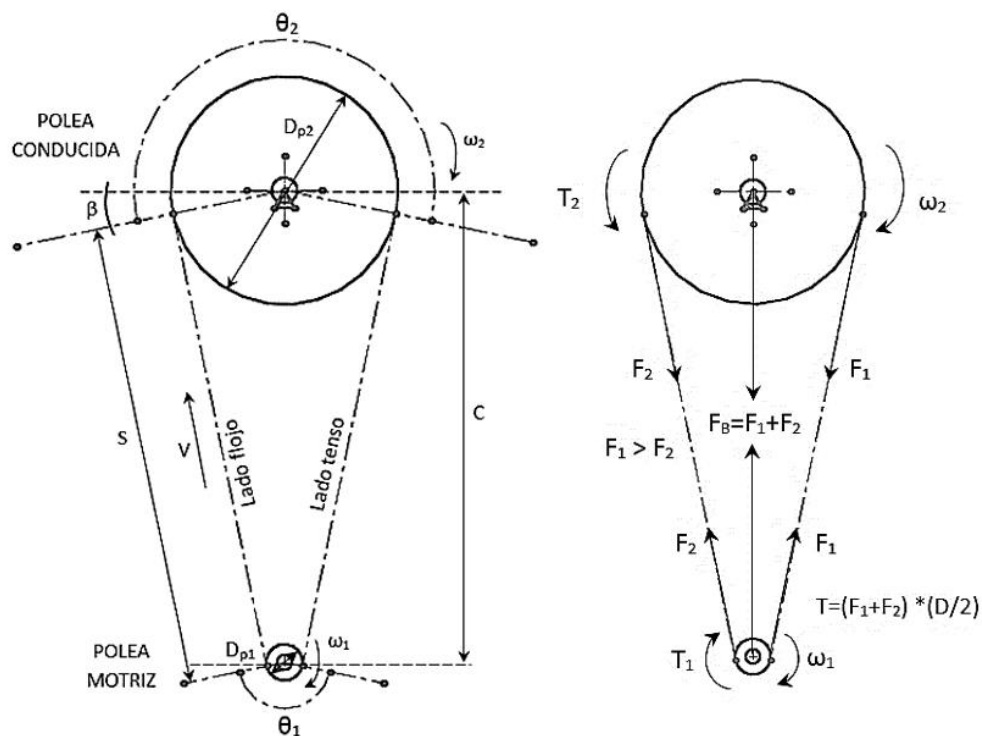


Figura 41. Representación gráfica de transmisión por poleas. Tomada de Diseño de elementos de máquinas, Robert Mott

Según el libro de *Diseño de elementos de máquinas* (13); y catálogo de correas DIN 2215, (28) donde:

D_p = diámetro primitivo (pulg)

V = velocidad de la correa (pies/min)

$\omega_1 = \text{velocidad angular (rpm)}$

$C = \text{distancia entre centros (pulg)}$

$L = \text{longitud de banda (pulg)}$

$\theta = \text{ángulo de contacto}$

$S = \text{longitud de espacio libre entre poleas (pulg)}$

$T = \text{torque (N - m)}$

$F = \text{fuerza dinámica (N)}$

$F_B = \text{fuerza flexionante sobre el eje (N)}$

$F_N = \text{fuerza neta o estática (N)}$

- Cálculo de potencia de diseño con potencia hallada de 38.1 W y con factor de servicio de trabajo 8 h/d en bandas tipo "V", $C_2=1.1$, ver Anexo 5.

$$P_c = P * f \Rightarrow P_c = 0.038 \text{ kW} * 1.1 = 0.042 \text{ kW}$$

- Cálculo de relación de transmisión con velocidad angular requerida de 8.4 rpm y la velocidad angular del motorreductor con 38 rpm.

$$i = \frac{38 \text{ rpm}}{8.4 \text{ rpm}} = 4.52$$

- **Cálculo de diámetros primitivos de las poleas**

Se requiere poseer polea conducida de menor diámetro, por lo tanto, se elige una polea motriz pequeña de diámetro 1.5 pulg., para trabajos de transportes livianos de acuerdo con el libro de *Diseño de elementos mecánicos*. (15)

$$\frac{D_{e1}}{D_{e2}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \Rightarrow \frac{1.5 \text{ pulg}}{D_{e2}} = \frac{8.4 \text{ rpm}}{38 \text{ rpm}} \Rightarrow D_{e2} = 6.8 \text{ pulg} = 172.7 \text{ mm}$$

Para las correas de tipo A, la distancia entre el diámetro exterior y primitivo es $hd = 3.3 \text{ mm}$, ver Anexo 6, catálogo de correas DIN 2215.

$$D_p = D_e - 2 * hd \tag{4.3.4}$$

$$D_{p1} = 1.5 \text{ pulg} * 25.4 \text{ mm} - 2 * 3.3 \text{ mm} = 31.5 \text{ mm} = 1.24 \text{ pulg}$$

$$Dp_2 = 7 \text{ pulg} * 25.4\text{mm} - 2 * 3.3\text{mm} = 171.2\text{mm} = 6.74\text{pulg}$$

- **Cálculo de velocidad de la correa**

$$V = \frac{\pi * Dp_1 * \omega_1}{12} \quad (4.3.5)$$

$$V = \frac{\pi * 1.24\text{pulg} * 38\text{rpm}}{12} = 12.34\text{pies/min} = 0.063\text{m/s}$$

- **Cálculo de longitud primitiva de la correa**

$$Dp_2 < C < 3(Dp_2 - Dp_1) \quad (4.3.6)$$

$$6.74\text{pulg} < C < 3(6.74\text{pulg} - 1.24\text{pulg})$$

$$6.74\text{pulg} < C < 16.5\text{pulg}$$

Con el cálculo hallado se toma en cuenta la distancia entre centros, siendo el mínimo 6.74 pulg. y el máximo 16.5 pulg., sin exceder el límite admisible de la correa, por tanto, de la simulación en software, se obtiene la distancia entre centro C=14 pulg.

$$L = 2C + 1.57(Dp_2 + Dp_1) + \frac{(Dp_2 - Dp_1)^2}{4C} \quad (4.3.7)$$

$$L = 2 * 14 + 1.57(6.74 + 1.24) + \frac{(6.74 - 1.24)^2}{4 * 14} = 41\text{pulg}$$

- **Cálculo de distancia entre centros**

$$B = 4L - 6.28(Dp_2 + Dp_1) \quad (4.3.8)$$

$$B = 4 * 41\text{pulg} - 6.28(6.74\text{pulg} + 1.24\text{pulg}) = 113.89\text{pulg}$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(Dp_2 - Dp_1)^2}}{16} \quad (4.3.9)$$

$$C = \frac{113.89\text{pulg} + \sqrt{(113.89\text{pulg})^2 - 32(6.74 - 1.24\text{pulg})^2}}{16} = 13.96 \text{ pulg}$$

- **Cálculo de ángulo de contacto**

$$\theta = 180^\circ \pm 2 * \sin^{-1} \left(\frac{Dp_2 - Dp_1}{2c} \right) \quad (4.3.10)$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \sin^{-1} \left(\frac{6.74 \text{ pulg} - 1.24 \text{ pulg}}{2 * 14 \text{ pulg}} \right) = 157.34^\circ = 2.75 \text{ rad}$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \sin^{-1} \left(\frac{6.74 \text{ pulg} - 1.24 \text{ pulg}}{2 * 14 \text{ pulg}} \right) = 202.66^\circ = 3.541 \text{ rad}$$

- **Cálculo de longitud de espacio libre entre las dos poleas**

$$S = \sqrt{C^2 - \left(\frac{Dp_2 - Dp_1}{2} \right)^2} \quad (4.3.11)$$

$$S = \sqrt{C^2 - \left(\frac{Dp_2 - Dp_1}{2} \right)^2} = \sqrt{(14)^2 - \left(\frac{6.74 - 1.24}{2} \right)^2} = 13.73 \text{ pulg}$$

- Determinación de factores de corrección por ángulo de contacto con $\Theta=157.34^\circ$, obteniendo $C_1=0.99$; factor de corrección por longitud de banda $L= 1041 \text{ mm}$, se obtiene $C_3=0.893$, interpolando de la tabla del Anexo 5, tablas de factores de corrección.

- Cálculo de número de bandas, con potencia corregida de 0.042 kW.

$$P_c = 0.038 \text{ kW} * 0.99 * 0.893 = 0.034 \text{ kW}$$

$$\text{Numero de bandas } Z = \frac{P_n}{P_c} = \frac{0.042 \text{ kW}}{0.034 \text{ kW}} = 1$$

- Cálculo de fuerzas actuantes en la polea y la correa considerando la potencia requerida de $P=38.1 \text{ W}$

Según el libro de *Diseño de elementos de máquinas*, (13) las fuerzas actuantes en la transmisión por polea con correa tipo “V”; se determina que la

fuerza impulsora neta, $F_N = F_1 - F_2$ considerando que la fuerza de tensión $F_1 > F_2$, la fuerza de flexión F_B , es la sumatoria de fuerzas, $F_B = F_1 + F_2$, en la Figura 41 se pueden apreciar las fuerzas actuantes en la correa y la polea.

$$P_1 = P_2 \Rightarrow T_1 * \omega_1 = T_2 * \omega_2; \quad (1 \text{ wats} = N - \frac{m}{s}) \quad (4.3.12)$$

Según el resultado hallado de la potencia teórica que es de 38.1 W, se determina el torque con velocidad angular de salida de 38 rpm del motorreductor.

$$P_1 = T_1 * \omega_1$$

$$T_1 = \frac{38 N - \frac{m}{s}}{\frac{38 \text{ rev}}{\text{min}} * \left(\frac{\text{min}}{60 \text{ s}}\right) * \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}}\right)} = 9.57 N - m$$

$$T_2 = \frac{38.1 N - \frac{m}{s}}{\frac{8.4 \text{ rev}}{\text{min}} * \left(\frac{\text{min}}{60 \text{ s}}\right) * \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}}\right)} = 43.3 N - m$$

- Cálculo de la fuerza neta con torque $T = 43.3 \text{ Nm}$ y el diámetro primitivo de la polea conducida $D_{p2} = 171.2 \text{ mm}$

$$F_N = \frac{T}{(D/2)} = \frac{43.3 N - m}{(0.1712 m / 2)} = 505.8 N \quad (4.3.13)$$

- **Cálculo de fuerzas F_1 y F_2**

$$F_N = F_1 - F_2 \quad (4.3.14)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 \quad (4.3.15)$$

$$F_1 - F_2 = 505.8 N \quad (1)$$

$$F_1 = 5F_2 \quad (2)$$

Reemplazando la ecuación (2) en (1)

$$(5F_2 - F_2) = 505.8 \text{ N}$$

$$F_2 = 126.5 \text{ N}$$

$$F_1 = 632.3 \text{ N}$$

- **Cálculo de fuerza flexionante sobre el eje**

$$F_B = F_1 + F_2 \quad (4.3.16)$$

$$F_B = 632.3 \text{ N} + 126.5 \text{ N} = 758.8 \text{ N}$$

Tabla 28. Material de las poleas en "V" de acuerdo con la velocidad

MATERIAL		VELOCIDAD
Fundición gris	GG 20	33 m/s
Fundición nodular	GGG 40	41 m/s
Aluminio	A329	33 m/s
Fundición de acero	1020	45 m/s
Acero laminado	1020	61 m/s

Nota: Tomada de Catálogo de productos de transmisión de potencia Intermecc, p. 9

Resumen del diseño: entrada, motor eléctrico 38.1 W a 38 rpm; factor de servicio 1.1; banda sección de perfil A/13 correa trapeciales clásicas A40, una sola banda, longitud 41 pulg; polea motriz 1.5A una sola ranura, sección de perfil A/13; polea conducida 7A una sola ranura, sección de perfil A/13; ambo poleas del material de aluminio A329 (perteneciente al grupo de aleaciones con manganeso, ver Anexo 2 propiedades y aplicaciones del aluminio), velocidad real de salida 8.4 rpm; distancia entre centros 13.96 pulg, ver Anexo 6, características de la banda.

C. Cálculos y selección de la cadena y catarina

Existen diversos tipos de cadenas y catarinas, para la máquina se eligió la cadena de rodillos, estos se caracterizan mediante el paso entre eslabones y la

capacidad de transporte; en el libro de *Diseño de elementos de máquinas*, (13) se puede apreciar el paso de cadena a elegir de acuerdo a la carga de transporte y la velocidad; también del *Catálogo de cadenas Joresa*, (29) la carga de transporte en nuestra máquina es de peso ligero y a una velocidad baja, por lo tanto, se elige el tipo de transporte de conectores planos, al cual se adapta una manera de sujetar las truchas en los cangilones.

Parámetros para seleccionar la cadena:

- Potencia para transmitir en (KW): 0.038 kW
- Fuente de potencia: Motorreductor
- Mecanismos para accionar: regular
- Número de revoluciones: 8.4 rpm (se considera el máximo).

La potencia de diseño debido a los factores de corrección en la transmisión por cadena; coeficiente de trabajo $f_1=1$; coeficiente de corrección $f_2=0.4$ y coeficiente de desgaste $f_3=1.04$, realizando la interpolación de la tabla N.º III, con 69 pasos y relación de transmisión de 1:1 por poseer catarinas iguales; ver las tablas de selección de los coeficientes en el Anexo 7.

$$P_c = 0.038 \text{ kW} * 1 * 0.4 * 1.04 = 0.016 \text{ kW}$$

Una vez determinados los parámetros admisibles para la selección de la cadena, se revisó el gráfico del Anexo 8, con potencia de diseño 0.016 kW y velocidad angular 8.4 rpm, del cual se elige la norma ISO 606 (serie americana); optando el número de cadena ASA 40(10A), y del mismo catálogo de cadenas Joresa, se opta la cadena inoxidable de tipo AISI 304 con las características correspondientes, ver Anexo 9.

Cálculos en la cadena de acuerdo con el catálogo de cadenas Joresa: (29)

$v = \text{velocidad de cadena } m/min$

$N = \text{número de dientes de la catalina}$

$p = \text{paso de la cadena (mm)}$

$\omega = \text{número de vueltas de la catarina (rpm)}$

$T = \text{tensión ramal conductor (kg)}$

$L = \text{longitud de la cadena (pasos)}$

$C = \text{distancia entre centros (pasos)}$

$S = \text{superficie de la articulación (cm}^2\text{)}$

$K = \text{coeficiente de seguridad}$

$t = \text{presión sobre las articulaciones (kg)}$

- **Cálculo de la velocidad de la cadena**

$$v = \frac{N * p * \omega}{1000} \quad (4.3.17)$$

$$v = \frac{45 * 12.7 \text{mm} * 8.4 \text{rpm}}{1000} = 4.8 \text{ m/min} = 0.08 \text{m/s}$$

- **Cálculo de la tensión ramal conductor**

$$T = \frac{6120 * P_c}{v} \quad (4.3.18)$$

$$T = \frac{6120 * 0.038 \text{kw}}{4.8 \text{m/min}} = 48.45 \text{kg}$$

- **Cálculo de la longitud de la cadena**

Del diseño realizado en software con distancia entre centros se opta $C=1137$ mm, promedio de 90 a 91 pasos.

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (4.3.19)$$

$$L = 2 * 90 + \frac{45 + 45}{2} + \frac{(45 - 45)^2}{4 * \pi^2 * 90} = 225 \text{ pasos}$$

- **Cálculo de distancia entre centros**

$$C = \frac{1}{4} \left(L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right)^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right) \quad (4.3.20)$$

$$C = \frac{1}{4} \left(225 - \frac{45+45}{2} + \sqrt{\left(225 - \frac{45+45}{2} \right)^2 - \frac{8(45-45)^2}{4\pi^2}} \right) = 90 \text{ pasos}$$

La distancia entre centros de ejes

$$C = 90 \text{ pasos} * 12.7 \text{ mm} = 1143 \text{ mm}$$

La longitud de la cadena

$$L = 225 \text{ pasos} * 12.7 \text{ mm} = 2857.5 \text{ mm}$$

- **Cálculo de coeficiente de seguridad con carga de rotura de 1200 kg, ver Anexo 9, características de la cadena**

$$K = \frac{Crotura}{T} = \frac{1200 \text{ kg}}{48.45 \text{ kg}} = 24.8 \quad (4.3.21)$$

- **Cálculo de la presión en las articulaciones con superficie de articulación de 0.45 cm², ver Anexo 9, características de la cadena**

$$t = \frac{T}{S} = \frac{48.45 \text{ kg}}{0.45 \text{ cm}^2} = 107.7 \text{ kg/cm}^2 \quad (4.3.22)$$

La catarina es un elemento de transmisión que trabaja en contacto con la cadena, se necesitan 4 ruedas dentadas para formar la transmisión, estos están sujetos a un eje mediante unas bridas de soporte. Para determinar las dimensiones de la rueda se revisó el catálogo de catarinas de motor Catalano, del cual se opta la catarina de 45 dientes con paso de ½ pulgada, ya que el transporte de la trucha es a una velocidad muy baja y no requiere mayor fuerza.

Del catálogo de cadenas Joresa se opta las fórmulas para determinar los parámetros de la catarina. (29)

$Dp = \text{diámetro primitivo (mm)}$

$Df = \text{diámetro de fondo o interior (mm)}$

$De = \text{diámetro exterior (mm)}$

$d = \text{diámetro del rodillo de la cadena (mm)}$

- **Cálculo de diámetro primitivo o paso**

$$Dp = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)} \quad (4.3.23)$$

$$Dp = \frac{12.7}{\text{sen}\left(\frac{180}{45}\right)} = 182.06\text{mm}$$

- **Cálculo de diámetro de fondo o interior, $d=7.92$ mm, diámetro de rodillo de la cadena, ver Anexo 9**

$$Df = Dp - d = 182.06\text{mm} - 7.92\text{mm} = 174.14\text{mm} \quad (4.3.24)$$

- **Cálculo de diámetro exterior máximo**

$$De = Dp + 1.25p - d \quad (4.3.25)$$

$$De = 182.06 + 1.25(12.7\text{mm}) - 7.92\text{mm} = 190.02\text{mm}$$

- **Cálculo de ángulo de contacto entre la cadena y la catarina, se obtiene 180° por ser la catarina del mismo tamaño**

$$\theta = 180^\circ - 2 * \text{arcsen}\left(\frac{Dp2 - Dp1}{2c}\right) = 180^\circ \quad (4.3.26)$$

Resumen del diseño: cadena número 40 norma ASA 40 (10A), paso ½ pulg., una sola hilera, longitud total de la cadena para ambos extremos de la transmisión 450 pasos; 4 catarinas con las mismas dimensiones para cadena de una hilera número 40, paso ½ pulg., 45 dientes (CAD 428), diámetro primitivo $D_p=182.06$ mm; distancia entre centros máxima 90 pasos; vida útil de la cadena, se estima un promedio de 15000 horas basado en la velocidad menor de la rueda; lubricación tipo I, aceite mineral SAE 30 a una temperatura ambiente de 5 °C a 38 °C, se puede aplicar con aceitera en forma periódica, ver Anexo 7.

D. Cálculo del eje de transmisión

Los ejes son elementos de transmisión encargados de soportar diferentes cargas en la entrega de la tarea, para ello, se consideran dos cojinetes de soporte a cada extremo del eje para mantener las cargas balanceadas.

Parámetros para calcular el eje con datos desarrollados en el transporte por banda:

- Fuerza de transporte $F_T= 154$ N.
- Numero de catarinas sujetadas en el eje = 2
- Torque en la polea conducida $T= 43.3$ N-m
- Diámetro de paso de la catarina $D_p=182.06$ mm = 0.182 m
- El ángulo de contacto polea y correa en dirección de la fuerza de tensión (β), ver Figura 41, y el ángulo de contacto entre la cadena y catarina 180°. Por lo tanto:

$$\theta_2 = 180 + 2\beta$$

$$\beta = \frac{202.66^\circ - 180^\circ}{2} = 11.33^\circ$$

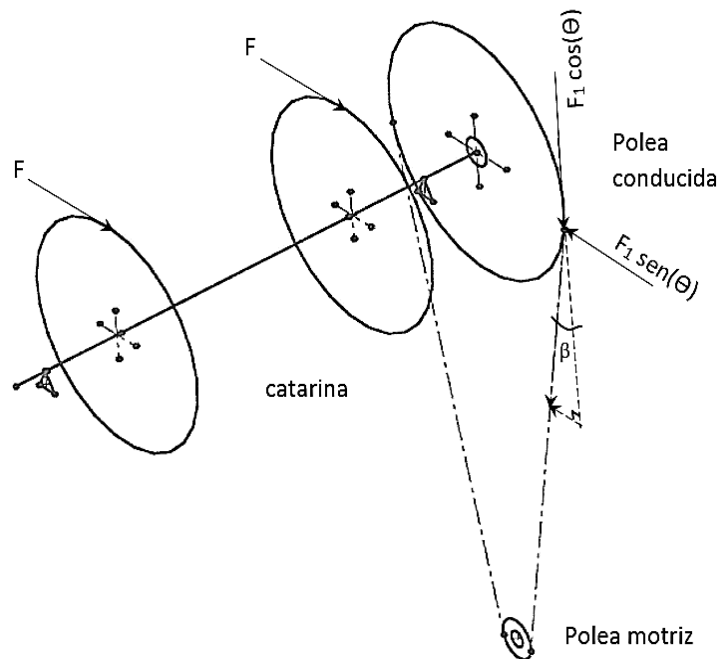


Figura 42. Representación gráfica de fuerzas actuantes en la transmisión

Diagrama de cuerpo libre de la Figura 42, con fuerzas actuantes en el eje motriz de transmisión.

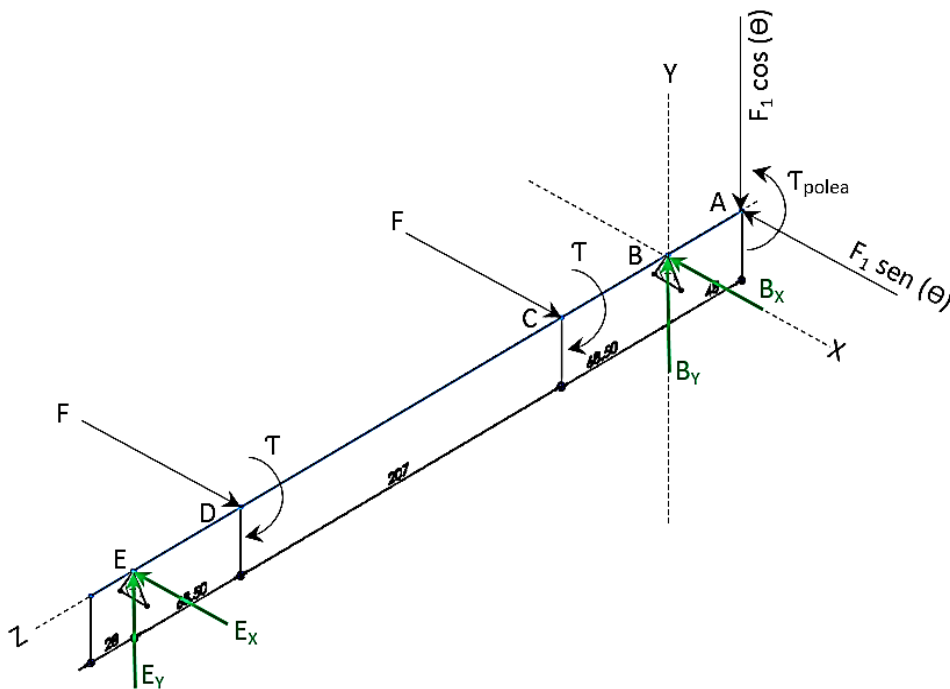


Figura 43. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión motriz

La fuerza de transporte en la cadena $F_T = 154\text{N}$ se divide en dos, debido a que existen dos catarinas a cada extremo anclados a la cadena, por lo tanto: $F = 77\text{N}$. Cálculo de torque en los puntos C y D, con la fórmula de catarinas. (13)

$$F = \frac{T}{(D/2)} \quad (4.3.27)$$

$$T_A = 43.3Nm = T_B$$

$$T_C = T_D = 77N * \left(\frac{0.182m}{2}\right) = 7 N - m$$

La fuerza máxima en la polea conducida con datos máximos de tensión en la correa.

$$F_1 \text{sen}(\beta) = 632.3N * \text{sen}(11.33) = 124.2N$$

$$F_1 \text{cos}(\beta) = 632.3N * \text{cos}(11.33) = 620N$$

Cálculo de las reacciones en el plano XZ

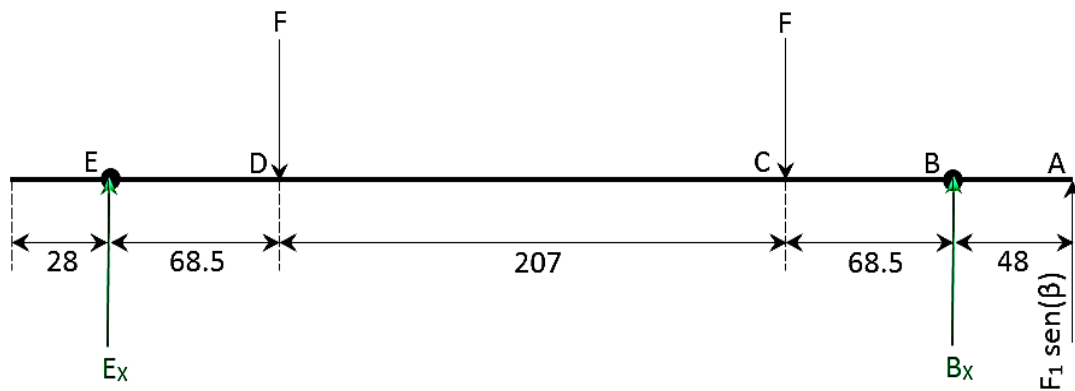


Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión en el plano XZ

$$\Sigma F_x = 0$$

$$E_x + B_x + F_1 * \text{sen}(\beta) = 2F \dots \dots \dots (1)$$

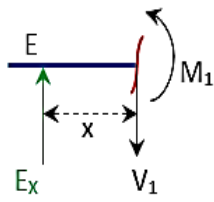
$$\Sigma M_B = 0$$

$$F(0.2755m) + F(0.0685m) + F_1 * \text{sen}(\beta) * (0.048m) = E_x(0.344m)$$

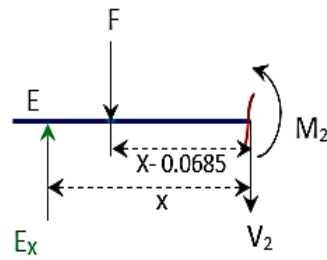
$$77N(0.2755m) + 77N(0.0685m) + 124.2N(0.048m) = E_x(0.344m)$$

$$E_x = 94.3N \quad ; \quad B_x = -64.5N$$

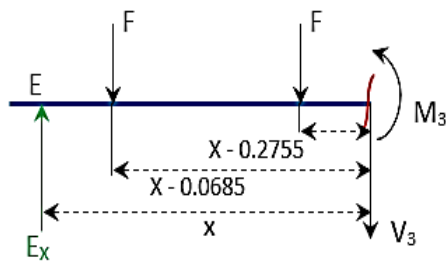
CORTE 1:



CORTE 2:



CORTE 3:



CORTE 4:

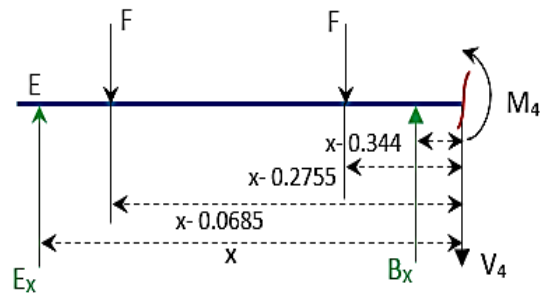


Figura 45. Diagrama de esfuerzo cortante en el eje de transmisión, plano XZ

Corte 1:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow E_x = V_1 \Rightarrow V_1 = 94.3N$$

$$\sum M_1 = 0 \Rightarrow M_1 = E_x(x)$$

$$M_1 = 94.3N(x) \dots \dots \dots (2)$$

Corte 2:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F + V_2 = E_x$$

$$V_2 = 94.3N - 77N = 17.3N$$

$$\sum M_2 = 0 \Rightarrow M_2 + F(x - 0.0685m) - E_x(x) = 0$$

$$M_2 = 94.3N(x) - 77N(x - 0.0685m)$$

$$M_2 = 17.3N(x) + 5.3 \dots \dots \dots (3)$$

Corte 3:

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow 2F + V_3 = Ex$$

$$V_3 = 94.3N - (2 * 77N) = -59.7N$$

$$\Sigma M_3 = 0 \Rightarrow M_3 + F(x - 0.2755m) + F(x - 0.0685m) - Ex(x) = 0$$

$$M_3 = 94.3N(x) - 77N(x - 0.2755m) - 77N(x - 0.0685m)$$

$$M_3 = -59.7x + 26.5 \dots \dots \dots (4)$$

Corte 4:

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow 2F + V_4 - Ex - Bx = 0$$

$$V_4 = 94.3N + (-64.5N) - (2 * 77N) = -124.2N$$

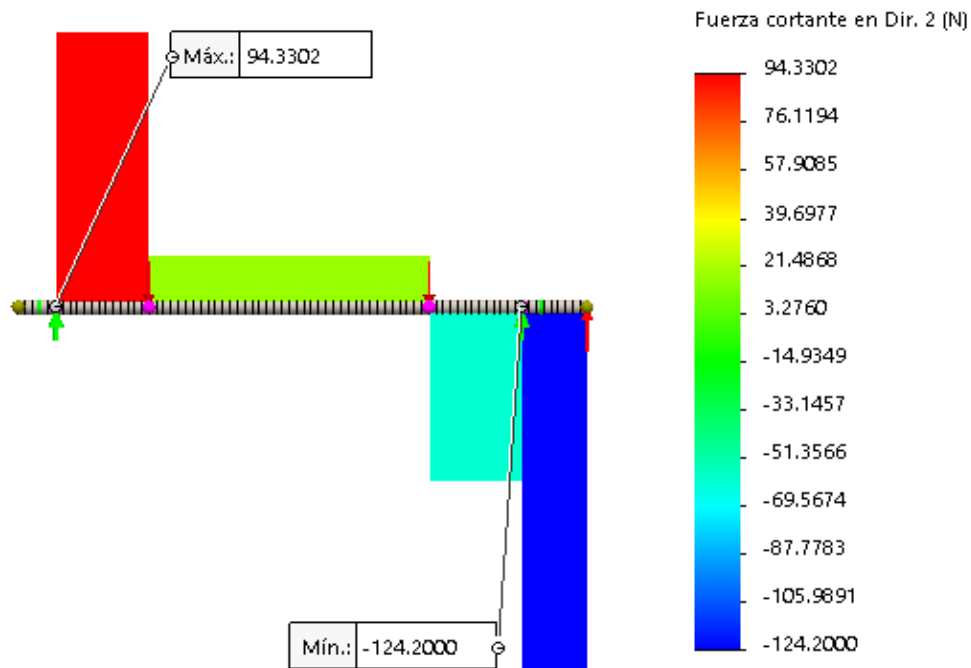
$$\Sigma M_4 = 0$$

$$M_4 + F(x - 0.0685m) + F(x - 0.2755m) - Ex(x) - Bx(x - 0.344m) = 0$$

$$M_4 = 94.3(x) + (-64.5(x - 0.344)) - 77(x - 0.0685) - 77(x - 0.2755)$$

$$M_4 = -124.2x + 48.68 \dots \dots \dots (5)$$

Nombre del modelo: Eje sólido inoxidable
Nombre de estudio: Análisis estático 1 plano XZ{-Predeterminado<Como mecanizada>-}
Tipo de resultado: Trazado de módulos cortantes-momentos 1



Nombre del modelo: Eje sólido inoxidable
Nombre de estudio: Análisis estático 1 plano XZ{-Predeterminado<Como mecanizada>-}
Tipo de resultado: Trazado de módulos cortantes-momentos 3

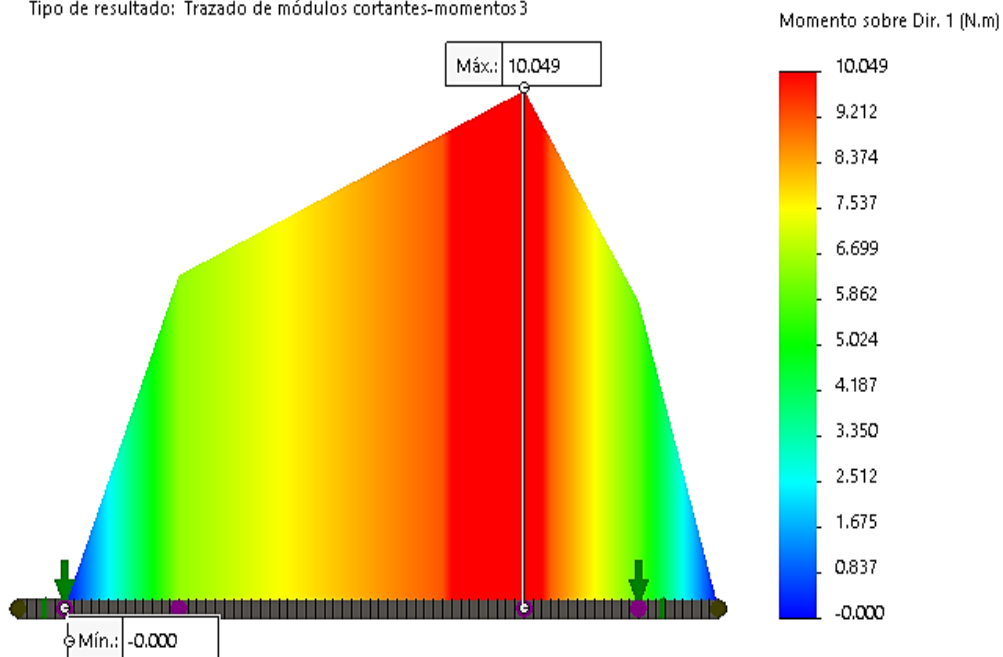


Figura 46. Esfuerzo cortante y momento flector del eje de transmisión, plano XZ

La Figura 46, representa las tensiones producidas en el eje sólido, debido a las cargas y momentos actuantes, el esfuerzo cortante máximo es de 94.33N y el mínimo -124.2N; de igual manera se puede observar el momento flector máximo de 10.049Nm siendo el punto C el más vulnerable.

Cálculo de las reacciones en el plano YZ

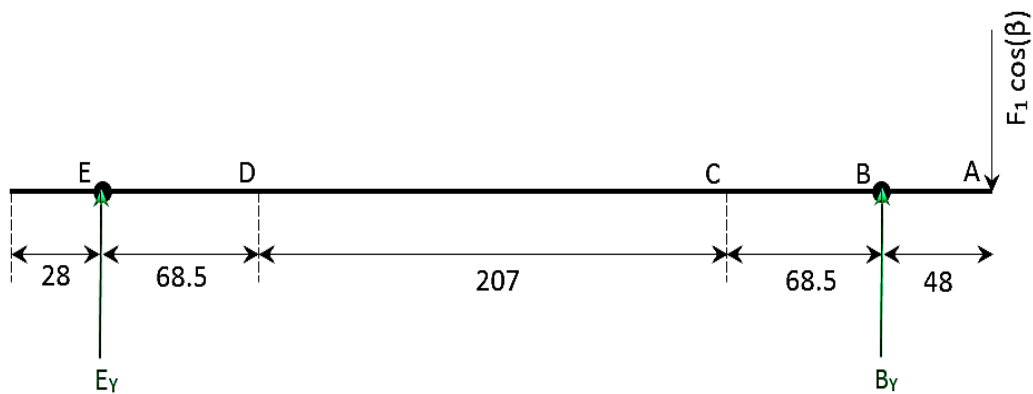


Figura 47. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión, plano YZ

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow E_y + B_y = F_1 \cos(\beta)$$

$$E_y + B_y = 620 \text{ N} \dots \dots \dots (1)$$

$$\Sigma M_B = 0 \Rightarrow -E_y(0.344\text{m}) - 620\text{N}(0.048\text{m}) = 0$$

$$E_y = -86.5 \text{ N} \quad ; \quad B_y = 706.5 \text{ N}$$

Esfuerzos cortantes producidos en los puntos BC y CD, de la Figura 47; debido a la acción de la polea conducida $F_1 \cos(\beta)$ en el plano YZ.

Corte 1:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow E_y = V_1 \Rightarrow V_1 = -86.5 \text{ N}$$

$$\Sigma M_1 = 0 \Rightarrow M_1 = E_y(x)$$

$$M_1 = -86.5 \text{ N}(x) \dots \dots \dots (2)$$

Corte 2:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow E_y + B_y = V_2$$

$$V_2 = 706.5 \text{ N} - 86.5 \text{ N} = 620 \text{ N}$$

$$\Sigma M_2 = 0 \Rightarrow M_2 - EY(x) - BY(x - 0.344m) = 0$$

$$M_2 = 706.5N(x - 0.344) - 86.5N(x)$$

$$M_2 = 620N(x) - 243..... (3)$$

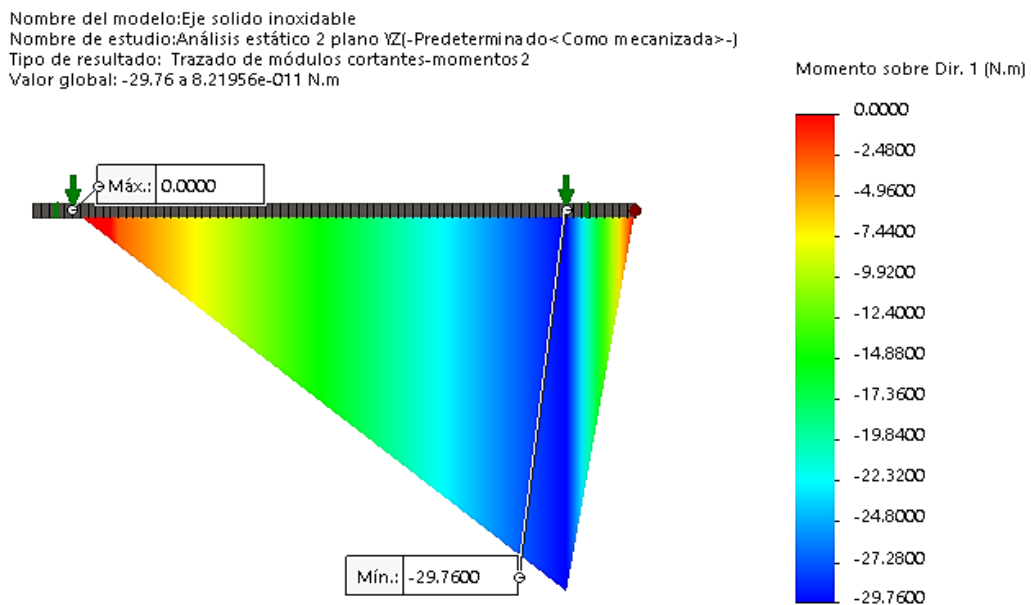
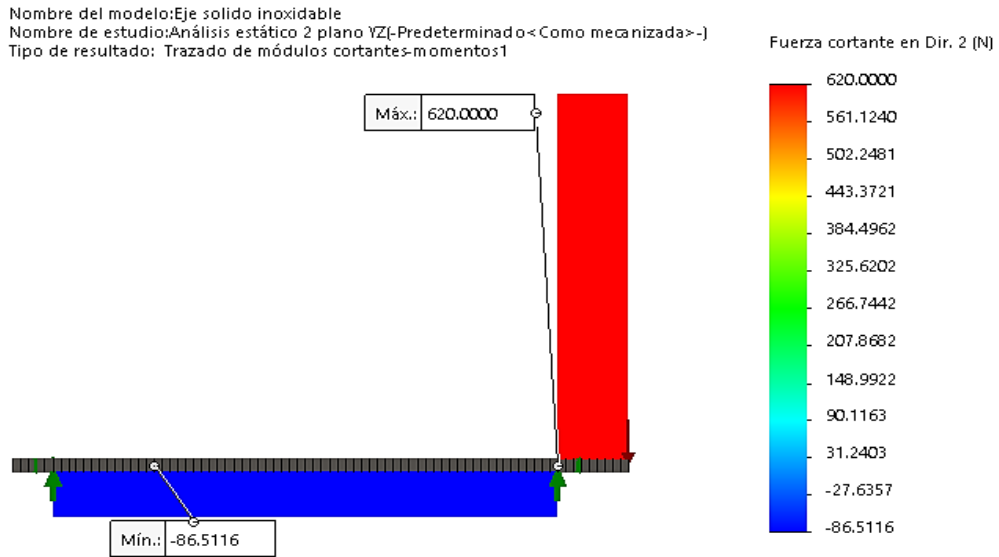


Figura 48. Esfuerzo cortante y momento flector del eje de transmisión, plano YZ

La Figura 48, representa el diagrama de esfuerzo cortante máximo en el plano YZ con 620 N, y el mínimo de (-86.5 N); de igual manera el momento flector máximo de (-29.76 Nm); siendo el más crítico en el punto B, debido a que la polea en el punto A realiza mayor trabajo, por lo tanto, la reacción en el punto B es más vulnerable.

Esfuerzo de momento flector en los puntos más críticos.

$$\text{Punto B: } M_B = \sqrt{5.96^2 + (-29.76)^2} = 30.35N - m$$

$$T_B = 43.3Nm$$

$$\text{Punto C: } M_C = \sqrt{10^2 + (-23.83)^2} = 25.84N - m$$

$$T_C = 7Nm$$

Cálculo de diámetro del eje mediante la fórmula de ASME, de acuerdo con el libro de *Diseño de elementos de máquinas I*. (17)

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot \sigma_p} * \sqrt{(C_m * M)^2 + (C_t * T)^2} \quad (4.3.28)$$

Donde:

d = diámetro del eje (mm)

S_y = esfuerzo de fluencia (Mpa)

σ_p = esfuerzo permisible del material del eje (N/m^2)

C_m = factor de choque y fatiga al momento flector

C_t = factor de choque y fatiga al momento torsión

M = momento flector (Nm)

T = momento torsión (Nm)

Según el libro de *Diseño de elementos de máquina I* (17), los valores de factor de choque y fatiga en ejes en rotación con carga gradual es $C_m = 1.5$ y $C_t = 1$, (ver Tabla 8), además el esfuerzo permisible del eje es el 30% del límite elástico, el esfuerzo de fluencia 206 Mpa, esfuerzo de tracción 510 Mpa con material AISI 304, ver Anexo 2. Características y especificaciones del material.

$$\sigma_p = 0.3(S_y)$$

$$\sigma_p = 0.3(206Mpa)$$

$$\sigma_p = 61.8 Mpa = 61.8 * 10^6 N/m^2$$

Punto B:

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 61.8 * 10^6} * \sqrt{(1.5 * 30.35)^2 + (1 * 43.3)^2} = 0.017m = 17mm$$

Punto C:

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 61.8 * 10^6} * \sqrt{(1.5 * 25.84)^2 + (1 * 7)^2} = 0.015m = 15mm$$

Según los resultados obtenidos se puede elegir un eje sólido de entre $\frac{3}{4}$ pulg (19.05 mm) o $\frac{7}{8}$ pulg. (22.225 mm).

Cálculo del esfuerzo a flexión en el punto B, siendo el máximo esfuerzo en el eje con diámetro de $\frac{7}{8}$ pulg.

$$\sigma_{xy} = \frac{Mr}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (4.3.29)$$

$$\sigma_{xy} = \frac{32 * 30.35Nm}{\pi * (0.022225m)^3} = 28.16Mpa$$

Cálculo del esfuerzo a torsión en el punto B

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (4.3.30)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 43.3Nm}{\pi * (0.022225m)^3} = 20.1Mpa$$

Cálculo de tensión de corte máximo en el eje

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xy}}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (4.3.31)$$

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{28.16}{2}\right)^2 + 20.1^2} = 24.54 \text{ Mpa}$$

Resumen del diseño de eje: eje macizo de diámetro D=7/8 pulg., longitud 420 mm, material inoxidable AISI 304, esfuerzo de flexión 28.16 Mpa, esfuerzo de torsión 20.1 Mpa, esfuerzo de tensión de corte máximo 24.54 Mpa por debajo del esfuerzo de tracción máximo de 206 Mpa.

E. Cálculo y selección de chumacera

Los cojinetes de deslizamiento son elementos encargados de soportar diferentes cargas que se producen en el eje, según los cálculos realizados anteriormente se consigue determinar que existen fuerzas en dirección al centro del cojinete tanto de la cadena y de la polea con correa en V, del cual solo se determina que existen cargas radiales y no cargas axiales, por lo tanto, se eligen cojinetes de bolas de una sola hilera con prisioneros de sujeción debido a que la fuerza es ligera.

- **Cálculo de cojinetes con cargas radiales (13)**

Donde

L_d = vida nominal, duración de diseño (h)

C = capacidad de carga dinámica básica (N)

n = velocidad angular (rpm)

F_R = fuerza resultante máxima (N)

La máquina trabaja 8 h/d, pero no a su máxima capacidad, por lo tanto, se elige la duración L_d=20000 h, también se consideran los factores de carga en la transmisión, factor de carga en cadena f_c=1.2; factor de carga en la polea f₂=1.5, ver Anexo 11, las fuerzas actuantes en el cojinete son Ex, Ey, Bx y By de los cuales Ex=94.3N y By=706.5N son las fuerzas de mayor magnitud, ver Figuras 44 y 47.

Fuerza resultante máxima que afecta a los cojinetes

$$F_R = \sqrt{(94.3N)^2 + (706.5N)^2} = 712.8N$$

$$F_R = 711.88N * 1.2 * 1.5 = 1283N$$

• Cálculo de la capacidad básica de la carga dinámica

Duración del diseño

$$L_d = (h) * n * 60min/h \quad (4.3.32)$$

$$L_d = 20000h * 8.4rpm * \frac{60min}{h} = 10.08 \times 10^6 rev$$

En la relación entre carga y duración del rodamiento el constante $K=3$ resulta para los rodamientos de bolas, de igual forma indica la capacidad básica de carga dinámica de rodamiento de 10 KN con diámetro del eje de 7/8 pulg., con material de acero inoxidable en la Tabla 14.2 y 14.3 del libro de *Diseño de elementos de máquinas*. (13)

$$C = F_R * \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{1/k} \quad (4.3.33)$$

$$C = 1283N * \left(\frac{10.08 \times 10^6}{10^6}\right)^{1/3} = 2771.5N = 2.77KN$$

Resumen de datos para la chumacera seleccionada: número de chumacera UCP205-014D1, tipo puente de una sola hilera, con número de rodamiento de bolas UC205-014D1, diámetro interior $D_i=7/8$ pulg., capacidad de carga dinámica básica $C=2.77$ KN (ver Anexo 12).

F. Diseño de bridas

Las catarinas estarán fijadas en unas bridas mediante pernos hexagonales y estos en el eje por tornillos de fijación y el eje alojado en las chumaceras de pie, los dientes de la catarina estarán enlazados a la cadena de tal forma que el

conjunto de mecanismos de brida estará sometido a la torsión, por lo tanto se construye de una platina de espesor $\frac{1}{4}$ pulg., unido a una bocina de diámetro interior de $\frac{7}{8}$ pulg., como se muestra en la Figura 49, unidos por soldadura por fusión y resistencia MIG (soldadura de metal con gas inerte, argón) con electrodo de alambre de metal como aporte de tipo AWS E/ER 308 inoxidables.

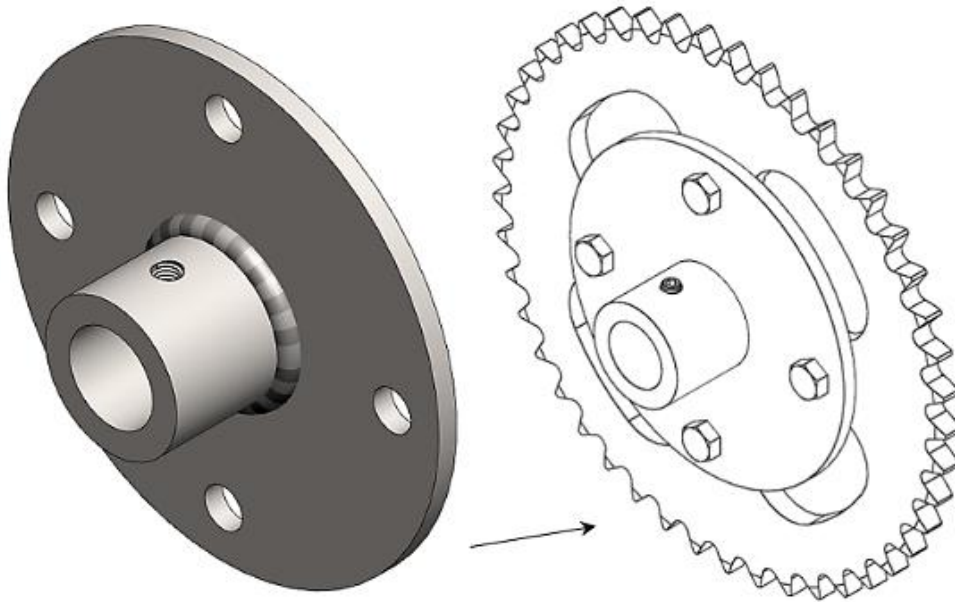


Figura 49. Brida de la Catarina

Resumen del diseño: 4 bridas de catarina de las mismas dimensiones, material AISI 304 inoxidables, factor de seguridad 2.8, resistencia a la tracción de trabajo 203.8 Mpa, esfuerzo de tensión 72.803×10^6 N/m², deformación por desplazamiento 0.0000023 mm.

G. Diseño de cangilones

El diseño del cangilón se elabora de acuerdo con las medidas realizadas de la trucha arco iris de la etapa de cosecha, que se encuentra en la Tabla 26.

Consideraciones para diseñar el cangilón:

- Longitud, altura, ancho y peso de la trucha.
- Truchas de la epata de cultivo cosecha peso de 250 gr
- Las truchas tienen que estar rotadas para que los procesos de corte, eviscerado y lavado sean eficientes (ver Figura 37).
- El material debe ser inoxidable, resistente a la humedad y lavable.
- Los cangilones deben estar diseñados con sujetador de cola ya que las truchas son bien resbaladizas.

- Para realizar las operaciones de corte la trucha tiene que estar bien sujeta al cangilón, para lo cual el cangilón tendrá que estar diseñado con algún mecanismo de sujeción.

El cangilón estará sujeto a la platina mediante pernos M6, y estas platinas empernadas al ángulo soporte, y los ángulos unidos a la cadena mediante soldadura, el diseño del cangilón es a partir de un pliegue de lámina de material inoxidable AISI 304, donde la parte posterior del cangilón es estrecha para sujetar la cola adecuadamente, también en la parte delantera lateral posee una especie de guía en forma de púas o garras para posicionar las agallas de la trucha por ambos lados, estas garras estarán curvadas a un pequeño ángulo de acuerdo a la posición de las agallas de la trucha, en los planos se determina todas las medidas del cangilón.

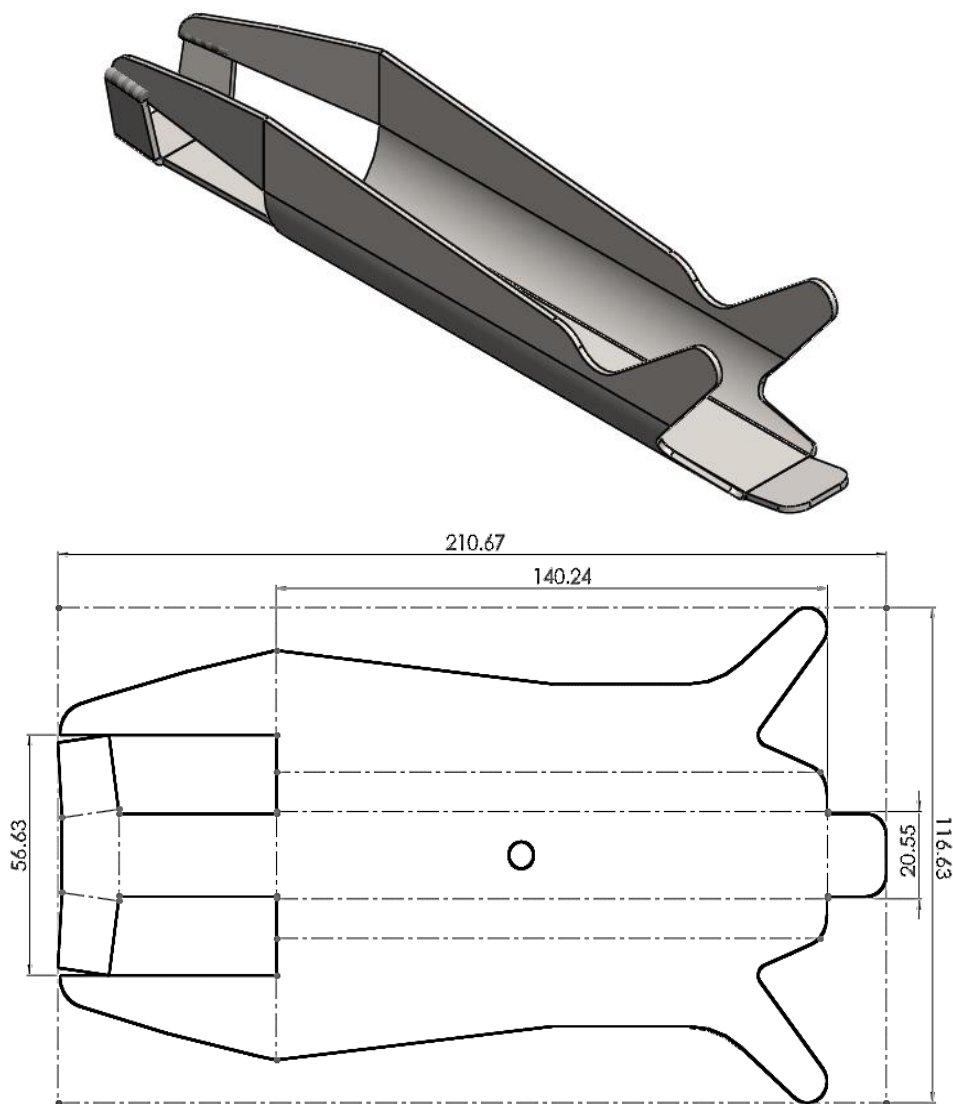


Figura 50. Cangilón y despliegue

Resumen del diseño: el cangilón se obtiene a partir de pliegue de una lámina de espesor de 1/16 pulg., con material inoxidable AISI 304, masa 181.31 gr, las garras o púas en forma de orejas son para la posición de las agallas de la trucha, también la parte posterior se encuentra estrecha para la sujeción de la cola de la trucha.

H. Diseño de soporte del cangilón

Los soportes del cangilón estarán anclados al ángulo soporte mediante pernos y estos soportes fijos en la cadena mediante soldadura por fusión y resistencia MIG, con electrodo de alambre de aporte tipo AWS E/ER 308, el peso de la trucha es bastante ligero y no existe demasiado esfuerzo en los elementos mecánicos, por lo tanto, se diseña de una platina de espesor de 1/8 pulg., la masa del soporte conjunto es de 162.28 gr, ver Figura 51.

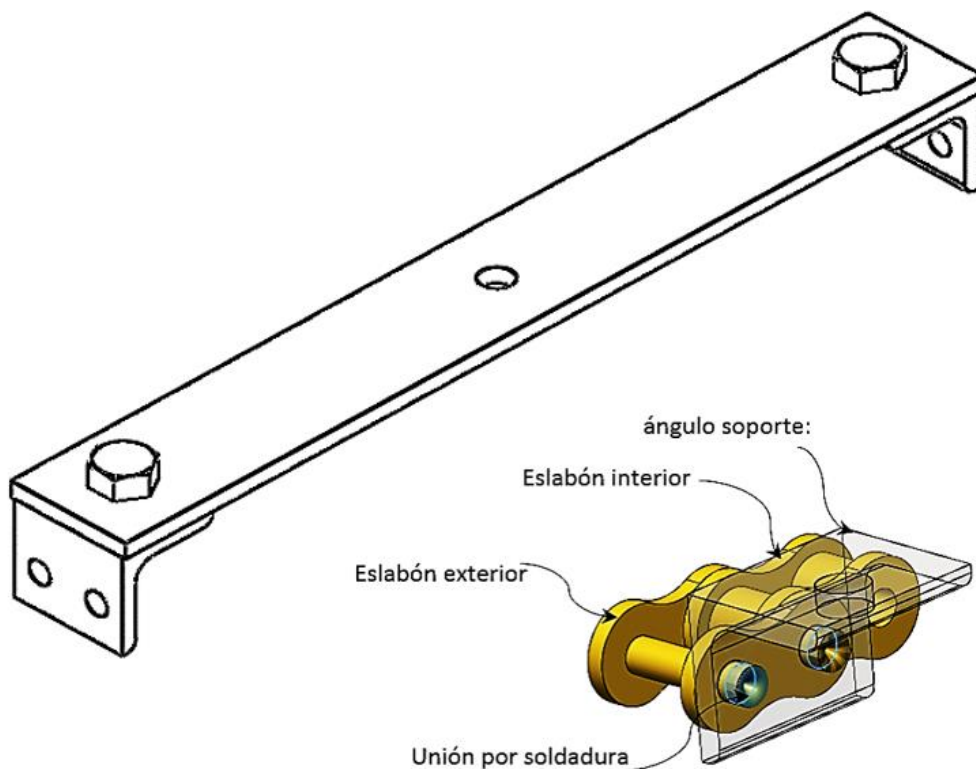


Figura 51. Representación gráfica del soporte del cangilón

Resumen del diseño: 14 platinas soportes del cangilón de 7.5pulgx1pulgx1/8pulg, material AISI 304, masa 120.4 gr, 42 ángulos soporte de 20x20x3mm, material AISI 304, masa 19.87 gr.

I. Diseño de soporte de levas de empuje

El soporte platinado de la leva de empuje será del mismo material, ancho y espesor al soporte platinado de las truchas, solo la longitud varia 230 mm, debido a que la leva irá fija al extremo de la platina por soldadura por fusión MIG, asimismo los ángulos soportes estarán fijas al eslabón de la cadena mediante soldadura MIG, las levas se encuentran diseñados con las características correspondientes para transmitir movimiento a la leva seguidora de transmisión al hacer contacto entre ellos, la leva transmite movimiento de dos maneras, la leva de empuje del sistema de corte transversal es más pequeña que la otra, con el fin de obtener menor carrera y mayor velocidad a la hora de realizar el corte con el disco; mientras que la leva del eviscerado posee mayores dimensiones y carrera para realizar el trabajo de quitar las vísceras de la trucha, la masa del conjunto sistema de levas es de 340.35 gr.

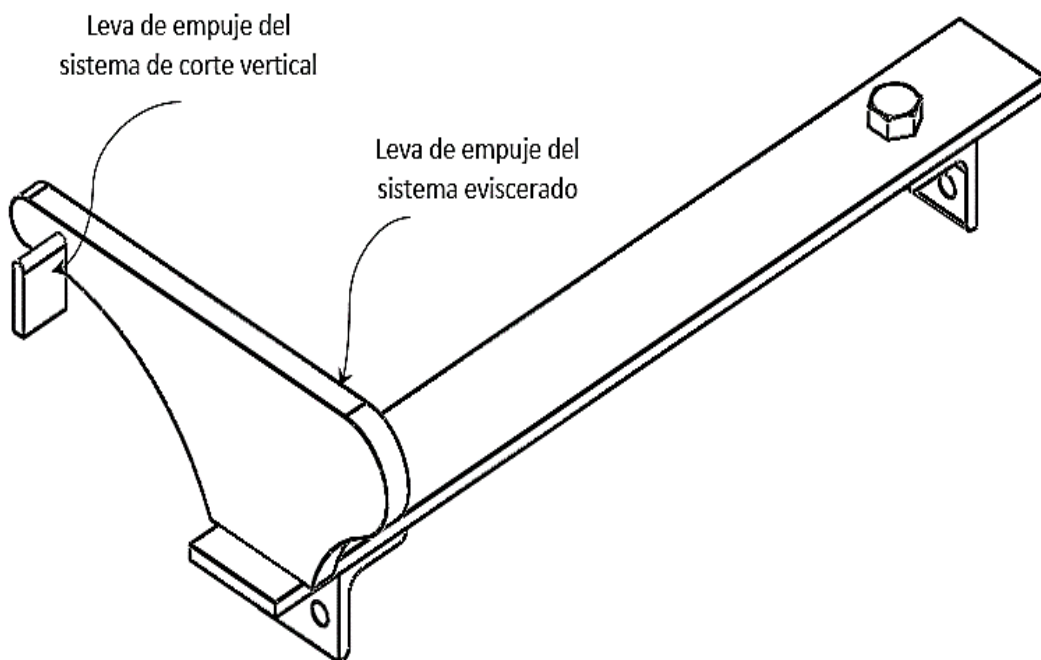
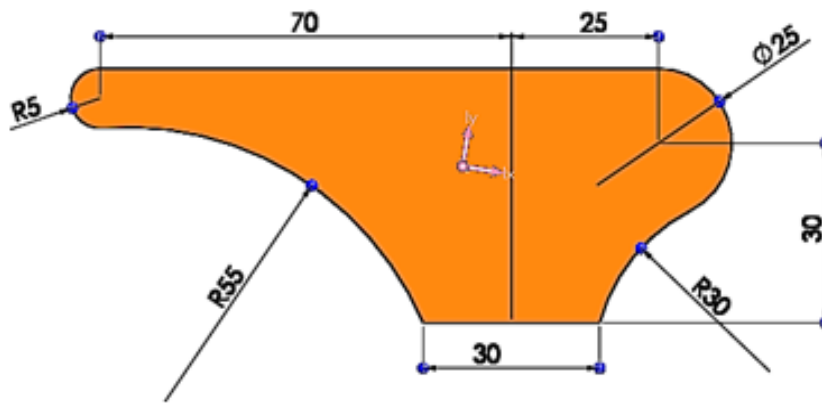


Figura 52. Representación gráfica del soporte de levas

Resumen del diseño: 7 platinas soportes de levas de 9x1x1/8pulg, material AISI 304 inoxidable, masa 146.78 gr; 7 levas de empuje del corte transversal, masa 4.63 gr; 7 levas de empuje del eviscerado, masa 147 gr, material AISI 304 inoxidable, ambas levas unidas por soldadura por fusión y resistencia MIG, factor de seguridad 2.9, otros parámetros como el volumen, área, inercia de la leva se muestran en la Figura 53.



Propiedades de masa de leva de empuje y leva de corte vertical
 Configuración: Predeterminado
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

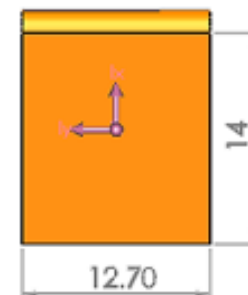
Masa = 149.89 gramos

Volumen = 18736.46 milímetros cúbicos

Área de superficie = 7845.98 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = 2.34
 Y = 0.39
 Z = 112.32



Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
 Medido desde el centro de masa.

$l_x = (0.99, -0.16, 0.01)$ $P_x = 17826.45$
 $l_y = (0.16, 0.99, 0.00)$ $P_y = 109203.10$
 $l_z = (-0.01, 0.00, 1.00)$ $P_z = 125502.69$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$L_{xx} = 20142.38$ $L_{xy} = -14307.38$ $L_{xz} = 1352.04$
 $L_{yx} = -14307.38$ $L_{yy} = 106904.68$ $L_{yz} = -233.91$
 $L_{zx} = 1352.04$ $L_{zy} = -233.91$ $L_{zz} = 125485.19$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$l_{xx} = 1911242.01$ $l_{xy} = -14168.88$ $l_{xz} = 40824.58$
 $l_{yx} = -14168.88$ $l_{yy} = 1998804.94$ $l_{yz} = 6401.40$
 $l_{zx} = 40824.58$ $l_{zy} = 6401.40$ $l_{zz} = 126332.38$

Figura 53. Inercia y momentos de inercia en la leva de empuje

Una vez determinada la selección y cálculos del sistema de transmisión se realiza el ensamble para determinar los parámetros de la fabricación y detalles de ensamble completo en la máquina, asimismo la ubicación de los mecanismos de corte a una holgura necesaria en la estructura, también los soportes por piñón por debajo de la cadena manteniendo la holgura necesaria para realizar el trabajo, las dimensiones de los elementos que conforman el sistema se detallan

en los planos de fabricación en los anexos; el sistema de transporte se muestra en la Figura 54.

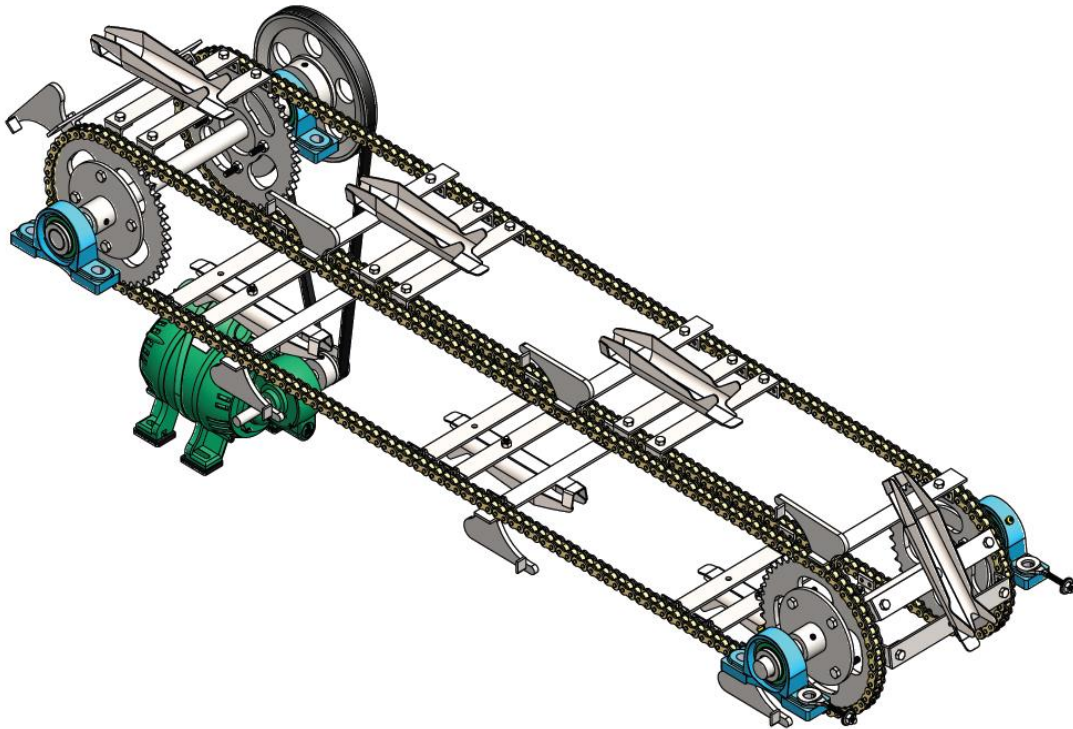
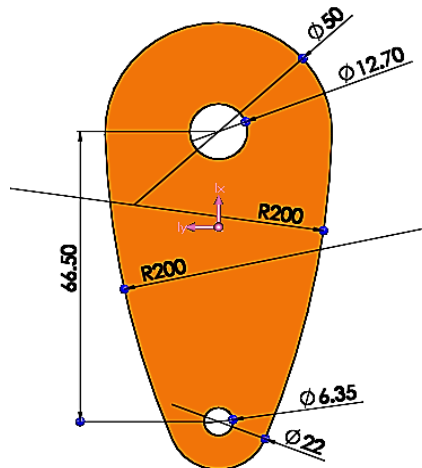


Figura 54. Representación gráfica del sistema de transmisión

4.3.3 Diseño y cálculo del sistema de corte transversal

El sistema de corte transversal es el conjunto de elementos encargados de realizar el corte a la trucha, los cuales están conformados por levas de transmisión, eje, bocina, engranaje, motor, disco de corte, mecanismo soporte del disco, etc. los cuales cumplen la función de cortar el tendón (vena principal) de la trucha accionados por levas de empuje y levas seguidoras los cuales al hacer contacto transmiten movimiento a los mecanismos de corte; la inercia y dimensión de la leva seguidora de transmisión se muestra en la Figura 55, con el mismo material de leva de empuje AISI 304 materiales inoxidables.



Densidad = 0.01 gramos por milímetro cúbico

Masa = 189.36 gramos

Volumen = 23670.25 milímetros cúbicos

Área de superficie = 9421.19 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = 0.00
Y = -21.91
Z = -3.17

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
Medido desde el centro de masa.

lx = (0.00, 1.00, 0.00)	Px = 29754.96
ly = (-1.00, 0.00, 0.00)	Py = 128364.51
lz = (0.00, 0.00, 1.00)	Pz = 156846.89

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

Lxx = 128364.51	Lxy = 0.00	Lxz = 0.00
Lyx = 0.00	Lyy = 29754.96	Lyz = 0.00
Lzx = 0.00	Lzy = 0.00	Lzz = 156846.89

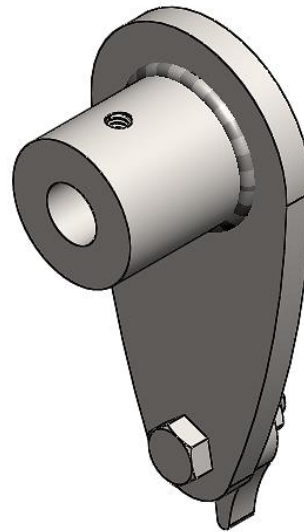
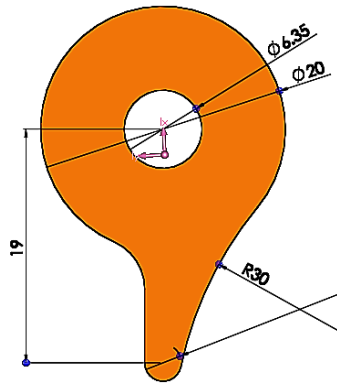
Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

lxx = 221186.02	lxy = 0.00	lxz = 0.00
lyx = 0.00	lyy = 31663.85	lyz = 13173.53
lzx = 0.00	lzy = 13173.53	lzz = 247759.50

Figura 55. Inercia y momentos de inercia en la leva de transmisión

La leva seguidora de transmisión está conformada por dos levas unidas por pernos M6 y estos en conjunto anclados al eje mediante un tornillo de fijación, la leva seguidora pequeña se encuentra diseñada para optar una carrera mínima y ser regulable, asimismo cumple la función de transmitir movimiento hacia los engranes y estos a los mecanismos de corte, la inercia y dimensiones se muestran en la Figura 56.



Propiedades de masa de leva del sistema de corte vertical
 Configuración: Predeterminado
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Densidad = 0.01 gramos por milímetro cúbico

Masa = 16.88 gramos

Volumen = 2109.93 milímetros cúbicos

Área de superficie = 1297.11 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = 0.15
 Y = -2.08
 Z = 3.18

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
 Medido desde el centro de masa.

$I_x = (-0.06, 1.00, 0.00)$	$P_x = 460.90$
$I_y = (-1.00, -0.06, 0.00)$	$P_y = 890.78$
$I_z = (0.00, 0.00, 1.00)$	$P_z = 1238.25$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$L_{xx} = 889.48$	$L_{xy} = -23.63$	$L_{xz} = 0.00$
$L_{yx} = -23.63$	$L_{yy} = 462.20$	$L_{yz} = 0.00$
$L_{zx} = 0.00$	$L_{zy} = 0.00$	$L_{zz} = 1238.25$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$I_{xx} = 1132.43$	$I_{xy} = -28.87$	$I_{xz} = 8.00$
$I_{yx} = -28.87$	$I_{yy} = 632.74$	$I_{yz} = -111.30$
$I_{zx} = 8.00$	$I_{zy} = -111.30$	$I_{zz} = 1311.42$

Figura 56. Inercia y momentos de inercia de la leva seguidora de corte transversal

Resumen del diseño de las levas seguidoras: una leva seguidora de contacto, material AISI 304 inoxidable, masa 16.88 gr, una leva seguidora de transmisión, material AISI 304 inoxidable, masa 327.88 gr; ambas levas empernadas y alojadas en el eje mediante prisioneros de seguridad M4, factor de seguridad de la leva 5.6.

A. Diseño y cálculo de ruedas dentadas

Las ruedas dentadas del sistema de corte transversal cumplirán la función de transmitir movimiento radial, para que el disco de corte cumpla la tarea de cortar transversalmente a la trucha, los engranes son de dientes rectos y estará sometido a realizar trabajo ligero sin realizar mucho esfuerzo en los dientes, rotando entre 4 a 5 dientes. Los cálculos se proceden del diseño ideado en *Solidworks*, donde los dientes del engrane tienen que estar en contacto entre ellos, para ello la distancia entre chumaceras no tiene que ser mayor al diámetro exterior del engrane, por lo tanto la distancia entre centros deben ser los datos para proceder los cálculos, del libro de *Cálculos de máquinas en taller* (30), se obtienen las fórmulas.

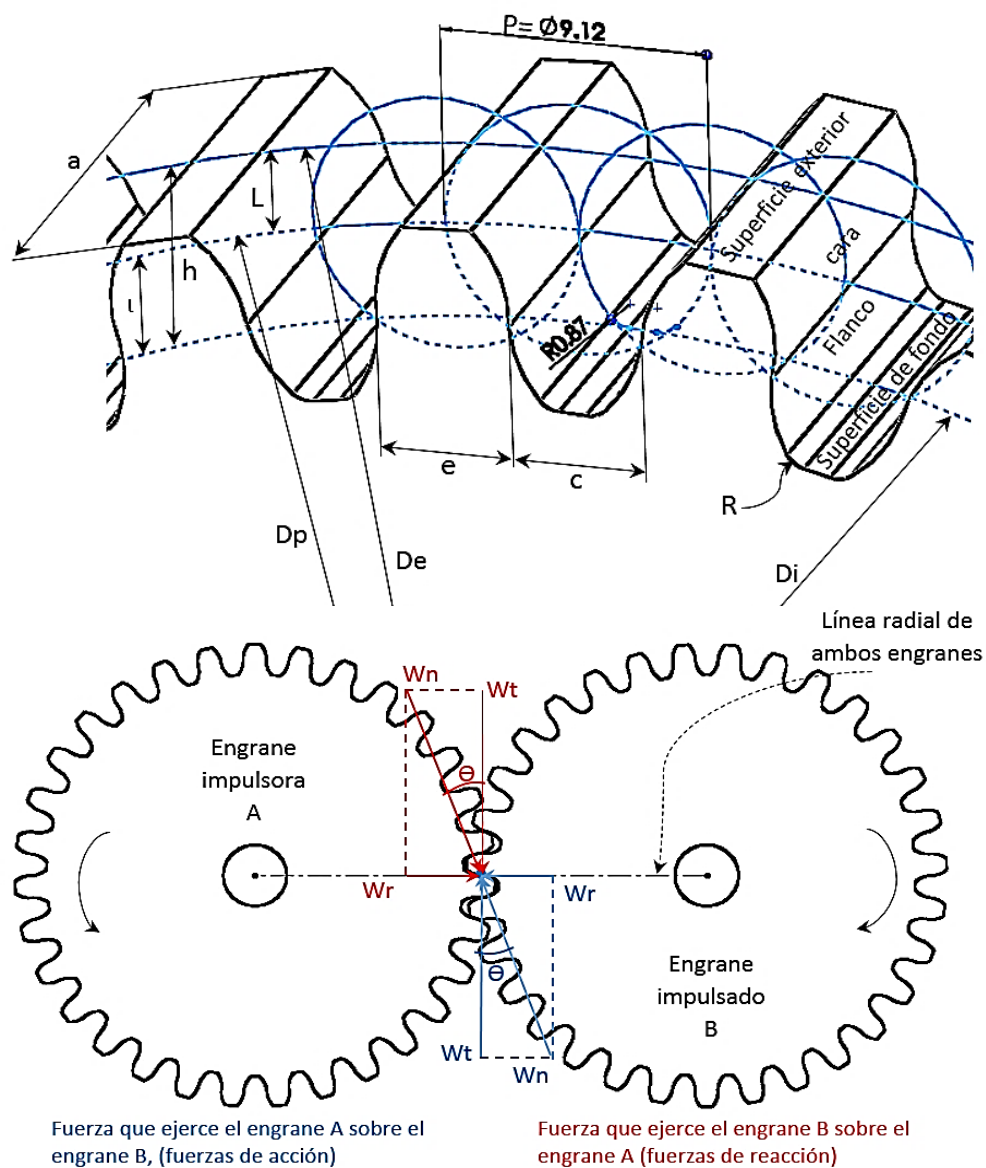


Figura 57. Representación gráfica de engranajes rectos
Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*

M = módulo
 N = número de dientes del engrane conductor
 n = número de dientes del engrane conducido
 P = paso circunferencial (mm)
 D_p = diámetro primitivo (mm)
 D_e = diámetro exterior (mm)
 D_i = diámetro interior (mm)
 A = distancia entre ejes o centros (mm)
 L = altura de cabeza del diente (mm)
 l = altura del pie de diente (mm)
 h = altura total del diente (mm)
 e = espesor del diente (mm)
 c = espacio entre dientes (mm)
 a = ancho de la cara (mm)
 R = radio de pie de diente (mm)
 W_t = fuerza tangencial (N)
 W_n = fuerza normal (N)
 W_r = fuerza radial (N)
 θ = ángulo de presión
 T = par torsional (Nm)

- **Cálculo de módulo a partir de distancia entre el centro que se realizó en Solidworks A=90mm y N=31 dientes, ancho de la cara de 15 mm.**

$$A = \frac{N+n}{2} * M \quad (4.3.34)$$

$$90\text{mm} = \frac{31 + 31}{2} * M$$

$$M = 2.903 = 3$$

Se utilizará el módulo 3 para fabricar el engrane.

- **Cálculo de paso circunferencial**

$$p = M * \pi \quad (4.3.35)$$

$$p = 2.903 * \pi = 9.12mm$$

- **Cálculo de diámetro primitivo**

$$Dp = M * N = \frac{p * N}{\pi} \quad (4.3.36)$$

$$Dp = 2.903 * 31 = 89.993mm$$

- **Cálculo del diámetro exterior**

$$De = Dp + 2M = M * (N + 2) \quad (4.3.37)$$

$$De = 89.993mm + 2 * 2.903 = 95.8mm$$

- **Cálculo del diámetro interior**

$$Di = Dp - (2 * l) \quad (4.3.38)$$

Según norma americana para engranes normales de dientes rectos en función del módulo (30), el ángulo normalizado es de 20°.

$$l = 1.167 * M \quad (4.3.39)$$

$$l = 1.167 * 2.903 = 3.388mm$$

$$Di = 89.993mm - (2 * 3.388mm) = 83.217mm$$

- **Cálculo del espesor del diente**

$$e = 0.5 * p \quad (4.3.40)$$

$$e = 0.5 * 9.12mm = 4.56mm$$

- **Cálculo de la altura total del diente**

$$h = 2.167 * M \quad (4.3.41)$$

$$h = 2.167 * 2.903 = 6.29mm$$

- **Cálculo de espacio entre dientes**

$$c = 0.5 * p \quad (4.3.42)$$

$$c = 0.5 * 9.12mm = 4.56mm$$

- **Cálculo de radio de pie de diente**

$$R = 0.3 * M \quad (4.3.43)$$

$$R = 0.3 * 2.903 = 0.8709mm$$

Cálculos de fuerzas actuantes en los engranes, según Robert Mott.

- **Relación entre engranes**

El diámetro de paso es de 89.993 mm, los engranes son del mismo tamaño, por lo tanto, la relación de engranes es de 1:1

- **Cálculo de velocidad de la línea de paso en el engrane, con velocidad de giro 8.4 rpm**

$$vt = \frac{Dp}{2} * \omega \quad (4.3.44)$$

$$vt = \frac{0.0899m}{2} * \left(\frac{8.4rev}{min}\right) \left(\frac{2\pi rad}{1rev}\right) \left(\frac{1min}{60s}\right) = 0.04m/s$$

- Cálculo de fuerza tangencial, la leva de empuje acciona a la leva de transmisión con 77N al extremo del sistema de transporte y con una velocidad de transporte 0.08 m/s, por tanto: $P=F*v$

$$P = Wt * vt \quad (4.3.45)$$

$$Wt = \frac{F * v}{vt} = \frac{77N * 0.08m/s}{(0.04m/s)} = 154N$$

- **Cálculo de par torsional en el engrane**

$$T = \frac{F*v}{\omega} \quad (4.3.46)$$

$$T = \frac{77N * 0.08m/s}{\frac{8.4rev}{min} * \left(\frac{1min}{60s}\right) * \left(\frac{2\pi}{1rev}\right)} = 7N - m$$

- **Cálculo de fuerza radial**

$$Wr = Wt * \tan(\theta) \quad (4.3.47)$$

$$Wr = 154N * \tan(20^\circ) = 56N$$

- **Cálculo de fuerza normal**

$$Wn = Wt * \cos(\theta) \quad (4.3.48)$$

$$W_r = W_t * \tan(\theta) = 154N * \tan(20^\circ) = 56N$$

Resumen del diseño del engranaje: 4 engranajes de dientes rectos, material AISI 304 inoxidables, con los siguientes datos de fresado.

Tabla 29. Datos del fresado del engranaje recto

Variabes	Valores (mm)
Módulo	2.903=3
Numero de dientes	31
Diametro exterior	95.8
Diametro primitivo	89.993
Diametro interior	83.22
Paso circular	9.12
Ángulo de presión	20°
Altura de diente	6.29
Radio de pie del diente	0.8709
Ancho de la cara	15
Profundidad total	45
Espacio entre dientes	4.56

B. Cálculo de las fuerzas en las levas de corte transversal

Para determinar la rapidez lineal, rapidez y distancia angulares en las levas, se utilizará la relación entre cinemática lineal y angular (25). El contacto entre la leva de empuje y la leva de transmisión son los resultados para que el disco de corte pueda ingresar a cortar de manera transversal, mediante unos engranes de dientes rectos como se muestra en la Figura 58, una vez que termine de realizar el trabajo, el sistema vuelve a su posición inicial mediante un resorte que va posicionado en la parte superior del brazo de corte.

Para determinar los cálculos, se utilizó el manual de física. (25)

Donde

$v = \text{rapidez lineal (m/s)}$

$\omega = \text{rapidez angular (rad)}$

$S = \text{distancia angular (mm)}$

$a(rad) = \text{aceleración centripeta del punto } P \text{ (m/s}^2\text{)}$

$a(tan) = \text{aceleración tangencial del punto } P \text{ (m/s}^2\text{)}$

$\theta = \text{ángulo (rad)}$

$r = \text{radio referencial (mm)}$

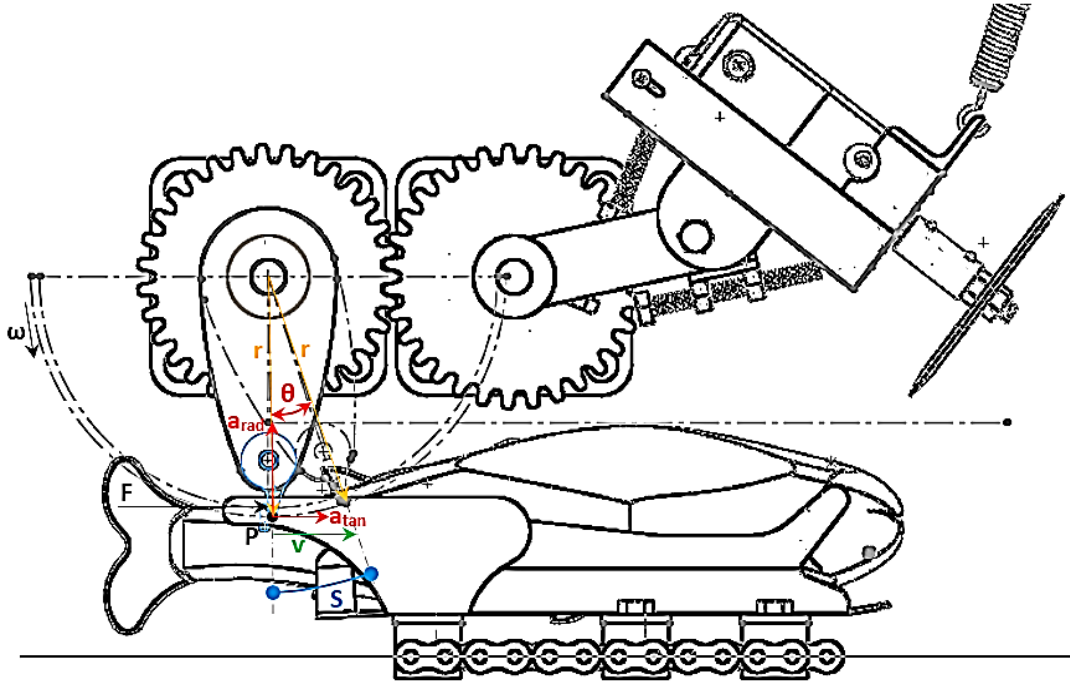


Figura 58. Representación gráfica de las levas en el sistema de corte transversal

Datos de la simulación en software **Solidworks**:

$$r = 86.9\text{mm}$$

$$\theta = 16^\circ = 0.28r$$

- Cálculo de distancia angular

$$S = r * \theta \tag{4.3.49}$$

$$S = 86.9\text{mm} * 0.28r = 24.33\text{mm} = 0.024\text{m}$$

- Cálculo de rapidez angular, con velocidad de transporte 0.08 m/s

$$v = r * \omega \tag{4.3.50}$$

$$\omega = \frac{0.08\text{m/s}}{0.0869\text{m}} = 0.92\text{r/s} = 8.8\text{rpm}$$

La aceleración tangencial es constante a la velocidad angular debido a que la velocidad en la transmisión por cadena es invariable.

- **Cálculo de aceleración centrípeta con respecto al punto P**

$$a(r) = \omega^2 * r \quad (4.3.51)$$

$$a(r) = (0.92r/s)^2 * 0.0869m = 0.074m/s^2$$

La distancia angular que recorre la leva seguidora al ser empujado por la leva de empuje es de 24.33 mm con una rapidez angular de 0.92 r/s moviendo 4 a 5 dientes del engrane, el punto referencial se toma al extremo de la leva, debido a que la leva de contacto es regulable.

C. Cálculo del eje del corte transversal

La fuerza actuante en el eje es mínima ya que la rotación que realiza el engrane de dientes rectos es de 4 a 5 dientes, un promedio menos de un cuarto de vuelta, son casi despreciables, la fuerza en el disco de corte es también mínima porque el mismo disco de corte se encuentra en movimiento accionado por un pequeño motor eléctrico, por lo tanto, el coeficiente de rozamiento entre el disco y la piel de la trucha es mínima.

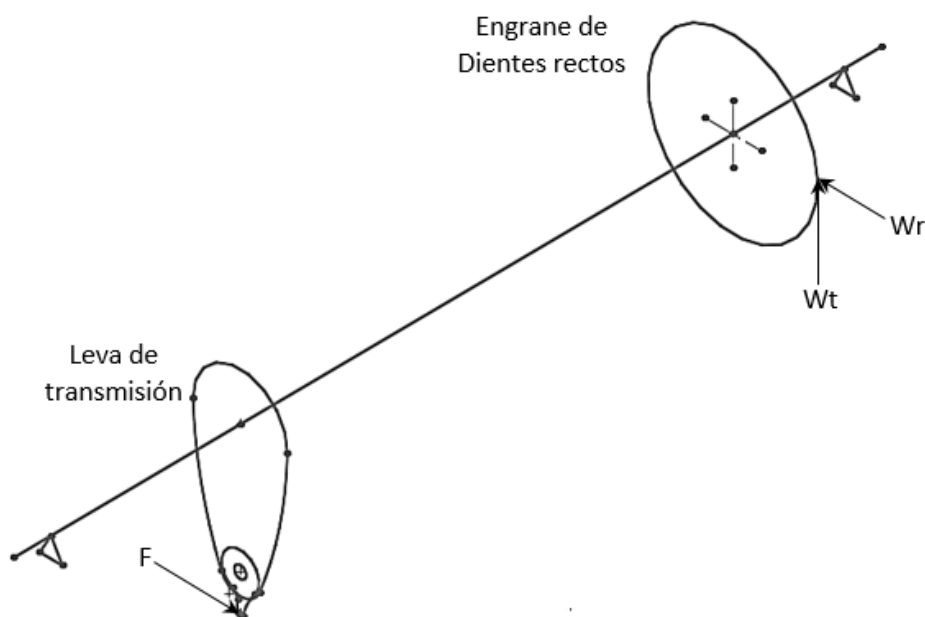


Figura 59. Representación gráfica de transmisión por levas y engrane

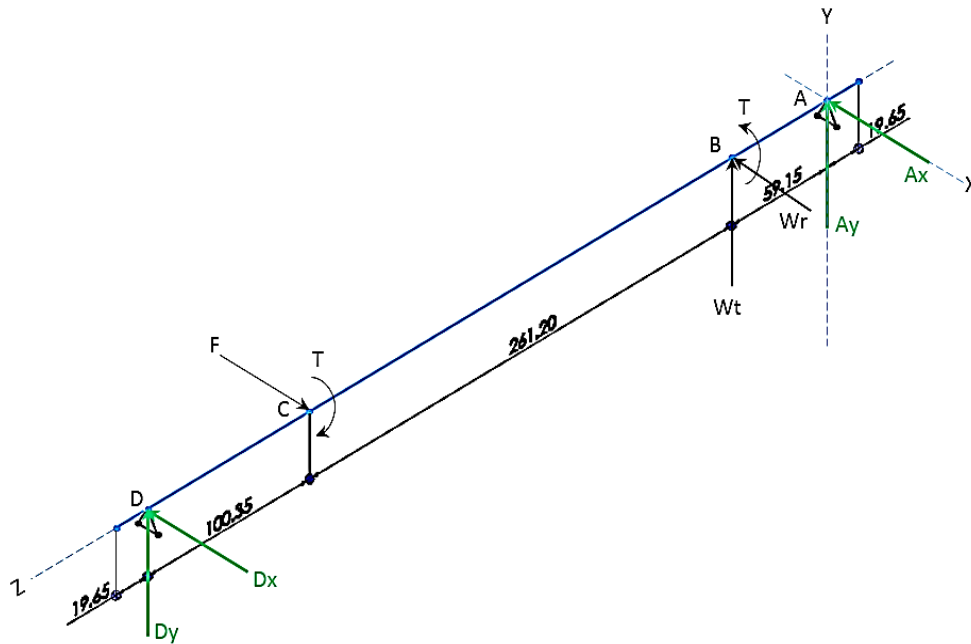


Figura 60. Diagrama de cuerpo libre del eje de levas y engrane

La fuerza de transmisión en el sistema cadena-catarina es la que aparece en la leva debido a que la leva de empuje acciona a la leva de transmisión por un extremo del transporte con $F=77N$ y las fuerzas en el engrane son; fuerza tangencial $W_t=154N$; fuerza radial $W_r=56N$.

Cálculo de torque en el punto C, el radio referencial de la leva $r = 6.9 \text{ mm}$

$$T_c = F * r \tag{4.3.52}$$

$$T_c = 77N * 0.0869m = 6.7N - m$$

$$T_A = 7N - m = T_B$$

Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ

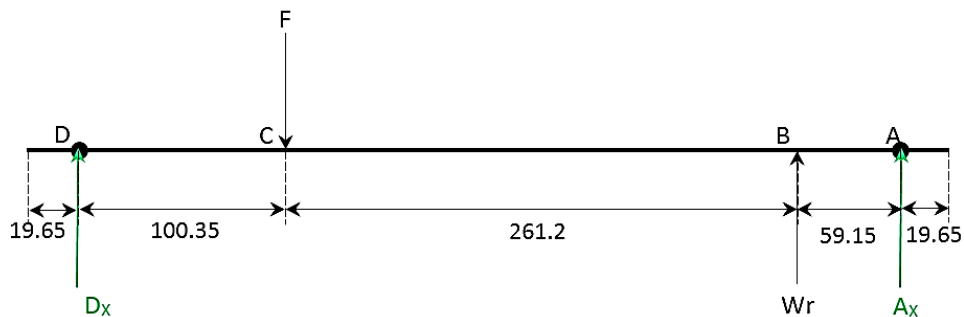


Figura 61. Diagrama de cuerpo libre del eje de levas y engrane en el plano XZ

Cálculo de reacciones en el plano XZ

$$\Sigma F_x = 0$$

$$Ax + Dx + Wr = F \dots \dots \dots (1)$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F(0.3204m) - Dx(0.421m) - Wr * (0.059m) = 0$$

$$77N(0.3204m) - Dx(0.421m) - 56N(0.059m) = 0$$

$$Dx = 50.75N \quad Ax = -29.75N$$

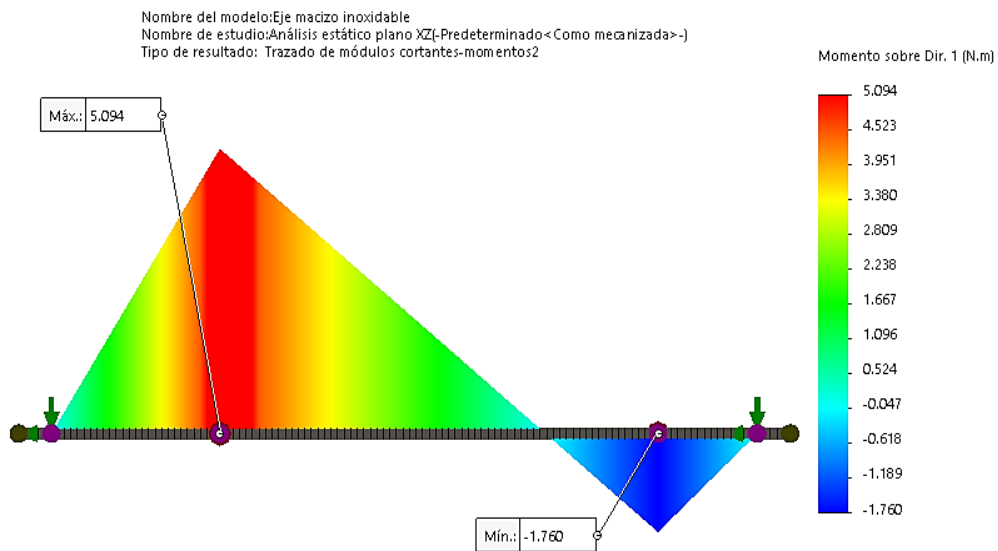
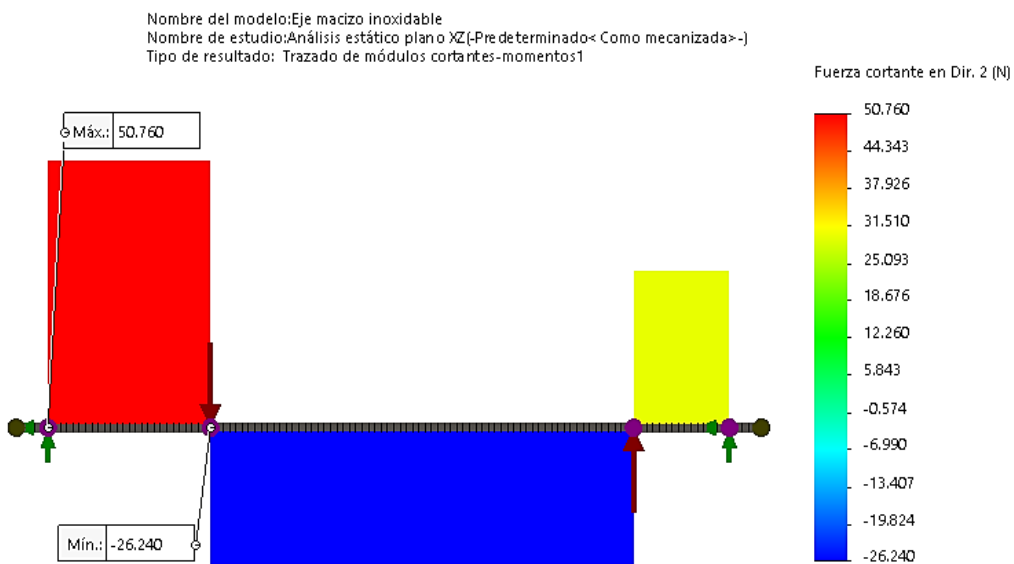


Figura 62. Esfuerzo cortante y momento flector del eje de levas, plano XZ

La Figura 62 representa el esfuerzo cortante y momento flector del eje primario del sistema de corte transversal, siendo el punto "C" el más crítico con 5.094 Nm en el diagrama del momento flector, debido a la fuerza ejercida por la leva de empuje hacia la leva de transmisión.

Diagrama de cuerpo libre en el plano YZ

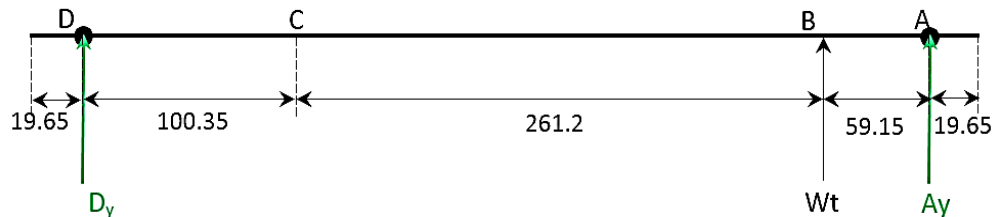


Figura 63. Diagrama de cuerpo libre del eje de levas y engrane en el plano YZ

Cálculo de reacciones en el plano YZ

$$\Sigma F_x = 0$$

$$A_y + D_y + W_t = 0 \dots \dots \dots (1)$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-D_y(0.421m) - W_t * (0.059m) = 0$$

$$-D_y(0.421m) - 154N(0.059m) = 0$$

$$D_y = -21.58N$$

$$A_y = -132.42N$$

El sistema de corte transversal posee dos ejes de las mismas características y parámetros, el eje secundario del sistema está expuesto directamente a la fuerza radial ejercida por el engrane y a la fuerza radial del brazo sujeta al motor, el peso es ligero debido a que existe un resorte que balancean todo el peso del conjunto motor.

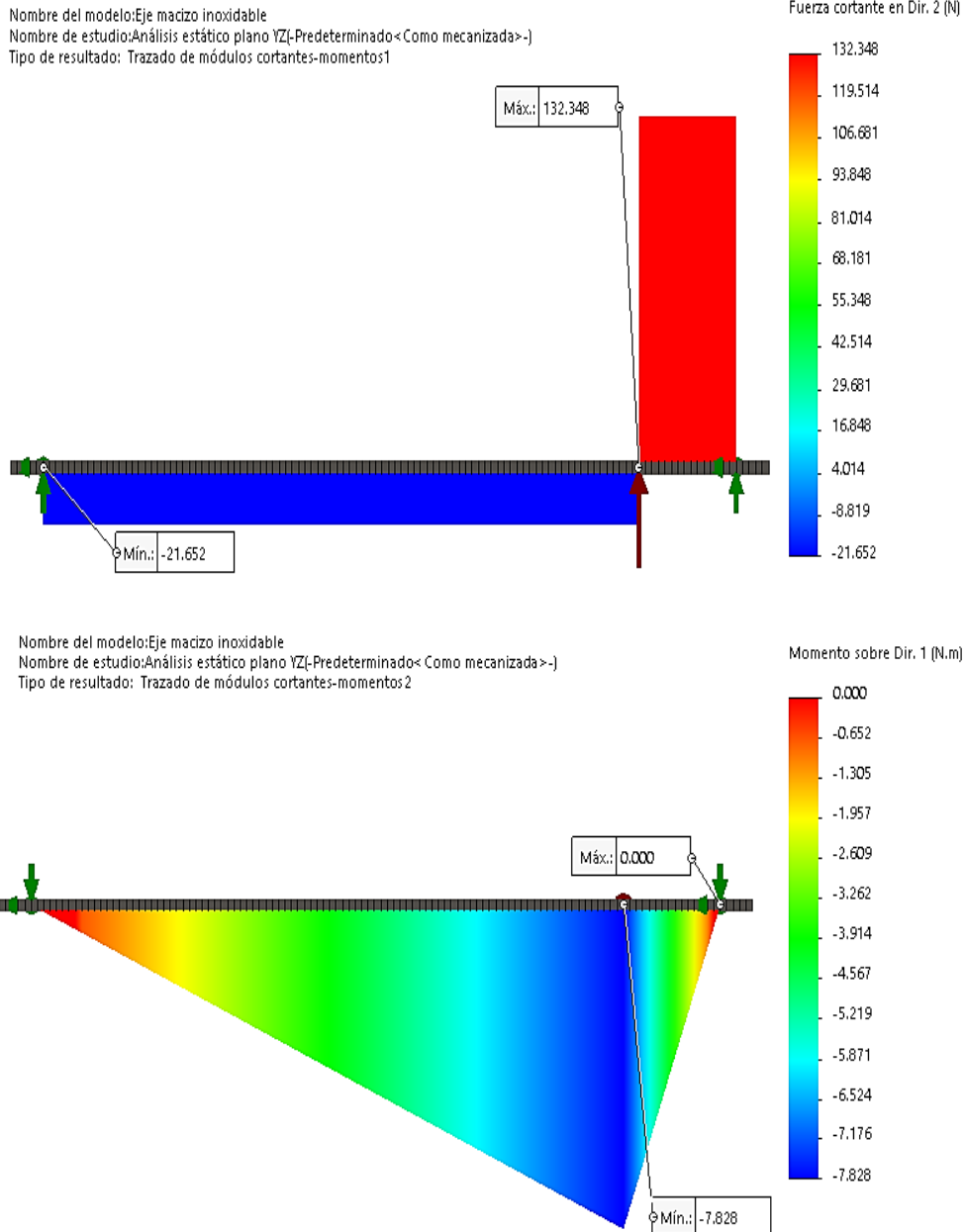


Figura 64. Esfuerzo cortante y momento flector del eje de levas plano YZ

En la Figura 64 se pueden ver los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector del eje primario en plano YZ, siendo el punto “B” el más crítico con (-7.828 Nm) en momento flector, debido a la fuerza tangencial que ejerce el engrane al girar el eje (-2.1728 Nm) en el punto “C”.

Resultante del esfuerzo de momento flector en los puntos críticos “B” y “C”:

Punto B:

$$M_B = \sqrt{(-1.76)^2 + (-7.828)^2} = 8.02N - m$$

$$T_B = 7Nm$$

Punto C:

$$M_C = \sqrt{(5.094)^2 + (-2.1728)^2} = 5.54N - m$$

$$T_C = 6.7Nm$$

Cálculo de diámetro del eje mediante la fórmula de ASME, de acuerdo al libro de *Diseño de elementos de máquinas I* (17), con valores de choque y fatiga en ejes en rotación con carga gradual, $C_m = 1.5$ y $C_t = 1$, ver Tabla 8, el eje será de material AISI 304, acero inoxidable, esfuerzo de resistencia 510 Mpa, límite de fluencia del material 206 Mpa, ver Anexo 2.

$$\sigma_p = 0.3(S_y)$$

$$\sigma_p = 0.3(206 \text{ Mpa})$$

$$\sigma_p = 61.8 \text{ Mpa} = 61.8 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Cálculo de diámetro del eje en los puntos críticos**Punto B:**

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 61.8 * 10^6 \text{ N/m}^2} * \sqrt{(1.5 * 8.02)^2 + (1 * 7)^2} = 0.0105m = 10.5mm$$

Punto C:

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 61.8 * 10^6 \text{ N/m}^2} * \sqrt{(1.5 * 5.54)^2 + (1 * 6.7)^2} = 0.0095m = 9.5mm$$

Según los resultados obtenidos se puede elegir un eje sólido de ½ pulg. (12.7 mm).

Cálculo del esfuerzo a flexión en el punto B, siendo el máximo esfuerzo en el eje con diámetro de ½ pulg.

$$\sigma_{xy} = \frac{Mr}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} \Rightarrow \sigma_{xy} = \frac{32 * 7.295Nm}{\pi * (0.0127m)^3} = 36.28Mpa$$

Cálculo del esfuerzo a tensión en el punto B

$$T_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \Rightarrow T_{xy} = \frac{16 * 6.37Nm}{\pi * (0.0127m)^3} = 15.84Mpa$$

Cálculo de tensión de corte máximo en el eje

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xy}}{2}\right)^2 + T_{xy}^2} \Rightarrow T_{max} = \sqrt{\left(\frac{36.28}{2}\right)^2 + 15.84^2} = 24.08Mpa$$

Resumen del diseño del eje de corte transversal: eje macizo de diámetro D= ½ pulg., longitud 460 mm, material AISI 304 inoxidable, esfuerzo de flexión 35.26 Mpa, esfuerzo de torsión 15.84 Mpa, esfuerzo de tensión de corte máximo 24.08 Mpa.

D. Selección de chumaceras de pared

Los cojinetes también conocidos como rodamientos montados son diseñados especialmente con medios de sujetar el rodamiento en forma directa a la estructura de una máquina (13); en los cálculos realizados se establece que existen fuerzas actuantes en dirección al centro del rodamiento; por lo tanto, se determina que existen cargas radiales puras en el rodamiento montado, para ello se elige un rodamiento de tipo de brida para cuatro tornillos o conocidos como chumaceras de pared.

Para calcular las cargas radiales se utilizó el libro de Robert Mott. (13), donde se detalla la selección de rodamientos por carga, la duración del cojinete se establece en $L_d=20000$ h, factor de carga en los engranes $f_x=1.3$, ver Anexo 11.

$L_d =$ vida nominal, duración de diseño (h)

$C =$ capacidad de carga dinámica básica (N)

$n =$ velocidad angular (rpm)

$F_R = \text{fuerza resultante máxima (N)}$

Fuerza resultante máxima que afecta a las chumaceras de pared con $A_y = -132.42\text{N}$ y $D_x = 50.57\text{N}$, ver Figuras 61 y 63.

$$F_R = \sqrt{(50.75\text{N})^2 + (-132.42\text{N})^2} = 141.8\text{N}$$

$$F_R = 141.8\text{N} * 1.3 = 184.3\text{N}$$

Cálculo de la capacidad de la carga dinámica con duración de diseño 20000 h, debido a que la máquina trabaja 8 h/d, ver Anexo 11, duración de vida del cojinete al servicio realizado.

$$L_d = (h) * n * 60 \text{ min/h}$$

$$L_d = 20000h * 8.4\text{rpm} * \frac{60\text{min}}{h} = 10.08 \times 10^6 \text{ rev}$$

En el libro de Robert Mott (13) o en otro catálogo de rodamientos, la relación entre carga y duración de rodamiento $K=3$, para cojinetes de bolas, por tanto, la capacidad básica de la carga dinámica es:

$$C = F_R * \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{1/k}$$

$$C = 184.3\text{N} * \left(\frac{10.08 \times 10^6}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 398\text{N} = 0.4\text{KN}$$

Resumen de datos para la chumacera de pared: número de chumacera UCF201-008D1 brida cuadrada con tornillos de fijación, con número de rodamiento de bolas UC201-008D1, diámetro interior $D_i = \frac{1}{2}$ pulg., capacidad de carga dinámica básica 0.4 KN, ver Anexo 13, características y especificaciones de cojines de pared.

E. Diseño y cálculo de las fuerzas en el disco de corte

El diseño del disco estará dimensionado de acuerdo a la rotación del eje secundario accionados por engranes de dientes rectos, el eje secundario es del mismo diámetro y material del eje primario AISI 304, debido a que la fuerza tangencial y radial en el engrane impulsor es la misma que en el engrane impulsado y existe un resorte en el brazo del sistema de corte que permite que el disco regrese a su posición original, por tanto, la fuerza tangencial de corte es constante al radio de la cuchilla como se muestra en la Figura 65.

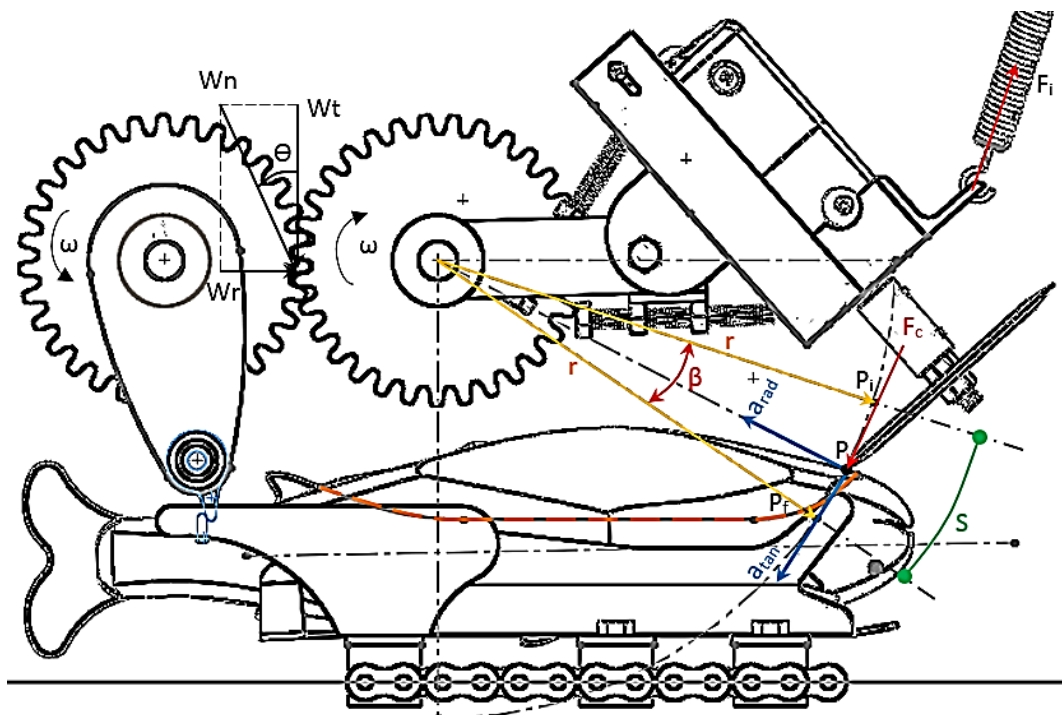


Figura 65. Representación gráfica de fuerzas actuantes en el disco de corte

Cálculos del comportamiento del disco de corte, para determinarlo se utilizó el manual de física. (25)

$v = \text{rapidez lineal (m/s)}$

$\omega = \text{rapidez angular (r)}$

$S = \text{distancia angular (mm)}$

$a(\text{rad}) = \text{aceleración centrípeta del punto P (m/s}^2\text{)}$

$a(\text{tan}) = \text{aceleración tangencial del punto P (m/s}^2\text{)}$

$\theta = \text{ángulo (r)}$

$r = \text{radio referencial (mm)}$

La simulación realizada del sistema de corte en software *Solidworks* son los puntos de posicionamiento de las levas y el disco de corte en el prototipo de la máquina fabricada, obteniendo el radio al punto de ingreso del disco $r=151\text{ mm}$ y el ángulo del punto inicial al punto final de corte, $\beta=16.3^\circ=0.28\text{ r}$.

- **Cálculo de distancia angular en el disco de corte**

$$S = r * \theta$$

$$S = 151\text{mm} * 0.28\text{r} = 42\text{mm} = 0.042\text{m}$$

- **Cálculo de rapidez angular, con velocidad de 0.08 m/s debido a que la fuerza de empuje y la velocidad en la cadena es constante**

$$v = r * \omega$$

$$\omega = \frac{0.08\text{m/s}}{0.151\text{m}} = 0.53\text{r/s} = 5.06\text{rpm}$$

La rapidez angular varía debido a la posición de la leva de transmisión, siendo 5.06 rpm que la rapidez angular de contacto de leva de transmisión de 8.8 rpm, significa que la rapidez angular es variable a 8.4 rpm en la catarina, debido a la longitud de brazo de corte en el disco.

- **Cálculo de aceleración centrípeta en el punto de corte (Pc)**

$$a(\text{rad}) = \omega^2 * r$$

$$a(r) = (0.53\text{r/s})^2 * 0.151\text{m} = 0.042\text{m/s}^2$$

- **Cálculo de la fuerza de ingreso del disco**

La fuerza de ingreso en el corte o de operación (F_c) es tangente al radio de recorrido por el brazo, por lo tanto, la fuerza tangencial es similar a la fuerza de engrane y es constante al radio por ser accionado por engranes de dientes rectos, ver Figura 65.

$$T_c = F_c * r \quad P = F * v \quad P = T_c * \omega \quad (4.3.53)$$

$$F_c = \frac{F * v}{r * \omega} = \frac{77N * 0.08m/s}{0.151m * \left(\frac{5.06rev}{min}\right) \left(\frac{2\pi r}{1rev}\right) \left(\frac{1min}{60s}\right)} = 76.9N$$

Según el artículo científico *Efectos de suplementación y maduración de carnes al vacío sobre la palatabilidad del longissimus de novillos criollo limonero cebadas a pastoreo*, (31) se determina la resistencia de corte en carnes en diferentes etapas de maduración, siendo el máximo de 3.9 ± 0.13 kg, lo consideramos $4 \text{ kgf} = 39.24 \text{ N}$ ahora la carne de la trucha es más suave a la carne de res, por tanto, por factores de seguridad se considera el máximo.

- **Cálculo de la velocidad de disco de corte**

La velocidad del disco de corte es la velocidad de salida del motor, se eligió un motor pequeño de peso ligero de máquinas de coser, para ser adaptado al sistema.

Características del motor:

- ✓ Modelo Luxor YS-50 (máquina de coser)
- ✓ $P = 100 \text{ W}$
- ✓ $N = 6000 - 7000 \text{ rpm}$
- ✓ Torque $= 0.9 \text{ Nm}$
- ✓ Corriente monofásico 220 V
- ✓ Frecuencia nominal: $50/60 \text{ Hz}$
- ✓ Corriente nominal: 0.5 A
- ✓ Peso: 600 g

F. Selección y cálculo del resorte

Los resortes son elementos flexibles expuestos directamente a cargas de torsión, compresión y tensión, cuando un resorte realiza el trabajo de flexión almacena energía en las espiras y cuando se encuentra en posición estática al no ejercer fuerza, regresa la energía a cero (13). Por tanto, a partir del libro de *Diseño de elementos de máquinas* se elige el resorte para tener que diferenciar las fuerzas actuantes en ello, donde el disco de corte es ingresar a cortar a la trucha a un ángulo en rotación radial accionados por los engranes de dientes

rectos, una vez realizado el corte se desea volver a la posición original, ver Figura 65, para ello se determina el tipo de resorte de la tabla 19.1 del libro de Mott, eligiendo el resorte de tipo helicoidal de extensión, de paso constante con extremos de tipo espiras o gancho torcido de alambre toroidal expuesto a ejercer fuerzas de tracción.

Consideraciones para diseñar un resorte de extensión:

- Longitud entre puntos de fijación
- Diámetro exterior tentativo
- Diámetro de alambre tentativo
- Longitud de cuerpo tentativo
- Fuerza ejercida en el resorte
- Cantidad de movimientos realizados por el resorte
- Material del resorte

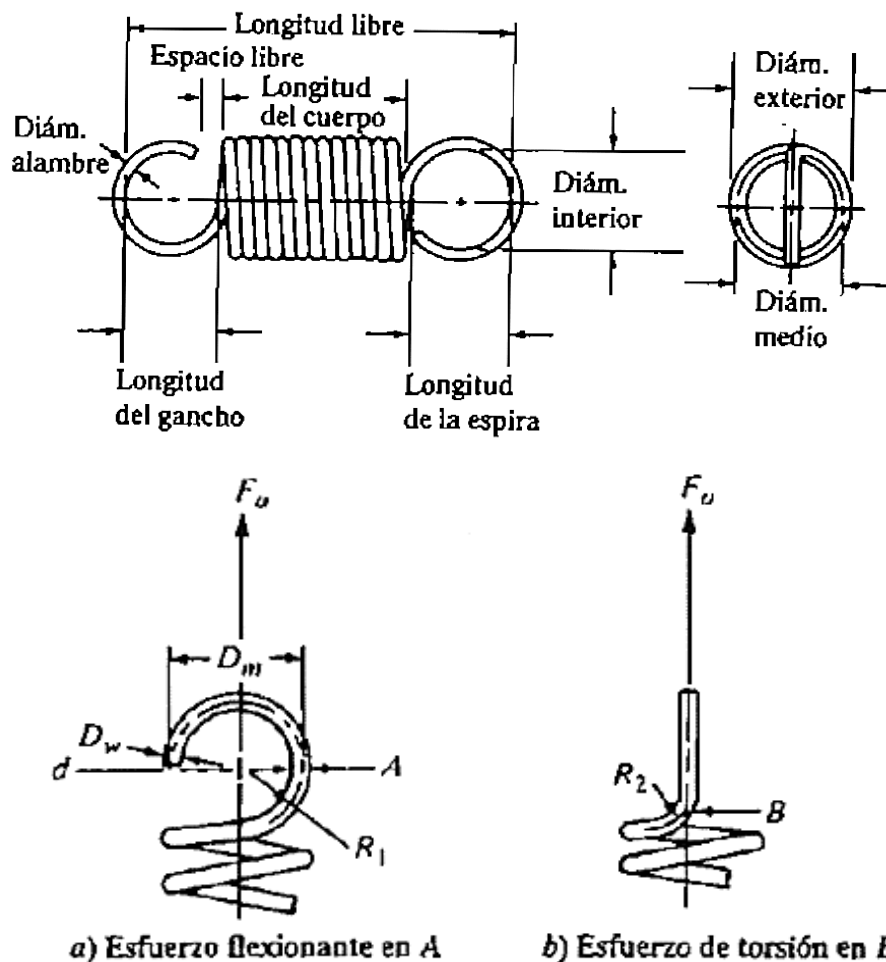


Figura 66. Representación gráfica del resorte de extensión
Fuente: Diseño de elementos de máquinas

Donde:

De = diámetro exterior (pulg.)

Di = diámetro interior (pulg.)

Dm = diámetro medio (pulg.)

Dw = diámetro del alambre (pulg.)

Li = longitud instalada entre puntos de fijación (pulg.)

Lf = longitud final instalada entre puntos de fijación (pulg.)

L de cuerpo = longitud del cuerpo (pulg.)

L libre = longitud libre (pulg.)

f_0 = deflexión (pulg.)

C = índice de resorte

N_a = número de espiras

K = factor wahl

k = constante de elasticidad debido al cambio en la deflexión

F_0 = fuerza de operación (lbf)

F_i = fuerza inicial (lbf)

T_d = esfuerzo cortante (psi)

Del diseño realizado del sistema de corte en software *Solidworks Simulation*, se toman los datos de posicionamiento del disco de corte, la distancia angular recorrido de 42 mm debido a que la leva es regulable y a una altura promedio a la estructura.

Datos tentativos para calcular el resorte obtenidos del software *Solidworks*:

✓ $F_0 = 77 \text{ N} = 17.3 \text{ lbf}$

✓ $Dm = 11.3 \text{ mm} = 0.44 \text{ pulg.}$

✓ $De = 12.5 \text{ mm} = 0.49 \text{ pulg.}$

✓ $Dw = 1.2 \text{ mm} = 0.047 \text{ pulg.}$

✓ $Li = 80 \text{ mm} = 3 \text{ pulg.}$

✓ $Lf = 80 \text{ mm} + 42 \text{ mm} = 122 \text{ mm} = 4.8 \text{ pulg.}$

✓ L de cuerpo = 60 mm = 2.362 pulg.

✓ Material inoxidable ASTM para resortes tipo A302 (ver Anexo 14)

- ✓ La cantidad de movimientos que realiza el resorte es el número de abastecimiento de las truchas 720 truchas/h, se estima el trabajo a 8 h/día, sin exceder su capacidad máxima, siendo promedio de 5760 movimientos máximos realizados al día.

Cálculos del resorte de extensión

- Con el diámetro de alambre tentativo 0.047 pulg. y material inoxidable A313/302, se opta el esfuerzo de diseño 138000 psi, servicios ligeros hasta 10000 ciclos de carga, ver Anexo 14.
- Cálculo de diámetro de alambre con esfuerzo de diseño supuesto, el factor wahl, determinado con (K=1.2)

$$D_w = \left(\frac{8 * K * F_o * D_m}{\pi * T_d} \right)^{1/3} \quad (4.3.54)$$

$$D_w = \left(\frac{8 * 1.2 * 17.3 \text{ lbf} * 0.44 \text{ pulg}}{\pi * 138 \times 10^3 \text{ lbf/pulg}^2} \right)^{1/3} = 0.0552 \text{ pulg} = 1.4 \text{ mm}$$

Con el diámetro calculado $D_w = 0.0552$ pulg., se encuentra el calibre de alambre de la tabla de calibres y diámetros de alambres para resortes, siendo calibre de 17, ver Anexo 14.

- Determinar el esfuerzo real de diseño con 0.0552 pulg., servicios ligeros, material inoxidable A313/302 de la tabla de esfuerzos cortantes, Anexo 14, siendo un promedio de 136000 psi.
- Cálculo real de diámetro exterior, diámetro interior, diámetro medio, índice de resorte y factor wahl.

El diámetro exterior es establecido de acuerdo con los cálculos y la fuerza aplicada, $D_e = 0.5$ pulg.

$$D_m = D_e - D_w \quad (4.3.55)$$

$$Dm = 0.5 \text{ pulg.} - 0.0552 \text{ pulg.} = 0.44 \text{ pulg.}$$

$$Di = De - 2Dw \quad (4.3.56)$$

$$Di = 0.5 \text{ pulg.} - 2 * 0.0552 \text{ pulg.} = 0.39 \text{ pulg.}$$

$$C = \frac{Dm}{Dw} \quad \Rightarrow \quad C = \frac{0.44 \text{ pulg}}{0.0552 \text{ pulg}} = 8 \quad (4.3.57)$$

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (4.3.58)$$

$$K = \frac{4(8) - 1}{4(8) - 4} + \frac{0.615}{8} = 1.18$$

- **Cálculo de esfuerzo real esperado**

$$T_o = \frac{8 * K * F_o * Dm}{\pi * Dw^3} \quad (4.3.59)$$

$$T = \frac{8 * 1.18 * 17.3 \text{ lbf} * 0.44 \text{ pulg}}{\pi (0.0552 \text{ pulg})^3} = 135989 \text{ psi}$$

- Cálculo de número de espiras, con módulo de elasticidad cortante 10.0×10^6 psi, ver Anexo 14. (1psi = lbf/pulg²), el constante de elasticidad debido al cambio en la deflexión (k), la fuerza inicial en el resorte es el peso del disco de corte, el brazo, motor, y pernos con tuerca siendo un promedio máximo de peso de 2.8 kgf = 6.2 lbf del diseño en software.

$$k = \frac{F_o - F_i}{L_f - L_i} \quad (4.3.60)$$

$$k = \frac{17.3 \text{ lbf} - 6.2 \text{ lbf}}{4.8 \text{ pulg} - 3 \text{ pulg}} = 6 \text{ lbf/pulg}$$

$$Na = \frac{G \cdot Dw}{8C^3k} \quad (4.3.61)$$

$$Na = \frac{10 \times 10^6 \text{ lbf/pulg}^2 (0.0552 \text{ pulg})}{8 * (8)^3 * 6 \text{ lbf/pulg}} = 23 \text{ espiras}$$

Longitud calculada de 23 espiras es el mínimo, se podría optar de mayor número de espiras (23 a 30) facilitaría que la fuerza de tracción sea más suave y la relación de las longitudes sean equivalentes.

- **Cálculo de longitud libre del resorte**

$$L_{\text{libre}} = L \text{ de cuerpo} + 2(D_i) \quad (4.3.62)$$

$$L_{\text{libre}} = 2.362 \text{ pulg} + 2(0.39 \text{ pulg}) = 3.142 \text{ pulg}$$

- **Cálculo de deflexión desde la longitud libre hasta la longitud de operación máxima**

$$f_o = L_o - L_{\text{libre}} \quad (4.3.63)$$

$$f_o = 4.8 \text{ pulg} - 3.142 \text{ pulg} = 1.658 \text{ pulg}$$

- **Cálculo de fuerza inicial**

$$F_i = F_o - K(f_o) \quad (4.3.64)$$

$$F_i = 17.3 \text{ lbf} - 6 \text{ lbf/pulg} (1.658 \text{ pulg}) = 7.4 \text{ lbf} = 33 \text{ N}$$

- **Cálculo de esfuerzo de corte**

$$T_i = T_o \left(\frac{F_i}{F_o} \right) \quad (4.3.65)$$

$$T_i = 135989 \text{ lbf/pulg}^2 \left(\frac{7.4 \text{ lbf}}{17.3 \text{ lbf}} \right) = 58168 \text{ psi}$$

- **Cálculo de esfuerzo flexionante en A, ver Figura 66, con (Dm=0.44 pulg.)**

$$C_1 = \frac{2R^1}{Dw} \quad (4.3.66)$$

$$C_1 = \frac{2R^1}{Dw} = \frac{2 * 0.22 \text{ pulg}}{0.0552 \text{ pulg}} = 7.97$$

$$K_1 = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)} \quad (4.3.67)$$

$$K_1 = \frac{4(8)^2 - 8 - 1}{(4 * 8)(8 - 1)} = 1.1$$

$$\sigma_A = \frac{16DmFoK_1}{\pi Dw^3} + \frac{4Fo}{\pi Dw^2} \quad (4.3.68)$$

$$\sigma_A = \frac{16(0.44 \text{ pulg})(17.3 \text{ lbf})(1.1)}{\pi(0.0552 \text{ pulg})^3} + \frac{4(17.3 \text{ lbf})}{\pi(0.0552 \text{ pulg})^2} = 260768 \text{ psi}$$

- **Cálculo de esfuerzo torsional en B, ver Figura 66**

$$C_2 = \frac{2R^2}{Dw} \quad (4.3.69)$$

$$C_2 = \frac{2 * 0.22 \text{ pulg}}{0.0552 \text{ pulg}} = 7.97$$

$$K_2 = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4} \quad (4.3.70)$$

$$K_2 = \frac{4 * 8 - 1}{4 * 8 - 4} = 1.1$$

$$\tau_B = \frac{8DmFoK_2}{\pi Dw^3} \quad (4.3.71)$$

$$\tau_B = \frac{8(0.44\text{pulg})(17.3\text{lb}f)(1.1)}{\pi(0.0552\text{pulg})^3} = 126769\text{psi}$$

Resumen del diseño de resorte: diámetro del alambre $D_w=0.0552$ pulg. (1.4 mm), calibre N,° 17, diámetro exterior $D_e= 0.5$ pulg., diámetro interior $D_i=0.39$ pulg., diámetro medio $D_m=0.44$ pulg., número de espiras 30, material inoxidable A313/302, ver Anexo 15, características del resorte.

El ensamble del sistema de corte transversal se muestra en la Figura 67, las chumaceras de pared y el soporte del resorte se encuentran empernados a la estructura principal de la máquina.

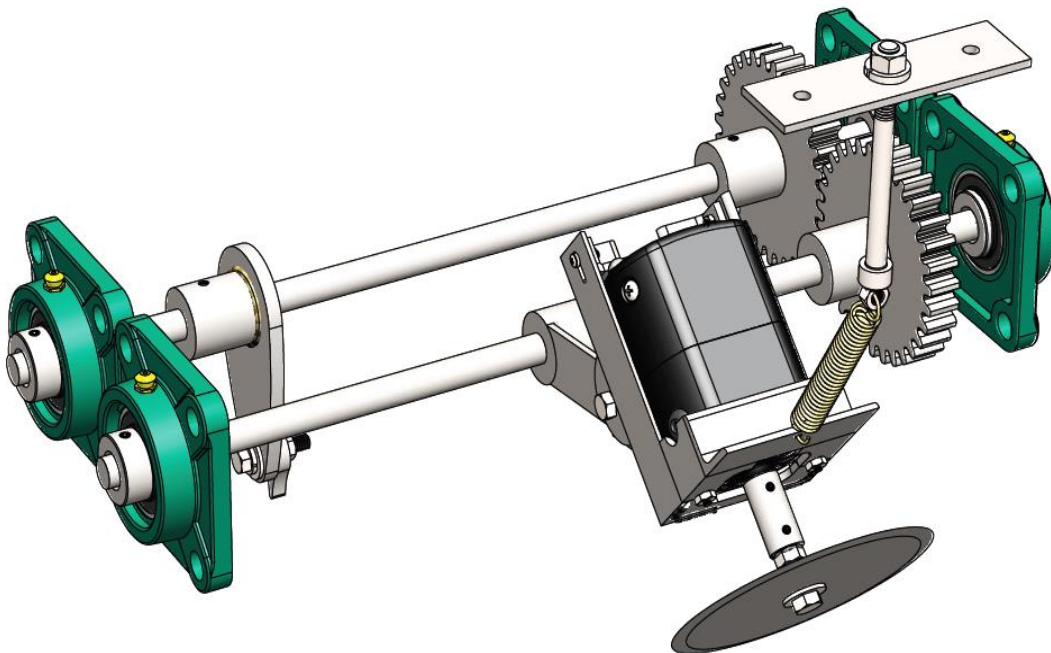


Figura 67. Representación gráfica del sistema de corte transversal

4.3.4 Diseño y cálculo del sistema de corte longitudinal

El sistema de corte longitudinal estará diseñado con el objetivo de abrir el estómago de la trucha longitudinalmente dejando libre las vísceras para luego ser expulsadas por el sistema de eviscerado, se apoyará de una especie de guía de eje macizo en forma de J, el cual cumplirá la función de direccionar y centrar

la trucha para realizar un corte preciso, a la vez serán puntos de apoyo para que la trucha no se mueva.

La cuchilla de corte estará posicionada de modo estático ajustados a una estructura regulable por pernos para posicionar adecuadamente a la altura de corte, se seleccionó del catálogo de navajas *Truper Expert*, con espesor de la navaja de 0.7 mm, largo de 7 pulg., y ancho de 25 mm, acero inoxidable, al ser posicionada en forma vertical la ubicación del filo se acomoda a la altura de corte de la piel de la trucha facilitando el trabajo.

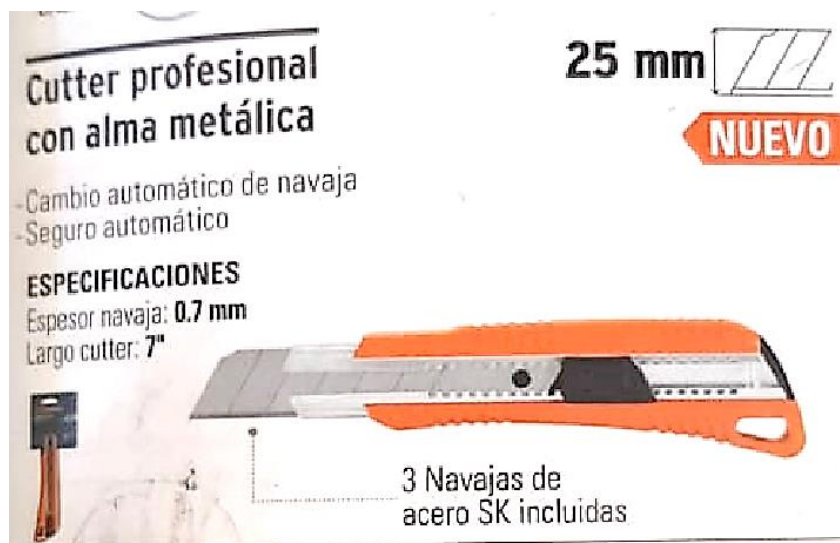


Figura 68. Navaja de corte. Tomada de Catálogo de herramientas y accesorios 2018. *Truper Expert*

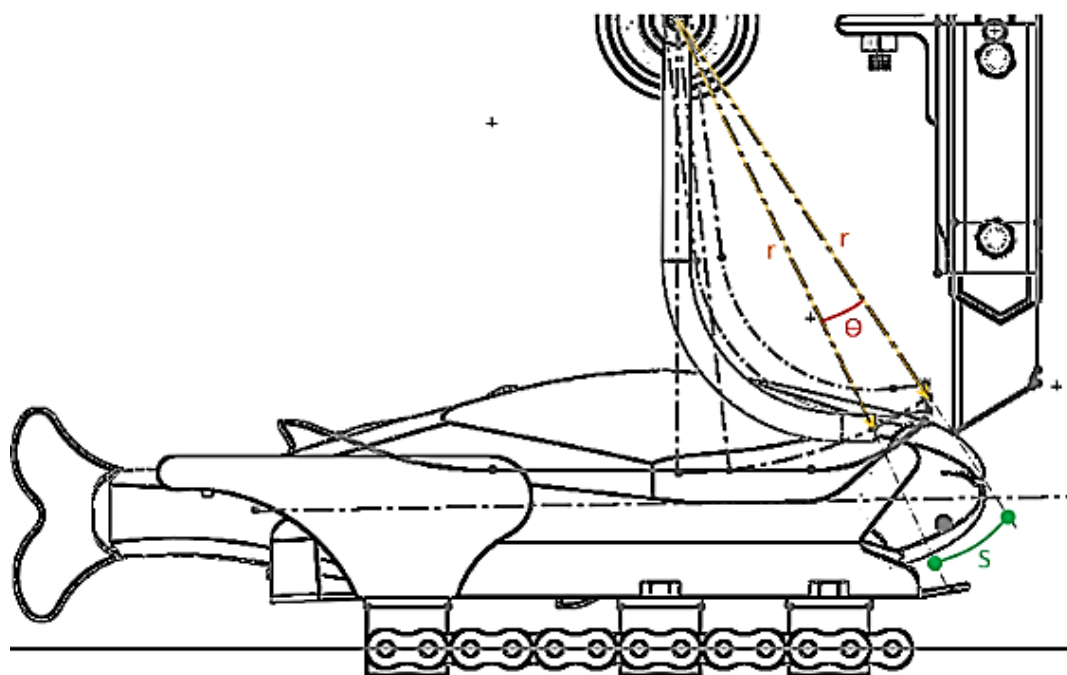


Figura 69. Representación gráfica de posicionamiento del guía de corte

Cálculos con datos realizadas en *solidworks*, siendo radio de 136.4 mm, ángulo de $8^\circ=0.14$.

- **Cálculo de distancia de recorrido (con la ecuación 4.3.49)**

$$S = r * \theta$$

$$S = 136.4 * 0.14r = 19mm$$

- **Cálculo de rapidez angular, con velocidad de transporte de 0.08 m/s. (con la ecuación 4.3.50)**

$$v = r * \omega$$

$$\omega = \frac{0.08m/s}{0.136m} = 0.59r/s = 6rpm$$

El ensamble del sistema de corte longitudinal se muestra en la Figura 70.

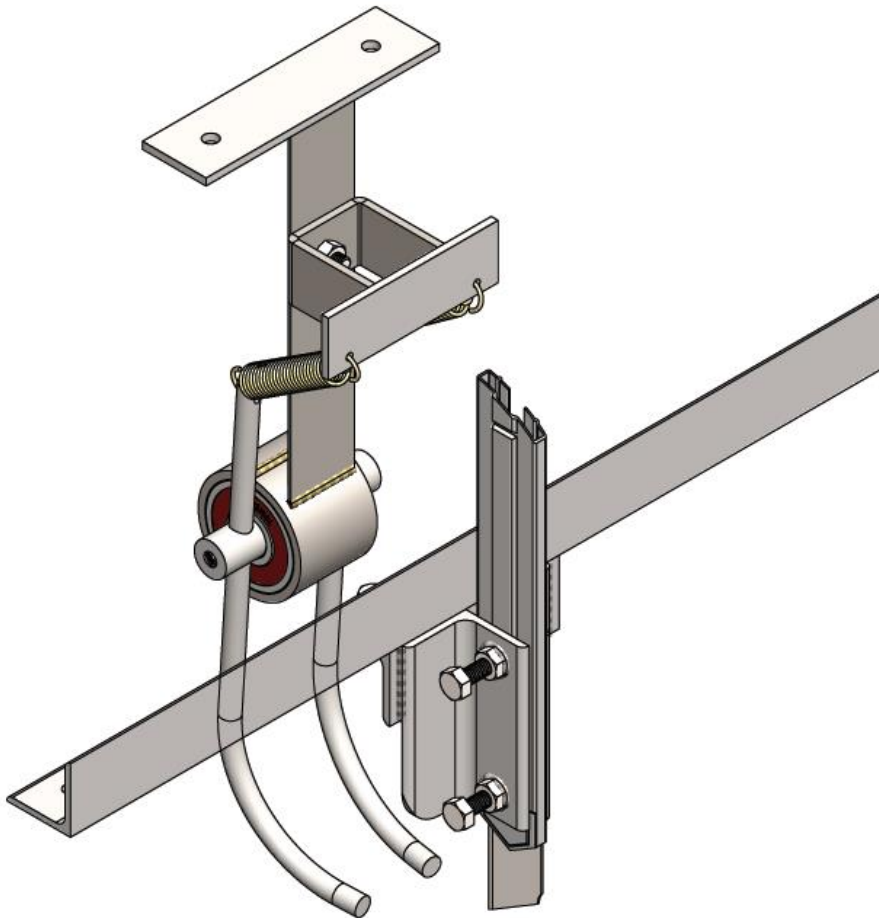
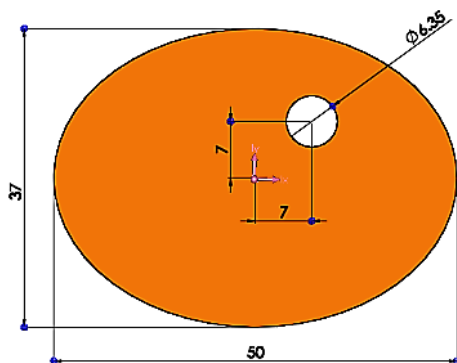


Figura 70. Representación gráfica del sistema de corte longitudinal

4.3.5 Diseño y cálculo del sistema de eviscerado

El sistema de eviscerado es el encargado de quitar las vísceras de las truchas una vez que esté abierto el estómago, para ello se diseñó una especie de cuchilla en forma de cuchara que pueda cumplir los objetivos del eviscerado, el sistema cumplirá casi la misma función que el sistema de corte transversal, las levas de empuje, engranes, levas de transmisión, ejes, rodamientos y resorte, serán de la misma medida, solo el diseño y la posición de la leva de transmisión varía.



Propiedades de masa de leva 3
 Configuración: Predeterminado
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Densidad = 0.01 gramos por milímetro cúbico

Masa = 72.20 gramos

Volumen = 9025.58 milímetros cúbicos

Área de superficie = 3842.07 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = -0.16

Y = -0.16

Z = -3.17

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
 Medido desde el centro de masa.

$I_x = \{ 1.00, -0.02, 0.00 \}$ $P_x = 6470.75$

$I_y = \{ 0.02, 1.00, 0.00 \}$ $P_y = 11693.91$

$I_z = \{ 0.00, 0.00, 1.00 \}$ $P_z = 17679.41$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$L_{xx} = 6471.99$ $L_{xy} = -80.58$ $L_{xz} = 0.00$

$L_{yx} = -80.58$ $L_{yy} = 11692.67$ $L_{yz} = 0.01$

$L_{zx} = 0.00$ $L_{zy} = 0.01$ $L_{zz} = 17679.41$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$I_{xx} = 7201.62$ $I_{xy} = -78.82$ $I_{xz} = 35.79$

$I_{yx} = -78.82$ $I_{yy} = 12422.30$ $I_{yz} = 35.77$

$I_{zx} = 35.79$ $I_{zy} = 35.77$ $I_{zz} = 17682.93$

Figura 71. Inercia y momentos de inercia en la leva seguidora del eviscerado

Resumen del diseño: una leva de transmisión, una leva seguidora el que estará en contacto con la leva de empuje realizando el trabajo de transmitir movimiento hacia la cuchara evisceradora, asimismo estarán unidos fijamente por pernos M6 (ver Figura 71) y alojados en el eje mediante prisioneros de seguridad M4, el material de las ambas levas es AISI 304 inoxidables.

A. Cálculo de las fuerzas actuantes en la leva evisceradora

La transmisión por levas varía de acuerdo al ingreso de la cuchara y la ubicación a la altura de la piel de la trucha, en la Figura 72, podemos observar el recorrido de la leva de transmisión desde el punto P hasta el punto P₁; ejerciendo movimiento a los engranes y estos a los mecanismos del eviscerado, para ello se utilizan algunos datos de la simulación realizada en software, radio circunferencial $r_c=99.4$ mm; distancia angular desde el punto de inicio hacia el punto final de recorrido $\theta=35.85^\circ=0.63$ r.

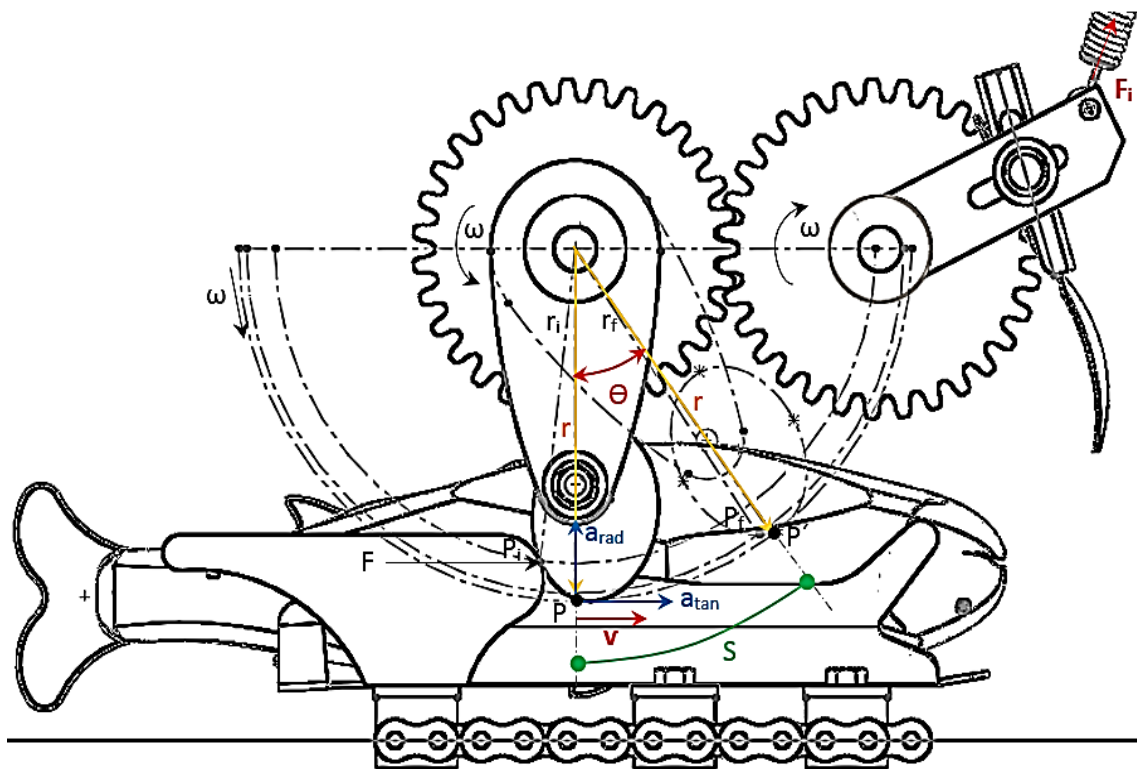


Figura 72. Representación gráfica del comportamiento de las levas del eviscerado

Cálculos de las levas del eviscerado:

v = rapidez lineal (m/s)

ω = rapidez angular (r)

S = distancia angular (mm)

$a(r) = \text{aceleración centrípeta del punto } P \text{ (m/s}^2\text{)}$

$a(\tan) = \text{aceleración tangencial del punto } P \text{ (m/s}^2\text{)}$

$\theta = \text{ángulo (r)}$

$r = \text{radio referencial (mm)}$

- **Cálculo de distancia angular (con la ecuación 4.3.49)**

$$S = r * \theta$$

$$S = 99.4 \text{ mm} * 0.63 \text{ r} = 63 \text{ mm} = 0.063 \text{ m}$$

- **Cálculo de rapidez angular, con velocidad de 0.08 m/s (con la ecuación 4.3.50)**

$$v = r * \omega$$

$$\omega = \frac{0.08 \text{ m/s}}{0.0994 \text{ m}} = 0.8 \text{ r/s} = 7.6 \text{ rpm}$$

La aceleración tangencial es constante a la velocidad angular debido a que la velocidad en la transmisión por cadena es invariable.

- **Cálculo de aceleración centrípeta en el punto referencial (con la ecuación 4.3.51)**

$$a(\text{rad}) = \omega^2 * r$$

$$a(\text{rad}) = (0.8 \text{ r/s})^2 * 0.0994 \text{ m} = 0.06 \text{ m/s}^2$$

De acuerdo con las respuestas halladas la distancia angular que recorre la leva de transmisión es de 63 mm, con rapidez angular de 0.8 r/s, haciendo la comparación con el sistema de corte transversal es casi igual solo que las levas de contacto poseen diferentes diseños y dimensiones.

B. Cálculo de fuerza de ingreso de la cuchara

La cuchara evisceradora es diseñada en forma de “V” con el fin de que los dientes de la cuchara logren atrancarse con las vísceras y logre extirparlos hacia el exterior de la trucha, estará fija en un soporte brazo mediante pernos M6, y

este soporte alojado en el eje mediante prisioneros de seguridad. El mecanismo es accionado por la leva de empuje el cual hace contacto con la leva seguidora y transmiten movimiento a los engranajes de dientes rectos y estos a la cuchara evisceradora al igual que el sistema de corte transversal, con material de acero inoxidable AISI 304, también existirá un resorte que permite que la cuchara evisceradora regrese a su posición original (ver Figura 73).

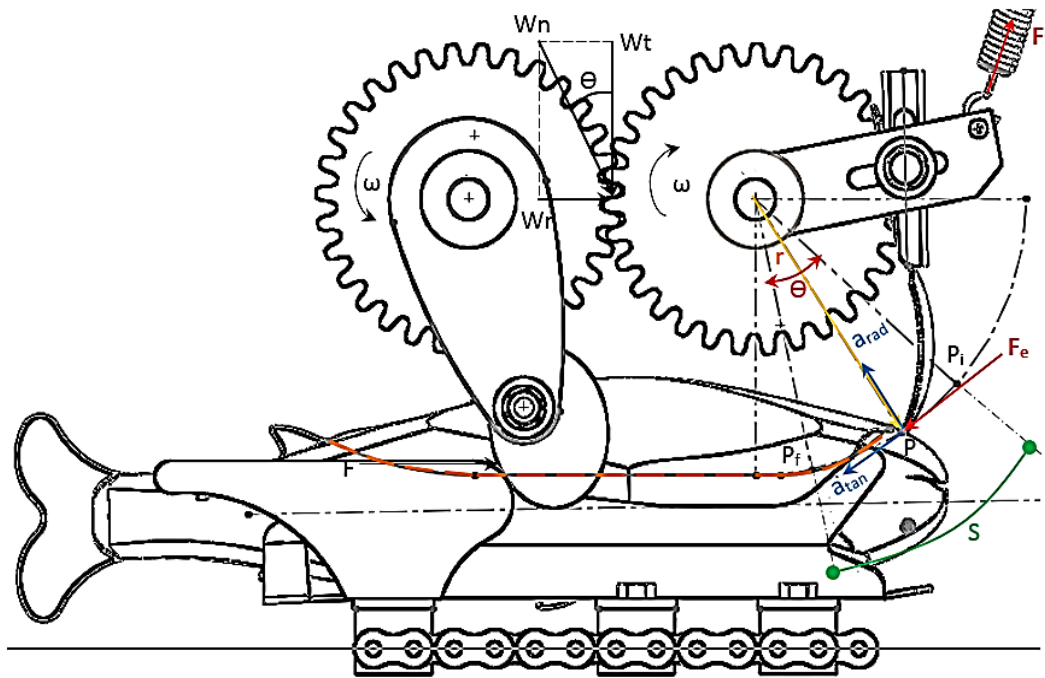


Figura 73. Representación gráfica del comportamiento de la cuchara evisceradora

De la simulación en software, se obtiene el radio de ingreso de la cuchara, $r=85.12$ mm, el ángulo desde el punto de inicio al punto final máximo de ingreso de la cuchara, $\theta=36^\circ=0.63$ r.

$v =$ rapidez lineal (m/s)

$\omega =$ rapidez angular (r)

$S =$ distancia angular (mm)

$a(rad) =$ aceleración centrípeta del punto P (m/s^2)

$a(tan) =$ aceleración tangencial del punto P (m/s^2)

$\theta =$ ángulo (r)

$r =$ radio referencial (mm)

$F_e =$ fuerza de eviscerado (N)

- **Cálculo de distancia angular en la cuchara evisceradora (con la ecuación 4.3.49)**

$$S = r * \theta$$

$$S = 85.12mm * 0.63r = 53.63mm = 0.054m$$

- **Cálculo de rapidez angular con velocidad de 0.08 m/s (con la ecuación 4.3.50)**

$$v = r * \omega$$

$$\omega = \frac{0.08m/s}{0.08512m} = 0.94r/s = 9rpm$$

- **Cálculo de aceleración centrípeta en el inicio de eviscerado (con la ecuación 4.3.51)**

$$a(r) = \omega^2 * r$$

$$a(r) = \left(\frac{0.94r}{s}\right)^2 * 0.08512 m = 0.075 m/s^2$$

- **Cálculo de fuerza de eviscerado**

El cálculo de la fuerza del eviscerado en la cuchara es similar al corte transversal, la fuerza del eviscerado (F_e), actúa tangente al radio de la cuchara, por tanto, la fuerza tangencial en el engrane es la fuerza actuante que proporciona que la cuchara puede desplazarse radialmente, también existe una fuerza de oposición del resorte, ver Figura 73, por tanto con la fuerza de transporte de 77 N, velocidad de transporte 0.08 m/s, radio de ingreso de la cuchara 0.085 m y la velocidad angular de 9 rpm, se obtiene la fuerza de eviscerado.

$$F_e = \frac{F * v}{r * \omega} = \frac{77N * 0.08m/s}{0.085m * \left(\frac{9rev}{min}\right) \left(\frac{2\pi r}{1rev}\right) \left(\frac{1min}{60s}\right)} = 76.89N$$

La cuchara ingresa con una fuerza de 76.89 N, la fuerza de empuje de la leva es 77 N por lo tanto es la misma, la fuerza que se requiera para eviscerar es de promedio 40 N según el estudio realizado de carnes de res (31). Por lo tanto, la carne de la trucha es más suave y no existe irregularidades en los sistemas para la actividad.

El ensamble del sistema del eviscerado se muestra en la Figura 74.

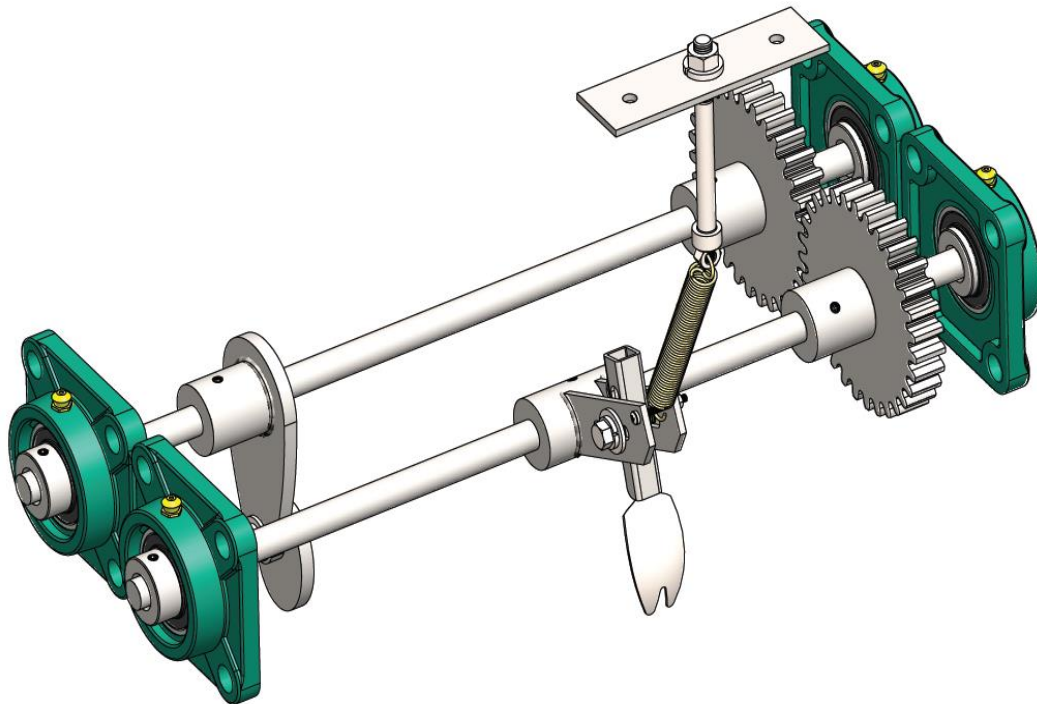


Figura 74. Representación gráfica del sistema de eviscerado

4.3.6 Diseño y cálculo del sistema soporte por piñón

Los piñones son usados para transmisiones de grandes velocidades con cadenas de diferentes medidas, suelen ser importantes en el mundo de la industria. La actividad que realiza la cadena tiende a flexionarse por el peso de la trucha y accesorios; también por el trabajo de corte y eviscerado, estas cargas suscitadas se sientan en el soporte por piñón, para eliminar estas fuerzas se diseña el sistema soporte por piñón, el cual consta de piñón, eje, brida, rodamiento y soportes a los lados extremos de la estructura.

A. Selección del piñón

En el apartado anterior del sistema de transporte por cadena ya se eligió el número de cadena y catarina de paso de $\frac{1}{2}$ pulg., por tanto, del catálogo de

catarinas y piñones Catalano, se elige un piñón de 15 dientes de paso de ½ pulg. (ver Anexo 10), las fórmulas son igual al de las catarinas elegidas del catálogo de cadenas Joresa. (29)

- **Cálculo de velocidad angular en el piñón con velocidad de transporte 0.08 m/s, paso de la cadena 0.5 pulg. (con la ecuación 4.3.2)**

$$\omega = \frac{12 * v}{N * p} = \frac{12 * 0.08m/s \left(\frac{196.850Ft}{1m/s} \right)}{15 * (0.5pulg)} = 25.2rpm$$

- **Cálculo de diámetro primitivo (con la ecuación 4.3.23)**

$$Dp = \frac{p}{\text{sen} \left(\frac{180}{N} \right)} = \frac{12.7}{\text{sen} \left(\frac{180}{15} \right)} = 61.08mm$$

- **Cálculo de diámetro interior con d=7,92 mm, diámetro de rodillo en la cadena, ver Anexo 9, (con la ecuación 4.3.24)**

$$Df = Dp - d = 61.08mm - 7.92mm = 53.16mm$$

- **Cálculo de diámetro exterior (con la ecuación 4.3.25)**

$$De = Dp + 1.25p - d = 61.08 + 1.25(12.7mm) - 7.92mm = 69.04mm$$

Resumen de datos del piñón: 4 piñones locos para cadena de una sola hilera, de 15 dientes (CAD 428), diámetro primitivo Dp=61.08 mm, velocidad angular máxima 25.2 rpm, ver Anexo 10, características del piñón.

B. Diseño y cálculo del eje

Los piñones estarán anclados con la brida en el eje mediante prisioneros de seguro, el eje realizará el trabajo de rotación en los asientos de los rodamientos y estos alojados en una estructura tubular a presión, y la estructura tubular empernado a la estructura de la máquina.

Parámetro para calcular el eje de piñón con datos desarrollados de la selección del piñón:

- Fuerza de transporte $F_t=154$ N, optando por 77 N a cada extremo del sistema de transporte
- Numero de piñones sujetos 2
- Diámetro de paso del piñón $D_p=61.08$ m=0.061 m
- Torque en los piñones

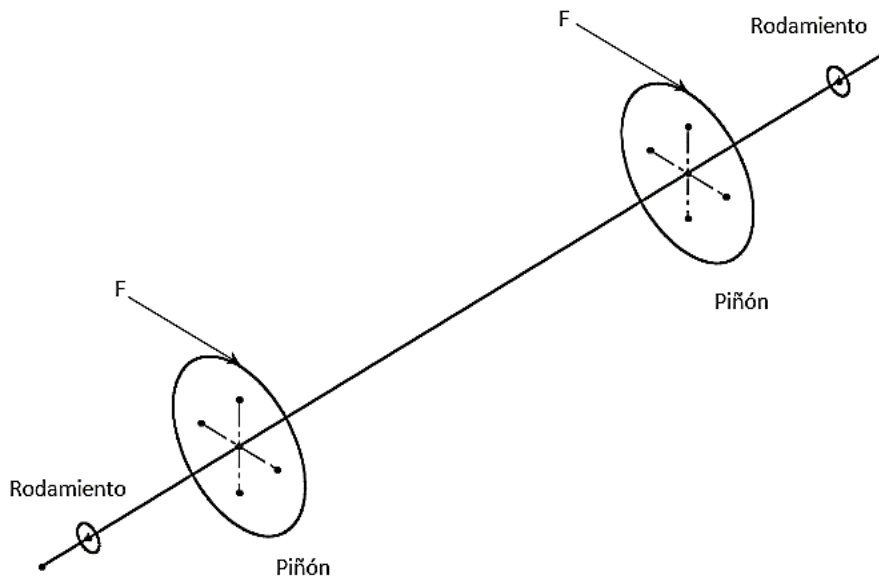


Figura 75. Representación gráfica del sistema soporte por piñón

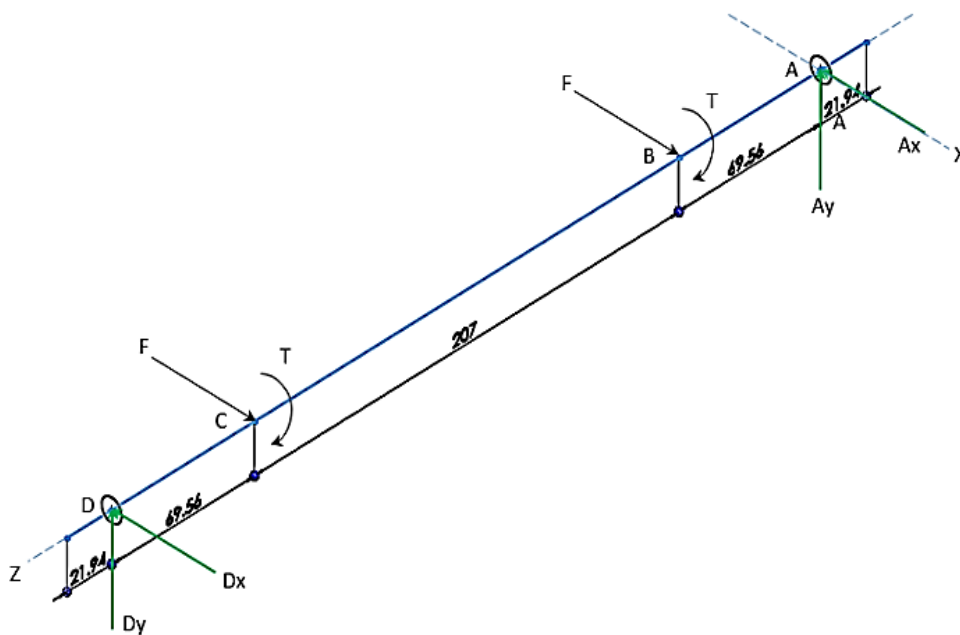


Figura 76. Diagrama de cuerpo libre del eje del soporte por piñón

Cálculo de torque en los puntos B y C

$$T_C = F * r$$

$$T_B = T_C = 77N * 0.031m = 2.4 N - m$$

Las fuerzas actuantes en el plano XZ son las que provocan que existe esfuerzo en el eje debido a la acción de la cadena mientras que en el plano YZ solamente se puede observar que existen reacciones y no cargas que deforman al eje, por tanto se trabaja solamente con el plano XZ, el material de fabricación del eje es igual al de los demás ejes, aceros inoxidables AISI 304, esfuerzo de resistencia 510 Mpa, límite de fluencia 206 Mpa, ver Anexo 2.

Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XZ

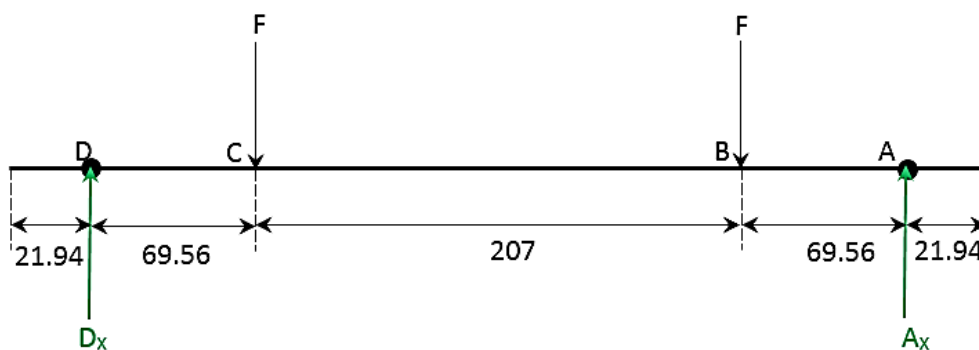


Figura 77. Diagrama de cuerpo libre del eje piñón plano XZ

Cálculo de reacciones en el plano XZ

$$\Sigma F_x = 0$$

$$Ax + Dx = 2F \dots\dots\dots (1)$$

$$\Sigma M_A = 0$$

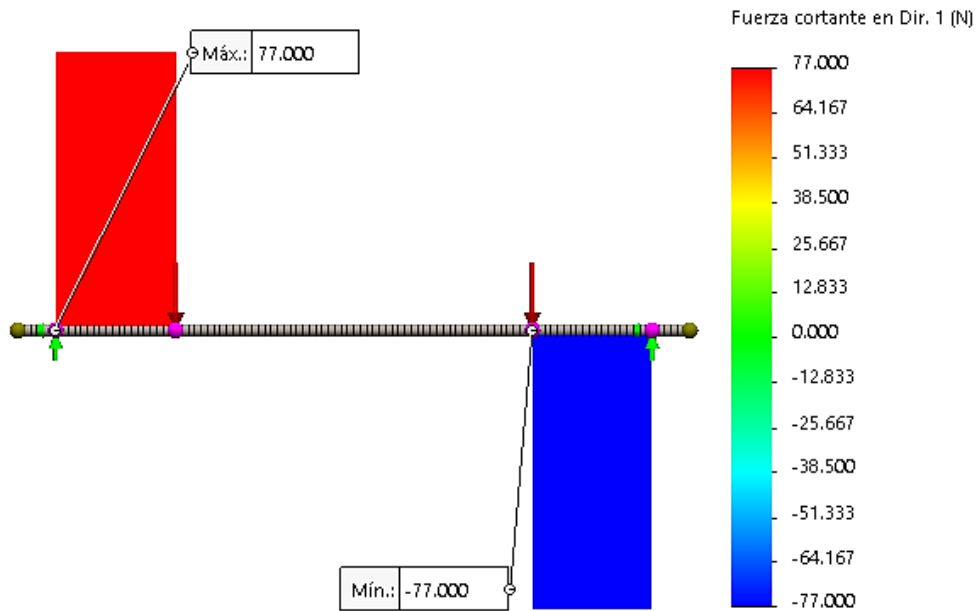
$$F(0.0696m) + F(0.2766m) - Dx(0.3461m) = 0$$

$$77N(0.0696m) + 77N(0.2766m) - Dx(0.3461m) = 0$$

$$Dx = 77N$$

$$Ax = 77N$$

Nombre del modelo: eje solido del piñon
 Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado<Como mecanizada>-]
 Tipo de resultado: Trazado de módulos cortantes-momentos1



Nombre del modelo: eje solido del piñon
 Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado<Como mecanizada>-]
 Tipo de resultado: Trazado de módulos cortantes-momentos2

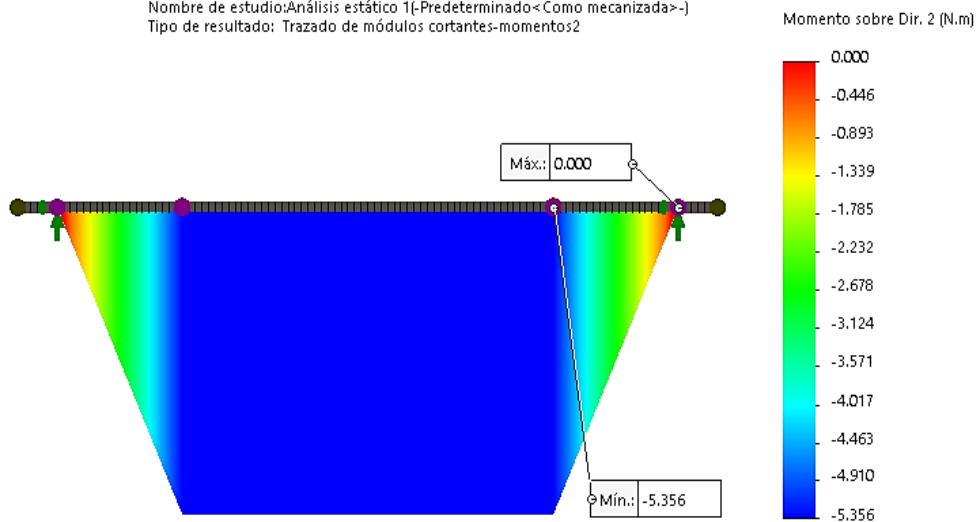


Figura 78. Esfuerzo cortante y momento flector del eje de piñón, plano XZ

La Figura 78 representa los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector en el eje del piñón, siendo los puntos más críticos el punto B y C, con 77 N, momento flector (-5.356 Nm), debido a que la fuerza de transporte en la cadena es más vulnerable por ambos extremos, lo cual hace que el eje del piñón se exponga al esfuerzo torsional.

Momentos al torsión y flexión máximo:

$$M_B = M_C = \sqrt{(-5.356N - m)^2} = 5.356N - m$$

$$T_B = T_C = 2.4N - m$$

Utilizaremos la formula ASME, (17) con valores de factor de choque y fatiga en ejes en rotación con carga gradual, $C_m = 1.5$ y $C_t = 1$, ver Tabla 7, además el esfuerzo permisible del eje es el 30% del límite elástico, el esfuerzo de fluencia del material AISI 304 es de 206 Mpa, ver Anexo 2.

$$\sigma_p = 0.3(S_y)$$

$$\sigma_p = 0.3 * 206 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_p = 61.8 \text{ Mpa} = 61.8 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Cálculo de diámetro del eje

$$d^3 = \frac{16}{\pi * 61.8 * 10^6 \text{ N/m}^2} * \sqrt{(1.5 * 5.356)^2 + (1 * 2.4)^2} = 0.001 \text{ m} = 10 \text{ mm}$$

Se puede elegir el eje de ½ pulg. (12.7 mm) igual al del sistema de corte vertical, solo que en este sistema los extremos del eje serán de 12 mm debido a que serán los asientos de los rodamientos.

Cálculo del esfuerzo a flexión y torsión en el punto B y C, considerando el diámetro de 12 mm, para verificar los puntos límites del eje.

$$\sigma_{xy} = \frac{Mr}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} \Rightarrow \sigma_{xy} = \frac{32 * 5.356 \text{ Nm}}{\pi * (0.012 \text{ m})^3} = 31.57 \text{ Mpa}$$

Cálculo del esfuerzo a torsión:

$$T_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \Rightarrow T_{xy} = \frac{16 * 2.4 \text{ Nm}}{\pi * (0.012 \text{ m})^3} = 7.074 \text{ Mpa}$$

Cálculo de tensión de corte máximo en el eje:

$$T_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xy}}{2}\right)^2 + T_{xy}^2} \Rightarrow T_{max} = \sqrt{\left(\frac{31.57}{2}\right)^2 + 7.074^2} = 17.3 \text{ Mpa}$$

Resumen del diseño del eje del piñón: eje macizo de diámetro D= ½ pulg., longitud 390 mm, material inoxidable AISI 304, esfuerzo de flexión 31.57 Mpa, esfuerzo de torsión 7.07 Mpa, esfuerzo de tensión máxima 17.3 Mpa.

C. Diseño de brida del piñón

El soporte de brida en el piñón es igual al soporte de brida en la catarina, con material de acero inoxidable AISI 304, se adaptó de esta forma para ser desmontable y fácil de realizar el mantenimiento, la brida se fabricará de un eje de diámetro exterior de 2 pulg. al cual se le realiza el proceso de maquinado en un torno horizontal, el piñón y la brida estarán unidos mediante tornillo con cabeza hueca M4 y todo el conjunto al eje mediante tornillos de fijación M4, la brida se muestra en la Figura 79.

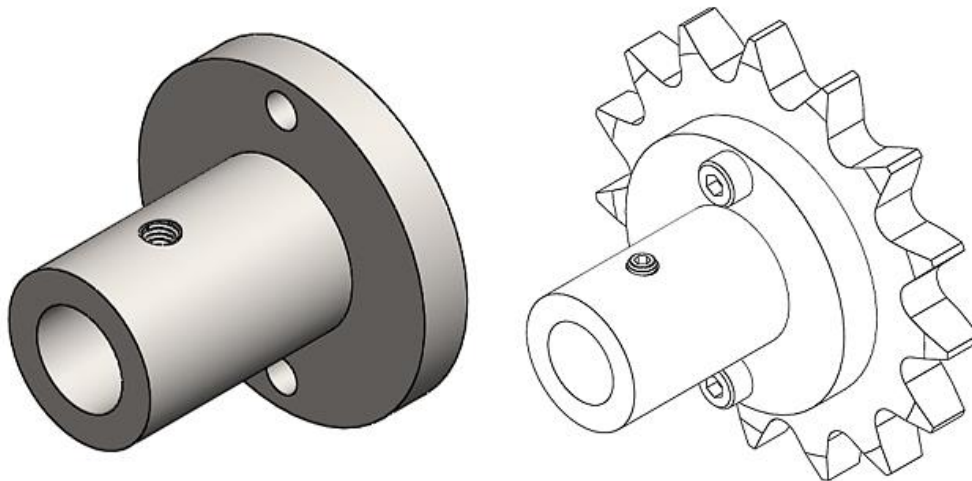


Figura 79. Brida del piñón

Resumen del diseño de brida del piñón: 4 bridas con las mismas características, para 4 piñones de 15 dientes, unidos fijamente por pernos M4, material de las bridas AIS 304 inoxidables (ver Anexo 2).

D. Selección de rodamientos

Existen una variedad de rodamientos en el mercado industrial que se utilizan para diferentes tipos de máquinas con cargas diferentes, para elegir el rodamiento adecuado se requiere identificar las cargas actuantes en el sistema; de acuerdo con los cálculos realizados se establece que existen fuerzas actuantes al centro del rodamiento lo cual determina que existen cargas radiales, por tanto, se seleccionan rodamientos de bolas de una sola hilera. En los rodamientos de bolas la pista interior entra al eje con presión para que puedan girar entre ellos, para los cálculos se procedió de acuerdo con el libro de Robert Mott. (13)

$L_d =$ vida nominal, duración de diseño (h)

$C =$ capacidad de carga dinámica básica (N)

$n =$ velocidad angular (rpm)

$F_R =$ fuerza resultante máxima (N)

El factor de carga en transmisión por cadena $f_c=1.2$, Anexo 11, la relación entre carga y duración, $k=3$ para rodamientos de bolas, asimismo la fuerza resultante máxima que afecta a los rodamientos $D_x=77N$ y $A_x=77N$, ver Figura 77.

$$F_R = \sqrt{(77N)^2 + (77N)^2} = 108.9N$$

$$F_R = 108.9N * 1.2 = 130.7N$$

Cálculo de la capacidad de la carga dinámica con duración de diseño 20000 h, con trabajo de 8 horas al día sin exceder su capacidad máxima.

$$L_d = (h) * n * 60min/h$$

$$L_d = 20000h * 8.4rpm * \frac{60min}{h} = 10.08 \times 10^6 rev$$

$$C = F_R * \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

$$C = 130.7N * \left(\frac{10.08 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 282.3N = 0.28KN$$

Resumen de datos del rodamiento: número de rodamiento de bolas 6201, diámetro interior $D_i=12$ mm, diámetro exterior $D_e= 32$ mm, capacidad de carga dinámica básica 0.28 KN que se encuentra por debajo de la capacidad de carga máxima 7.28 KN, ver Anexo 16, características del rodamiento de bolas.

El diseño del soporte se realizó de acuerdo a la altura de la estructura de la máquina y a la posición de la cuchilla de corte, los cuales son sujetados por pernos hexagonales y son regulables, el asiento del rodamiento se realizó de fierro tubular, el material aplicado a los elementos de soporte es AISI 304 acero inoxidable, los cuales fueron unidos por soldadura por fusión y resistencia MIG (soldadura de metal con gas inerte, argón) con electrodo de alambre de metal como aporte de tipo AWS E/ER 308 inoxidables, ver Anexo 1, características de material de aporte.

El sistema soporte por piñón ayuda a la cadena a reducir la flexión y mejorar la tensión ramal conductor, de igual manera son puntos de apoyo a la hora de realizar el trabajo de corte transversal y eviscerado en la máquina.

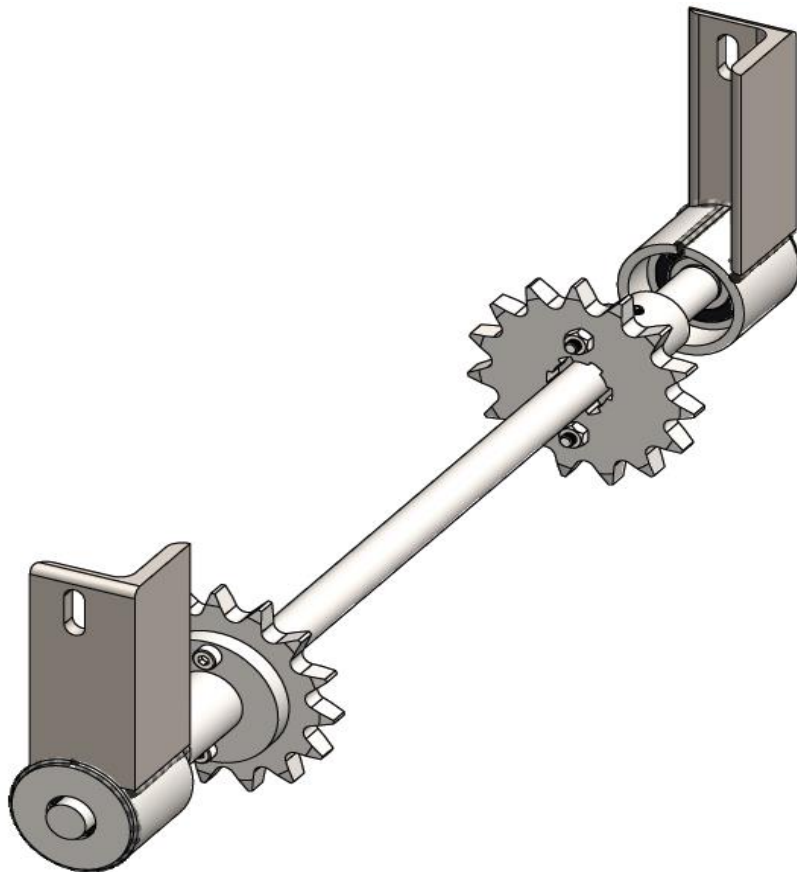


Figura 80. Sistema soporte por piñón

4.3.7 Cálculo del sistema prelavado

El lavado de las truchas después del eviscerado es importante en la línea de producción, ya que las truchas tienen que encontrarse en perfectas condiciones para el consumo, para el cual se le realizará un prelavado en la máquina, luego se le hará un lavado en una bandeja verificando la calidad del eviscerado y la limpieza.

Algunas recomendaciones de uso de tuberías por los fabricantes.

Tabla 30. Tabla de caudales de agua en tuberías

Diámetro (in)	Q min. (m ³ /h)	Q máx. (m ³ /h)
½"	0.68	1.37
¾"	1.54	3.08
1"	2.74	5.47
1¼"	4.28	8.55
1½"	6.16	12.31
2"	10.94	21.89
2 ½"	17.10	34.20
3"	24.63	49.25
4"	43.78	87.56
5"	68.41	136.81
6"	98.50	197.01
8"	175.12	350.24
10"	273.62	547.24
12"	394.02	788.03
14"	536.30	1072.60
16"	700.47	1400.94
18"	886.54	1773.07
20"	1094.49	2188.98
24"	1576.06	3152.13

Nota: Tomada de bombacentrifugas.net

El prelavado en la trucha será directamente con chorro de agua conectado a una fuente de caudal, regulado mediante una válvula, el cálculo estimado del caudal y la velocidad se determina de la siguiente manera, utilizando la fórmula mecánica de fluidos de Mott. (32)

Ecuación de Bernoulli (conservación de energía):

Donde:

$P_1; P_2 =$ presión atmosférica

$Z_1; Z_2 =$ altura (m)

$v_1; v_2 =$ velocidades (m/s)

$\gamma =$ peso específico del fluido (m/s)

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (4.3.72)$$

Aplicando la ecuación de Torricelli se define la velocidad de salida del chorro de agua.

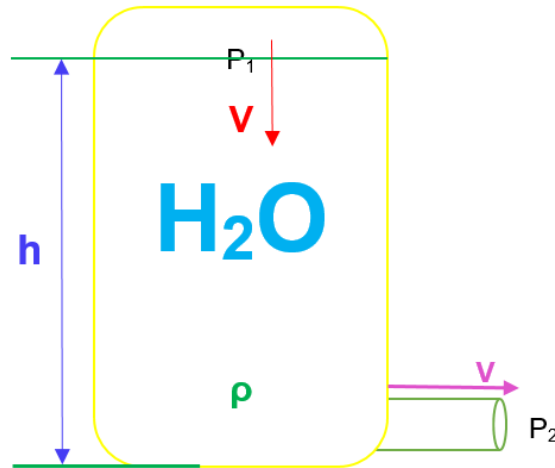


Figura 81. Esquema de recipiente de caudal

Para determinar la velocidad del chorro de agua se aplican los principios de fluido en un tanque, donde $P_1=P_2=0$ y velocidad $V_1=0$.

Por tanto:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Luego, despejando v_2

$$v_2 = \sqrt{2g(Z_1 - Z_2)} \quad (4.3.73)$$

La altura $h = Z_1 - Z_2$

Principio de Torricelli

$$v_2 = \sqrt{2gh} \quad (4.3.74)$$

- **Cálculo de la velocidad de chorro de agua a la salida, teniendo un recipiente de medida**

$$h = 32\text{cm} = 0.32\text{m}$$

$$d = \text{diámetro de chorro de salida de la tobera} = 12.7\text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación de Torricelli

$$v_2 = \sqrt{2 * 9.81 * 0.32\text{m}}$$

$$v_2 = 2.5057\text{m/s}$$

- **Cálculo de caudal por ecuación de continuidad**

$$Q = \text{caudal (Lt/s)}$$

$$A = \text{area (m}^2\text{)}$$

$$V = \text{velocidad (m/s}^2\text{)}$$

$$Q = \frac{A_2 * \Delta x_2}{\Delta t}; \quad Q = A_2 * V_2 \quad (4.3.75)$$

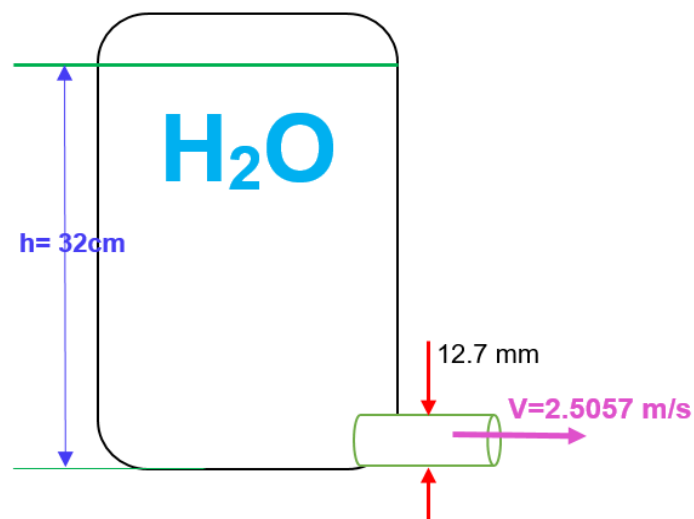


Figura 82. Recipiente con medidas del chorro de agua

Reemplazando en la fórmula del caudal:

$$Q = A_2 * 2.5057 \frac{m}{s}$$

$$Q = \pi * r^2 * 2.5057 \frac{m}{s}$$

$$Q = \pi * (6.35 * 10^{-3} m)^2 * 2.5057 \frac{m}{s}$$

$$Q = 3.1741 * 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 1.143 m^3/h$$

Llevando a L/s

$$Q = 3.1741 * 10^{-4} \frac{m^3}{s} * \frac{10^6 cm^3}{m^3}$$

$$Q = 317.41 \frac{cm^3}{s} * \frac{1 l}{10^3 cm^3}$$

$$Q = 0.31741 \frac{l}{s}$$

Resumen de datos del prelavado: válvula de agua de ½ pulg.; manguera de diámetro de ½ pulg.; longitud 4 m; velocidad 2.5 m/s, caudal 1.143 m³/h, que se encuentra dentro de los parámetros admisibles de caudales recomendados por los fabricantes (0.68 m³/h a 1.37 m³/h con tubería de ½ pulg.) ver Tabla 30. Cabe mencionar que la manguera será conectada directamente a una fuente de agua potable y regulada por la válvula de agua de ½ pulg. a un caudal promedio de 0.317 l/s.

4.3.8 Cálculo del tensor de cadena

El tensor de cadena en el sistema de transmisión conlleva a determinar esfuerzos de tensión en los pernos, los cuales estarán incorporados a cojinetes de pie y estos a la estructura de la máquina, cumplirán la tarea de tensar la cadena a la Catarina. Cabe mencionar que el tensado es suave por ambos extremos hasta que la cadena se pone en forma horizontal a una holgura necesaria para realizar el trabajo, pudiendo regular el templado del sistema de cadena transportadora de forma independiente ya que también el soporte por piñón ayudará a mantener estable la cadena manteniendo en forma horizontal para evitar la flexión del mismo.

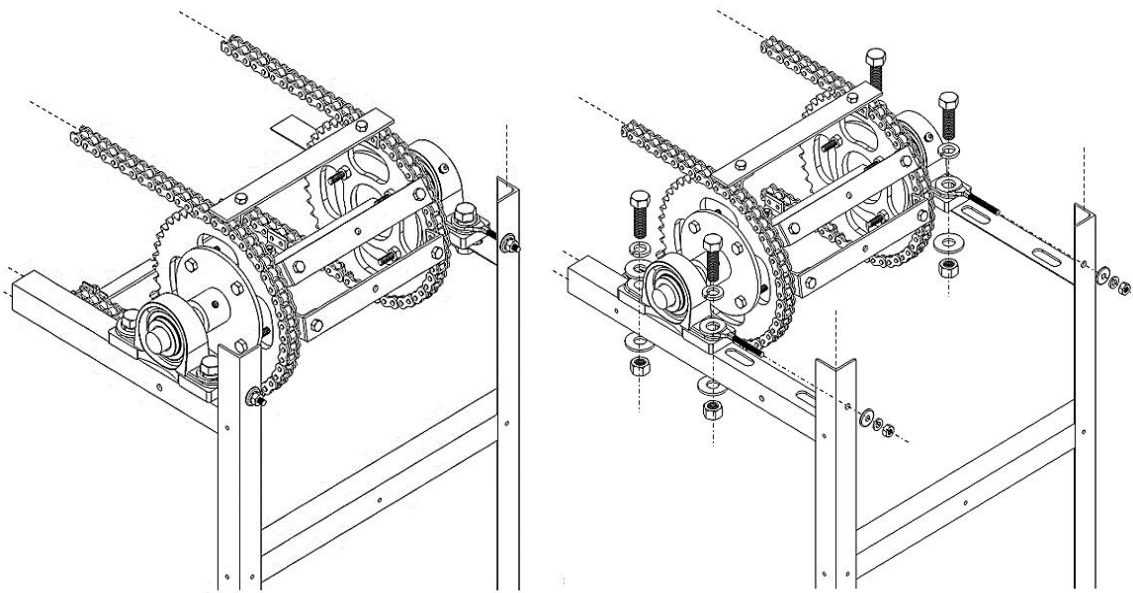


Figura 83. Mecanismo de tensado y sin tensar en despiece

Según los cálculos de transporte por cadena el peso que se va a transportar es un promedio de 11 kgf.

Por lo tanto:

$$w = 11\text{kgf} = 24.3\text{lb}$$

La fuerza se divide en dos debido a que existe un tensor a cada extremo (ver Figura 83).

$$F_{\text{tensorador}} = 12.15\text{lb}$$

En el libro *Diseño de elementos de máquinas I*, (33) se determina que las uniones atornilladas se someten a cargas y esfuerzos fluctuantes, si se trabaja con áreas de esfuerzos, se recomienda utilizar las fórmulas de *Seaton Routhwaite*.

Donde

A_s = Área del esfuerzo de perno (pul^2)

$F_{\text{tensorador}}$ = fuerza de tracción en el perno (Lbf)

S_y = esfuerzo de fluencia del material del perno (psi)

Para pernos de diámetros, $d < 1 \frac{3}{4}$ pulgadas se utiliza la siguiente formula.

$$A_s = \left(\frac{6 * Ftensador}{S_y} \right)^{2/3} \quad (4.3.76)$$

El esfuerzo de fluencia con material AISI 304, $S_y=30000$ psi, ver Anexo 2, características y propiedades del material, ($1 \text{ psi} = 1 \text{ lbf/in}^2$).

$$A_s = \left(\frac{6 * 12.15 \text{ lbf}}{30000 \text{ lbf/pulg}^2} \right)^{2/3} = 0.018 \text{ pulg}^2 = 11.6 \text{ mm}^2$$

El tensor de cadena de diámetro nominal $\frac{1}{4}$ pulg., posee un área de esfuerzo 0.0364 pulg^2 (23.5 mm^2), 34.72 lbf , ver Anexo 17, tabla de áreas de esfuerzos de roscas estándar americano. (33)

Por lo tanto, se hace la comparación con el resultado obtenido:

$$A_s = 0.0364 \text{ pulg}^2 > 0.018 \text{ pulg}^2$$

Se entiende que el tensor de cadena es seguro, por tanto, se calcula la fuerza del tensado del sistema de transmisión ($1 \text{ psi} = 1 \text{ lbf/in}^2$).

$$F_{tensador} = \frac{S_y * (A_s)^{3/2}}{6} \quad (4.3.77)$$

$$F_{tensador} = \frac{\left(\frac{30000 \text{ lbf}}{\text{pulg}^2} \right) (0.018 \text{ pulg})^{\frac{3}{2}}}{6} = 12.075 \text{ lbf} = 53.7 \text{ N}$$

Resumen del diseño de tensor de cadena: 2 tensores de cadena con sus respectivas arandelas y tuercas de $\frac{1}{4}$ pulg., material AISI 304, expuesto a soportar hasta 53.7 N por debajo de $154,44 \text{ N}$ calculado con el área de esfuerzo de 0.0364 pulg^2 .

4.3.9 Diseño y análisis de la estructura

La estructura es el armazón o chasis de la máquina encargada de soportar el peso de todos los sistemas, para ello tiene que encontrarse rígida y estática y disminuir la vibración provocada por el motor, asimismo tendrá que soportar todas las cargas actuantes en el sistema de transmisión, corte transversal, corte horizontal y eviscerado.

El diseño de la estructura se realiza teniendo en cuenta todas las dimensiones de los sistemas actuantes en la máquina y la ergonomía adecuada para el acomodamiento de las truchas en los cangilones manualmente, se construye con materiales inoxidables ASTM 304, ángulo 30x30x2.5 mm, unidos entre sí por soldadura por fusión y resistencia MIG (soldadura de metal con gas inerte, argón) con electrodo de alambre de metal como aporte de tipo AWS E/ER 308 inoxidables (ver Anexo 1), el análisis estructural se muestra en las Figuras 85, 86 y 87, con un peso promedio en el sistema de transmisión 28 kgf; sistema de poleas y motor 10 kgf, sistema de corte vertical 7.5 kg, sistema de corte horizontal 2.5 kg, sistema de eviscerado 6 kg, total promedio de 54 kgf, determinados en el software *Solidworks Simulation*.

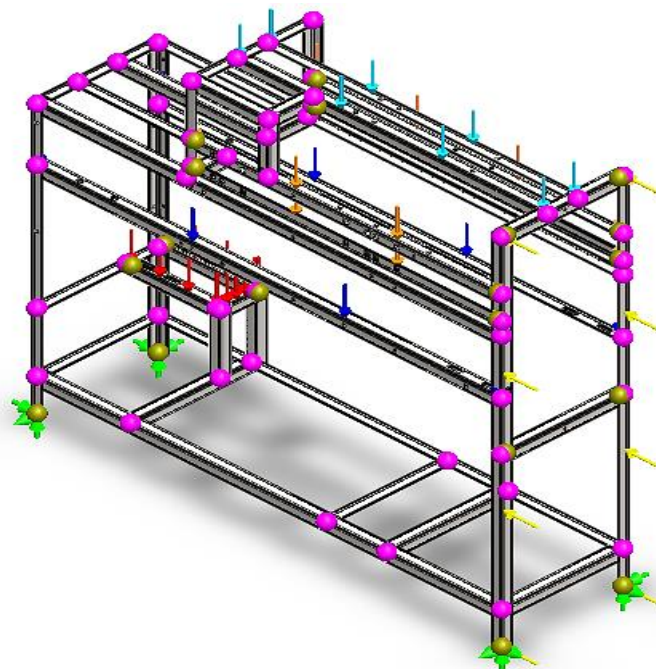


Figura 84. Modelamiento de la estructura

En la Figura 84 se observa el modelamiento de la estructura, con fuerzas actuantes por cada sistema, asimismo por el peso de estos mecanismos, lo cual hace que la estructura pueda sufrir deformaciones en la resistencia.

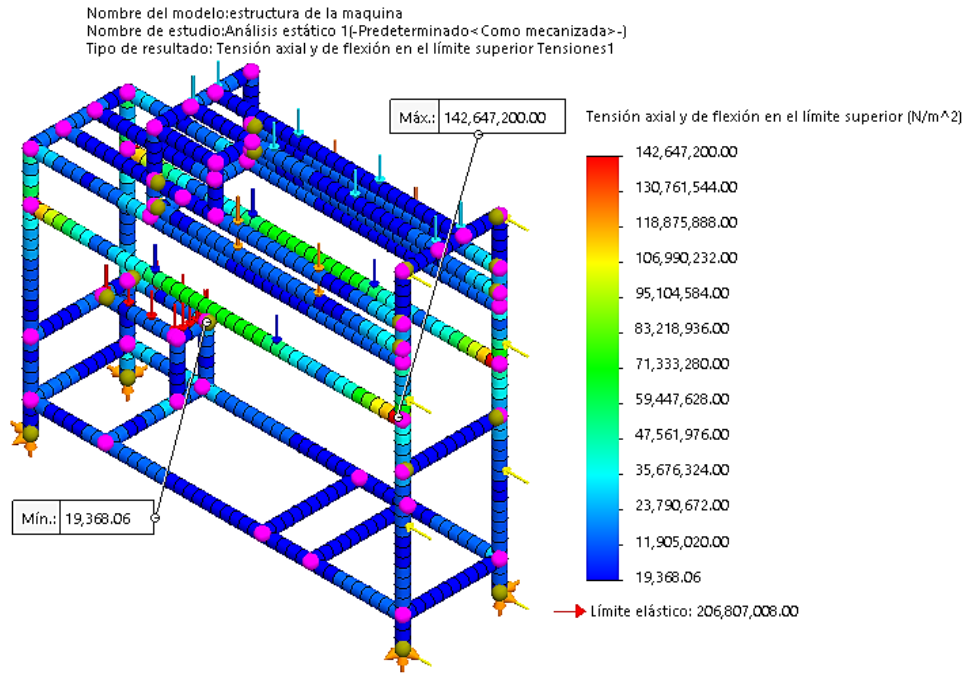


Figura 85. Análisis de tensiones en la estructura

La Figura 85 se representa el análisis de tensiones provocadas en la estructura, según la escala de Von Mises la máxima tensión es de 142.64×10^6 N/m², siendo la tensión más crítica afectada por el sistema de transporte; por lo tanto, haciendo la comparación con el esfuerzo máximo permitido del material AISI 304, que es de 510 Mpa, (ver Anexo 2), el resultado hallado se encuentra dentro de los parámetros permitidos, asimismo para validar el esfuerzo de fluencia de 206 Mpa se establece con la fórmula de esfuerzos del libro de *Diseño en ingeniería mecánica*. (26)

$$\sigma_w = \frac{\sigma_f}{CS} \quad (4.3.78)$$

Donde:

σ_f = esfuerzo de fluencia (Mpa)

σ_w = esfuerzo máximo de trabajo (Mpa)

CS = factor de seguridad

$$\sigma_f = 142.64 \times 10^6 \text{ N/m}^2 (1.4) = 199.7 \times 10^6 \text{ N/m}^2 = 199.7 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto, el esfuerzo obtenido de 199.7 Mpa se encuentra por debajo del esfuerzo de fluencia 206 Mpa y dentro de la región elástica.

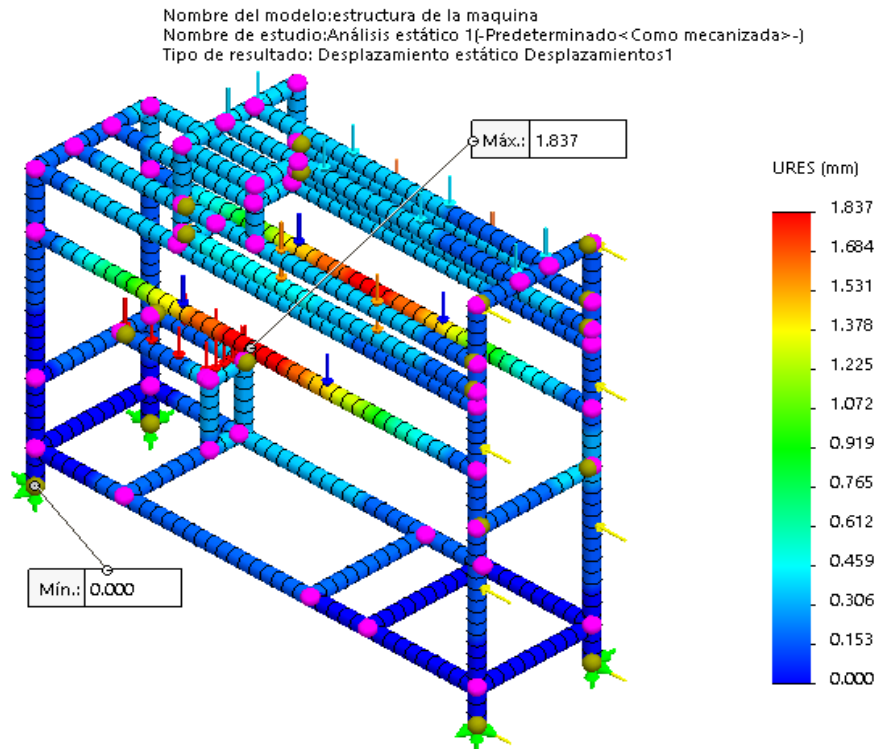


Figura 86. Análisis de desplazamiento en la estructura

La Figura 86 representa el análisis de desplazamiento en la estructura, siendo la más crítica en el ángulo lateral izquierdo donde se concentran los esfuerzos, provocando el desplazamiento con 1.84 mm.

Nombre del modelo: estructura de la maquina
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Pre determinado-<Como mecanizada>-)
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
 Criterio: Automático
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 1.4

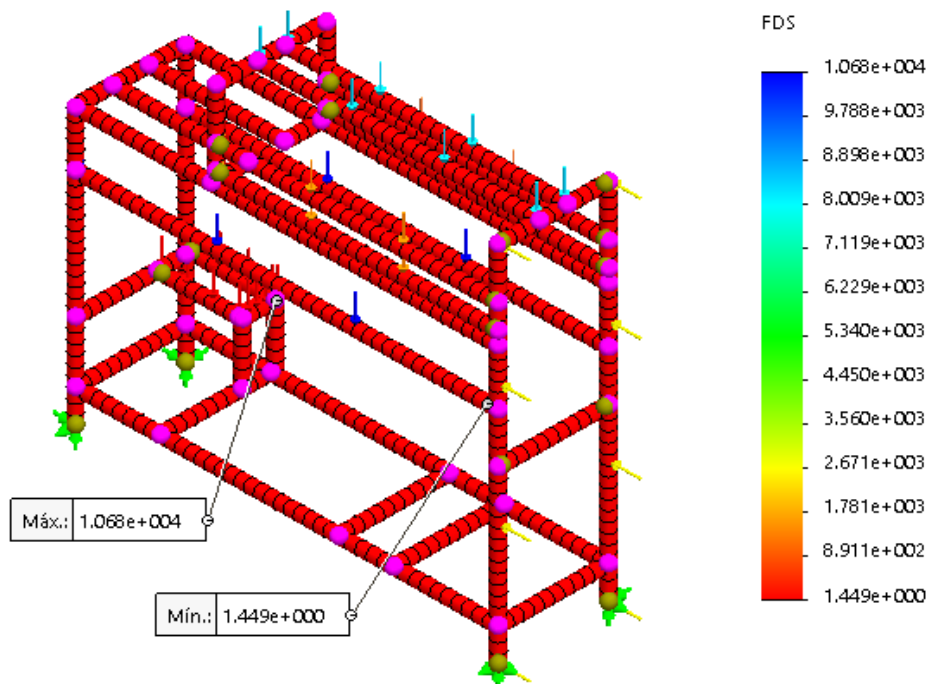


Figura 87. Análisis de factor de seguridad en la estructura

En la Figura 87 se observa el análisis de factor de seguridad producidas en la estructura, siendo de 1.4, el cual significa que el material utilizado para la fabricación es seguro.

4.3.10 Diseño de tolva de vísceras

Una vez concluidos los sistemas y la estructura, se procede a realizar el diseño de las tolvas de salida de vísceras, cuya función principal será recepcionar las vísceras, el agua del lavado de truchas y algunos desperdicios de corte, luego expulsarlos por caída hacia una bandeja, esta tolva estará empernada a la estructura de la máquina y serán desmontables para realizar el mantenimiento y la limpieza, estarán contruidos con láminas de acero inoxidable AISI 304, las tolvas se fabricarán a partir de pliegues de lámina de espesor de 1/32 pulg. y unidos por soldadura por fusión y resistencia MIG.

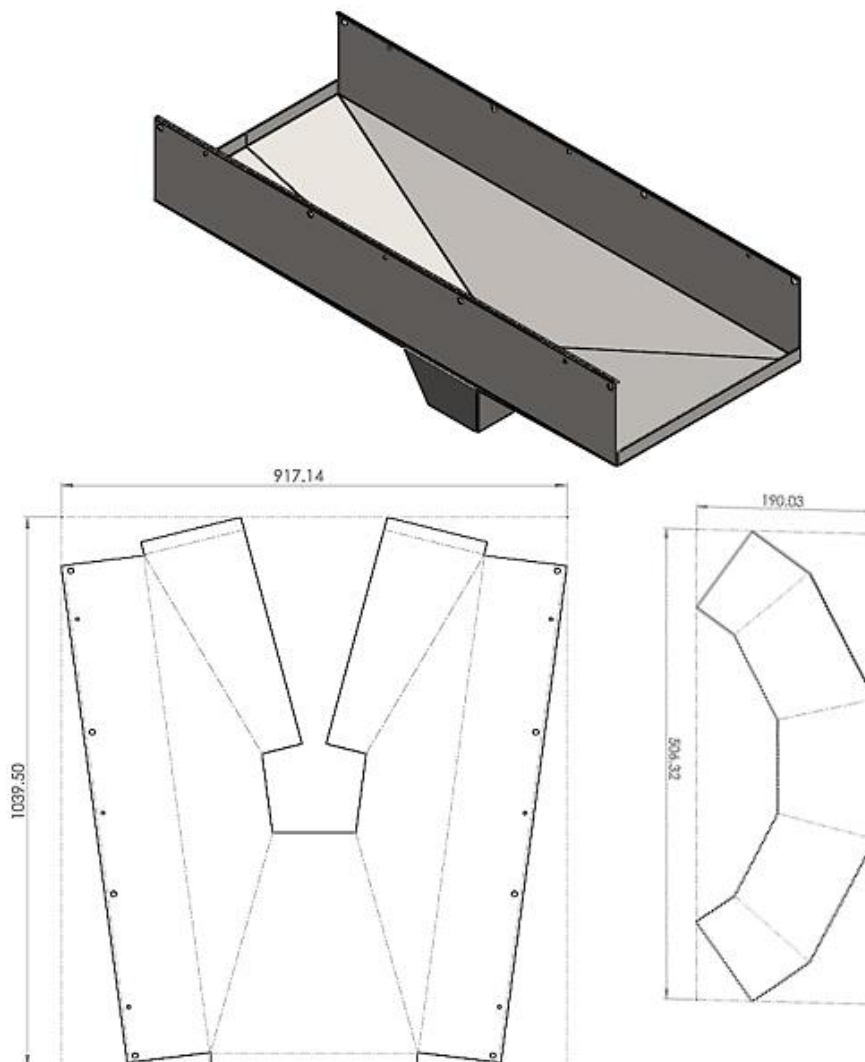


Figura 88. Tolva de vísceras y pliegue

4.3.11 Sistema eléctrico

La máquina evisceradora de truchas contará con un sistema eléctrico fácil de manipular mediante accionamientos con pulsadores, los accesorios eléctricos son: pulsador de emergencia, pulsador normalmente cerrado (NC), pulsador normalmente abierto (NA), contactores termomagnéticos, relé térmico, leds de señal, y cables para la conexión. En la Figura 89, se aprecia el circuito de potencia y el circuito de mando de la máquina evisceradora de truchas, simulado en *cade-simu*, para el cual se realizaron algunos cálculos de consumo de energía eléctrica.

$$E = P * t \quad (4.3.78)$$

$E = \text{energía eléctrica (kW/h)}$

$P = \text{potencia eléctrica (kW)}$

$t = \text{tiempo (h)}$

Datos:

- Potencia del motorreductor = 440 W = 0.44 kW
- Potencia de motor con disco de corte = 100 W = 0.1 kW
- Consumo de energía por horas en la ciudad de Huancayo (1 kW = S/ 0.54 nuevos soles), instalación monofásica

• Cálculo de consumo de energía eléctrica del motorreductor

$$E = 0.44 \text{ kW} * 8h = 3.54 \text{ kW/h}$$

• Cálculo de consumo de energía eléctrica del motor

$$E = 0.1 \text{ kW} * 8h = 0.8 \text{ kW/h}$$

• Cálculo de consumo de energía eléctrica por 8 horas de trabajo de ambos motores (1 día), es de 4.34 kW/h

Por lo tanto, el consumo en soles es:

$$X = \frac{4.34 \text{ kW/h} \times (S/ 0.54)}{1 \text{ kW/h}} = 2.34 \text{ soles por día}$$

El consumo de la energía eléctrica de la máquina es de S/ 2.34 nuevos soles por día, siendo por mes de S/ 60.84 nuevos soles, en un rango de trabajo de 8 horas por día de lunes a sábado.

El circuito eléctrico se muestra en la Figura 89 y es gobernado mediante pulsadores de parada y arranque, donde al energizar el sistema mediante una llave termo magnética prende el foco led amarillo (H3) indicando que el sistema se encuentra con energía eléctrica, al accionar el pulsador verde (*start*), el foco led verde (H1 y H2) se activa simultáneamente y avisa que la máquina se encuentra en un estado de funcionamiento, para la parada se acciona el pulsador normalmente cerrado (*stop*), ahora la lámpara H4 y H5 se activa siempre y cuando exista falla en los relés térmicos o cortocircuitos, por lo tanto son de emergencia.

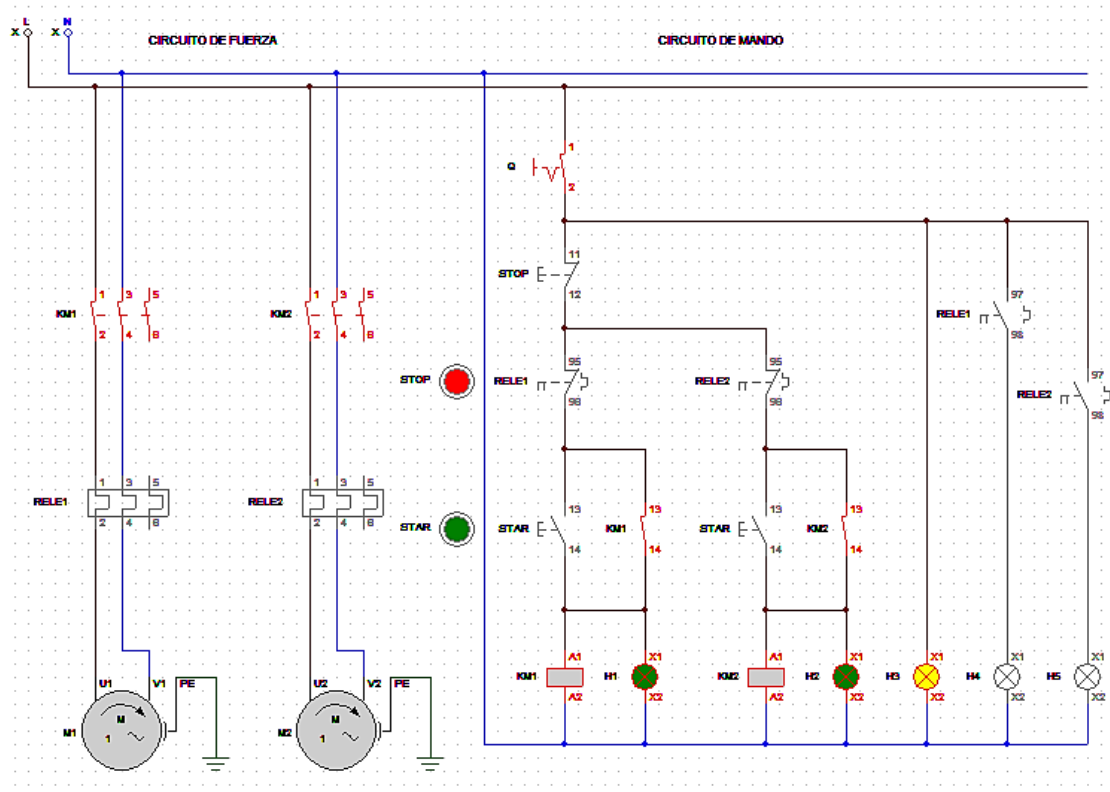


Figura 89. Circuito eléctrico de la máquina (modo encendido)

4.3.12 Simulación y análisis de elementos críticos

Las etapas del desarrollo de la fase III se consolidan con el análisis y simulación de los elementos mecánicos que conforma la máquina; estos mecanismos se encuentran directamente expuestos a cargas ligeras, ya que la operación del eviscerado de la trucha es delicada, por lo tanto, se analizan los elementos más críticos para determinar la resistencia de estos, según la escala de Von Mises.

A. Análisis de la leva de empuje

La leva de empuje es uno de los elementos que estará expuesto al trabajo constante de hacer contacto con la leva seguidora del sistema transversal y la leva seguidora del eviscerado, por lo tanto, se requiere de un diseño adecuado para evitar la fatiga, asimismo algunas alteraciones de deformación.

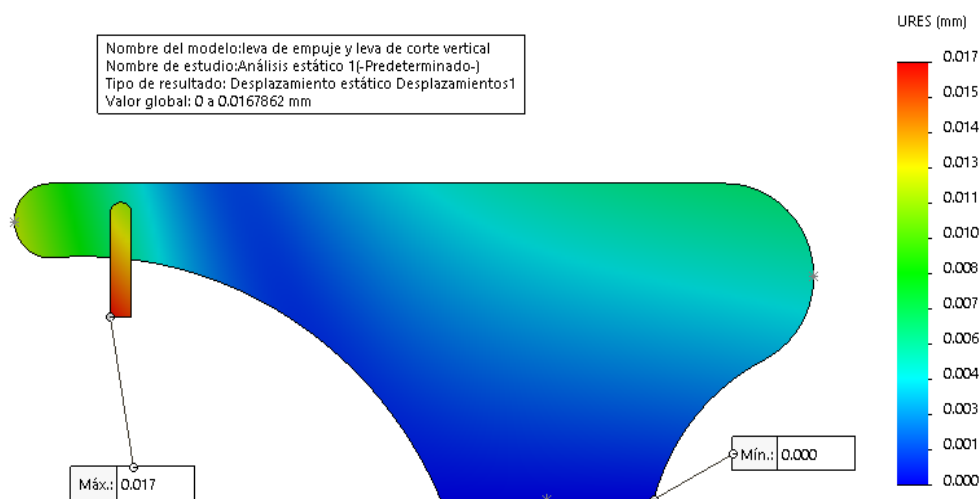


Figura 90. Análisis de desplazamiento de la leva de empuje

En la Figura 90 se observa la deformación por desplazamiento de la leva de empuje, donde la leva pequeña de empuje del corte transversal que se ubica mediante soldadura en la parte posterior del conjunto es el que concentra el mayor esfuerzo al hacer contacto con la leva seguidora, provocando el desplazamiento de 0.017 mm.

Nombre del modelo: leva de empuje y leva de corte vertical
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 2.9

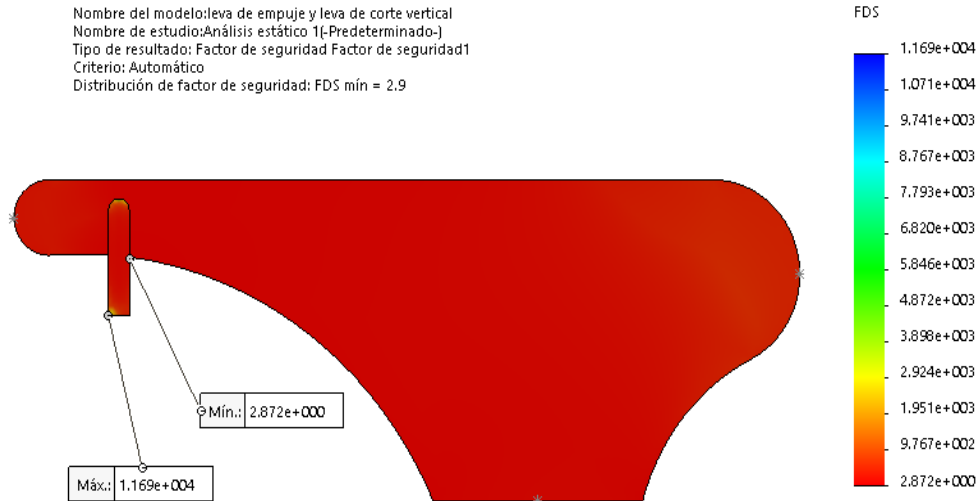


Figura 91. Análisis de factor de seguridad en la leva de empuje

En la Figura 91 se observa el análisis de factor de seguridad producidas en la leva de empuje, siendo de 2.9, el cual significa que el material utilizado para la fabricación es seguro.

B. Análisis de la leva seguidora del sistema de corte transversal

Nombre del modelo: Ensamble de levas de transmisión en el sistema de corte v
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1

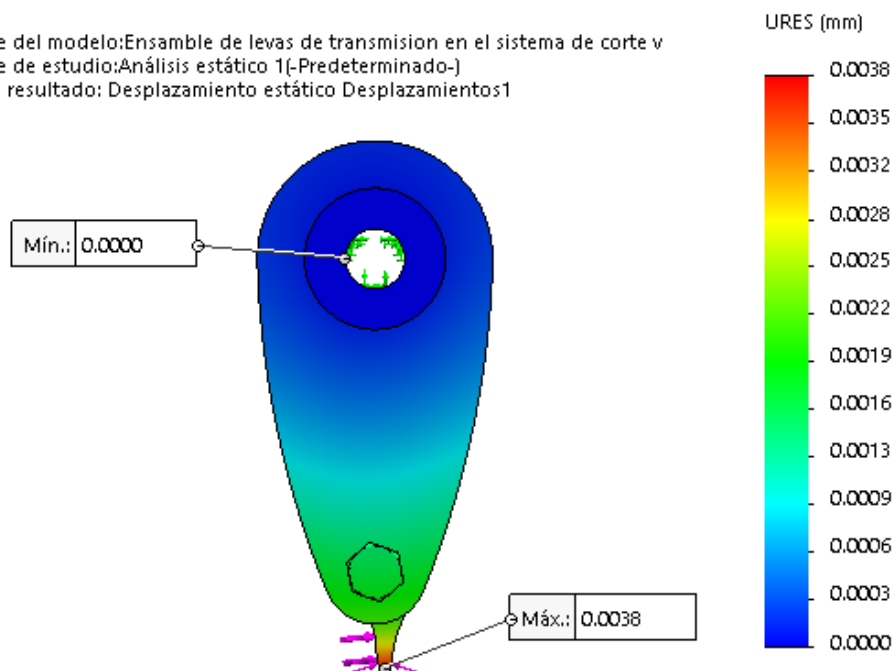


Figura 92. Análisis de desplazamiento de la leva seguidora de corte transversal

En la Figura 92 se observa en la parte inferior que en la leva seguidora se concentra el mayor esfuerzo al hacer contacto con la leva de empuje, provocando el desplazamiento de 0.004 mm.

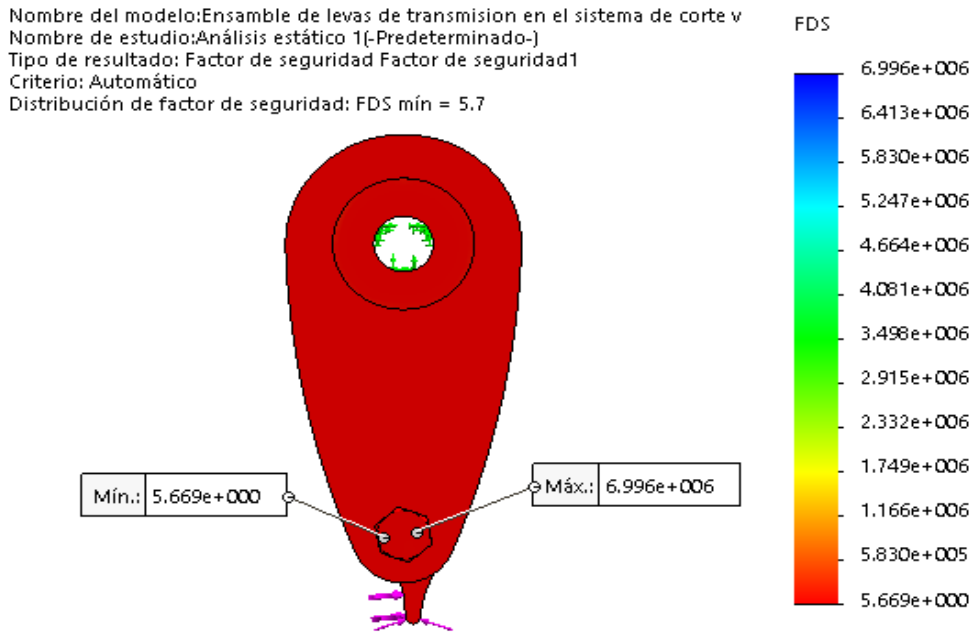


Figura 93. Análisis de factor de seguridad en la leva del corte transversal

En la Figura 93 se observa el análisis de factor de seguridad producido en la leva seguidora del corte transversal, siendo de 5.7, el cual significa la resistencia del material de la leva.

C. Análisis de la leva de contacto del sistema de eviscerado

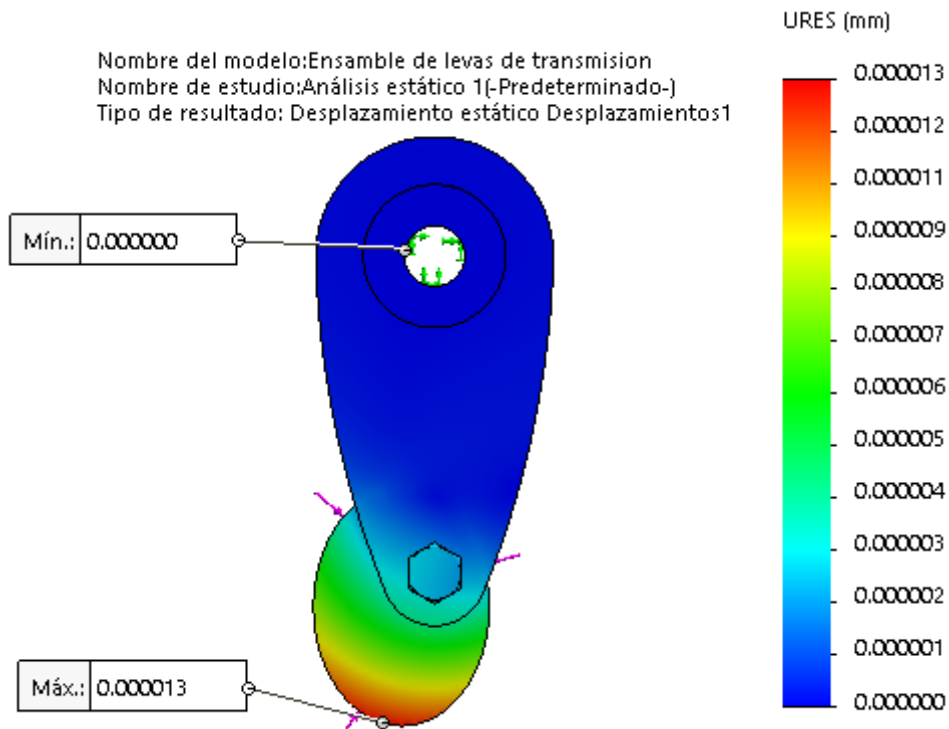


Figura 94. Análisis de desplazamiento de la leva de eviscerado

En la Figura 94 se observa la deformación por desplazamiento de la leva seguidora del eviscerado y es en donde se concentra el mayor esfuerzo al hacer contacto con la leva de empuje, provocando el desplazamiento de 0.000013 mm.

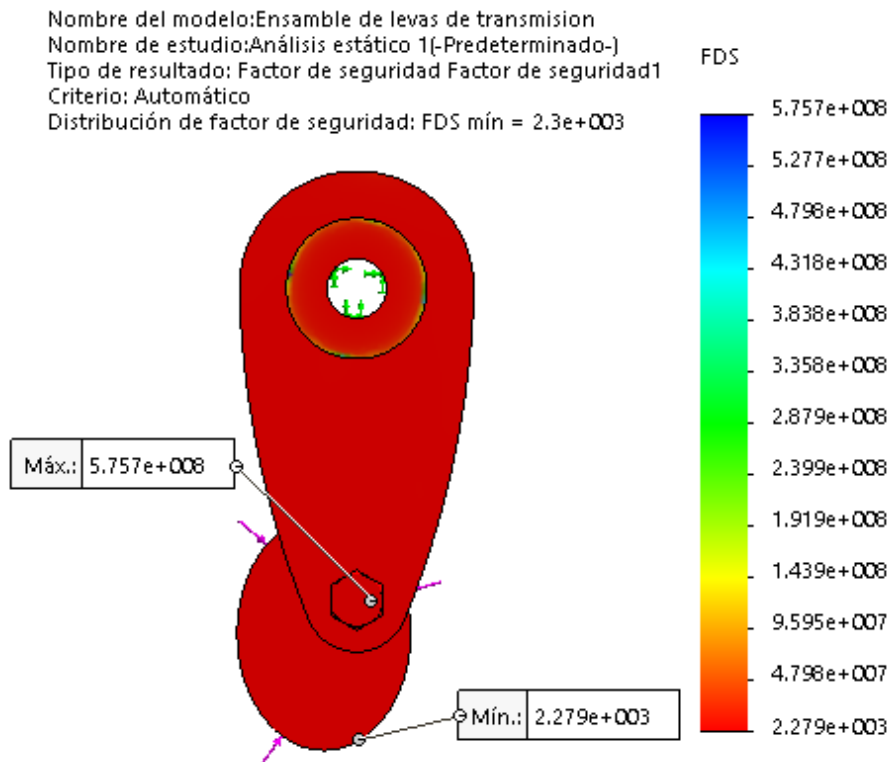


Figura 95. Análisis de factor de seguridad en la leva de eviscerado

En la Figura 95 se observa el análisis de factor de seguridad producido en la leva seguidora del corte transversal, siendo de 2.3, el cual significa la resistencia del material de la leva.

D. Análisis de brida de la Catarina

La brida de la Catarina estará expuesto directamente a esfuerzos de tracción debido al estar anclado a la Catarina mediante pernos y todo el conjunto juntamente con la cadena estará tensada a la estructura de la maquina por ambos extremos, por lo tanto, es necesario verificar los esfuerzos a que estará sometido la brida.

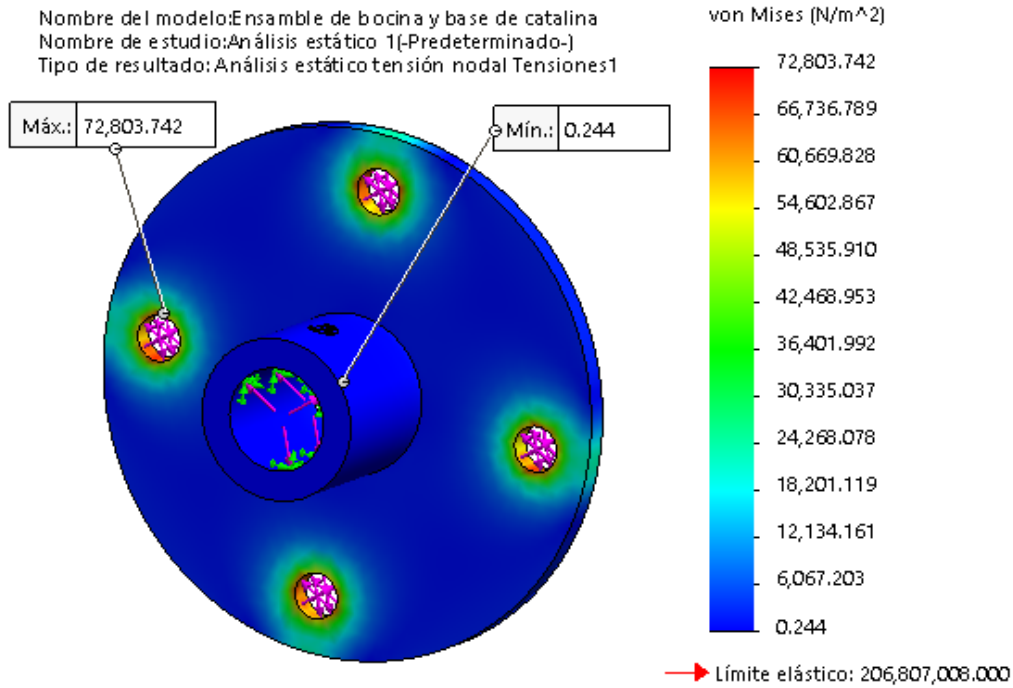


Figura 96. Análisis de tensiones en la brida

La Figura 96 muestra el análisis de tensiones en la brida de la catarina según la escala de Von Mises, siendo de $72.803 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, exactamente en los agujeros donde se ubican los pernos, debido a la fuerza de tracción de la cadena, por lo tanto, haciendo la comparación con el esfuerzo máximo de 510 Mpa (ver Anexo 2), el resultado obtenido se encuentra por debajo del esfuerzo máximo y dentro de los parámetros permitidos, por otra parte, para validar el esfuerzo de fluencia de 206 Mpa determinamos con la ecuación 4.3.78. donde.

$\sigma_f = \text{esfuerzo de fluencia (Mpa)}$

$\sigma_w = \text{esfuerzo máximo de trabajo (Mpa)}$

$CS = \text{factor de seguridad}$

$$\sigma_w = \frac{\sigma_f}{CS}$$

$$\sigma_f = 72.803 \times 10^6 \text{ N/m}^2 (2.8) = 203.8 \times 10^6 \text{ N/m}^2 = 203.8 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto, el esfuerzo obtenido de 203.8 Mpa, se encuentra debajo del esfuerzo de fluencia 206 Mpa, ubicándose dentro de la región elástica de esfuerzos.

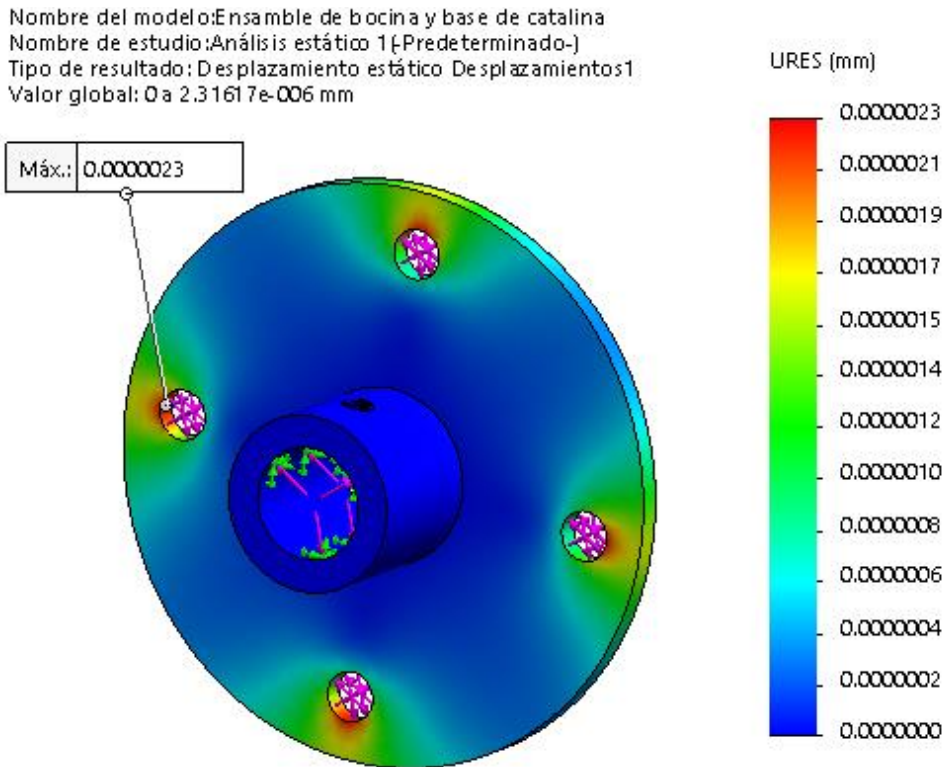


Figura 97. Análisis de desplazamiento en la brida

La Figura 97 muestra el análisis de desplazamiento de la brida con mayor esfuerzo en los agujeros al estar empernado y tensado por la cadena, provocando el desplazamiento de 0.0000023 mm.

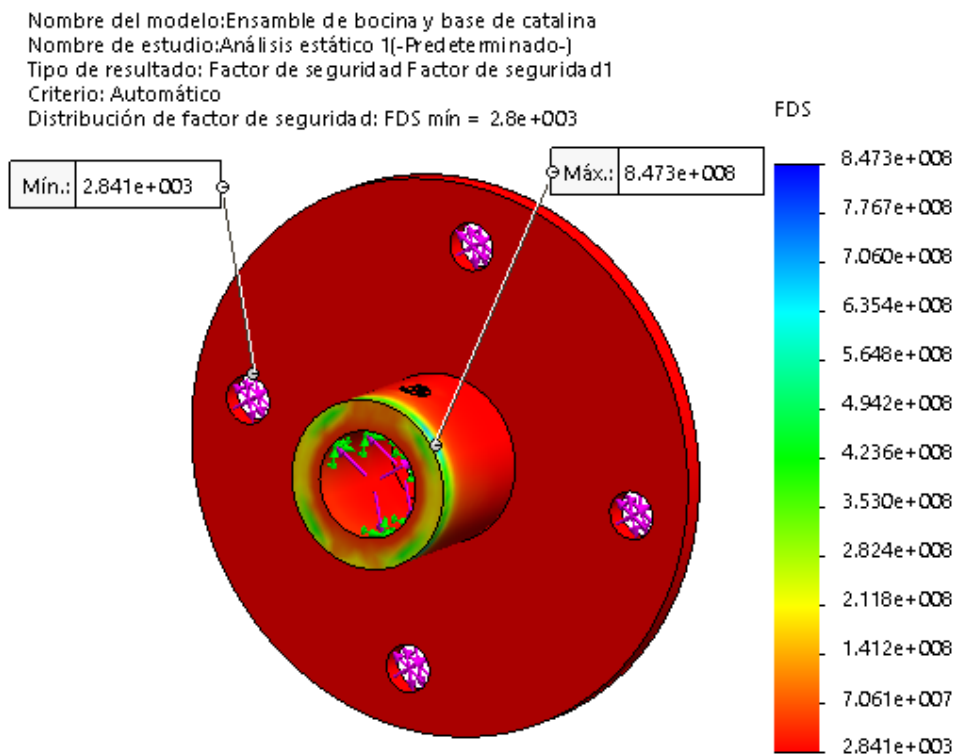


Figura 98. Análisis del factor de seguridad en la brida

En la Figura 98 se observa el análisis de factor de seguridad producido en la brida, siendo de 2.8, el cual significa la resistencia del material de la brida.

E. Simulación del sistema de corte transversal

El sistema de corte transversal se diseñó para cortar el tendón (vena principal) de la trucha; mediante un disco de corte accionado por un motor eléctrico y este motor se encuentra alojado en una estructura soporte y este soporte situado en el eje secundario mediante prisioneros de ajuste, el conjunto mecanismo de corte es accionado mediante una leva de empuje del corte transversal el cual hace contacto con la leva seguidora y transmiten movimiento a los engranajes y estos a los mecanismos de corte por disco, tal como se puede observar en la Figura 99.

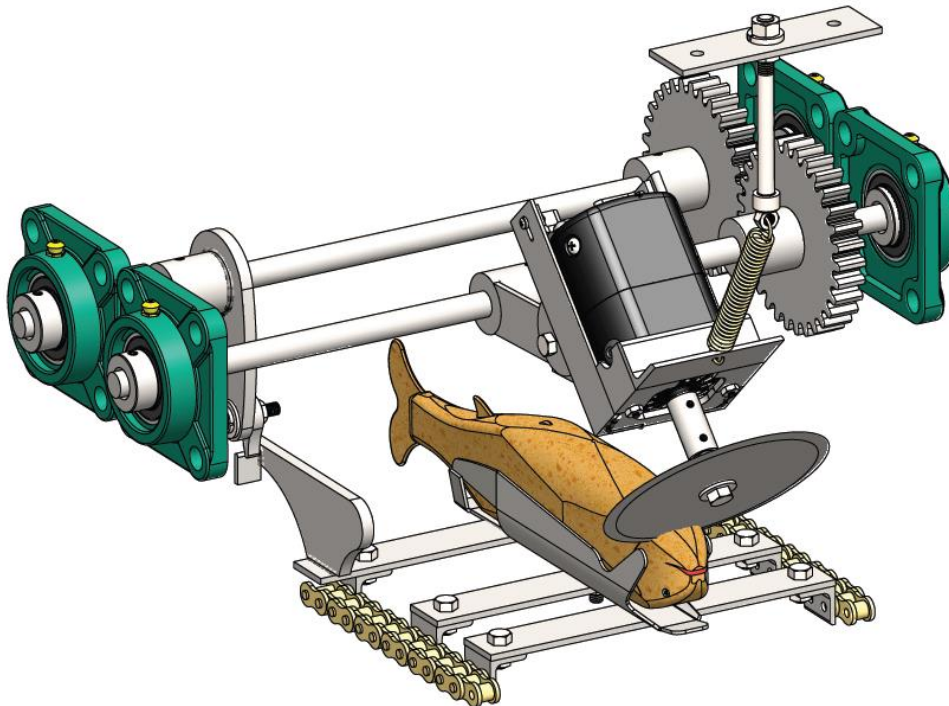


Figura 99. Simulación del sistema de corte transversal

F. Simulación del sistema de corte longitudinal

El sistema de corte longitudinal se encarga de abrir el estómago de la trucha desde las branquias hasta la cola, mediante una cuchilla de corte situada en un soporte de cuchilla, y estos empernados en la estructura, asimismo apoyados por mecanismos de guía en forma de "J", los cuales se encargan de centrar y direccionar la trucha para que el corte sea preciso, en la Figura 100 se observa la simulación realizada.

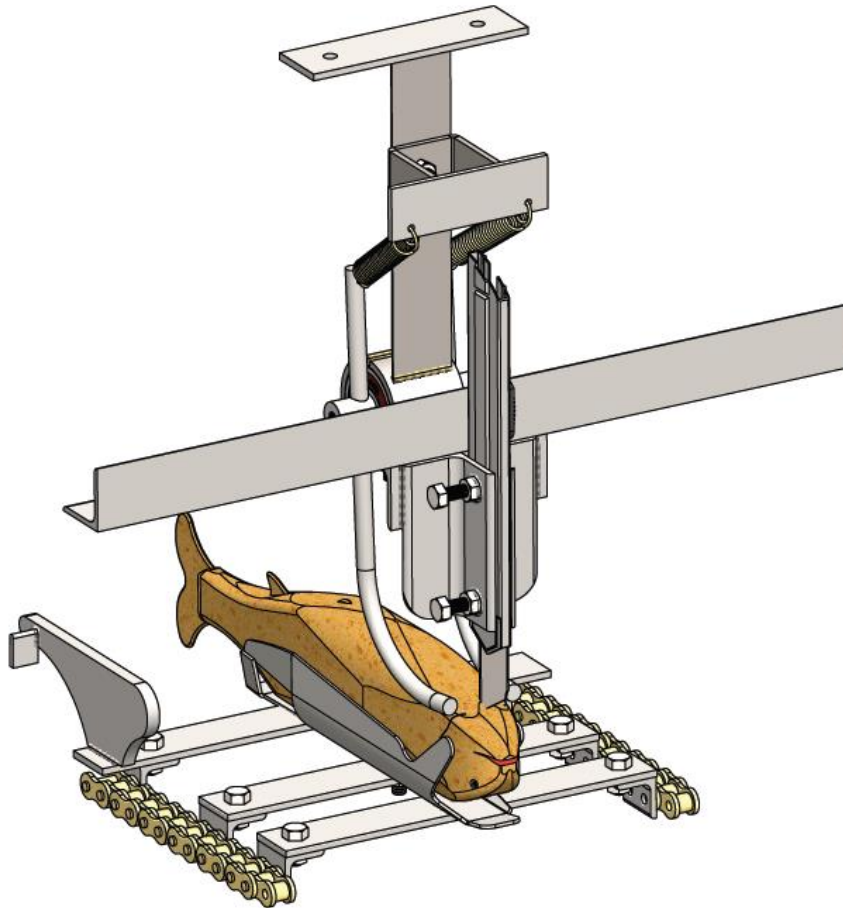


Figura 100. Simulación del sistema de corte longitudinal

G. Simulación del sistema de eviscerado

El sistema de eviscerado es el encargado de extraer las vísceras de la trucha mediante una cuchara evisceradora en forma de “V”, el cual se encuentra ubicado en un soporte brazo mediante pernos hexagonales, y el soporte brazo se encuentra anclado al eje mediante prisioneros de ajuste, el mecanismo de eviscerado es accionado mediante leva de empuje del eviscerado el cual hace contacto con la leva seguidora del eviscerado y transmiten movimiento a los engranajes y estos a los mecanismos de eviscerado como se muestra en la Figura 101.

Se menciona que el prelavado se lleva a cabo en el proceso del eviscerado y el corte de manera que facilita la limpieza de la trucha y de los residuos de corte en el disco, en la cuchilla y en la cuchara evisceradora cayendo a la tolva de salida juntamente con las vísceras para luego ser depositado en bandejas.

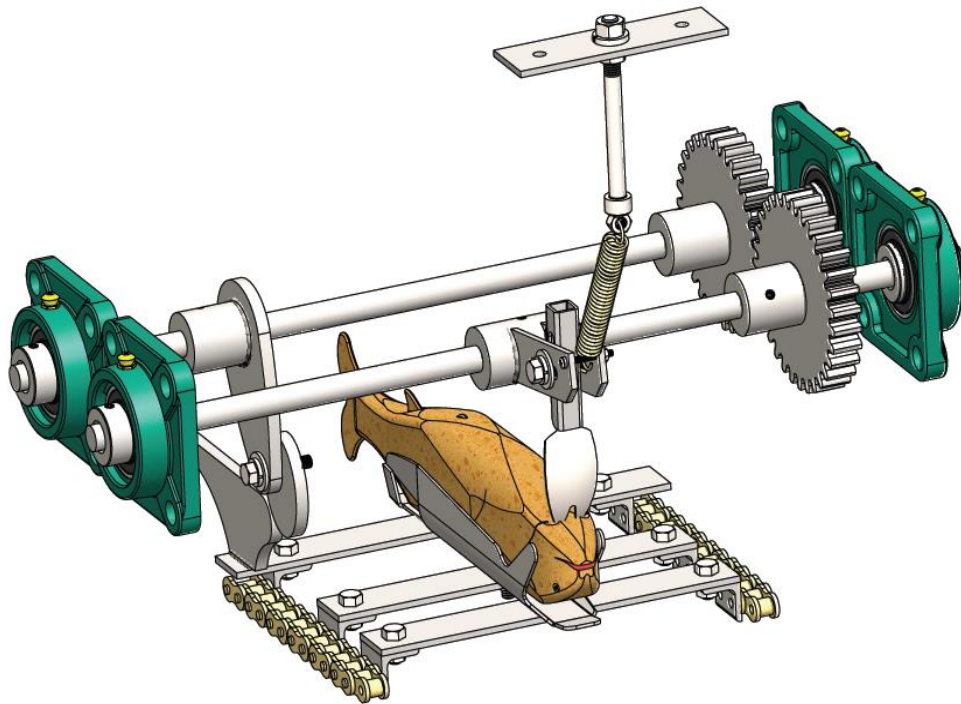


Figura 101. Simulación del sistema de eviscerado

Una vez realizadas todas las simulaciones, análisis, cálculos de los elementos mecánicos, se realiza el ensamble de los sistemas que conforman la máquina evisceradora de truchas.

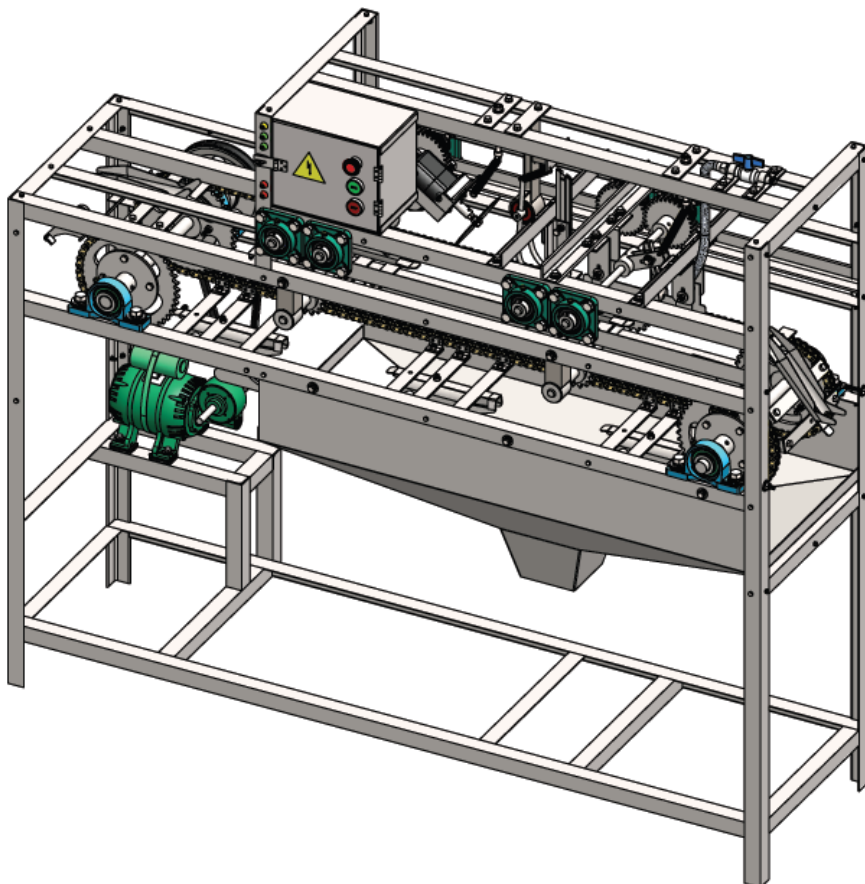


Figura 102. Ensamble de los sistemas en la máquina

El ciclo de trabajo en la máquina, primero se energiza el sistema mediante una llave termomagnética que prende un foco led amarillo que indica que el sistema se encuentra con energía, luego se acciona el pulsador normalmente abierto (*start*) que activa el foco led verde que indica que el motor-reductor y el motor del corte transversal se encuentran en funcionamiento, en esta etapa de marcha se posiciona las truchas en los cangilones manualmente para que el **sistema de transporte** se encargue del traslado de las truchas, luego el **sistema de corte transversal** se encarga de cortar el tendón (vena principal) de la trucha, en seguida el **sistema de corte longitudinal** se encarga de abrir el estómago de la trucha, posteriormente el **sistema de eviscerado** se encarga de extraer las vísceras de la trucha, por último, se realiza el prelavado por chorro de agua a la trucha, y este cae por gravedad a una bandeja con agua limpia mientras que las vísceras caen por gravedad a la tolva de salida, luego a la trucha se les saca manualmente para ser encajonados y su posterior venta.

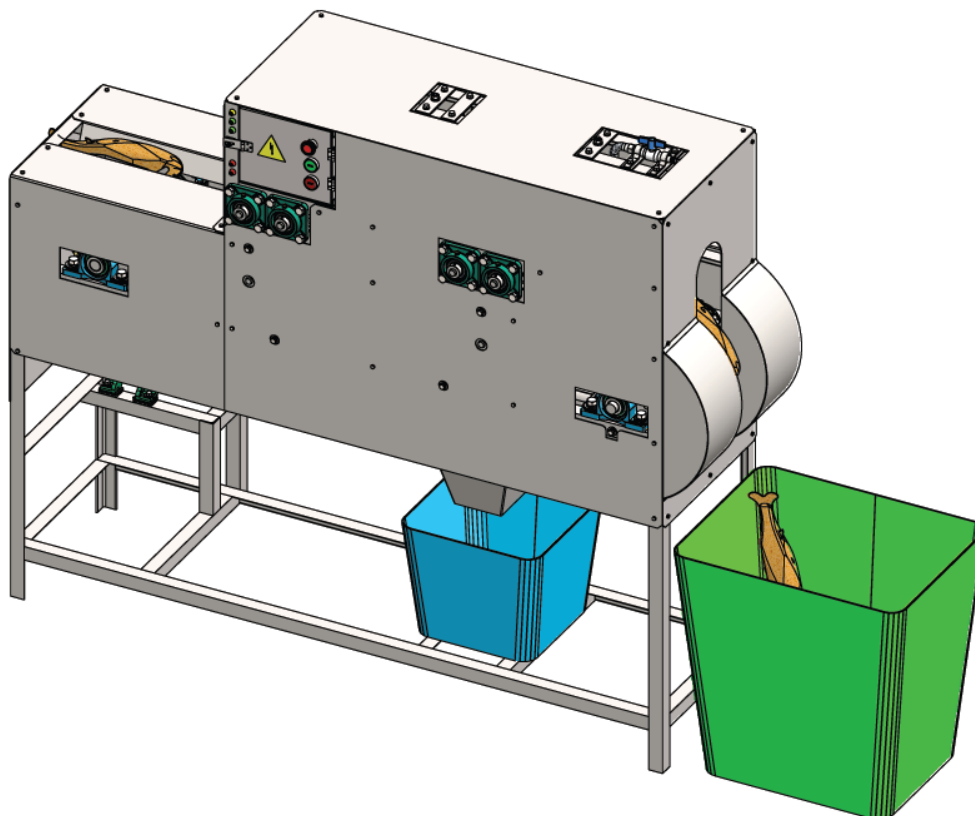


Figura 103. Ciclo de trabajo en la máquina evisceradora de truchas

4.3.13 Plan de mantenimiento

Para prolongar la vida útil y el funcionamiento correcto de la máquina evisceradora de truchas se provee de un plan de mantenimiento preventivo.

Tabla 31. Plan de mantenimiento preventivo

Descripción	Cantidad	Actividad de mantenimiento	Recursos	Tiempo	Equipo de protección personal (EPP)	Herramientas de trabajo	Frecuencia Diario/semanal/mensual/anual	Observaciones
Disco de corte	1	Rectificación del filo del disco	1 Mec	30min	Guantes, lente, protector facial, zapato de seguridad	Esmeril, llaves de tuerca, juego de llaves Allen	Mensual	Desmontar el disco de la máquina luego limpiar los residuos de corte
Cuchilla de corte	1	Cambio de la cuchilla	1 Mec	10min	Guantes	Llaves de tuerca	Semanal	Limpiar la zona de soporte de la cuchilla
Chumaceras de pie y de pared	12	Lubricación por las copillas	1 Mec	15min	Guantes, cubre bocas	Aceitera	Semanal	Limpiar antes de realizar la lubricación
Motor-reductor	1	Lubricación y cambio de rodamiento	1 Mec	30min	Overol, guantes	Llave de tuerca, juego de llaves Allen	Anual	Limpiar antes de desmontar, revisar el estado del motor
Catarina, cadena y piñón	2 juegos	Lubricación de las piezas	1 Mec	10min	Guantes	Aceitera	Diario	limpiar los residuos de aceite vieja y usar la nueva
		Cambio de las piezas		1 hora	Overol, guantes, zapato de seguridad	Llave de tuerca, Juego de llaves Allen.	15000 horas de recorrido	Desmontar los mecanismos y verificar los demás piezas del sistema de transmisión
Levas de empuje y levas seguidoras	4	Lubricación por goteo	1 Mec	10min	Guantes, lentes de seguridad	Aceitera	Diario	Limpiar los residuos de aceite vieja y usar la nueva
Resorte	2	cambio	1 Mec	10min	Guantes, overol	Llaves de tuerca	Anual	
Pernos y tornillos		Revisar y ajustar	1 Mec	20min	Overol, guantes de seguridad, lentes	Llaves de tuerca, juego de llaves Allen	Semanal	Verificar el estado de los espárragos si es necesario cambiarlos
Mecanismos en contacto con la trucha		Limpieza	1 Mec	10min	Guantes impermeables, delantal, botas	Trapo	Diario	Limpiar con abundante agua concentrándose en lugares de residuos de corte y sangre
Relé térmico, termo magnéticos y leds		Revisar el circuito	1 Elec	20min	Guantes de seguridad, zapato de seguridad, lente	Destornillador, multímetro	Anual	Limpiar y verificar el estado de las piezas si es necesario cambiarlos por uno nuevo

CAPÍTULO V

CONSTRUCCIÓN

En este capítulo se tratará sobre la fabricación de la máquina en su totalidad, cumpliendo los procesos de la manufactura, para ello se ha de utilizar los planos de fabricación del diseño elaborado en *Solidworks Simulation*, asimismo se detallan los costos de materiales para la fabricación, costos de manufactura y costos de elementos normalizados.

5.1 Construcción del prototipo

La fabricación de los componentes de la máquina se realiza de acuerdo con los planos elaborados en software *Solidworks Simulation*, para ello también se desarrolló un diagrama de operaciones de procesos de fabricación para acompañar y facilitar la fabricación de los mecanismos.

El diagrama de operaciones (DOP) es una representación gráfica en donde se muestra cronológicamente todas las operaciones, inspecciones, procedimientos, instrucciones, tiempos en el proceso de la manufactura desde el inicio hasta el final, comprendiendo dos símbolos para desarrollar el diagrama siendo la operación que se encarga de establecer las principales fases del proceso y la inspección encargada de verificar la calidad del producto.

Tabla 32. Símbolos de diagrama de operaciones (DOP)

SIMBOLO	NOMBRE	DESCRIPCION
	OPERACIÓN	Indica las principales fases del proceso agrega, modifica, montaje, etc.
	INSPECCION	Verifica la calidad y cantidad. En general no agrega valor.
	TRANSPORTE	Indica el movimiento de materiales, traslado de un lugar a otro.
	ESPERA	Indica demora entre dos operaciones o abandono momentáneo.
	ALMACENAMIENTO	Indica depósito de un objeto bajo vigilancia en un almacén.
	COMBINACIÓN	Indica varias actividades simultáneas.

Nota: Tomada de Tutorvirtual (YouTube)

5.1.1 Fabricación de estructura de la máquina

La estructura de la máquina es el principal soporte de todos los mecanismos, por lo tanto, se fabrica de fierro angular de 30x30x2.5 mm, material AISI 304, la unión de los ángulos estructurales es mediante soldadura por fusión y resistencia MIG, con alambre de aporte del tipo AWS 308, en la Figura 104, se observa la secuencia de operaciones empezando por la recepción de materiales hasta finalizar el producto.

ESTRUCTURA DE LA MAQUINA

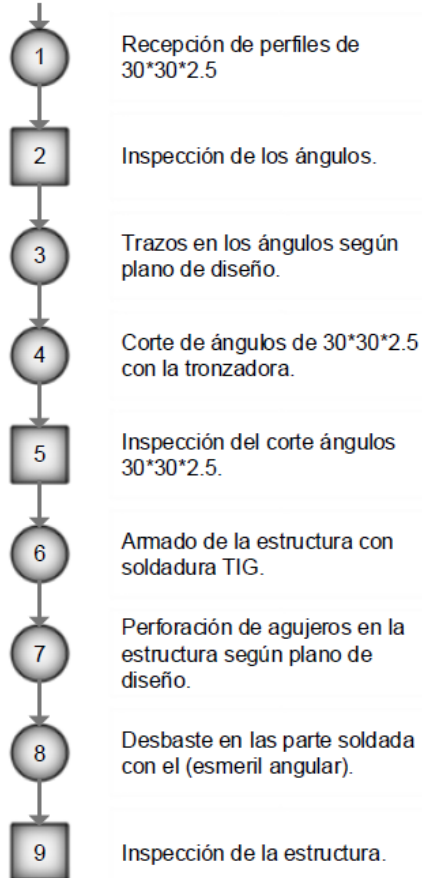


Figura 104. DOP estructura de la máquina

La fabricación del prototipo es de material hierro negro, en la Figura 105.



Figura 105. Taladrado de agujeros en la estructura

5.1.2 Fabricación de mecanismos para la transmisión

El sistema de transmisión es el encargado de transportar las truchas, por lo tanto, se fabricaron los componentes pertenecientes para el transporte, todos de material AISI 304 inoxidables.

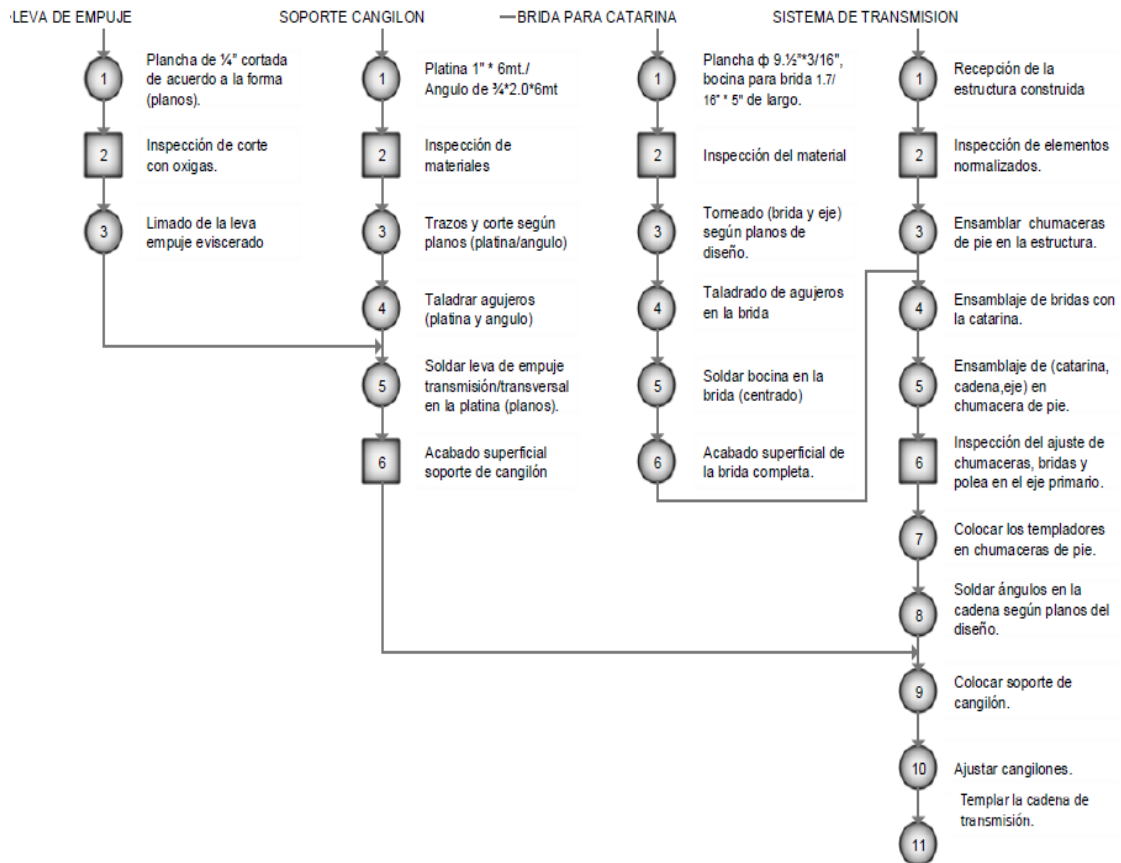


Figura 106. DOP de los mecanismos de transmisión

La fabricación de las levas de empuje, levas de contacto, platinas soporte de levas, cangilón, soporte de las platinas, bridas para la catarina son elaborados de material hierro negro para el prototipo en la máquina.



Figura 107. Elaboración de platinas soportes del cangilón



Figura 108. Elaboración de mecanismos de levas

El cangilón de la trucha se fabricó de diferentes diseños con diferentes modelos, de los cuales se eligió el cangilón más apropiado del tipo con aletas para posicionar las agallas de la trucha.



Figura 109. Elaboración de cangilones con diferentes diseños

Los cangilones de la trucha se fabricaron a partir de pliegue de lámina de hierro negro para el prototipo, con sujetador tipo aletas para las agallas y también en la parte posterior estrangulada para la ubicación de la cola de la trucha arco iris.



Figura 110. Elaboración de cangilones de tipo con aletas

5.1.3 Fabricación de mecanismos para el sistema de corte transversal

El sistema de corte transversal es el encargado de cortar el tendón (vena principal) de la trucha mediante un disco de corte accionado por un motor y estos accionados por levas, por lo tanto, se describió la elaboración de los mecanismos en el diagrama de operaciones en la Figura 111, donde la fabricación de los componentes posee una secuencia y orden adecuado de acuerdo con la operación.

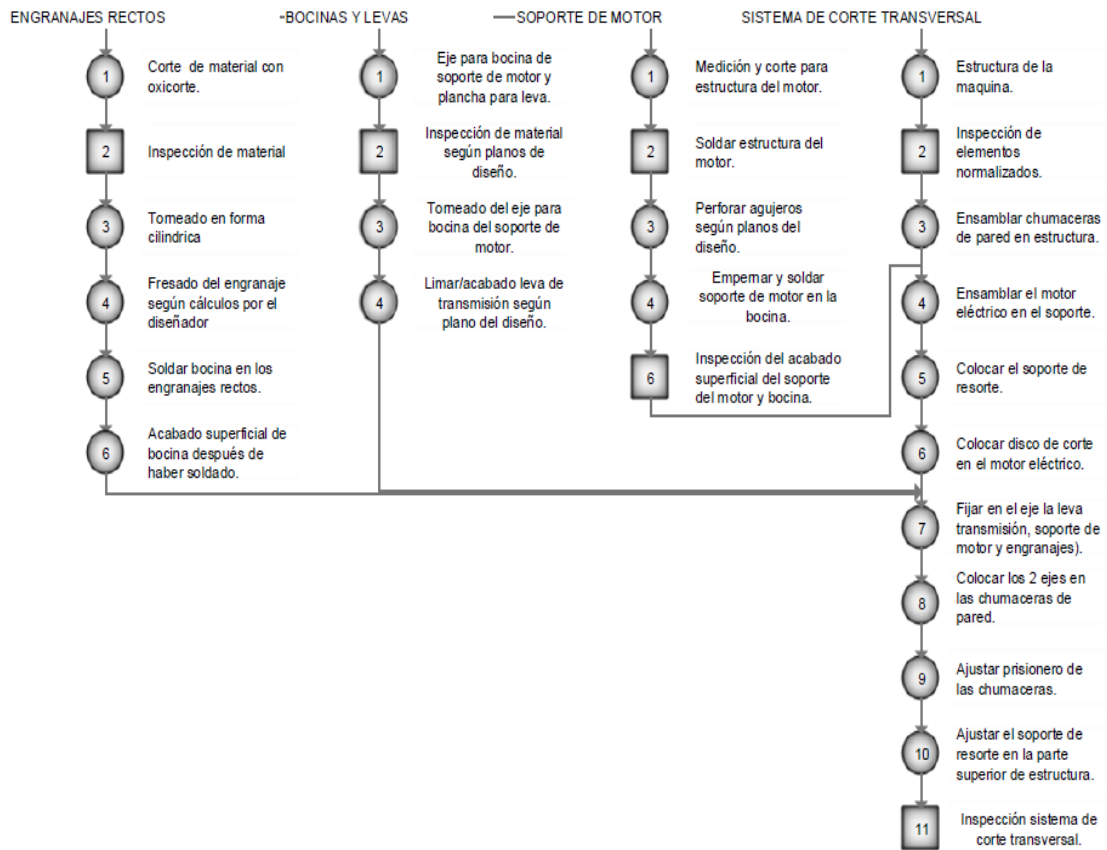


Figura 111. DOP de los mecanismos de corte transversal

En la Figura 112 se observa la fabricación del soporte motor con fierro negro para el prototipo, unido mediante soldadura por arco eléctrico, el cual estará empernado a un soporte brazo y anclado al aje mediante prisioneros de ajuste.

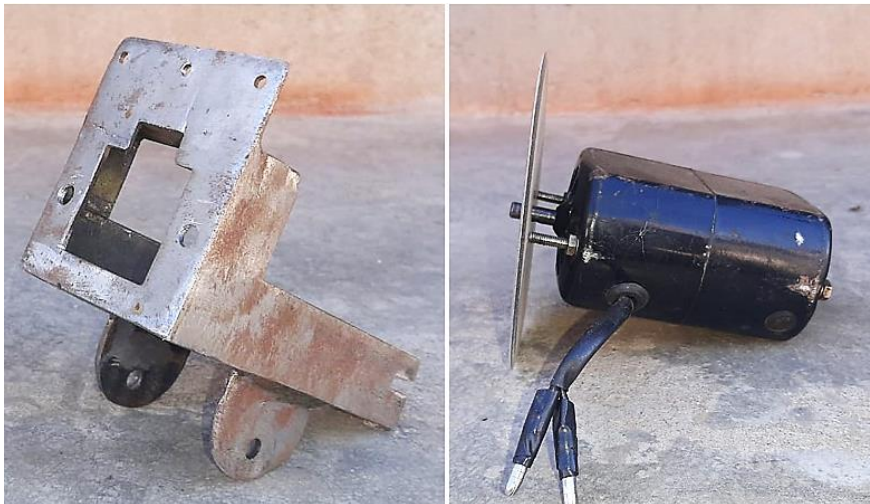


Figura 112. Elaboración de soporte motor y disco de corte

5.1.4 Fabricación de mecanismos para el corte longitudinal

El sistema de corte longitudinal es el encargado de abrir el estómago de la trucha, por lo tanto, se elaboró un diagrama de operaciones para realizar adecuadamente la fabricación de los mecanismos.

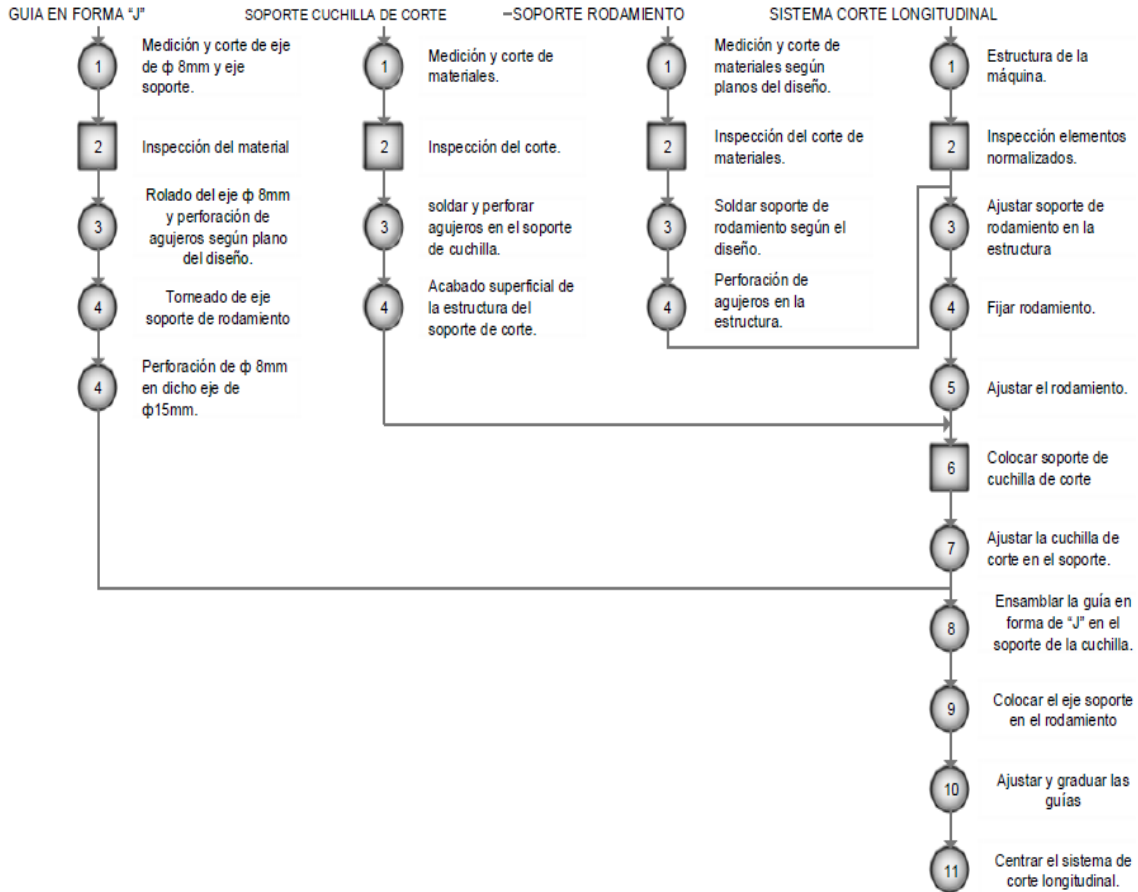


Figura 113. DOP de los mecanismos de corte longitudinal



Figura 114. Elaboración del soporte de cuchilla

5.1.5 Fabricación de mecanismos para el eviscerado

El sistema de eviscerado es el encargado de extraer las vísceras mediante una cuchara evisceradora accionado por mecanismos de levas, en la Figura 115 se determina el diagrama de operaciones para la fabricación de los componentes.

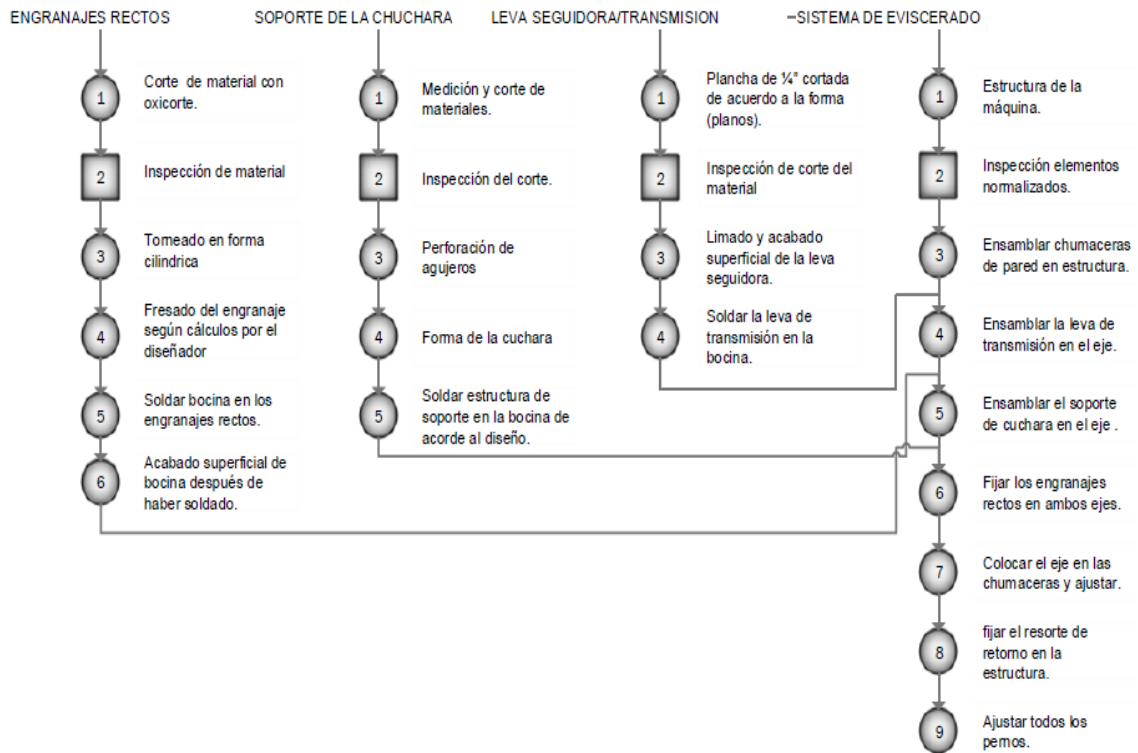


Figura 115. DOP de los mecanismos de eviscerado

En la Figura 116 se observa el soporte brazo y la cuchara evisceradora fabricados con fierro negro.



Figura 116. Elaboración del soporte brazo y la cuchara

5.1.6 Fabricación de mecanismos para el soporte por piñón

El soporte por piñón es el encargado de eliminar fuerzas flexionantes de la cadena, también son posiciones de apoyo a la hora de realizar las actividades de corte y eviscerado, por lo tanto, se realizó el diagrama de operaciones para la fabricación.

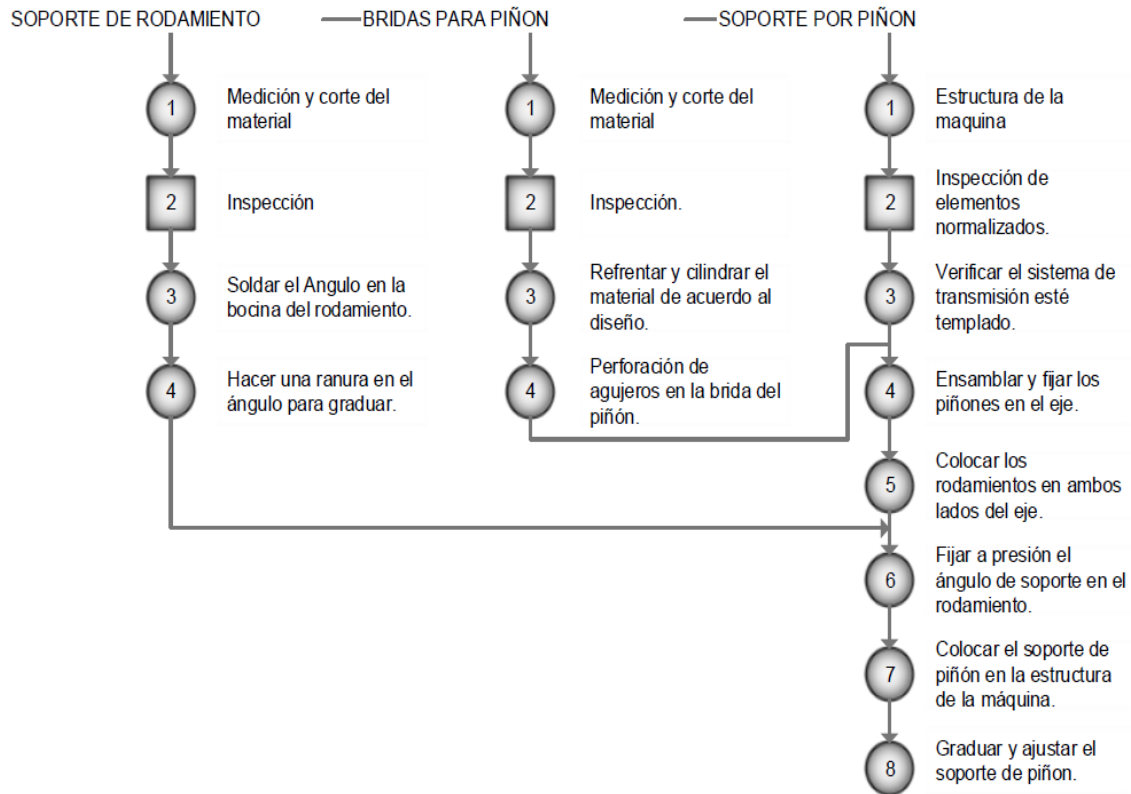


Figura 117. DOP de los mecanismos de soporte por piñón

Fabricación del soporte por piñón con fierro negro para el prototipo, el cual se colocará por debajo de la cadena enlazando los dientes del piñón en los eslabones de la cadena y graduado a la estructura de la máquina a una holgura adecuada para el trabajo.



Figura 118. Elaboración del soporte por piñón

Asimismo, se construyeron las tolvas de salida de vísceras de una plancha de 1/16 pulg. de espesor, también las guardas de seguridad.



Figura 119. Elaboración de la tolva de vísceras

5.1.7 Ensamble de la máquina evisceradora de truchas

El ensamble de los sistemas en la máquina posee un orden específico, primero, se ensambla el sistema de transmisión con todos los elementos que conforma, luego el sistema de corte transversal, el sistema de corte horizontal, el sistema de eviscerado, el sistema prelavado, el sistema eléctrico y, por último, la tolva y las guardas.



Figura 120. Ensamble de los componentes en la máquina

Prototipo fabricado con materiales alternativos y existentes en el entorno local.



Figura 121. Prototipo máquina evisceradora de truchas

5.2 Pruebas y resultados

5.2.1 Pruebas

Las pruebas en la máquina se realizaron con truchas de etapa de cultivo cosecha, debido a que es la más vendida en el mercado, el objetivo de las

pruebas fue validar la idea del diseño realizado, los cálculos de la cantidad de las truchas evisceradas, la velocidad de posicionamiento de las truchas en los cangilones, la velocidad del sistema de transporte, la cantidad de agua utilizada para el prelavado y entre otros parámetros teóricos, asimismo la calidad del eviscerado en la trucha sin dañar la carne; el cual es un factor importante en la línea de producción.

- **Prueba 1:**

En la primera prueba que se realizó, tanto el corte longitudinal y el eviscerado fueron pésimos, se usó una especie de cuchillo de corte que no era el apropiado para el trabajo, ver Figura 122, el tendón de la trucha se oponía al corte y no se lograba quitar las vísceras, por tales motivos se cambió la cuchilla de corte y se aumentó el mecanismo de corte transversal por disco.

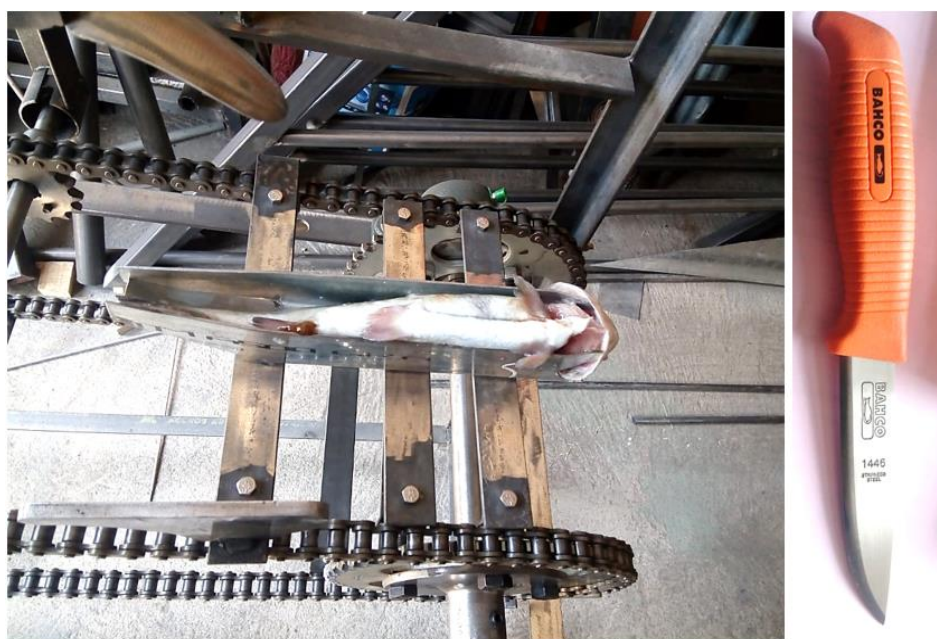


Figura 122. Primera prueba del eviscerado

- **Prueba 2:**

En la segunda prueba, una vez replanteados los requerimientos para el proceso del quitado de vísceras, no se pudo lograr correctamente los procesos del eviscerado, había caída de la trucha (no se sujetaba correctamente en los cangilones), corte ineficiente, también la extracción de vísceras fue pésima; requería afinamiento de la máquina y los sistemas que la conforman, los resultados se pueden ver en la Figura 123.

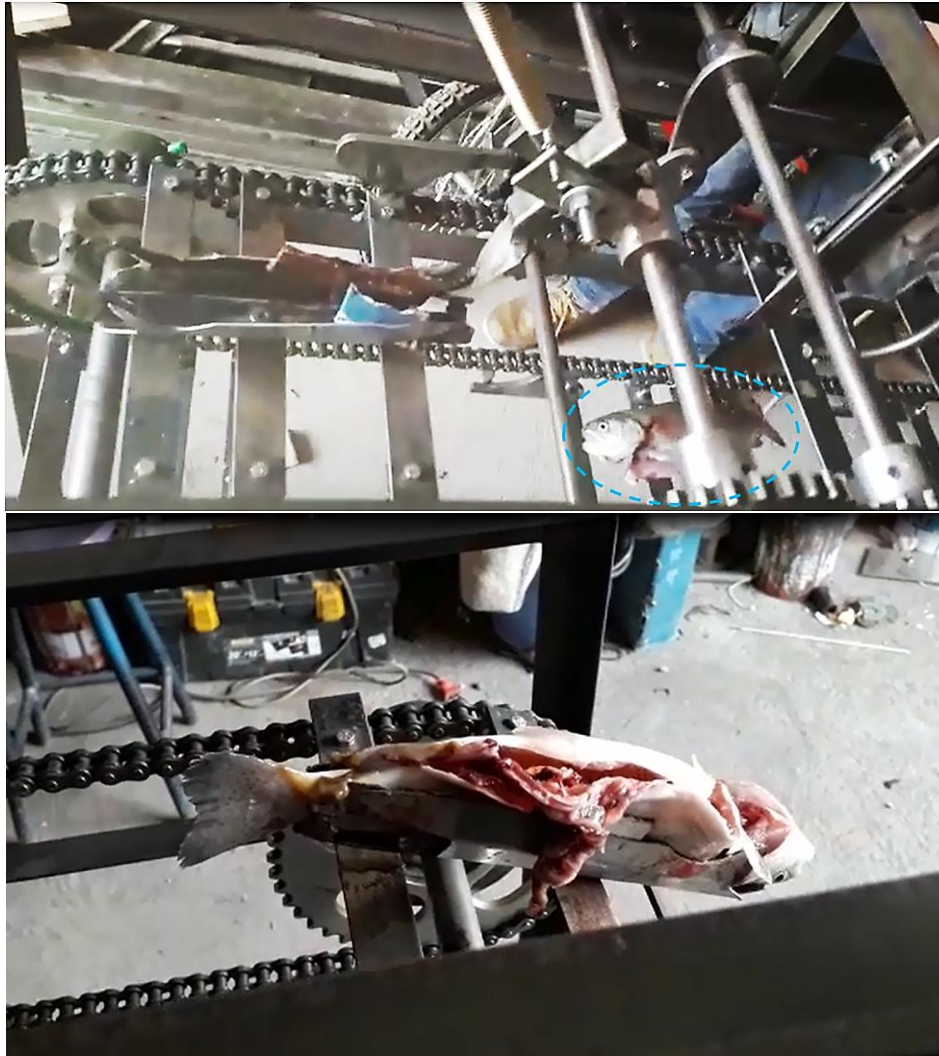


Figura 123. Segunda prueba del eviscerado

- **Prueba 3:**

En la tercera prueba que se realizó, sí se logró quitar correctamente las vísceras de la trucha, el disco de corte logró cortar el tendón (vena principal) de la trucha, de igual forma la cuchilla de corte logró abrir el estómago de la trucha desde las branquias hasta la cola dejando libre las vísceras y la cuchara evisceradora logró extraer correctamente las vísceras de la trucha debido a que los dientes en forma de “V” lograron atrancarse con las vísceras y extirparlos fuera del cuerpo de la trucha, en la Figura 124 se aprecian los resultados.

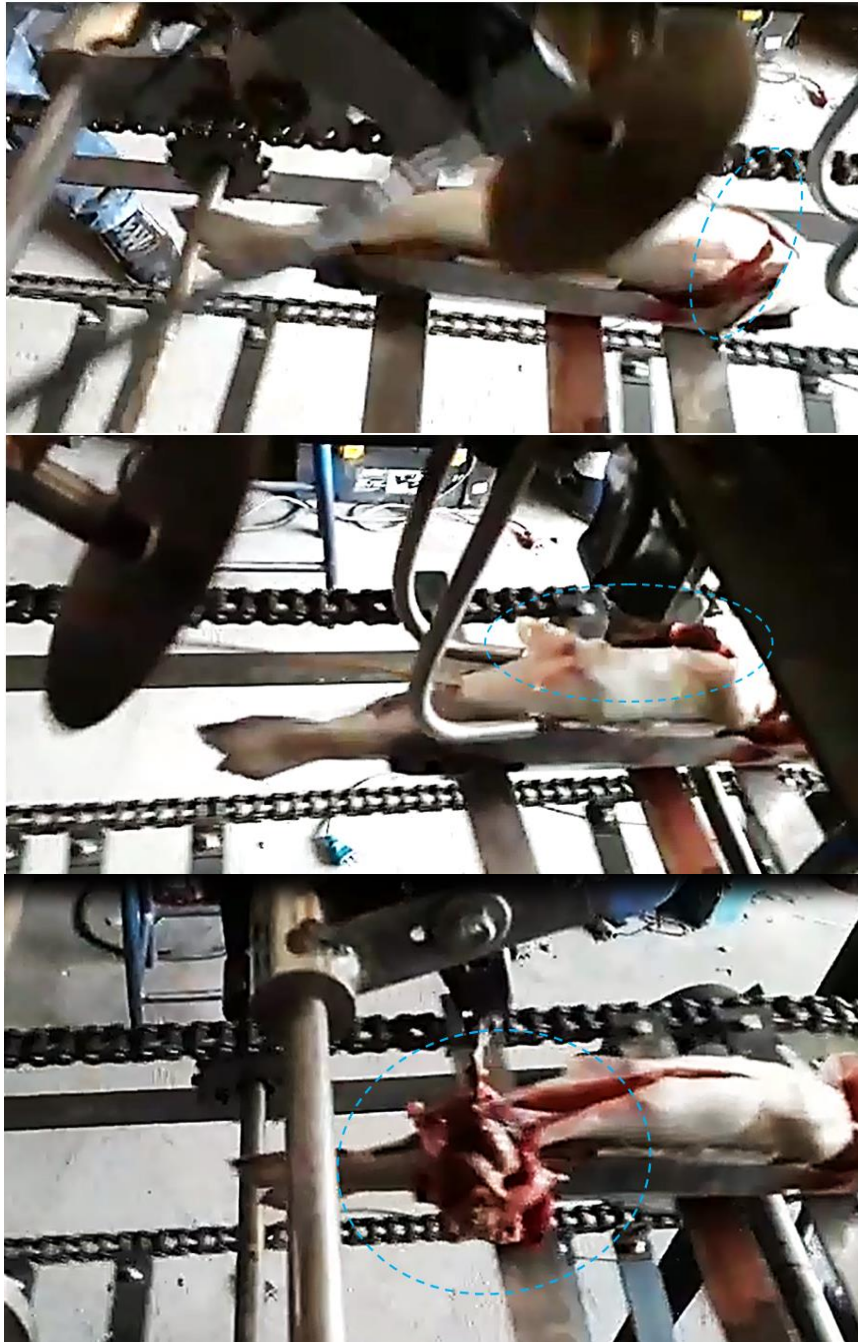


Figura 124. Tercera prueba, quitado de vísceras por cada sistema

En la Figura 125 se observa la trucha eviscerada.



Figura 125. Tercera prueba del eviscerado

5.2.2 Resultados

En cuanto a los resultados, el proyecto desarrollado, dejó el diseño de una máquina evisceradora viable para eviscerar truchas en un menor tiempo posible y a un costo accesible para la población, la máquina es destinada para piscigranjas en diferentes sectores de la provincia de Huancayo, para zonas aledañas de la población, con fácil manejo, fácil mantenimiento y sobre todo la conexión eléctrico-monofásica, directa y simple.

Según las pruebas realizadas en el acomodamiento de las truchas hacia los cangilones es de un tiempo de 4.20 a 5 segundos calculados con el cronometro; el tiempo planteado de 5 segundos en los cálculos teóricos en el acápite 4.3.1. para obtener 12 truchas por minuto se cumple debidamente ejecutado.

El acomodamiento de la trucha incluso se podría mejorar con la costumbre y práctica repetitiva en el acomodamiento de las truchas hacia los cangilones, ver Figura 126.



Figura 126. Acomodamiento de las truchas en los cangilones

Los objetivos planteados se cumplieron debidamente detallados, se diseñó la máquina evisceradora de truchas, siguiendo la metodología normalizada VDI 2221, donde se realizaron los procedimientos por etapas y fases, en cuanto a los planos de fabricación, se mencionan en los anexos de la investigación.

Tabla 33. Resultados de los objetivos planteados

Objetivos	Resultados
<ul style="list-style-type: none"> • Diseñar y fabricar la máquina evisceradora de truchas para mejorar la producción en la provincia de Huancayo. 	<ul style="list-style-type: none"> - Se diseñó y se fabricó el prototipo de la máquina evisceradora de truchas para mejorar la producción en la provincia de Huancayo, produciendo en total de 12 truchas por minuto, 720 truchas por hora, con una capacidad de 187 kg/h.
<ul style="list-style-type: none"> • Diseñar los mecanismos de extracción de vísceras de la trucha arco iris. • Diseñar los mecanismos de accionamiento por levas en la máquina evisceradora de truchas. • Fabricar el prototipo de la máquina evisceradora de truchas con materiales alternativos y existente en la ciudad de Huancayo. 	<ul style="list-style-type: none"> - Se diseñaron los mecanismos con tres sistemas de extracción, el primero encargado de cortar el tendón principal de la trucha mediante un disco de corte, el segundo encargado de abrir el estómago de la trucha mediante una cuchilla de corte y el tercero encargado de extraer las vísceras mediante una cuchara evisceradora. - Se diseñaron los mecanismos de accionamiento por levas, para el sistema de corte transversal con una leva de empuje y una leva seguidora con una carrera mínima de un tope, mientras que para el sistema de eviscerado se diseñó una leva de empuje y una leva seguidora con una carrera mayor para el deslizamiento. - El prototipo de la máquina se fabricó con los materiales alternativos y existentes en la ciudad de Huancayo, se utilizó fierro negro para la fabricación del prototipo en los cuales también se realizó las pruebas con truchas de etapa de cosecha con peso de 250 gr.

5.3 Presupuesto de la máquina

El presupuesto de la máquina evisceradora de truchas se divide en costos de materiales para la fabricación, costos de elementos normalizados, costos de elementos elaborados (maquinado), costos de diseño y algunos costos indirectos como los costos administrativos, servicios y otros.

5.3.1 Costos de diseño

Los costos de diseño, simulación y los planos correspondientes, incluyen en los costos directos y se estima un promedio de **S/. 1000.00 nuevos soles**, considerando una etapa anual de 6 meses.

5.3.2 Costos de adquisición de materiales para la fabricación

Son los costos directos de materiales para la fabricación de la máquina, ya sean planchas, ejes, ángulos, etc., en la tabla siguiente se muestran detalladamente todos los costos de materiales.

Tabla 34. Costos de adquisición de materiales para la fabricación

Costos de adquisición de materiales para la fabricación					
Ítem	Descripción	Material	Cantidad	Precio unitario S/	Precio parcial S/
1	Estructura de la máquina				
1	Ángulo 30mmx30mmx2.5mm (5 varillas de 6 m)	AISI 304	5	85.00	425.00
2	Sistemas en conjunto				
2.1	Plancha para las bridas de la catarina 9 1/2"x9 1/2"x3/16"	AISI 304	1	50.00	50.00
2.2	Eje para bocina de las bridas de la catarina Ø 1 7/16"x5"	AISI 304	1	30.00	30.00
2.3	Plancha para las levas de empuje, transmisión y de contacto 10.5"x10.5"x1/4"	AISI 304	1	50.00	50.00
2.5	ángulo para soporte de cangilón 20mmx20mmx3mm (varilla de 1.1 m)	AISI 304	1	30.00	30.00
2.6	Platina para soporte de cangilón y soporte del resorte 1"x182"x1/8" (1 varilla de 6 m)	AISI 304	1	30.00	30.00
2.7	Platina para las levas de empuje del sistema de corte vertical 1/2"x1/8" (varilla de 15 cm)	AISI 304	1	30.00	30.00
3.1	Eje para bocina de levas de transmisión, soporte brazo y bocina de motor Ø1 1/4"x 12"	AISI 304	1	30.00	30.00
3.3	Platina para el brazo de corte y eviscerado 1"x13"x1/8"	AISI 304	1	20.00	20.00
3.4	Eje para los engranes Ø4"x3"	AISI 304	1	60.00	60.00
3.6	Ángulo para soporte de motor 1"x1"x1/8" (varilla de 40 cm)	AISI 304	1	20.00	20.00
4.2	Eje sólido de guía Ø8mmx50cm	AISI 304	1	30.00	30.00
4.3	Fierro tubular para soporte de rodamiento Ø46mmx50mm en el sistema guía	AISI 304	1	10.00	10.00
4.4	Eje sólido para soporte de ejes de guía de Ø5/8"x3"	AISI 304	1	15.00	15.00
5.4	Fierro inoxidable cuadrado para soporte de la cuchara 1/2"x1/2"x1/16" longitud de 3"	AISI 304	1	10.00	10.00
6.1	Fierro tubular para soporte de rodamiento, Ø1 1/2"x5 1/2" en el soporte por piñón	AISI 304	1	15.00	15.00
6.3	Eje para brida del piñón Ø 2"x6"	AISI 304	1	30.00	30.00
6.4	Eje trefilado de Ø 1/2"x18.11"	AISI 304	2	30.00	60.00
6	Guardas y accesorios				
6.1	Plancha para las guardas, tolva y cangilones 2400mmx1200mm (2 pliegos)	AISI 304	2	665.00	1,330.00
6.3	Platina para soporte de la tolva 30mmx900mmx2.5mm (varilla de 1 m)	AISI 304	1	40.00	40.00
7	Materiales de aporte para la fabricación				
7.1	Disco de corte		5	5.00	25.00
7.2	Disco de desbaste		3	5.00	15.00
7.4	otros				100.00
Costo subtotal de adquisición de materiales para la fabricación					2,455.00

5.3.3 Costos de elementos normalizados

Los costos de elementos normalizados son los costos de todos los elementos seleccionados en la máquina, como las chumaceras, rodamientos, motorreductor, pernos, arandelas, etc., costos directos del proveedor.

Tabla 35. Costos de adquisición de elementos normalizados

Costos de adquisición de elementos normalizados					
Ítem	Descripción	Material inoxidable	Cantidad	Precio unitario S/	Precio Parcial S/
1	Sistema de transmisión				
1.1	Barra trefilada primaria de Ø 7/8"x17"	AISI 304	1	60.00	60.00
1.2	Barra trefilada secundaria de Ø 7/8"x16"	AISI 304	1	60.00	30.00
1.3	Cadena 428, paso 1/2" (224 eslabones) 3 juegos	AISI 304	3	85.00	255.00
1.4	Catarina 428, paso 1/2", 45 dientes	AISI 304	4	30.00	120.00
1.5	Chumaceras de pie de Ø 7/8"		4	40.00	160.00
1.6	Polea 7A de una sola hilera	A329 (Al)	1	25.00	25.00
1.7	Polea 1.5A de una sola hilera	A329 (Al)	1	15.00	15.00
1.8	Correa trapezoidal N.º A 40		1	20.00	20.00
1.9	Motorreductor potencia 0.44 kW; Ns=3.8 rpm, tipo tornillo sin fin en versión con patas		1	950.00	950.00
1.10	Kit de perno hexagonal con tuerca, arandela plana y de presión, para las chumaceras de pie M12x1.75x40	AISI 304	8	2.50	20.00
1.11	Kit de perno hexagonal con tuerca. Arandela plana y de presión, para las bridas y la catarina M8x1.25x25	AISI 304	16	2.50	40.00
1.12	Tornillos de fijación (prisioneros) de la bocina de bridas M6x1x6	AISI 304	4	1.00	4.00
1.13	Pernos con tuercas hexagonal para la platina soporte de cangilón M6x1x13	AISI 304	42	1.00	42.00
1.14	Templadores de cadena tipo orejeras con tuerca y arandela M6	AISI 304	2	5.00	10.00
2	Sistema de corte transversal				
2.1	Barra trefilada de Ø 1/2"	AISI 304	2	30.00	60.00
2.2	Chumaceras de pared de Ø 1/2"		4	30.00	120.00
2.3	Motor Luxor potencia 100 W, Ns=1000 rpm		1	250.00	250.00
2.4	Perno con tuercas hexagonales para las chumaceras de pared M10x1.5x30	AISI 304	16	2.00	32.00
2.5	Perno con tuerca hexagonal para soporte de motor M6x1x15	AISI 304	2	2.00	4.00
2.6	Pernos con 2 tuercas hexagonales para regulación del soporte motor M6x1x60	AISI 304	2	2.00	4.00

2.7	Perno con tuerca para disco de corte M6x1x40	AISI 304	1	2.00	2.00
2.8	Kit de perno con tuerca hexagonal, arandela plana y de presión, para leva de transmisión y contacto M6x1x30	AISI 304	2	2.50	5.00
2.9	Tornillos de fijación (prisioneros) de la bocina de levas y engranes de M4x0.7x8	AISI 304	4	2.00	8.00
2.10	Tornillo de cabeza ovalada con tuerca para soporte de motor M3x1x10	AISI 304	2	2.00	4.00
2.11	Tornillos de fijación (prisioneros) de la bocina de motor M3x0.5	AISI 304	2	2.00	4.00
2.12	Resorte de extensión calibre 1.6 mm	AISI 302	2	15.00	30.00
3	Sistema de corte longitudinal				
3.1	Cuchilla de corte (estilete)	AISI 304	1	40.00	40.00
3.2	Kit de perno con tuerca hexagonal, arandela plana y de presión, para soporte de la cuchilla M6x1x20	AISI 304	4	2.50	10.00
3.3	Rodamientos N.º 6302 para eje de Ø 15 mm		2	8.00	16.00
3.4	Tornillos de fijación (prisioneros), para eje de Ø 15 mm, M6x1x8	AISI 304	2	2.00	4.00
3.5	Perno con tuerca hexagonal para soporte del resorte a la estructura M6x1x20	AISI 304	3	2.00	6.00
3.6	Resortes de extensión para guía de corte, calibre 1.4 mm	AISI 304	2	15.00	30.00
4	Sistema eviscerado				
4.1	Barra trefilada de Ø 1/2"	AISI 304	2	30.00	60.00
4.2	Chumaceras de pared de 1/2"		4	20.00	80.00
4.3	Cuchara evisceradora	AISI 304	1	25.00	25.00
4.4	Tornillo de cabeza ovalada con tuerca hexagonal M3x0.5x25 para soporte del resorte	AISI 304	1	2.00	2.00
4.5	Kit de perno con tuerca hexagonal, arandela plana y de presión M6x1x35 para levas	AISI 304	2	2.50	5.00
4.6	Tornillos de fijación (prisioneros) de la bocina de levas y engranes de M4x0.7x8	AISI 304	4	2.00	8.00
5	Sistema soporte por piñón				
5.1	Piñón de 15 dientes paso de 1/2"	AISI 304	4	10.00	40.00
5.2	Rodamiento N.º 6201 (Ø 12 mm)		4	5.00	20.00
5.3	Perno socket cilíndrico y tuerca M4 para piñón	AISI 304	8	2.00	16.00
5.4	Tornillos de fijación (prisioneros) M4	AISI 304	4	2.00	8.00
5.5	Kit de pernos con tuerca hexagonal, arandela plana y de presión, para la estructura M6x1x20	AISI 304	4	2.50	10.00
6	Sistema prelavado				

6.1	Manguera de Ø 1/2"		1	10.00	10.00
6.2	Válvula de cañería		1	25.00	25.00
6.3	Accesorios		1	30.00	30.00
7	Sistema eléctrico				
7.1	Pulsador de seguridad con enclavamiento		1	10.00	10.00
7.2	Contactador termomagnético		2	25.00	50.00
7.3	Relé térmico		1	20.00	20.00
7.4	Pulsador NC		1	6.00	6.00
7.5	Pulsador NA		1	6.00	6.00
8	Otros				
8.1	Perno hexagonal con tuerca M4x15 para las guardas de seguridad	AISI 304	65	2.00	130.00
Costo subtotal de adquisición de elementos normalizados					2,941.00

5.3.4 Costos de elementos elaborados o maquinados

Los costos de elementos elaborados o maquinados son los costos de todos los elementos que conforma la máquina como las bocinas, levas de empuje, de transmisión, engranes, ejes, etc. incluye mano de obra, gastos de los equipos en general, los procesos de operación por máquina se muestran en la Tabla 36.

Tabla 36. Costos por hora de las máquinas herramientas

Costos por máquina			
Proceso manufactura	Precio por hora S/	Proceso manufactura	Precio por hora S/
Torno horizontal	25.00	Tronzadora	20.00
Fresa universal	45.00	Oxicorte	20.00
Taladro vertical	15.00	Roscado (macho)	20.00
Soldadura TIG	35.00	Limado	10.00
Amoladora (desbaste)	10.00	Plegado	25.00
Amoladora (corte)	10.00	Máquina roladora	15.00

Tabla 37. Costos de elementos elaborados o maquinados

Costos de elementos elaborados							
Ítem	Descripción	Cantidad	Proceso manufactura	Tiempo (hora)	Costo (soles/hora)	Costo parcial S/	Costo total S/
1	Estructura de la máquina						
1.1	Fabricación de la estructura	1	Tronzadora	4	20.00	80.00	350.00
			Taladrado	5	15.00	75.00	
			Soldadura TIG	5	35.00	175.00	
			Amoladora (C)	1	10.00	10.00	
			Amoladora (D)	1	10.00	10.00	
2	Sistema de transmisión						
2.1	Fabricación de bridas de la catarina	4	Oxicorte	1	20.00	20.00	110.00
			Torneado	2	25.00	50.00	
			Soldadura TIG	1	35.00	35.00	
			Amoladora (D)	0.5	10.00	5.00	
2.2	Fabricación de la bocina de bridas	4	Torneado	2	25.00	50.00	60.00
			Roscado	0.5	20.00	10.00	
2.3	Fabricación de las levas de empuje	7	Oxicorte	1.5	20.00	30.00	85.00
			Amoladora (D)	3	10.00	30.00	
			Limado	2.5	10.00	25.00	
2.4	Fabricación de los cangilones	7	Amoladora (C)	1	10.00	10.00	110.00
			Plegado	2	25.00	50.00	
			Rolado	1	15.00	15.00	
			Soldadura TIG	1	35.00	35.00	
2.5	Fabricación de ángulo para soporte de cangilón	42	Tronzadora	1	20.00	20.00	92.50
			Taladrado	2.5	15.00	37.50	
			Soldadura TIG	1	35.00	35.00	
2.6	Fabricación de platina soporte de cangilón	21	Tronzadora	1	20.00	20.00	35.00
			Taladrado	1.5	10.00	15.00	
2.7	Fabricación de platinas para levas de empuje	7	Tronzadora	0.5	20.00	10.00	55.00
			Soldadura TIG	1	35.00	35.00	
			Amoladora (D)	1	10.00	10.00	
3	Sistema de corte transversal						
3.1	Fabricación de bocina de levas de transmisión y brazo de soporte motor	2	Torneado	1	25.00	25.00	60.00
			Taladrado	0.5	15.00	7.50	
			Soldadura TIG	0.5	35.00	17.50	
			Roscado	0.5	20.00	10.00	
3.2	Fabricación de levas de transmisión y contacto	2	Oxicorte	0.5	20.00	10.00	32.50
			Amoladora (D)	1	10.00	10.00	
			Taladrado	0.5	15.00	7.50	
			Limado	0.5	10.00	5.00	
3.3		2	Amoladora (C)	0.5	10.00	5.00	17.50

	Fabricación de brazo de corte vertical		Taladrado	0.5	15.00	7.50	
			Amoladora (D)	0.5	10.00	5.00	
3.4	Fabricación de engranes de dientes rectos	2	Torneado	1	25.00	25.00	177.50
			Fresado	3	45.00	135.00	
			Taladrado	0.5	15.00	7.50	
			Roscado	0.5	20.00	10.00	
3.5	Fabricación de bocina de motor	1	Torneado	0.5	25.00	12.50	30.00
			Taladrado	0.5	15.00	7.50	
			Roscado	0.5	20.00	10.00	
3.6	Fabricación del conjunto soporte de motor	1	Tronzadora	0.5	20.00	10.00	45.00
			Amoladora (C)	0.5	10.00	5.00	
			Taladrado	0.5	15.00	7.50	
			Soldadura TIG	0.5	35.00	17.50	
			Amoladora (D)	0.5	10.00	5.00	
3.7	Fabricación del conjunto soporte del resorte de extensión	1	Tronzadora	0.25	20.00	5.00	27.50
			Soldadura TIG	0.5	35.00	17.50	
			Amoladora (D)	0.5	10.00	5.00	
4	Sistema de corte longitudinal						
4.1	Fabricación de conjunto soporte del sistema de guía de corte	1	Tronzadora	0.25	20.00	5.00	35.00
			Soldadura TIG	0.5	35.00	17.50	
			Taladrado	0.5	15.00	7.50	
			Amoladora (D)	0.5	10.00	5.00	
4.2	Rolado de eje para guía de corte	2	Rolado	0.5	15.00	7.50	15.00
			Taladrado	0.5	15.00	7.50	
4.3	Fabricación de base de rodamiento fierro tubular	1	Tronzadora	0.25	20.00	5.00	27.50
			Amoladora (D)	0.5	10.00	5.00	
			Soldadura TIG	0.5	35.00	17.50	
4.4	Fabricación de eje soporte de guía	1	Torneado	1	25.00	25.00	42.50
			Taladrado	0.5	15.00	7.50	
			Roscado	0.5	20.00	10.00	
5	Sistema de eviscerado						
5.1	Fabricación de bocina de levas de transmisión y brazo de soporte motor	2	Torneado	1	25.00	25.00	60.00
			Taladrado	0.5	15.00	7.50	
			Soldadura TIG	0.5	35.00	17.50	
			Roscado	0.5	20.00	10.00	
5.2	Fabricación de levas de transmisión y contacto para el eviscerado	2	Oxicorte	0.5	20.00	10.00	32.50
			Amoladora (D)	1	10.00	10.00	
			Taladrado	0.5	15.00	7.50	
			Limado	0.5	10.00	5.00	
5.3	Fabricación de brazo soporte de la cuchara	2	Amoladora (C)	0.5	10.00	5.00	15.00
			Taladrado	0.5	10.00	5.00	
			Amoladora (D)	0.5	10.00	5.00	
5.4	Fabricación de soporte de la	1	Amoladora (C)	0.5	10.00	5.00	35.00
			Taladrado	0.5	15.00	7.50	

	cuchara con fierro cuadrado inoxidable		Soldadura TIG	0.5	35.00	17.50	
			Amolado	0.5	10.00	5.00	
5.5	Fabricación soporte del resorte	1	Tronzadora	0.25	20.00	5.00	27.50
			Soldadura TIG	0.5	35.00	17.50	
			Amolado	0.5	10.00	5.00	
6	Sistema soporte por piñón						
6.1	Fabricación de soporte de rodamiento con fierro tubular	4	Tronzadora	0.5	20.00	10.00	60.00
			Amoladora (C)	0.5	10.00	5.00	
			Soldadura TIG	1	35.00	35.00	
			Amoladora (D)	1	10.00	10.00	
6.2	Fabricación de soporte con ángulo de 30x30x4	4	Tronzadora	0.5	20.00	10.00	45.00
			Amoladora (C)	0.5	10.00	5.00	
			Taladrado	0.5	15.00	7.50	
			Soldadura TIG	0.5	35.00	17.50	
			Amoladora (D)	0.5	10.00	5.00	
6.3	Fabricación de bridas de piñón	4	Torneado	3	25.00	75.00	100.00
			Taladrado	1	15.00	15.00	
			Roscado	0.5	20.00	10.00	
6.4	Desbaste del eje a los extremos para asiento de rodamientos	2	Torneado	1	25.00	25.00	25.00
6	Guardas y accesorios						
6.1	Fabricación de guardas de protección	10	Amoladora (C)	6	10.00	60.00	170.00
			Plegado	2	25.00	50.00	
			Taladrado	4	15.00	60.00	
6.2	Fabricación de tolvas de salida de vísceras (dos piezas)	1	Amoladora (C)	1	15.00	15.00	55.00
			Plegado	1	25.00	25.00	
			Taladrado	1	15.00	15.00	
7	Ensamble y afinamiento de la máquina						
7.1	Acabados en la máquina (jornal)			16			160.00
7.3	Ensamble de la máquina			16			160.00
7.4	Afinamiento			24			240.00
7.5	Pruebas			24			240.00
Costo subtotal de elementos elaborados							2,832.50

Tabla 38. Costos del proyecto

Costo del proyecto	
Costos directos	S/ 9,228.50
Costos de diseño	S/ 1,000.00
Costos de adquisición de materiales	S/ 2,455.00
Costos de adquisición de elementos normalizados	S/ 2,941.00
Costos de elementos elaborados	S/ 2,832.50
Costos indirectos	S/ 3,080.00
Servicios de agua y luz	S/ 600.00
Gastos administrativos	S/ 2,480.00
Materiales de escritorio	S/ 80.00
Software	S/ 200.00
Transporte	S/ 200.00
Supervisión	S/ 2,000.00
Costo total del proyecto	S/ 12,308.50

El precio de la máquina en el mercado se fija con una ganancia del 30% del total del presupuesto optado y se tiene:

Tabla 39. Costo final de la máquina evisceradora de truchas

Precio de la máquina
S/. 16,001.05

CONCLUSIONES

- Se logró diseñar y fabricar la máquina evisceradora de truchas (ver Figura 102, 103 y 121) a manera de prototipo, con una capacidad de 187 kg/h, logrando eviscerar 12 truchas por minuto, 720 truchas por hora, tal como se explica en el acápite 4.3 del capítulo 4, asimismo las pruebas y resultados en el prototipo fabricado tal como se muestran en las Figuras 122 al 126.
- Se consiguió diseñar los mecanismos de extracción de vísceras de la trucha arco iris con tres principales sistemas, el primero, el sistema de corte transversal encargado de cortar el tendón (vena principal) de la trucha mediante un disco de corte (ver Figura 99), el segundo, el sistema de corte longitudinal encargado de abrir el estómago de la trucha desde las branquias hasta la cola mediante una cuchilla de corte (ver figura 100) y, el tercero, el sistema de eviscerado encargado de extraer las vísceras de la trucha mediante una cuchara evisceradora en forma de “V” (ver Figura 101).
- Se logró diseñar los mecanismos de accionamiento por levas, para el sistema de corte transversal se diseñó una leva de empuje y una leva seguidora con unas características únicas para realizar el trabajo de carrera mínima de un toque (ver Figuras 52, 53, 55, 56 y 67) y para el sistema de eviscerado se diseñó una leva de empuje y una leva seguidora también con unas características y dimensiones únicas para realizar el trabajo a una carrera mayor de deslizamiento entre ellos y transmitan movimiento para realizar el trabajo de extracción de vísceras (ver Figuras 53, 54, 71 y 74).
- Se logró fabricar el prototipo de la máquina evisceradora de truchas con materiales alternativos y existentes en la ciudad de Huancayo, se utilizó fierro negro para la fabricación del prototipo, asimismo se fabricó con acero inoxidable las partes que están en contacto con la trucha, tal como se puede apreciar en las Figuras 105 al 121.

APORTES DE LA INVESTIGACIÓN

- La máquina evisceradora de truchas contribuye en el desarrollo de la línea de producción de truchas, ya que facilita a los criaderos de truchas a optimizar el tiempo del eviscerado, a la vez reduce el cansancio y la fatiga del trabajador.
- Los mecanismos de la máquina son netamente mecánicos, de fácil mantenimiento, fácil de operar y sobre todo la conexión eléctrica simple y directa lo que facilita la adquisición de la máquina por los criaderos de truchas a diferencia de otras máquinas de mayor costo.
- El funcionamiento de los sistemas es mediante levas de empuje, levas seguidoras de contacto y levas de transmisión encargados de transmitir movimiento tanto al disco de corte y a la cuchara evisceradora, lo que facilita el trabajo en condiciones severas a la humedad.
- La elaboración del documento de fabricación, ya sean planos de despiece, planos de fabricación, memoria de cálculos entre otros, son aportes importantes para la fabricación completa de la máquina.
- El desarrollo de la investigación tecnológica del quitado de vísceras mediante sistema de transmisión, sistema de corte y sistema de eviscerado, aporta a los estudiantes dedicados a la investigación de nuevas innovaciones tecnológicas en cuanto a la creación de máquinas alimenticias.
- El mecanismo de tensado y soporte por piñón son los aportes de mayor vanguardia, debido a que se pueden utilizar en diferentes transmisiones por cadena en máquinas industriales de proceso continuo, puesto que su particularidad del dispositivo permite utilizar el soporte por piñón ubicado debajo de la cadena transportadora y a la altura donde se realiza un proceso industrial; y también el tensor de cadena que mantiene la holgura necesaria para un correcto funcionamiento entre los componentes de la cadena, obteniendo un mecanismo apto para soportar cargas pesadas o cargas adicionales sobre las cadenas (ver Figura 83).

TRABAJOS FUTUROS

- Se reutilizarían las vísceras como un abono para generar biocombustibles (energías renovables) que beneficien a la sociedad en general o también para que la máquina misma tenga su propia energía.
- En la máquina evisceradora se implementaría un sistema de selección de truchas por tamaño al momento de ingresar a los cangilones.
- La máquina evisceradora de truchas se puede implementar en las distintas piscigranjas del país, ya que los departamentos altoandinos se dedican a la actividad de la crianza de la trucha.
- Se podría fabricar un mecanismo de sujeción regulable para diferentes tamaños de truchas, ya sean alevinos, juveniles y adultos.
- Se realizaría un sistema de lavado completo en la máquina, para ejecutar las actividades de manera más industrializada.
- Aplicando la ingeniería inversa se puede modificar el sistema de transmisión por faja y poleas, y optar una máquina con múltiples velocidades, lo cual facilitaría al operador la confianza en el acomodamiento de las truchas desde la velocidad más baja hasta la más alta, por ende, la producción de las truchas sería más rentable.

REFERENCIAS

1. **GALECIO, R. et al.** Servicios de exploración de la distribución de la trucha naturalizada en zonas priorizadas de Junín y Huánuco. [En línea] 11 de diciembre de 2015. [Citado el: 12 de diciembre de 2018.] Disponible en: <https://docplayer.es/77925070-Servicio-de-exploracion-de-la-distribucion-de-la-trucha-naturalizada-en-zonas-priorizadas-de-junin-y-huanuco.html.pdf>.
2. **JOACHIM, J.** Procedimiento para extraer las tripas de pescados y dispositivo para la realización del procedimiento. ES 2063855(CI.A22C 25/14), App.0398017 España, 22 de noviembre de 1990. 9pp.
3. **MIGUEL, H.** Instalación y procedimiento automatizado para procesar túnidos y similares. P201430188(CI.A22C 25/14) España, 13 de agosto de 2015.
4. **MICHAEL, J., HANS, F. y MANFRED, B.** Dispositivo y procedimiento para el fileteado de pescado descabezado y eviscerado. ES2397054T3(CI.A22C 25/16), App.EP2442662 España, 4 de marzo de 2013. 18pp.
5. **ARRÚE, J. y RIBERA, E.** Diseño de una máquina semiautomática para el eviscerado de pescado. Tesis (Título de Ingeniero Mecánico). Caracas: Universidad Central de Venezuela, 2014, 218pp. [En línea] [Citado el: 8 de mayo de 2019.] Disponible en: <http://saber.ucv.ve/handle/10872/18525..>
6. **GARCÍA, C.** Diseño de una máquina evisceradora de anchoveta con capacidad de 800 kg/h. Tesis (Título de Ingeniero Mecánico). Lima: Universidad Nacional de Ingeniería, 2012, 272pp. [En línea] [Citado el: 18 de mayo de 2019.] Disponible en: <http://cybertesis.uni.edu.pe/handle/uni/2076..>
7. **VEGA, A.** Diseño de una máquina seleccionadora de truchas. Tesis (Título de Ingeniero Mecánico). Lima: Universidad Católica del Perú, noviembre del 2013, 107pp. [En línea] [Citado el: 15 de marzo de 2019.] Disponible en: <http://hdl.handle.net/20.500.12404/5646..>
8. **PÉREZ, J.** Estudio técnico y económico para la producción intensiva de truchas en la comunidad campesina de Paccha, El Tambo - Huancayo. Tesis (Título de Ingeniero Zootecnista). Huancayo: Universidad del Centro del Perú, 2011, 94pp. [En línea] [Citado el: 10 de junio de 2019.] Disponible en: <http://repositorio.uncp.edu.pe/bitstream/handle/UNCP/1792/Tesis%20P%c3%a9rez.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.

9. **MINISTERIO DE PRODUCCIÓN.** Cosecha de truchas en el centro piscícola El ingenio. [En línea] Huancayo: Periodo 2013 a 2018. [Citado el: 10 de mayo de 2019.] Disponible en:
https://www.inei.gob.pe/media/MenuRecursivo/publicaciones_digitales/.
10. **BALTAZAR, P., PALACIOS, J. y MINA, L.** Producción, comercialización y perspectivas de desarrollo de la acuicultura peruana. *Científica*. [En línea] Agosto, 2014, 11(2), 183-133. [Citado el: 20 de junio de 2019.] Disponible en:<https://doi.org/10.21142/cient.v11i2.191..>
11. **PIERO, G. et al.** Manual de crianza de truchas en ambientes convencionales. [En línea] octubre de 2014 (Fondepes, Fondo Nacional de Desarrollo Pesquero). [Citado el: 15 de agosto de 2019.] Disponible en:
https://www.manual_trucha.pdf.
12. **PORRAS, A. y SORIANO L.** Selección de cadena de rodillos. [En línea] 2010. [Citado el: 5 de marzo de 2019.] Disponible en: Fuente:
<http://es.tauomega.com/4625/5703.html>.
13. **MOTT, R.** Diseño de elementos de máquinas. México : Prentice Hall-Pearson Educación. Ed 4, 2006. pág. 944. ISBN: 970-26-0812-0.
14. **CATÁLOGO DE RODAMIENTOS SKF.** Principios para la selección y aplicación de rodamientos. [En línea] Octubre de 2015. [Citado el: 27 de mayo de 2019.] Disponible en: https://www.skf.com/0901d19680416953-10000_2-ES--Rolling-bearings_tcm_201-121486.pdf.
15. **HORI, J.** Diseño de elementos de máquinas. Lima : Prentice Hall, Ed. 3, 1981. pág. 295. Disponible en:
<http://es.scribd.com/document/129513774/Diseño-de-Elementos-de-Maquinas-J-Hori&ved.pdf>.
16. **CATÁLOGO DE CHUMACERAS NTN.** Chumaceras NTN (For New Technology Network). [En línea] corporation 2009. [Citado el: 5 de julio de 2019.] Disponible en: <http://grupodoyma.com/catalogos-web/NTN-CHUMACERAS.pdf>.
17. **ZAPATA, J.** Diseño de elementos de máquinas I. Piura : s.n., enero, 2013. Disponible en: <http://www.eumed.net/libros-gratis/ciencia/2013/14/14.pdf>.
18. **AENOR.** Términos y definiciones para soldeo (UNE-EN ISO 2553:2014). [En línea] 2008. [Citado el: 15 de agosto de 2019.] Disponible en:<https://docplayer.es/amp20963181-Representación-simbolica-de-union-soldadas-UNE-ISO-2553:2014,html.ped>.

19. **OERLIKON**. Manual de soldadura Soldexa. Lima : Ed. 7. Disponible en: <http://es.slideshare.net/manual-de-soldadura-oerlikon&ved.pdf>.
20. **PEÑA, A. y RENDÓN, H.** Guía y tablas técnicas de los aceros. [En línea] Enero de 2013. [Citado el: 12 de septiembre de 2019.] Disponible en: <https://es.slideshare.net/LorenaGimnez1/libro-tnico-aceros..>
21. **STEEL CONSTRUCTION INSTITUTE**. Manual de diseño para acero inoxidable estructural. s.l. : Ed. 3, 2006. ISBN 2-87997-207-8. Disponible en: https://www.academia.edu/39325063/Manual_de_Dise%25C3%25B1o_para_a_cero_inoxidable_estrctural_tercera_edicion.pdf.
22. **DE LA CRUZ, C.** Metodología de Investigación Tecnológica en Ingeniería. *Revista Ingenium*. [En línea] Junio de 2016, 1(1), 43-46. [Citado el: 16 de mayo de 2020.] ISSN: 2519-1403.
Disponible en: <http://dx.doi.org/10.18259/ing.2016007>.
23. **LOZADA, J.** Investigación aplicada: definicion, propiedad intelectual e industria. *Cienciamericá*. [En línea] Diciembre de 2014, 1(1), 34-39. [Citado el: 19 de mayo de 2020.] Disponible en: <http://www.uti.edu.ec/documents/investigacion/volumen3/06Lozada-2014.pdfLa>.
24. **BARRIGA, B.** Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica. [En línea] Agosto de 2016. [Citado el: 10 de octubre de 2019.] Disponible en: <https://es.scribd.com/document/359452509/Metodos-de-diseño-en-Ingenieria-Mecanica-introduccion-Benjamin-BarrigaPUPC.pfd>.
25. **ZEMANSKY, S.** Física Universitaria. México : Pearson Educación, Ed. 12, Vol 1, 2009. pág. 760. ISBN: 978-607-442-288-7.
26. **BUDYNAS, R. y NISBETT, K.** Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México : McGraw-Hill. Ed. 8, 2008. pág. 1090. ISBN-10: 970-10-6404-6; ISBN-13: 978-970-10-6404-7.
27. **SEW EURODRIVE**. Catálogo de reductores y motorreductores. [En línea] Julio de 2006. [Citado el: 15 de marzo de 2019.] Disponible en: <https://download.sew-eurodrive.com/download/11358904.pdf>.
28. **CATÁLOGO DE CORREAS OPTIBELT**. Manual técnico para transmisiones de correas trapeciales. [En línea] 2006. [Citado el: 26 de junio de 2019.] Disponible en: <https://www.rodaunion.es/Catalogos/transmisiones/Optibelt/Manual/tecnico/correas/trapeciales.pdf>.

29. **CATÁLOGO DE CADENAS JORESA.** Catálogo general de cadena de rodillo. [En línea] 2010. [Citado el: 05 de junio de 2019.] Disponible en: <https://www.igpneumoilforniture.it/Transmissioni/cataloghi/Joresa-catalogo-catene.pdf>.
30. **CASILLAS, A.** Cálculos de máquinas en taller. España : Autor-Publishers, United States, diciembre 1998. pág. 643. ISBN 10: 8440072163/ISBN 13: 9788440072160..
31. **RODAS, A. et.al.** Efecto de la suplementación y maduración de carnes al vacío sobre la palatabilidad del longissimus de novillos criollo lominero cebadas a pastoreo. *Revista Científica*. [En línea] 2007. [Citado el: 22 de agosto de 2019.] Disponible en: https://262630320_efecto_de_la_suplementacion_y_maduracion_de_carnes_al_vacio_sobre_la_palatabilidad_del_longissimus_de_novillos_criollo_limonero_cebadas_a_pastoreo&ved.pdf.
32. **MOTT, R.** Mecánica de fluidos. México : Prentice hall - Pearson Educación, Ed. 6, 2006. pág. 644. ISBN: 970-26-0805-8.
33. **ALVA, F.** Diseño de elementos de máquinas I. Lima Perú : Concytec, 2008. pág. 371. ISBN: 9972-50-029-2. Disponible en: <https://es.scribd.com/document/368366500/Diseño-de-Elementos-de-Máquinas-1-jorge-Alva-davila.pdf>.

ANEXOS

ÍNDICE DE ANEXOS

- Anexo 1** Características de material de aporte en la soldadura MIG - AWS ER308L
- Anexo 2** Materiales para la fabricación de la máquina
- Anexo 3** Eficiencias de transmisión y factor de servicio
- Anexo 4** Características del motorreductor con 0.44 kW
- Anexo 5** Factores de corrección de transmisión por correa y polea
- Anexo 6** Gráfico de selección de correas clásicas VB DIN 2215
- Anexo 7** Factores de corrección en la transmisión por cadena
- Anexo 8** Gráfico de selección de cadenas norma ISO 606 (serie americana)
- Anexo 9** Características y especificaciones de la cadena inoxidable # 40
- Anexo 10** Características y especificaciones de la catarina y piñón
- Anexo 11** Duración de vida del cojinete
- Anexo 12** Características y especificaciones de cojinetes de pie
- Anexo 13** Características y especificaciones de cojinetes de pared
- Anexo 14** Tabla de materiales para resortes
- Anexo 15** Características del resorte de extensión
- Anexo 16** Características y especificaciones de rodamientos de bolas
- Anexo 17** Tabla de áreas de esfuerzos de roscas estándar americano
- Anexo 18** Listado de planos
- Anexo 19** Fotos del estudio del eviscerado con truchas de etapa cosecha
- Anexo 20** Fotos de construcción del prototipo

Anexo 1

Características de material de aporte en la soldadura MIG - AWS ER308L

Alambre sólido que su depósito es un acero inoxidable austenítico al Cromo-Níquel con bajo contenido de Carbono para ser empleado con el proceso MIG. El bajo contenido de carbono reduce la posibilidad de la precipitación de Carburos de Cromo y aumenta la resistencia a la corrosión intergranular.

Clasificación	
AWS A5.9 / ASME SFA-5.9	ER308L

Análisis Químico de Metal Depositado (valores típicos*) [%]

C	Mn	Si	P	S	Mo	Ni	Cr	Cu	Otros
0,025	1,80	0,40	máx. 0,025	máx. 0,020	0,5	10,0	20,0	-	-

Propiedades Mecánicas del Metal Depositado

Tratamiento Térmico	Resistencia a la Tracción [MPa (psi)]	Límite de Fluencia [MPa (psi)]	Elongación en 2" [%]	Energía Absorbida ISO-V (20°C) [J]
Sin tratamiento	> 520 (75 400)	> 350 (50 750)	> 35	47

Conservación del Producto
<ul style="list-style-type: none"> Mantener en un lugar seco y evitar humedad. No requiere almacenamiento bajo horno.

Posiciones de Soldadura
P, H, Va, Sc.


Parámetros de Soldeo Recomendados

Diámetro [mm (pulg.)]	0,80 (0,030)		1,00 (0,040)	
Polaridad	Corriente continua electrodo al positivo (DCEP)			
Gas protector	98% Ar + 2% CO ₂			
Posición de soldadura	Amp. [A]	Volt. [V]	Amp. [A]	Volt. [V]
Plana, Filete Horizontal	105 - 160	20 - 23	80 - 210	20 - 25
Horizontal	75 - 105	19 - 20	120 - 180	18 - 23
Vertical Ascendente	85 - 125	17 - 21	130 - 180	19 - 22
Sobrecabeza	90 - 150	18 - 19	125 - 190	18 - 21

Aplicaciones

- El MIGFIL 199 se emplea para soldar los aceros inoxidables de la serie 300 con 19 de Cr y 9 de Níquel, así como los aceros estabilizados AISI 347.
- Unión de aceros austeníticos con 12-14% de Manganeseo.
- En planchas delgadas es recomendable la transferencia por cortocircuito.

Fuente: Tomada de Manual de soldadura Soldexa, p. 217

Anexo 2

Materiales para la fabricación de la máquina Características del acero inoxidable AISI 304

ACERO INOXIDABLE AISI 304 / 304L

Tipo de acero: Aceros aleado (Inoxidables Austeníticos)

Norma: UNS S30400 - ASTM A240

Forma: Barra redonda y Laminas

Composición química (% en peso):

	%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Cr	%Ni
304	0.08 Máx.	1.00 Máx.	2.00 Máx.	0.045 Máx.	0.030 Máx.	18.00 – 20.00	8.0 – 10.5
304L	0.03 Máx.	1.00 Máx.	2.00 Máx.	0.045 Máx.	0.030 Máx.	18.00 – 20.00	8.0 – 12.0

Características: con su contenido de cromo-níquel y bajo carbono, es el más versátil y ampliamente usado de los aceros inoxidables austeníticos. Generalmente conocido como 18-8, ésta aleación ofrece una resistencia a la corrosión superior a las de los tipos 301 y 201.

Este acero Inoxidable se fabrica bajo la norma AISI 304 del American Iron and Steel Institute. El Acero inoxidable al Cromo-Níquel que por sus excelentes propiedades mecánicas lo hacen de una remarcable resistencia a la corrosión encontrada en los usos domésticos e industriales, es antimagnético en su estado recocido y no es endurecido por tratamiento térmico, la resistencia a la corrosión y tensión se ven incrementados en el trabajo en frío, fabricado en horno eléctrico, sus usos son particularmente donde la resistencia a la corrosión y las propiedades mecánicas son de primordial importancia. Partes para manejar ácidos acéticos, nítricos y cítricos, químicos orgánicos e inorgánicos destilados, refinación de aceites crudos, y otros.

Ventajas:

- Alta resistencia a la corrosión
- Excelente formabilidad
- Facilidad de fabricación
- Facilidad de limpieza
- Buena soldabilidad
- Amplio rango de propiedades mecánicas en condiciones de recocido y trabajado en frío.
- Buena apariencia
- Alta resistencia con bajo peso
- Buena resistencia a temperaturas criogénicas.

Tratamientos térmicos recomendados (Valores en °C):

Forjado	Recocido		Dureza Brinell (Barras recocidas)	Temple
	Temperatura	Medio de enfriamiento		
1150 – 1200 No forjar debajo de 950°C Enfriar rápidamente	690 - 780	Enfriar rápidamente hasta °T Ambiente	180	Endurecible sólo por trabajo mecánico

Fuente: Tomada de Importadores y distribuidores Ferrocortes

Propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304



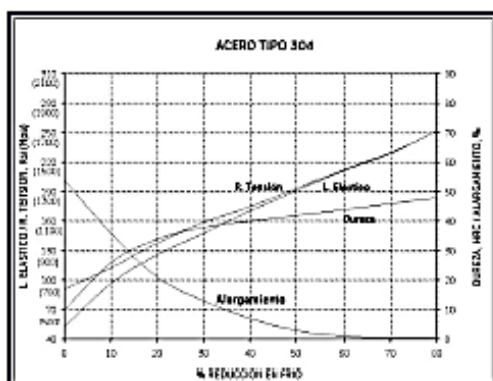
(4) 4484340 (5) 6670523 La línea de los ACEROS

FERROCORTES S.A.S

Propiedades Mecánicas típicas de barras en estado de recocido:

Resistencia a la tracción			Límite de fluencia			Alargamiento en 2" (%)	Reducción de área (%)	Relación de maquinabilidad 1212 EF =100%	Dureza (HRB)
MPa	kgf/mm ²	KSI	MPa	kgf/mm ²	KSI				
510	52	74	206	21	30	40	50	45	92
481	49	70	176	18	26				-

Trabajo en frío.



El tipo 304 es muy dúctil y puede ser trabajado fácilmente por reducción en frío. Su deformación a temperatura ambiente produce e incrementa la resistencia acompañado por una disminución en el valor de alargamiento. Una porción de éste incremento en la resistencia su fuerza es causado por una transformación parcial de austenita a martensita durante la deformación. Los datos típicos son mostrados en la siguiente gráfica. *(Efectos del trabajo en frío en sus propiedades mecánicas.)*

Microestructura



OCORTES S.A.S
IMPORTADORES - DISTRIBUIDORES
ACEROS Y FERRETERÍA PESADA

El tipo 304 presenta una estructura de grano austenítico equiaxiado uniformemente.

Microestructura típica del tipo 201, 200X. Ataque químico con reactivo glicerregia.

Fuente: Tomada de Importadores y distribuidores Ferrocortes

Propiedades físicas y soldabilidad del acero inoxidable AISI 304



(4) 4484340 (5) 6670523 La línea de los ACEROS

FERROCORTES S.A.S

Propiedades Físicas (Condiciones de recocido)

Unidades de las propiedades	Valor
Densidad g/cm ³ (lb/in ³)	8,0 (0,29)
Modulo elástico GPa (10 ⁶ psi)	193 (28,0)
Resistencia eléctrica n Ω m	720
Calor específico J/kg*°K (Btu/lb*°F)	500 (0.12)
Conductividad térmica a 100 °C (212 °F) W/m*K (Btu/ft*h*°F)	17,2 (9,6)
Rango de fusión °C (°F)	1400-1450 (2550-2650)

Soldabilidad.

El acero inoxidable de tipo 304 puede ser soldable por técnicas convencionales de soldadura por fusión y resistencia (GTAW, TIG, GMAW, MIG, SAW). Si electrodo de alambre como metal de aporte son requeridos, los tipos AWS E/ER 308, 308L o 347 son usados frecuentemente.

Similar a otros aceros inoxidables austeníticos, donde el contenido de carbón es mayor a 0,03%, la aleación 304 es susceptible a la corrosión intergranular en la zona afectada térmicamente por la soldadura, cuando la aleación es enfriada lentamente o recalentada dentro de un rango de temperatura de 800 a 1500 °F (425 a 815 °C)

Aplicaciones: Por la carencia de magnetismos de este material es empleado en la fabricación de:

- Instrumentos y controles de Medición.
- Equipo para el proceso de alimentos.
- Utensilios de cocina, tarjas, canales, equipo y aplicaciones en electrodomésticos.
- Paneles en arquitectura, estructuras y ornamentales.
- Contenedores químicos, incluyendo la transportación.
- Intercambiadores de calor.
- Cubiertas de homos comerciales y filtros de agua.
- Equipo utilizado en hospitales.
- Equipo de aire acondicionado
- Evaporadores, tambores y barriles

NOTAS: Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

Fuente: Tomada de Importadores y distribuidores Ferrocortes

Propiedades y aplicaciones del aluminio

Aleaciones de aluminio según AWS

Clave	Propiedades de la aleación.
1xxx—Aluminio comercialmente puro.	Propensa a endurecimiento por deformación y a soldaduras. Excelente resistencia a la corrosión, alta conductividad eléctrica y térmica, buena capacidad de trabajo, baja resistencia, alta maleabilidad no tratable térmicamente.
2xxx—Cobre.	Alta relación resistencia-peso, baja resistencia a la corrosión, tratable térmicamente. Alta resistencia a temperatura elevada.
3xxx—Manganeso.	Buena capacidad de trabajo, resistencia moderada, por lo general no tratable térmicamente.
4xxx—Silicio.	Punto de fusión más bajo, forma una película de óxido de color gris oscuro a negro, en general no tratable térmicamente.
5xxx—Magnesio.	Buena resistencia a la corrosión y soldabilidad, resistencia de moderada a elevada, no tratable térmicamente.
6xxx—Magnesio y silicio	Resistencia media; buena formabilidad, tratable térmicamente. Maquinabilidad, soldabilidad y resistencia a la corrosión, alta resistencia a la corrosión, excelente facilidad para extrusión, buena resistencia a la tensión y facilidad para soldarse.
7xxx—Zinc.	Resistencia de moderada a muy elevada, tratable térmicamente.

Aleaciones de aluminio y sus aplicaciones

Aleación	Aplicaciones	Formas
1060	Equipos químicos, y tanques.	Lamina, placa, tubo
1350	Conductores eléctricos	Lamina, placa, tubo, varilla, barra, alambre, tubo, perfiles
2014	Estructuras de avión y armazones de vehículos	Lamina, placa, tubo, varilla, barra, alambre, tubo, piezas forjadas
2024	Estructuras de avión, ruedas y piezas de maquinas	Lamina, placa, tubo, varilla, barra, alambre, tubo, remaches
2219	Piezas sometidas a altas temperaturas	Lamina, placa, tubo, varilla, barra, perfiles, tubo
3003	Equipo químico, tanques, utensilios de cocina, piezas arquitectónicas	Lamina, placa, tubo, varilla, barra, perfiles, tubo, remaches y forjadas
5052	Tubos hidráulicos, fabricaciones con lámina, electrodomésticos.	Lamina, placa, tubo, varilla, barra, perfiles, tubo y remaches
6061	Estructuras, armazones y piezas de vehículos, aeronaves y usos marinos.	Todas las formas
6063	Muebles, herrajes arquitectónicos	Tubos, perfiles extruídos
7001	Estructuras de alta resistencia	Tubos, perfiles extruidos
7075	Estructuras de aviones y para trabajo pesado	Todas las formas, excepto tubos pesado

Fuente: Tomada de *Corporación Mexicana de investigación de materiales*, pp. 8 y 13

Nomenclaturas del aluminio por normas internacionales

Designación ANSI	DIN	ALCAN	ASTM	AA	BS	ISO
1060	Al 99.5	1S	1060	1060	1B	Al 99.5
1100		D2S	1100	1100	4L-16/4L-17	Al 99.0 Cu
6063	AlMgSi 0.5	50S	6063	6063	6063	6063
6261	AlMgSi-Cu-Mn	D65S	6261	6261	6261	6261
6351	AlMgSi1.0Mn	B51S	6351	6351	6351	6351

Fuente: Madecentro.com, p. 9

Propiedades típicas del aluminio

Aleación y tratamiento	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Resistencia al corte		Resistencia a la fatiga	
	(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)
1060-O	10	69	4	28	43	7	48	3	21
1060-H14	14	97	11	76	12	9	62	5	34
1060-H18	19	131	18	124	6	11	121	6	41
1350-O	12	83	4	28	28	8	55		
1350-H14	16	110	14	97		10	69		
1350-H19	27	186	24	165		15	103	7	48
2014-O	27	186	14	97	18	18	124	13	90
2014-T4	62	427	42	290	20	38	262	20	138
2014-T6	70	483	60	414	13	42	290	18	124
2024-O	27	186	11	76	22	18	124	13	90
2024-T4	68	469	47	324	19	41	283	20	138
2024-T361	72	496	57	393	12	42	290	18	124
2219-O	25	172	11	76	18				
2219-T62	60	414	42	290	10			15	103
2219-T87	69	476	57	393	10			15	103
3003-O	16	110	6	41	40	11	121	7	48
3003-H14	22	152	21	145	16	14	97	9	62
3003-H18	29	200	27	186	10	16	110	10	69
5052-O	28	193	13	90	30	18	124	16	110
5052-H34	38	262	31	214	14	21	145	18	124
5052-H38	42	290	37	255	8	24	165	20	138
6061-O	18	124	8	55	30	12	83	9	62
6061-T4	35	241	21	145	25	24	165	14	97
6061-T6	45	310	40	276	17	30	207	14	97
6063-O	13	90	7	48		10	69	8	55
6063-T4	25	172	13	90	22				
6063-T6	35	241	31	214	12	22	152	10	69
7001-O	37	255	22	152	14				
7001-T6	98	676	91	627	9			22	152
7075-O	33	228	15	103	16	22	152		
7075-T6	83	572	73	503	11	48	331	23	159

Nota: Propiedades comunes:

Densidad: 0.095 a 0.102 lb/pulg³ (2635 a 2829 kg/m³)

Módulo de elasticidad: 10 a 10.6 × 10⁶ psi (69 a 73 GPa)

Resistencia a la fatiga a 5 × 10⁶ ciclos

Fuente: Tomada de Diseño de elementos de máquinas

Anexo 3

Eficiencias de transmisión y factor de servicio

Efficiencies of transmission elements

Transmission elements	Conditions	Efficiency
Wire rope	per complete contact of the rope around the drum (sleeve or anti-friction bearings)	0.91 – 0.95
V belts	per complete contact of the belt around the V-belt pulley (normal belt tension)	0.88 – 0.93
Polymer belts	per complete contact/rollers have anti-friction bearings (normal belt tension)	0.81 – 0.85
Rubber belts	per complete contact/rollers have anti-friction bearings (normal belt tension)	0.81 – 0.85
Toothed belt	per complete contact/rollers have anti-friction bearings (normal belt tension)	0.90 – 0.96
Chains	per complete contact/rollers have anti-friction bearings (dependent on chain size)	0.90 – 0.96
Gear units	oil-lubricated, three stages (helical gears), dependent on gear unit quality; for helical-worm and helical bevel gear units: according to the manufacturer specifications	0.94 – 0.97

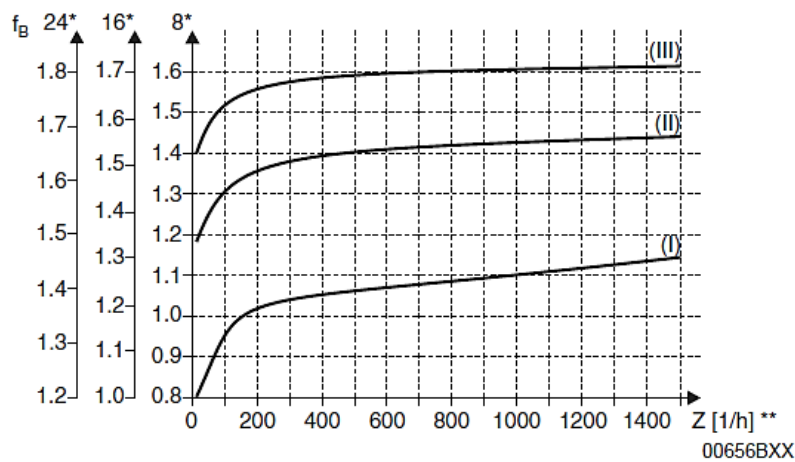


Fig. 8: Factor de servicio f_B

* Funcionamiento diario en horas/día

** Frecuencia de conexión Z: como conexiones se entienden todos los procesos de arranque y frenado, así como pasos de bajas a altas revoluciones y al contrario.

Se distinguen tres grados de impulsión:

- (I) Homogéneo, factor de aceleración de masas permitido $\leq 0,2$
- (II) No homogéneo, factor de aceleración de masas permitido ≤ 3
- (III) Extremadamente no homogéneo, factor de aceleración de masas permitido ≤ 10

Fuente: Tomada de Sew Eurodrive Catálogo de reductores y motorreductores, p. 50

Anexo 4

Características del motorreductor con 0.44 kW



MOTO REDUCTOR
MODELO MV.



MOTO REDUCTOR
MODELO MVS.



MOTO REDUCTOR
MODELO MRV.

COEFICIENTES DE SERVICIO

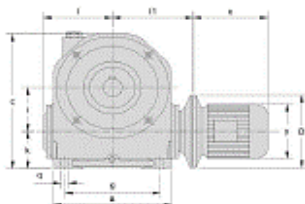
Horas Trabajo	Carga uniforme	Carga variable	Carga con choque
3 - 4	0.8 - 1.0	1.0 - 1.2	1.5 - 1.8
8 - 10	1.0 - 1.2	1.2 - 1.4	1.8 - 2.1
24	1.2 - 1.4	1.5 - 1.8	2.0 - 2.4

Arranques hora	Coef.
5	1.0
25	1.2
100	1.4
500	1.6
1000	1.8

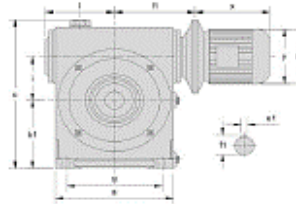
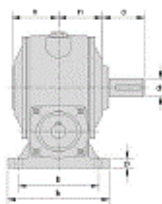
Debe tomarse el coeficiente mas elevado de entre las dos tablas

CARACTERISTICAS DE POTENCIA MAXIMA (Factor servicio = 1)

relac. R=1		rpm salid.	Tamaño 45			Tamaño 60			Tamaño 80			Tamaño 90			Tamaño 102		
F	Real		Cv ₁	Nm	F.S.	Cv ₁	Nm	F.S.	Cv ₁	Nm	F.S.	Cv ₁	Nm	F.S.	Cv ₁	Nm	F.S.
7.5	7.3	239	0.6	15	3.2	1.2	31	2.8	3.0	79	1.5	5.0	134	1.2	7.5	194	1.3
10	10.3	169	0.6	20	1.7	1.2	42	2.5	3.0	108	1.3	5.0	173	1.1	7.5	280	1.1
12.5	12.3	142	0.6	23	1.5	1.2	49	1.1	3.0	127	1.3	5.0	202	1.0	7.5	327	1.0
15	15.5	113	0.6	27	1.3	1.8	89	1.0	3.0	155	1.1	4.0	200	1.1	6.6	358	1.0
20	20.5	85	0.6	33	1.0	1.2	74	1.0	3.0	197	1.0	4.0	257	1.1	6.0	422	1.1
25	25.5	69	0.6	38	1.0	1.0	73	1.1	2.4	177	1.1	4.0	304	1.0	5.0	419	1.1



Eje salida a la izquierda: TIPO I.
MODELO MV.



Medidas complementarias para M R V.

Motor trifásico. Para otras potencias consulte con nuestro representante.

Tamaño	MOTOR		a	b	c	d1	e1	f1	g	h	i	k	k1	n	l	l1	x	y	o	p	q	D	a ₂	b ₂	k ₂	g ₂	
	HP	EC																									
45	0.4	71	110	95	150	18	6	20.5	90	75	45	38	70	45	68	80	205	143	35	10	8	160	120	100	60	105	
	0.6	71															205	143									
	0.8	71															205	143									
60	0.4	71	140	115	190	25	8	27.9	110	90	60	45	90	55	84	100	205	143	45	15	10	200	152	130	80	130	
	0.6	71															100	205									143
	0.9	80															106	241									153
	1.0	80															106	241									153
	1.2	80															106	241									153
	1.8	90L															115	241									153
80	1.0	80	165	148	232	34	10	37.3	130	120	80	60	100	65	100	115	241	153	65	20	13	200	180	150	95	160	
	1.2	80														115	241	153									
	1.8	90L														115	277	181									
	2.0	90L														115	277	181									
	2.4	90L														115	277	181									
	3.0	90L														115	277	181									

Fuente: Tomada de Catálogo de motorreductores, industrias Fama

Anexo 5

Factor de corrección por ángulo de contacto C₁

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98

Factor de servicio C₂

Ejemplos de máquinas de trabajo	Ejemplos de máquinas motrices					
	Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)			Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (para material ligero), ventiladores y bombas hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Cizallas, prensas, transportadoras de cadenas y de cinta (para material pesado), tamices vibratorios, generadores y dinamos, amasadoras, máquinas herramienta (tornos y esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Transmisiones pesadas Molinos, compresores de pistón, transportadoras de carga pesada, expulsores (transportadoras helicoidales, de placas, de cangilones, de palas), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria de elaboración de papel, bombas de pistones, bombas draga, sierras alternativas, molinos de martillos.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Transmisiones muy pesadas Molinos de carga pesada, trituradoras de piedra, calandrias, mezcladoras, tornos, grúas, dragas, maquinaria pesada para la madera.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

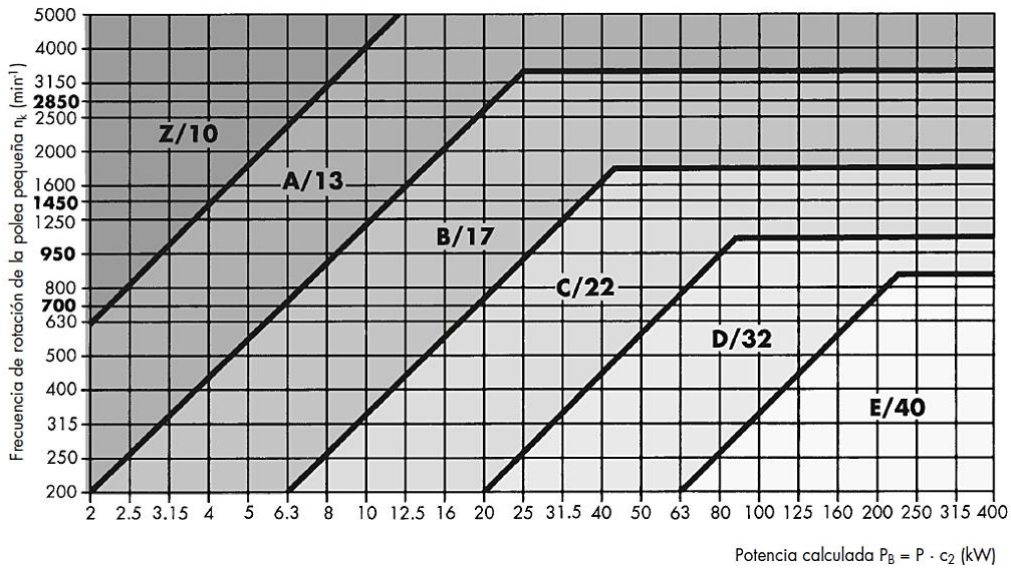
Factor de corrección por longitud de banda C₃

Perfil 5*		Perfil Y/6*		Perfil 8		Perfil Z/10, ZX/X10		Perfil A/13, AX/X13		Perfil B/17, BX/X17		Perfil 20	
Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3
172	0,87	280	0,97	299*	0,86	422*	0,86	660	0,80	900	0,81	948	0,75
202	0,91	295	0,99	334*	0,88	447*	0,87	740	0,82	990	0,83	998	0,76
248	0,95	315	1,00	374*	0,91	472*	0,88	780	0,83	1040	0,84	1048	0,77
277	0,97	330	1,01	419*	0,93	497*	0,89	830	0,85	1100	0,85	1168	0,79
292	0,99	350	1,02	444*	0,94	522*	0,90	880	0,86	1140	0,85	1228	0,80
312	1,00	370	1,04	469*	0,95	552*	0,92	930	0,87	1220	0,87	1298	0,81
327	1,01	390	1,05	494*	0,97	582*	0,93	980	0,88	1290	0,88	1368	0,82
334	1,01	415	1,06	549*	0,99	622	0,94	1030	0,89	1360	0,89	1448	0,83
347	1,02	440	1,07	579*	1,00	652	0,95	1090	0,90	1440	0,90	1548	0,85
364	1,03	465	1,09	594*	1,01	692	0,96	1150	0,91	1540	0,92	1648	0,86

Fuente: Tomada de Catálogo de correas múltiples Optibelt

Anexo 6

Gráfico de selección de correas clásicas VB DIN 2215



Selección de correa según DIN 2215



A/13

Perfil A/13

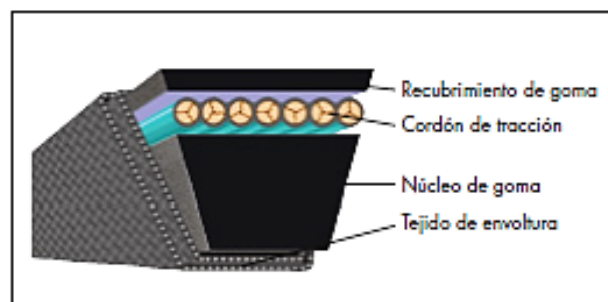
Nº correa	Desarrollo de referencia ISO L _d (mm)	Desarrollo interior L _i (mm)	Nº correa	Desarrollo de referencia ISO L _d (mm)	Desarrollo interior L _i (mm)	Nº correa	Desarrollo de referencia ISO L _d (mm)	Desarrollo interior L _i (mm)	Nº correa	Desarrollo de referencia ISO L _d (mm)	Desarrollo interior L _i (mm)
A 16	437	407	A 41	1071	1041	A 69	1780	1750	A 105	2697	2667
A 18	487	457	A 41½	1080	1050	A 70	1805	1775	A 107	2755	2725
A 19	510	480	A 42	1090	1060	A 71	1830	1800	A 108	2773	2743
A 20	538	508	A 42½	1105	1075	A 72	1855	1825	A 110	2830	2800
A 21	565	535	A 43	1130	1100	A 73	1884	1854	A 112	2875	2845
A 22	590	560	A 43½	1135	1105	A 74	1910	1880	A 114	2926	2896
A 23	605	575	A 44	1150	1120	A 75	1930	1900	A 116	2976	2946
A 23½	630	600	A 45	1173	1143	A 76	1960	1930	A 118	3030	3000
A 24	640	610	A 45½	1180	1150	A 77	1986	1956	A 120	3078	3048
A 25	660	630	A 46	1198	1168	A 78	2010	1980	A 124	3180	3150
A 26	680	650	A 46½	1210	1180	A 79	2030	2000	A 128	3280	3250
A 26½	700	670	A 47	1230	1200	A 80	2062	2032	A 132	3380	3350
A 27	716	686	A 47½	1245	1215	A 81	2090	2060	A 136	3484	3454
A 27½	730	700	A 48	1250	1220	A 82	2113	2083	A 140	3580	3550
A 28	740	710	A 48½	1255	1225	A 83	2130	2100	A 144	3688	3658
A 29	760	730	A 49	1280	1250	A 83½	2150	2120	A 148	3780	3750
A 29½	780	750	A 50	1300	1270	A 84	2164	2134	A 158	4030	4000
A 30	797	767	A 51	1330	1300	A 84½	2180	2150	A 167	4280	4250
A 31	805	775	A 52	1350	1320	A 85	2190	2160	A 187	4780	4750
A 31½	830	800	A 53	1380	1350	A 86	2230	2200	A 197	5030	5000
A 32	843	813	A 54	1405	1375	A 87	2240	2210			
A 32½	855	825	A 55	1430	1400	A 88	2270	2240			
A 33	871	841	A 56	1452	1422	A 89	2291	2261			
A 34	880	850	A 57	1480	1450	A 90	2316	2286			
A 34½	905	875	A 58	1505	1475	A 91	2341	2311			
A 35	919	889	A 59	1530	1500	A 92	2367	2337			
A 35½	930	900	A 60	1555	1525	A 93	2390	2360			
A 36	944	914	A 61	1580	1550	A 94	2418	2388			
A 37	955	925	A 62	1605	1575	A 95	2443	2413			
A 37½	980	950	A 63	1630	1600	A 96	2468	2438			
A 38	995	965	A 64	1655	1625	A 97	2494	2464			
A 38½	1005	975	A 65	1680	1650	A 98	2530	2500			
A 39	1030	1000	A 66	1706	1676	A 100	2570	2540			
A 40	1046	1016	A 67	1730	1700	A 102	2621	2591			
A 40½	1060	1030	A 68	1755	1725	A 104	2670	2640			

Fuente: Tomada de Catálogo de correas múltiples Optibelt

Características de correa tipo A según DIN 2215

Estructura/calidades

Las correas trapeciales clásicas Optibelt VB se fabrican con el mismo proceso de producción que las correas trapeciales estrechas de alto rendimiento Optibelt SK.



Los componentes utilizados están adaptados a las potencias nominales Optibelt PN. Estos valores son considerablemente superiores a los indicados en la norma DIN 2218. Ello permite en las transmisiones ya existentes, especialmente en las críticas, alcanzar una seguridad de funcionamiento todavía mayor y evitar sobrecargas de potencia.

- Las correas trapeciales clásicas Optibelt VB tienen una relación altura/anchura de aprox. 1 : 1,6.
- No debe superarse la velocidad de correa $v_{max} \approx 30$ m/s.
- La frecuencia de flexión admisible es considerablemente menor en comparación con las correas trapeciales estrechas. El valor máximo es $f_{B \max} \approx 80$ s⁻¹.

Campos de aplicación

Las correas trapeciales clásicas Optibelt VB se emplean preferentemente como recambio en la industria de construcción de maquinaria. Para transmisiones nuevas se recomienda casi siempre, por razones de espacio y coste, las correas trapeciales estrechas de alto rendimiento. Únicamente se utilizan en la industria de construcción de maquinaria en transmisiones especiales, como p. ej. en transmisiones trapeciales planas. Las correas trapeciales clásicas Optibelt VB pueden resolver con sus versiones especiales transmi-

siones problemáticas en el sector de maquinaria para jardinería y sobre todo en maquinaria agrícola. En los sectores mencionados se aplican unos métodos de construcción y cálculo especiales no contemplados en este manual. En estos casos le rogamos nos comunique las especificaciones técnicas.

Normalización / Dimensiones

Las correas trapeciales clásicas Optibelt VB con los perfiles Y/6, Z/10, A/13, B/17, C/22, D/32 y E/40 están normalizadas según DIN 2215 e ISO 4184.

Pueden suministrarse otros perfiles no normalizados ISO 5, 8, 20 y 25. Estos perfiles deben evitarse en lo posible por motivos de intercambio y racionalización.

La norma ISO 4184 especifica el desarrollo de referencia para la longitudes de las correas. La denominación de la correa trapecial por el desarrollo interior L_i se sustituye ahora por el desarrollo de referencia L_d . Para los factores de conversión de desarrollo de referencia a desarrollo interior, véase la página 143.

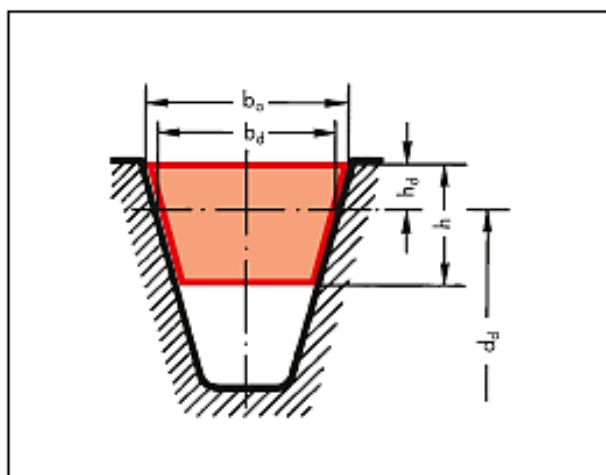


Tabla 3

Perfil	DIN 2215	(5)	6	(8)	10	13	17	(20)	22	(25)	32	40
	ISO 4184	-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E
Ancho superior de la correa	b_o	≈ 5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40
Ancho de referencia	b_d	4,2	5,3	6,7	8,5	11	14	17	19	21	27	32
Altura de la correa	h	≈ 3	4	5	6	8	11	12,5	14	16	20	25
Distancia	h_d	$\approx 1,3$	1,6	2,0	2,5	3,3	4,2	4,8	5,7	6,3	8,1	12
Diámetro de polea mín. recomendado	$d_{d \min}$	20	28	40	50	71	112	160	180	250	355	500
Peso por metro (kg/m)	\approx	0,018	0,026	0,042	0,064	0,109	0,190	0,266	0,324	0,420	0,690	0,958
Frecuencia de flexión	$f_{B \max}$	\approx					80					
Velocidad de la correa (m/s)	v_{\max}	\approx					30					

Fuente: Tomada de Catálogo de correas múltiples Optibelt

Características de poleas según DIN 2215

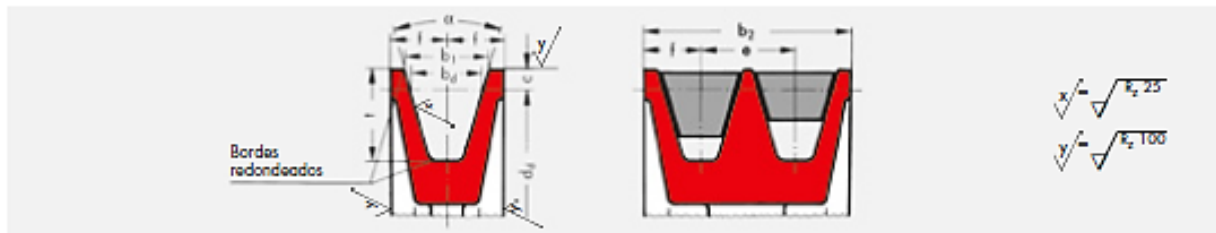


Tabla 9

Correa trapezoidal Perfil	Denominación ISO	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40
Correas trapezoidales estrechas Perfil	DIN 7753 parte 1 e ISO	-	-	-	SPZ*	SPA*	SPB*	-	SPC*	-	-	-
b_d		4,2	5,3	6,7	8,5	11,0	14,0	17,0	19,0	21,0	27,0	32,0
$b_1 \approx$		5,0	6,3	8,0	9,7	12,7	16,3	20,0	22,0	25,0	32,0	40,0
c		1,3	1,6	2,0	2,0	2,8	3,5	5,1	4,8	6,3	8,1	12,0
e		6 ± 0,3	8 ± 0,3	10 ± 0,3	12 ± 0,3	15 ± 0,3	19 ± 0,4	23 ± 0,4	25,5 ± 0,5	29 ± 0,5	37 ± 0,6	44,5 ± 0,7
f		5 ± 0,5	6 ± 0,5	7 ± 0,6	8 ± 0,6	10 ± 0,6	12,5 ± 0,8	15 ± 0,8	17 ± 1,0	19 ± 1,0	24 ± 2,0	29 ± 2,0
t	Correas trapezoidales sin fin	6 + 0,6 0	7 + 0,6 0	9 + 0,6 0	11 + 0,6 0	14 + 0,6 0	18 + 0,6 0	18 + 0,6 0	24 + 0,6 0	22 + 0,6 0	28 + 0,6 0	33 + 0,6 0
	Correas trapezoidales a metros DIN 2216	6 + 0,6 0	7 + 0,6 0	9 + 0,6 0	11 + 0,6 0	14 + 0,6 0	18 + 0,6 0	21 + 0,6 0	24 + 0,6 0	26 + 0,6 0	33 + 0,6 0	38 + 0,6 0
$d_d \text{ min}$	Correas trapezoidales	20	28	40	50	71	112	160	180	250	355	500
	Correas trapezoidales estrechas	-	-	-	63	90	140	-	224	-	-	-
α		32° ± 1° $d_d \leq 50$	32° ± 1° $d_d \leq 63$	32° ± 1° $d_d \leq 75$	-	-	-	-	-	-	-	-
		-	-	-	34° ± 1° $d_d \leq 80$	34° ± 1° $d_d \leq 118$	34° ± 1° $d_d \leq 190$	34° ± 1° $d_d \leq 250$	34° ± 1° $d_d \leq 315$	34° ± 1° $d_d \leq 355$	-	-
		36° ± 1° $d_d > 50$	36° ± 1° $d_d > 63$	36° ± 1° $d_d > 75$	-	-	-	-	-	-	36° ± 30' $d_d \leq 500$	36° ± 30' $d_d \leq 630$
		-	-	-	38° ± 1° $d_d > 80$	38° ± 1° $d_d > 118$	38° ± 1° $d_d > 190$	38° ± 1° $d_d > 250$	38° ± 30' $d_d > 315$	38° ± 30' $d_d > 355$	38° ± 30' $d_d > 500$	38° ± 30' $d_d > 630$
Ancho de corona b_2 para número de canales z $b_2 = (z - 1)e + 2f$	1	10,0	12,0	14,0	16,0	20,0	25,0	30,0	34,0	38,0	48,0	58,0
	2	16,0	20,0	24,0	28,0	35,0	44,0	53,0	59,5	67,0	85,0	102,5
	3	22,0	28,0	34,0	40,0	50,0	63,0	76,0	85,0	96,0	122,0	147,0
	4	28,0	36,0	44,0	52,0	65,0	82,0	99,0	110,5	125,0	159,0	191,5
	5	34,0	44,0	54,0	64,0	80,0	101,0	122,0	136,0	154,0	196,0	236,0
	6	40,0	52,0	64,0	76,0	95,0	120,0	145,0	161,5	183,0	233,0	280,5
	7		60,0	74,0	88,0	110,0	139,0	168,0	187,0	212,0	270,0	325,0
	8			84,0	100,0	125,0	158,0	191,0	212,5	241,0	307,0	369,5
	9				112,0	140,0	177,0	214,0	238,0	270,0	344,0	414,0
	10					155,0	196,0	237,0	263,5	299,0	381,0	458,5
	11						215,0	260,0	289,0	328,0	418,0	503,0
	12							283,0	314,5	357,0	455,0	547,5

Fuente: Tomada de Catálogo de correas múltiples Optibelt

Anexo 7

Factores de corrección en la transmisión por cadena

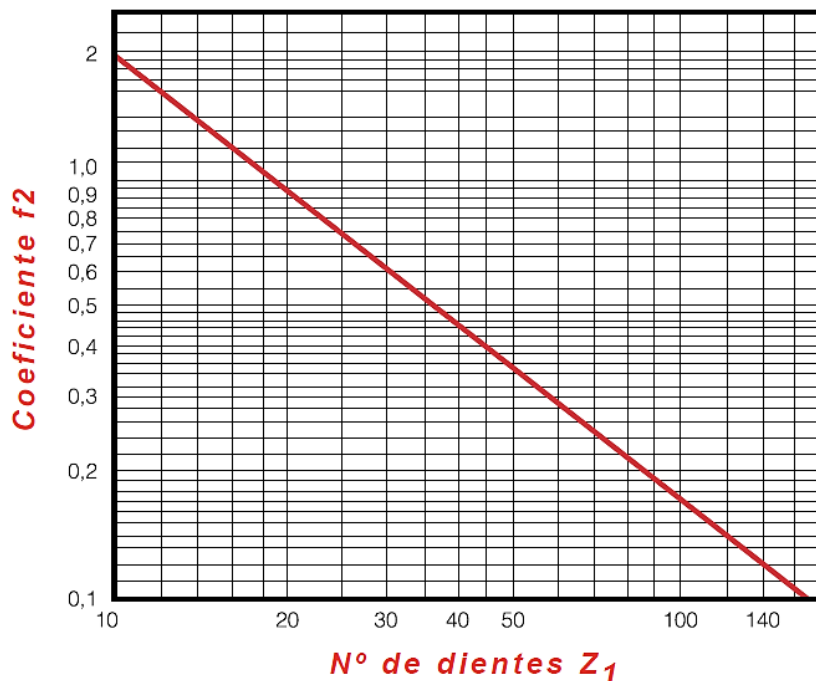
Tabla de coeficientes de trabajo

Tabla N° 1 (Coeficiente f_1)

Tipo de carga	Ejemplo de máquinas	Motor eléctrico o turbina	Accionamiento	
			Motor de combustión interna Trans. hidráulica	Trans. mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrífugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alternadores. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleféricos. Maquinas herramientas (toros, taladradoras, fresadoras, rectificadoras). Ventiladores y máquinas soplantes.	1	1	1,2
Irregular	Agitadores de sustancias poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marinas). Elevadores y transportadores con carga irregular. Laminadoras. Mezcladores. Maquinaria para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas. Telares.	1,3	1,2	1,4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Grúas. Maquinaria para perforación. Maquinaria para fabricar ladrillos. Maquinas herramientas (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Rotocultivadores. Trituradoras.	1,5	1,4	1,7

Tabla de coeficiente de corrección en relación con el número de dientes de la catarina

Tabla N° II



Fuente: Tomada de Catálogo de cadena de rodillo Joresa

Tabla de coeficiente de desgaste en relación de transmisión

Tabla N° III (Coeficiente f_3)

		Relación de transmisión							
		1:1	2:1	3:1	4:1	5:1	6:1	7:1	8:1
Distancia entre centros, C	20 pasos	1,45	1,25	1,15	1,08	1,03	0,99	0,96	0,92
	30 pasos	1,31	1,14	1,06	1,01	0,97	0,94	0,91	0,87
	40 pasos	1,22	1,07	1,00	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84
	50 pasos	1,15	1,01	0,95	0,91	0,88	0,85	0,83	0,81
	60 pasos	1,08	0,97	0,91	0,87	0,85	0,82	0,81	0,78
	80 pasos	1,00	0,87	0,84	0,81	0,79	0,77	0,75	0,73

Tabla de presión sobre articulaciones

Tabla N° IV

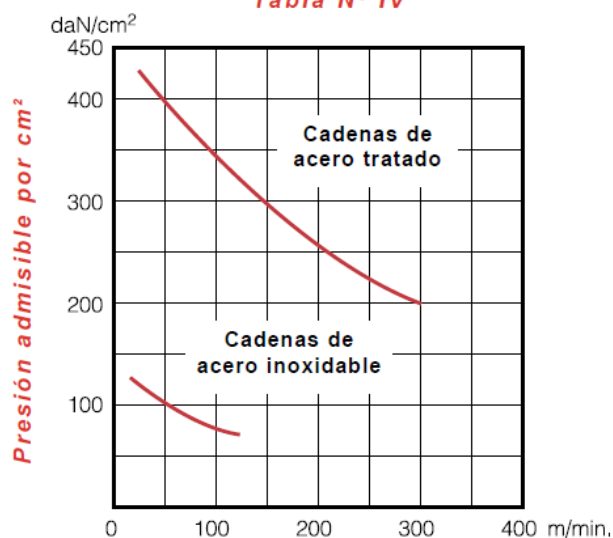
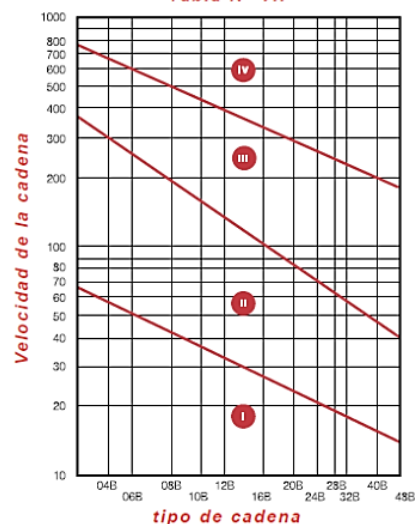


Gráfico de instrucciones y mantenimiento

I Lubricación manual	Para transmisiones de poca velocidad. Se puede aplicar con pincel, aceitera, etc. de forma periódica.
II Lubricación por goteo	Un sistema continuo o programado en el tiempo va depositando sobre la cadena el aceite necesario
III Lubricación por inmersión o barboteo	Es este caso es necesario que la cadena quede encerrada en un carter y que una parte de la misma esté sumergida, o exista un sistema de barboteo que de forma continua riegue la cadena
IV Lubricación a presión	También en cárter cerrado, una bomba lanza uno o varios chorros de aceite sobre la cadena. En estos casos se suele incorporar un sistema de enfriamiento del aceite.

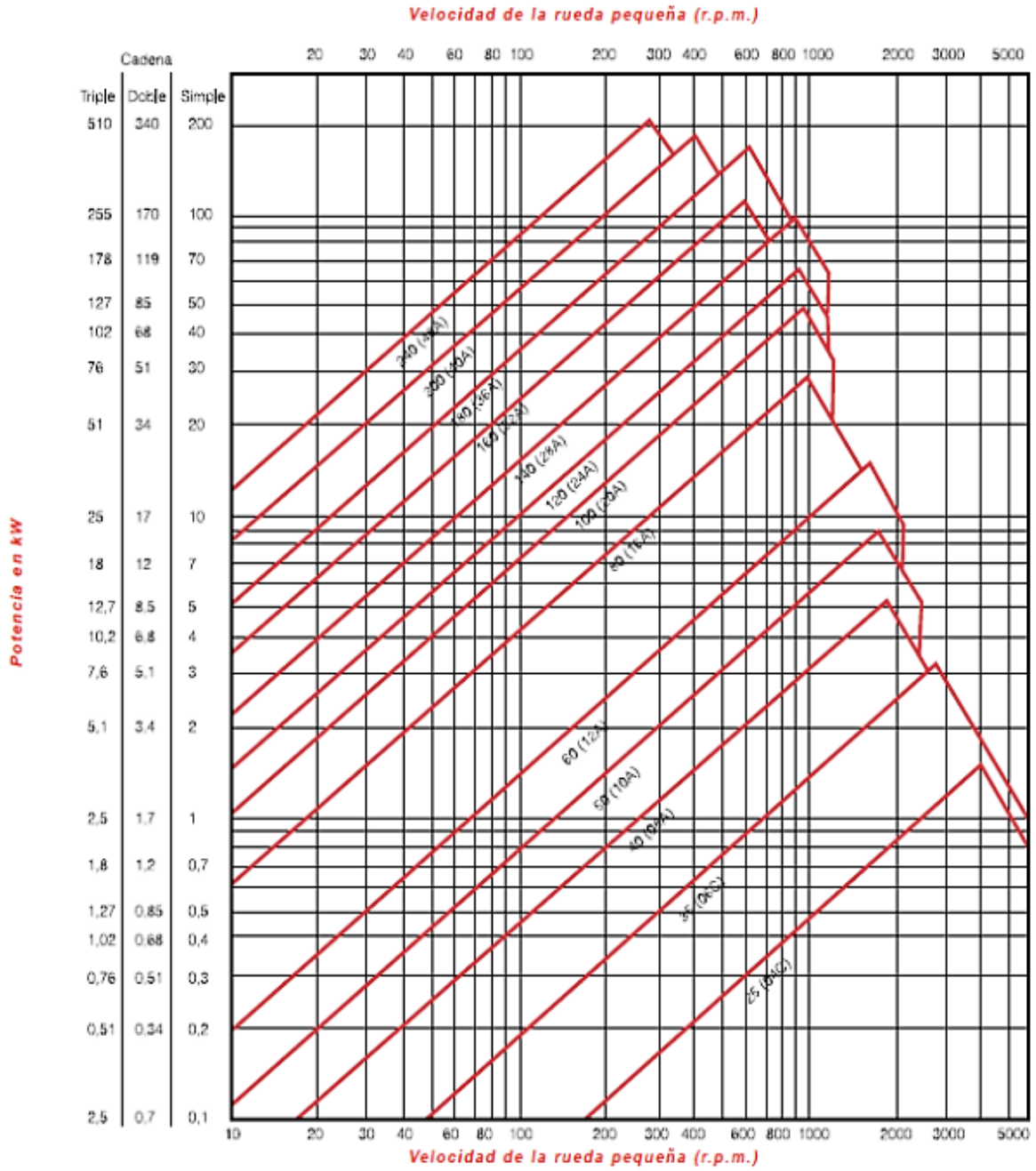
Tabla N° VII



Fuente: Tomada de Catálogo de cadena de rodillo Joresa

Anexo 8

Gráfico de selección de cadenas norma ISO 606 (serie americana)



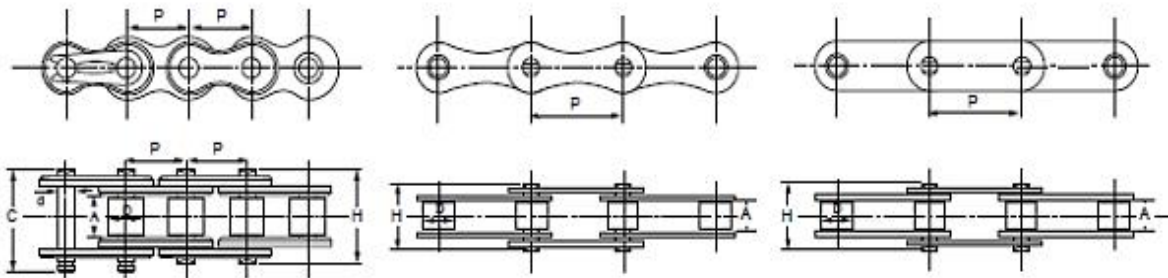
Fuente: Tomada de Catálogo de cadena de rodillo Joresa

Anexo 9

Características y especificaciones de la cadena inoxidable

Cadenas en acero inoxidable

Cadenas para trabajo a temperatura
Cadenas de paso corto
Cadenas de paso largo



Cadenas de paso corto	Cadenas de paso largo (norma europea)	Cadenas de paso largo (norma americana)
-----------------------	---------------------------------------	---

Cadenas de paso corto (Norma ISO derivada de las DIN y BS)

Referencia	Norma	Paso P		Ancho interior mínimo		Diámetro del rodillo	Diámetro del eje	Ancho máximo sobre ejes	Ancho sobre ejes de unión	Superficie de articulación	Carga aprox. de rotura	Peso por m.
		mm	pulg.	A mm	D mm							
26 SS	04 B-1	6	-	2,8	4	1,85	7,40	-	0,07	180	0,120	
28 SS	05 B-1	8	0,315	3	5	2,31	8,50	-	0,10	330	0,180	
32 SS *	06 B-1	9,525	3/8	5,72	6,35	3,28	12,40	16,10	0,28	650	0,400	
42 SS	08 B-1	12,7	1/2	7,75	8,51	4,45	17,00	19,50	0,50	1.000	0,720	
52 SS	10 B-1	15,875	5/8	9,65	10,16	5,08	19,00	23,10	0,68	1.450	0,960	
62 SS	12 B-1	19,05	3/4	11,68	12,07	5,72	22,00	26,50	0,90	1.700	1,230	
82 SS	16 B-1	25,4	1	17,02	18,88	8,28	34,60	39,50	2,12	4.800	3,690	

Cadenas de paso corto (Norma americana ASA)

25 SS *	04 C	6,35	1/4	3,18	3,30	2,31	8	9,60	0,11	240	0,140
35 SS	06 C	9,525	3/8	4,77	5,08	3,59	11,90	13,18	0,27	770	0,330
40 SS	08 A-1	12,70	1/2	7,95	7,92	3,96	16,30	21,70	0,45	1.200	0,640
50 SS	10 A-1	15,875	5/8	9,53	10,16	5,08	20,10	25,90	0,71	2.000	1,060
60 SS	12 A-1	19,05	3/4	12,70	11,91	5,94	28	31,50	0,97	2.850	1,580
80 SS	16 A-1	25,4	1	15,88	15,88	7,92	35,30	38,90	1,76	5.200	2,610

* Cadena de placa recta.

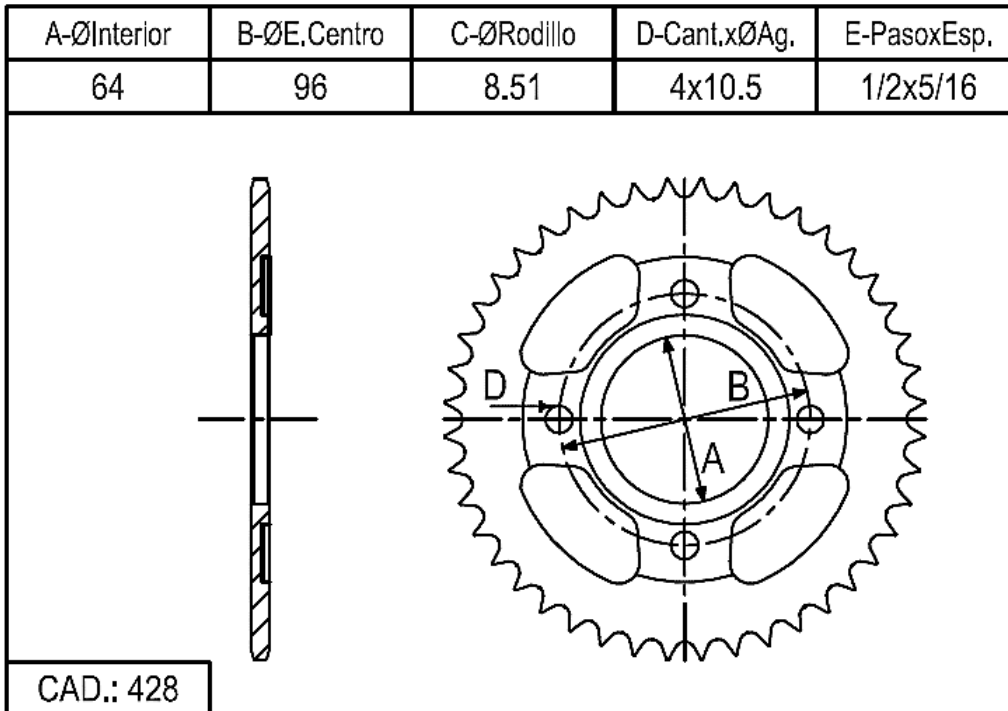
Todas estas cadenas se fabrican también en versión doble y triple.

Cadenas de paso largo (Norma europea)

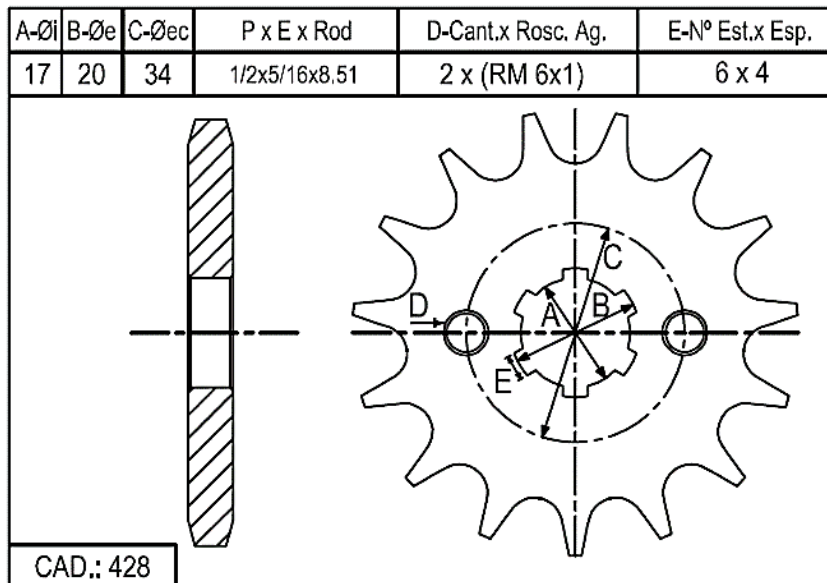
Fuente: Tomada de Catálogo de cadena de rodillo Joresa

Anexo 10

Características y especificaciones de la catarina



Características y especificaciones del piñón



Fuente: Tomada de Catálogo de coronas y piñones Catalano

Anexo 11

Duración de vida del cojinete

Clasificación del servicio	Aplicación de la maquinaria	Duración L_n
Maquinaria utilizada ocasionalmente	Mecanismos de las puertas, Cierre de garaje	500
Equipos utilizados en períodos cortos o intermitentes con interrupciones permitidas	Electrodomésticos, Herramientas eléctricas manuales, Maquinaria agrícola, Tecles en tiendas	4 000 ~ 8 000
Intermitente pero con requerimientos de alta confiabilidad	Equipo auxiliar de centrales eléctricas, Elevadores, Bandas transportadoras, Puentes grúa	8 000 ~ 14 000
Maquinaria utilizada 8 horas al día, pero no siempre a su máxima capacidad	Ejes de vagones minas, Unidades de la caja de engranaje importantes	14 000 ~ 20 000
Maquinaria utilizada 8 horas a máxima capacidad	Sopladores, Máquinas de uso general en talleres, Grúas de operación continua	20 000 ~ 30 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua	Compresores, Bombas	50 000 ~ 60 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua con máxima seguridad	Equipos de Centrales eléctricas, Suministro de agua en áreas urbanas, Ventiladores en minas	100 000 ~ 200 000

Factor de carga en la correa

Tipo de correa	f_b
Correa en V	1.5 to 2.0
Correa de tiempo	1.1 to 1.3
Correa plana (con polea tensola)	2.5 to 3.0
Correa plana	3.0 to 4.0

Fuente: Catálogo de chumaceras NTN

Factor de carga en engranes de transmisión

Engranaje	f_z
Engranajes de precisión (tolerancia 0.02 mm ó 0.0008 pulg. Máx., para paso y perfil)	1.05 to 1.1
Engranajes maquinados de acabado ordinario (tolerancia 0.02 a 0.1 mm, 0.0008 a 0.0039 pulg. para paso y perfil)	1.1 to 1.3

Transmisión por cadena

Cuando la potencia es transmitida por cadena, la fuerza efectiva de transmisión sobre la rueda dentada se calcula con la ecuación 7.3. Para obtener la carga actuante, la fuerza efectiva de transmisión debe ser multiplicada por el "factor de cadena", 1.2 á 1.5.

Fuente: Catálogo de chumaceras NTN

Tabla de materiales de rodamientos y cojinetes

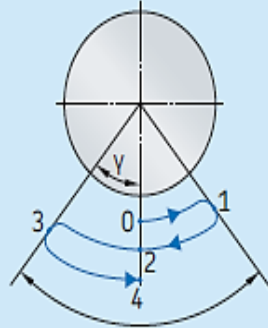
TABLA 14-2 Comparación de materiales de rodamientos

	Material			
	Nitruro de silicio	Acero 52100	Acero inoxidable 440C	Acero M50
Dureza a temperatura ambiente, HRC	78	62	60	64
Módulo de elasticidad a temperatura ambiente	45×10^6 psi 310 GPa	30×10^6 psi 207 GPa	29×10^6 psi 200 GPa	28×10^6 psi 193 GPa
Temperatura máxima de operación	2200°F 1200°C	360°F 180°C	500°F 260°C	600°F 320°C
Densidad, kg/m ³	3200	7800	7800	7600

Fuente: Tomada de Diseño de elementos de máquinas, Robert Mott

Factores de la vida útil del rodamiento – rodamientos SKF

Factores de conversión de unidades para la vida útil del rodamiento



La oscilación completa = 4γ
(= desde el punto 0 al punto 4)

Unidades básicas	Factor de conversión			
	Millones de revoluciones	Horas de funcionamiento	Millones de kilómetros recorridos	Millones de ciclos de oscilación ¹⁾
1 millón de revoluciones	1	$\frac{10^6}{60 n}$	$\frac{\pi D}{10^3}$	$\frac{180}{2 \gamma}$
1 hora de funcionamiento	$\frac{60 n}{10^6}$	1	$\frac{60 n \pi D}{10^9}$	$\frac{180 \times 60 n}{2 \gamma 10^6}$
1 millón de kilómetros	$\frac{10^3}{\pi D}$	$\frac{10^9}{60 n \pi D}$	1	$\frac{180 \times 10^3}{2 \gamma \pi D}$
1 millón de ciclos de oscilación ¹⁾	$\frac{2 \gamma}{180}$	$\frac{2 \gamma 10^6}{180 \times 60 n}$	$\frac{2 \gamma \pi D}{180 \times 10^3}$	1

D = diámetro de la rueda del vehículo [m]

n = velocidad de giro [r. p. m.]

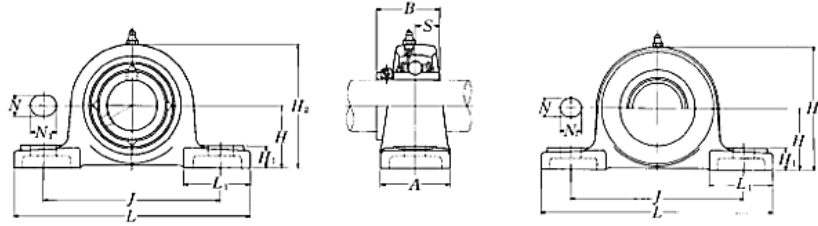
γ = amplitud de oscilación (ángulo de desviación máxima desde la posición central) [°]

¹⁾ No válido para amplitudes pequeñas ($\gamma < 10^\circ$)

Fuente: Tomada de Catálogo de rodamientos SKF

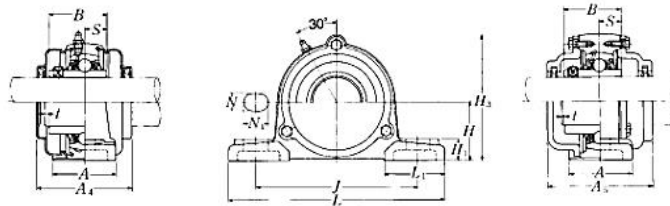
Anexo 12

Características y especificaciones de cojinetes de pie



Tipo con guardapolvo de acero prensado
Extremo abierto: S-UCP---D1
Extremo cerrado: SM-UCP---D1

Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		mm					pulg.							
		H	L	J	A	N	N ₁	H ₁	H ₂	L ₁	B	S		
12 1/2	UCP201D1 UCP201-008D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 1/16	42 1 1/2	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC201D1 UC201-008D1
15 9/16 5/8	UCP202D1 UCP202-009D1 UCP202-010D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 1/16	42 1 1/2	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
17 1 1/16	UCP203D1 UCP203-011D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 1/16	42 1 1/2	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC203D1 UC203-011D1
20 3/4	UCP204D1 UCP204-012D1	33.3 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	65 2 9/16	42 1 1/2	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC204D1 UC204-012D1
25 1 3/16 7/8 1 5/16	UCP205D1 UCP205-013D1 UCP205-014D1 UCP205-015D1	36.5 1 7/16	140 5 1/2	105 4 1/8	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	15 1 1/2	71 2 5/16	42 1 1/2	34.1 1.3425	14.3 0.563	M10 3/8	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1



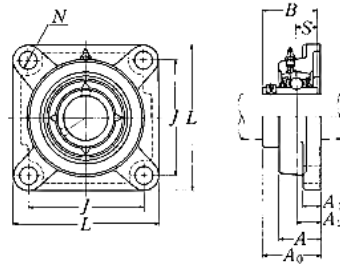
Tipo con guardapolvo de acero fundido
Extremo abierto: C-UCP---D1
Extremo cerrado: CM-UCP---D1

Número del alojamiento	Número de la chumacera ¹⁾ Tipo con guardapolvo de acero prensado	Número de la chumacera ¹⁾ Tipo con guardapolvo de acero fundido	Dimensiones nominales				Peso de la chumacera		
			t máx.	mm A ₄	pulg. H ₅	A ₅	kg lb		
							UCP	S(SM)	C(CM)
P203D1	S(SM)-UCP201D1	C(CM)-UCP201D1	2	51	67	62	0.7	0.7	1.0
P203D1	S(SM)-UCP201-008D1	C(CM)-UCP201-008D1	5/64	2	2 5/8	2 1/16	1.5	1.5	2.2
P203D1	S(SM)-UCP202D1	C(CM)-UCP202D1	2	51	67	62	0.7	0.7	1.0
P203D1	S(SM)-UCP202-009D1	C(CM)-UCP202-009D1	5/64	2	2 5/8	2 1/16	1.5	1.5	2.2
P203D1	S(SM)-UCP202-010D1	C(CM)-UCP202-010D1							
P203D1	S(SM)-UCP203D1	C(CM)-UCP203D1	2	51	67	62	0.7	0.7	1.0
P203D1	S(SM)-UCP203-011D1	C(CM)-UCP203-011D1	5/64	2	2 5/8	2 1/16	1.5	1.5	2.2
P204D1	S(SM)-UCP204D1	C(CM)-UCP204D1	2	51	70	62	0.7	0.7	0.9
P204D1	S(SM)-UCP204-012D1	C(CM)-UCP204-012D1	5/64	2	2 3/4	2 1/16	1.5	1.5	2.0
P205D1	S(SM)-UCP205D1	C(CM)-UCP205D1	2	57	76	70	0.8	0.9	1.1
P205D1	S(SM)-UCP205-013D1	C(CM)-UCP205-013D1							
P205D1	S(SM)-UCP205-014D1	C(CM)-UCP205-014D1	5/64	2 1/4	3	2 3/4	1.8	2.0	2.4
P205D1	S(SM)-UCP205-015D1	C(CM)-UCP205-015D1							

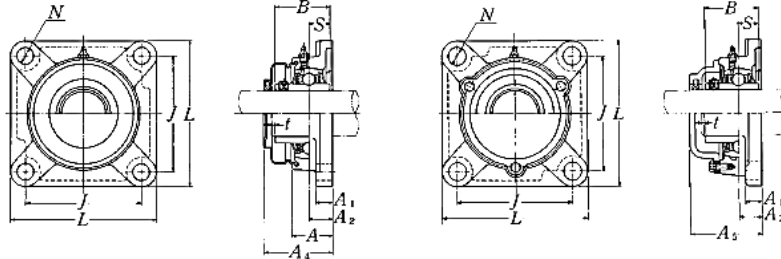
Fuente: Tomada de Catálogo de chumaceras NTN

Anexo 13

Características y especificaciones de cojinetes de pared



Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales									Tamaño del pemo mm pulg.	Número del rodamiento
		mm			pulg.							
		L	J	A ₂	A ₁	A	N	A ₀	B	S		
12	UCF201D1	86	64	15	11	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC201D1
$\frac{1}{2}$	UCF201-008D1	$3\frac{3}{8}$	$2\frac{33}{64}$	$1\frac{9}{32}$	$\frac{7}{16}$	1	$1\frac{5}{32}$	$1\frac{13}{16}$	1.2205	0.500	$\frac{3}{8}$	UC201-008D1
15	UCF202D1	86	64	15	11	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC202D1
$\frac{9}{16}$ $\frac{5}{8}$	UCF202-009D1 UCF202-010D1	$3\frac{3}{8}$	$2\frac{33}{64}$	$1\frac{9}{32}$	$\frac{7}{16}$	1	$1\frac{5}{32}$	$1\frac{13}{16}$	1.2205	0.500	$\frac{3}{8}$	UC202-009D1 UC202-010D1
17	UCF203D1	86	64	15	11	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC203D1
$1\frac{1}{16}$	UCF203-011D1	$3\frac{3}{8}$	$2\frac{33}{64}$	$1\frac{9}{32}$	$\frac{7}{16}$	1	$1\frac{5}{32}$	$1\frac{13}{16}$	1.2205	0.500	$\frac{3}{8}$	UC203-011D1



Tipo con guardapolvo de acero prensado
Extremo abierto: S-UCF...D1
Extremo cerrado: SM-UCF...D1

Tipo con guardapolvo de acero fundido
Extremo abierto: C-UCF...D1
Extremo cerrado: CM-UCF...D1

Número ¹⁾ del alojamiento	Número de la chumacera ¹⁾ Tipo con guardapolvo de acero prensado	Número de la chumacera ¹⁾ Tipo con guardapolvo de acero fundido	Dimensiones nominales			Peso de la chumacera		
			t máx.	mm A ₄	pulg. A ₅	kg UCF	lb S(SM)	lb C(CM)
F204D1	S(SM)-UCF201D1	C(CM)-UCF201D1	2	40.5	46	0.6	0.6	0.8
F204D1	S(SM)-UCF201-008D1	C(CM)-UCF201-008D1	$\frac{5}{64}$	$1\frac{19}{32}$	$1\frac{13}{16}$	1.3	1.3	1.8
F204D1	S(SM)-UCF202D1	C(CM)-UCF202D1	2	40.5	46	0.6	0.6	0.8
F204D1	S(SM)-UCF202-009D1	C(CM)-UCF202-009D1	$\frac{5}{64}$	$1\frac{19}{32}$	$1\frac{13}{16}$	1.3	1.3	1.8
F204D1	S(SM)-UCF202-010D1	C(CM)-UCF202-010D1						
F204D1	S(SM)-UCF203D1	C(CM)-UCF203D1	2	40.5	46	0.6	0.6	0.8
F204D1	S(SM)-UCF203-011D1	C(CM)-UCF203-011D1	$\frac{5}{64}$	$1\frac{19}{32}$	$1\frac{13}{16}$	1.3	1.3	1.8

Fuente: Tomada de Catálogo de chumaceras NTN

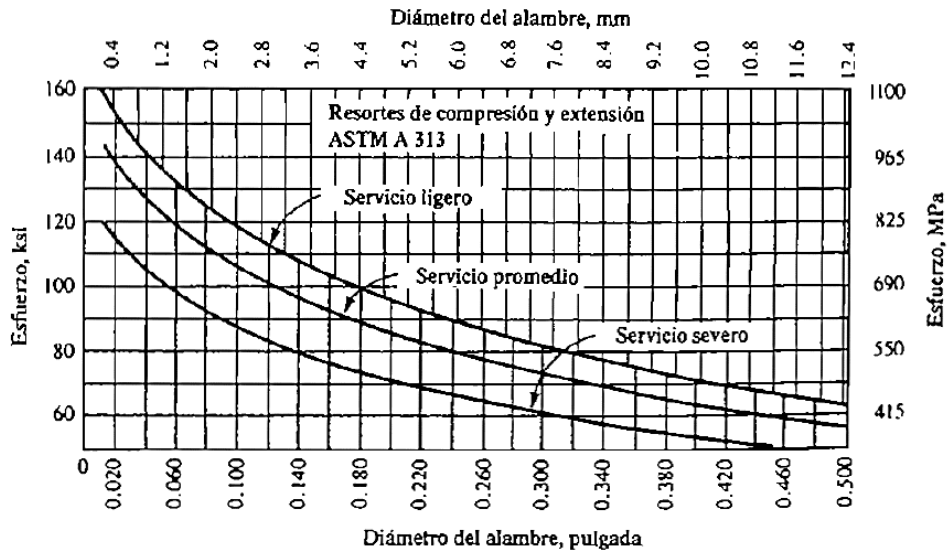
Anexo 14

Tabla de materiales para resortes

Tipo de material	Núm. ASTM	Costo relativo	Límites de temperatura, °F
A. Aceros al alto carbón			
Estirado en frío Acero de uso general, con 0.60 a 0.70% de carbón; bajo costo	A227	1.0	0-250
Alambre para instrumentos musicales Acero de alta calidad, con 0.80 a 0.95% de carbón; muy alta resistencia; excelente acabado superficial; estirado en frío; buen funcionamiento con fatiga, se usa principalmente en tamaños pequeños, hasta de 0.125 pulg	A228	2.6	0-250
Templado en aceite Acero de propósito general, con 0.60 a 0.70% de carbón; se usa principalmente en tamaños mayores que 0.125 pulg; no es bueno para choque o impacto	A229	1.3	0-350
B. Aceros aleados			
Cromo-vanadio Buena resistencia, resistencia a la fatiga, resistencia al impacto, funcionamiento en alta temperatura, calidad de resorte de válvula	A231	3.1	0-425
Cromo-silicio Resistencia muy alta y buena resistencia a la fatiga y al choque	A401	4.0	0-475
C. Aceros inoxidables			
Tipo 302 Muy buena resistencia a la corrosión y para funcionamiento a alta temperatura; casi no magnético; estirado en frío; los tipos 304 y 316 también están en esta clase ASTM y tienen mejor facilidad de conformación, pero su resistencia es menor	A313(302)	7.6	<0-550
Tipo 17-7 PH Buen funcionamiento a alta temperatura	A313(631)	11.0	0-600
D. Aleaciones de cobre: Todas tienen buena resistencia a la corrosión y buena conductividad eléctrica			
Latón de resortes	B134	Alta	0-150
Bronce fosforado	B159	8.0	<0-212
Cobre al berilio	B197	27.0	0-300
E. Aleaciones a base de níquel: Todas son resistentes a la corrosión, tienen buenas propiedades a bajas y altas temperaturas, y son no magnéticas o casi no magnéticas (marcas registradas por la International Nickel Company)			
Monel™			-100-425
K-Monel™			-100-450
Inconel™			Hasta 700
Inconel-X™		44.0	Hasta 850

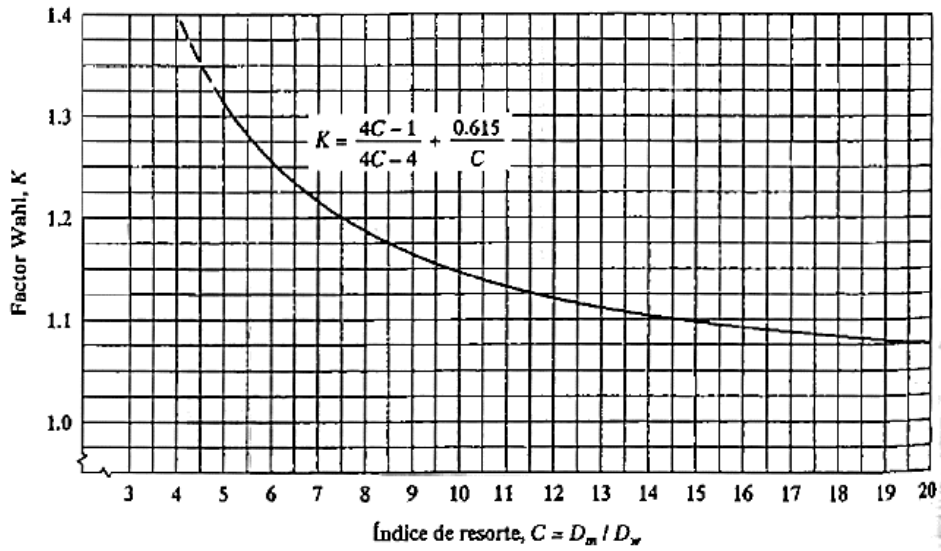
Fuente: Tomada de *Diseño de elementos de máquinas*, Robert Mott

Esfuerzos cortantes de diseño para alambres de aceros inoxidables ASTM A313 (302)



Alambre de acero inoxidable tipo 302
 Para tipo 304, multiplicar por 0.95
 Para tipo 316, multiplicar por 0.85

Tabla del factor wahl en función del índice de resorte para alambres redondos



Fuente: Tomada de *Diseño de elementos de máquinas*, Robert Mott

Tabla de calibres y diámetros de alambres para resortes

Calibre núm.	Calibre U.S. para alambre de acero (pulg) ^a	Calibre para alambre de instrumentos musicales (pulg) ^b	Calibre Brown & Sharpe (pulg) ^c	Diámetros métricos preferidos (mm) ^d
7/0	0.4900			13.0
6/0	0.4615	0.004	0.5800	12.0
5/0	0.4305	0.005	0.5165	11.0
4/0	0.3938	0.006	0.4600	10.0
3/0	0.3625	0.007	0.4096	9.0
2/0	0.3310	0.008	0.3648	8.5
0	0.3065	0.009	0.3249	8.0
1	0.2830	0.010	0.2893	7.0
2	0.2625	0.011	0.2576	6.5
3	0.2437	0.012	0.2294	6.0
4	0.2253	0.013	0.2043	5.5
5	0.2070	0.014	0.1819	5.0
6	0.1920	0.016	0.1620	4.8
7	0.1770	0.018	0.1443	4.5
8	0.1620	0.020	0.1285	4.0
9	0.1483	0.022	0.1144	3.8
10	0.1350	0.024	0.1019	3.5
11	0.1205	0.026	0.0907	3.0
12	0.1055	0.029	0.0808	2.8
13	0.0915	0.031	0.0720	2.5
14	0.0800	0.033	0.0641	2.0
15	0.0720	0.035	0.0571	1.8
16	0.0625	0.037	0.0508	1.6
17	0.0540	0.039	0.0453	1.4
18	0.0475	0.041	0.0403	1.2

Módulo de elasticidad en cortante (G) y en tensión (E) de alambre de resorte

Material ASTM núm.	Módulo en cortante, <i>G</i>		Módulo en tensión, <i>E</i>	
	(psi)	(GPa)	(psi)	(GPa)
Acero estirado en frío: A227	11.5×10^6	79.3	28.6×10^6	197
Alambre para instrumentos musicales: A228	11.85×10^6	81.7	29.0×10^6	200
Templado en aceite: A229	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Al cromo-vanadio: A-231	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Al cromo-silicio: A401	11.2×10^6	77.2	29.5×10^6	203
Aceros inoxidables: A313				
Tipos 302, 304, 316	10.0×10^6	69.0	28.0×10^6	193
Tipo 17-7 PH	10.5×10^6	72.4	29.5×10^6	203
Latón de resortes: B134	5.0×10^6	34.5	15.0×10^6	103
Bronce fosforado: B159	6.0×10^6	41.4	15.0×10^6	103
Cobre al berilio: B197	7.0×10^6	48.3	17.0×10^6	117
Monel y K-Monel	9.5×10^6	65.5	26.0×10^6	179
Inconel e Inconel-X	10.5×10^6	72.4	31.0×10^6	214

Nota: Los datos son valores promedio. Puede haber pequeñas variaciones por el tamaño del alambre y su tratamiento.

Fuente: Tomada de *Diseño de elementos de máquinas*, Robert Mott

Anexo 15

Características del resorte de extensión

MUELLES TRACCIÓN

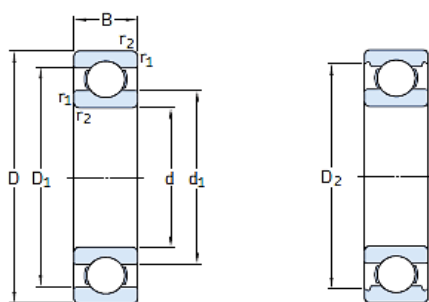


MUELLES TRACCIÓN				ALAMBRE DE ACERO FOSFATADO EN 10270 - 1 SH - PH							ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE AISI 302 EN 10270 - 3 1.4310 X10CrNi18-8						
D. Ext	Hilo	Largo Parcial	Largo Total	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Carga Máx DaN	Largo	Lmáx.	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Carga Máx DaN	Largo	Lmáx.
13,00	0,90	50	76	32629	TH	0,0100	0,190	95,00	2,070	283,04	32630	TI	0,0083	0,158	95,00	1,970	272,99
13,00	0,90	55	81	32631	TI	0,0091	0,184	101,25	2,070	308,74	32632	TI	0,0076	0,153	101,25	1,970	297,69
13,00	0,90	500	500	32633	SS	-	-	-	-	-	32634	SS	-	-	-	-	0,000
13,00	1,00	15	41	32635	TB	0,0579	0,593	51,25	2,803	89,43	32636	TB	0,0482	0,494	51,25	2,667	87,08
13,00	1,00	22	48	32637	TC	0,0395	0,473	60,00	2,803	119,03	32638	TC	0,0329	0,395	60,00	2,667	115,58
13,00	1,00	26	52	32639	TC	0,0334	0,434	65,00	2,803	135,95	32640	TC	0,0278	0,362	65,00	2,667	131,87
13,00	1,00	30	56	32641	TC	0,0289	0,405	70,00	2,803	152,86	32642	TC	0,0241	0,338	70,00	2,667	148,16
13,00	1,00	38	64	32643	TC	0,0228	0,365	80,00	2,803	186,69	32644	TD	0,0190	0,305	80,00	2,667	180,74
13,00	1,00	45	71	32645	TD	0,0193	0,342	88,75	2,803	216,29	32646	TD	0,0161	0,285	88,75	2,667	209,24
13,00	1,00	50	76	32647	TD	0,0174	0,330	95,00	2,803	237,44	32648	TE	0,0145	0,275	95,00	2,667	229,60
13,00	1,00	55	81	32649	TE	0,0158	0,320	101,25	2,803	258,58	32650	TE	0,0132	0,266	101,25	2,667	249,96
13,00	1,00	60	86	32651	TE	0,0145	0,311	107,50	2,803	279,72	32652	TE	0,0121	0,259	107,50	2,667	270,32
13,00	1,00	65	91	32653	TE	0,0134	0,304	113,75	2,803	300,87	32654	TF	0,0111	0,253	113,75	2,667	290,68
13,00	1,00	70	96	32655	TF	0,0124	0,298	120,00	2,803	322,01	32656	TF	0,0103	0,248	120,00	2,667	311,04
13,00	1,00	75	101	32657	TF	0,0116	0,292	126,25	2,803	343,16	32658	TG	0,0096	0,244	126,25	2,667	331,40
13,00	1,00	80	106	32659	TF	0,0109	0,288	132,50	2,803	364,30	32660	TG	0,0090	0,240	132,50	2,667	351,76
13,00	1,00	500	500	32661	TS	-	-	-	-	-	32662	TS	-	-	-	-	0,000
13,00	1,20	15	41	32663	TB	0,1514	1,552	51,25	4,739	72,29	32664	TB	0,1262	1,294	51,25	4,509	70,77
13,00	1,20	22	48	32665	TB	0,1033	1,239	60,00	4,739	93,90	32666	TC	0,0860	1,033	60,00	4,509	91,67
13,00	1,20	26	52	32667	TC	0,0874	1,136	65,00	4,739	106,24	32668	TC	0,0728	0,947	65,00	4,509	103,61
13,00	1,20	30	56	32669	TC	0,0757	1,060	70,00	4,739	118,59	32670	TC	0,0631	0,883	70,00	4,509	115,55
13,00	1,20	38	64	32671	TC	0,0598	0,957	80,00	4,739	143,28	32672	TD	0,0498	0,797	80,00	4,509	139,43
13,00	1,20	45	71	32673	TD	0,0505	0,896	88,75	4,739	164,88	32674	TD	0,0421	0,747	88,75	4,509	160,32
13,00	1,20	50	76	32675	TD	0,0454	0,863	95,00	4,739	180,31	32676	TD	0,0379	0,719	95,00	4,509	175,25
13,00	1,20	55	81	32677	TD	0,0413	0,836	101,25	4,739	195,74	32678	TE	0,0344	0,697	101,25	4,509	190,17
13,00	1,20	60	86	32679	TD	0,0379	0,814	107,50	4,739	211,17	32680	TE	0,0316	0,678	107,50	4,509	205,10
13,00	1,20	65	91	32681	TE	0,0349	0,795	113,75	4,739	226,60	32682	TE	0,0291	0,663	113,75	4,509	220,02
13,00	1,20	70	96	32683	TE	0,0325	0,779	120,00	4,739	242,03	32684	TF	0,0270	0,649	120,00	4,509	234,94
13,00	1,20	75	101	32685	TE	0,0303	0,765	126,25	4,739	257,46	32686	TF	0,0252	0,637	126,25	4,509	249,87
13,00	1,20	80	106	32687	TF	0,0284	0,753	132,50	4,739	272,90	32688	TG	0,0237	0,627	132,50	4,509	264,79
13,00	1,20	500	500	32689	SS	-	-	-	-	-	32690	SS	-	-	-	-	0,000
13,00	1,40	15	41	32691	TB	0,3446	3,532	51,25	7,399	62,47	32692	TB	0,2871	2,943	51,25	7,039	61,43
13,00	1,40	22	48	32693	TB	0,2349	2,819	60,00	7,399	79,49	32694	TC	0,1958	2,349	60,00	7,039	77,96
13,00	1,40	26	52	32695	TC	0,1988	2,584	65,00	7,399	89,22	32696	TC	0,1657	2,154	65,00	7,039	87,41
13,00	1,40	30	56	32697	TC	0,1723	2,412	70,00	7,399	98,95	32698	TC	0,1436	2,010	70,00	7,039	96,86
13,00	1,40	38	64	32699	TC	0,1360	2,176	80,00	7,399	118,40	32700	TC	0,1133	1,813	80,00	7,039	115,76
13,00	1,40	45	71	32701	TC	0,1149	2,039	88,75	7,399	135,42	32702	TD	0,0957	1,699	88,75	7,039	132,29
13,00	1,40	50	76	32703	TD	0,1034	1,964	95,00	7,399	147,58	32704	TD	0,0861	1,637	95,00	7,039	144,10
13,00	1,40	55	81	32705	TD	0,0940	1,903	101,25	7,399	159,73	32706	TE	0,0783	1,586	101,25	7,039	155,91
13,00	1,40	60	86	32707	TD	0,0861	1,852	107,50	7,399	171,89	32708	TE	0,0718	1,543	107,50	7,039	167,72
13,00	1,40	65	91	32709	TD	0,0795	1,809	113,75	7,399	184,05	32710	TE	0,0663	1,507	113,75	7,039	179,53
13,00	1,40	70	96	32711	TE	0,0738	1,772	120,00	7,399	196,21	32712	TF	0,0615	1,477	120,00	7,039	191,34

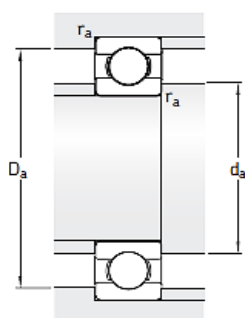
Fuente: Tomada de Catálogo de resortes Oldisfer 2015

Anexo 16

Características y especificaciones de rodamientos de bolas



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
12	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40 000	0,011	61901
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38 000	0,021	* 6001
	30	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,026	16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	* 6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,06	* 6301
15	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38 000	0,0065	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 16002



Dimensiones					Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo	
d	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} mín.	d _a mín.	D _a máx.	r _a máx.	k _r	f ₀
mm					mm			-	
12	14,8	18,3	-	0,3	14	19	0,3	0,015	13
	16	20,3	-	0,3	14	22	0,3	0,02	15
	17	23,2	24,8	0,3	14	26	0,3	0,025	13
	17	23,4	24,8	0,3	14,4	27,6	0,3	0,025	13
	18,4	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
15	17,8	21,3	-	0,3	17	22	0,3	0,015	14
	18,8	24,2	25,3	0,3	17	26	0,3	0,02	14
	20,5	26,7	28,2	0,3	17	30	0,3	0,02	14

Fuente: Tomada de Catálogo de rodamientos SKF

Anexo 17

Tabla de áreas de esfuerzos de roscas estándar americano

DIAMETRO NOMINAL Pulg.	ROSCA GRUESA			ROSCA FINA		
	HILOS POR PULG.	AREA DE ESFUERZO		HILOS POR PULG.	AREA DE ESFUERZO	
		Pulg ²	mm ²		Pulg ²	mm ²
1/4	20	0,0318	20,53	28	0,0364	23,47
5/16	18	0,0524	33,83	24	0,0581	37,46
3/8	16	0,0775	50,00	24	0,0878	56,66
7/16	14	0,1063	68,59	20	0,1187	76,59
1/2	13	0,1419	91,55	20	0,1600	103,2
1/2	12	0,1378	88,88			
9/16	12	0,1819	117,4	18	0,2030	131,0
5/8	11	0,2260	145,8	18	0,2560	165,1
3/4	10	0,3345	215,8	16	0,3730	240,6
7/8	9	0,4617	297,9	14	0,5095	328,7
1	8	0,6057	390,8	12	0,6630	427,8
1 1/8	7	0,7633	492,4	12	0,8557	552,1
1 1/4	7	0,9691	625,2	12	1,0729	692,2
1 3/8	6	1,1549	745,1	12	1,3147	848,2
1 1/2	6	1,4053	906,6	12	1,5810	1020
1 3/4	5	1,8995	1225	12	2,1875	1411
2	4,5	2,4982	1612	12	2,8917	1866
2 1/4	4,5	3,2477	2095	12	3,6943	2383
2 1/2	4	3,9988	2580	12	4,5951	2965
2 3/4	4	4,9340	3183	12	5,5940	3609
3	4	5,9674	3850	12	6,6912	4317

Fuente: Tomada de Diseño de elementos de máquinas I, (Fortunato Alba Dávila)

Anexo 18
Listado de planos

Ítem	Código	Descripción
1	PF - 1	Máquina evisceradora
2	PF - 2	Estructura de la máquina
3	PF - 3	Sistema de transmisión
4	PF - 3.1	Brida de la catarina
5	PF - 3.2	Ángulo soporte de las platinas
6	PF - 3.3	Platina soporte del cangilón
7	PF - 3.4	Platina soporte de las levas de empuje
8	PF - 3.5	Leva de empuje del corte transversal
9	PF - 3.6	Leva de empuje del eviscerado
10	PF - 3.7	Cangilón de la trucha
11	PF - 3.8	Eje primario
12	PF - 3.9	Eje secundario
13	PF - 3.10	Soporte del piñón
14	PF - 3.11	Brida del piñón
15	PF - 3.12	Eje del piñón
16	PF - 4	Sistema de corte transversal
17	PF - 4.1	Leva de transmisión
18	PF - 4.2	Leva seguidora de contacto
19	PF - 4.3	Engranaje de dientes rectos
20	PF - 4.4	Eje trefilado Ø=1/2pulg
21	PF - 4.5	Conjunto soporte brazo
22	PF - 4.6	Estructura del motor
23	PF - 4.7	Bocina del motor
24	PF - 4.8	Disco de corte
25	PF - 4.9	Soporte en C
26	PF - 4.10	Platina soporte del resorte
27	PF - 5	Sistema de corte longitudinal
28	PF - 5.1	Angulo soporte del conjunto cuchilla
29	PF - 5.2	Soporte de la cuchilla de corte
30	PF - 5.3	Estructura soporte del resorte

31	PF - 5.4	Estructura soporte en T
32	PF - 5.5	Eje soporte de los rodamientos
33	PF - 5.6	Eje macizo en forma de J
34	PF - 6	Sistema de eviscerado
35	PF - 6.1	Mecanismo soporte de la cuchara
36	PF - 6.2	Leva de contacto para el eviscerado
37	PF - 6.3	Fierro cuadrado tubular soporte de la cuchara
38	PF - 6.4	Cuchara evisceradora
39	PF - 6.5	Sistema de guía del eviscerado
40	PF - 7	Sistema eléctrico
41	PF - 8	Sistema prelavado
42	PF - 9	Tolva de vísceras
43	PF - 10	Sistema de guardas

Anexo 19

Fotos del estudio del eviscerado

Foto 1: Visita a la piscigranja *Chiapuquio* del distrito de Ingenio



Descripción: se realizó la visita a la piscigranja *Chiapuquio*, juntamente con el asesor, donde se efectuó el estudio del eviscerado de las truchas manualmente.

Foto 2: Truchas obtenidas de la poza



Descripción: se obtuvieron truchas de la poza con tamaño de etapa de cosecha, siendo de 0.25 kg por cada trucha, (4 truchas que hacen 1 kg)

Foto 3: Medidas realizadas a la trucha arco iris



Descripción: en esta foto se observa la realización de las medidas de la trucha con un instrumento llamado *vernier*, para luego diseñar el estándar del cangilón.

Foto 4: Estudio experimental del corte longitudinal manualmente



Descripción: se realizó el corte longitudinal manualmente con un cuchillo de corte ordinario para facilitar la extracción de vísceras de la trucha arco iris.

Foto 5: Estudio experimental de extracción de vísceras manualmente



Descripción: se realizaron las formas del eviscerado manualmente, asimismo se calculó el tiempo de eviscerado juntamente con el tiempo de corte longitudinal, promedio de 2 minutos con un lote de 10 truchas.

Foto 6: Lavado de truchas en conjunto



Descripción: se realizó el lavado de truchas en conjunto en un tiempo promedio de 25 a 30 segundos con un lote de 10 truchas.

Anexo 20

Fotos de construcción del prototipo

Foto 1: Taladrado de agujeros en la estructura



Descripción: se realizaron los agujeros para el ensamble de los sistemas que conforma la máquina.

Foto 2: Construcción de la tolva de vísceras



Descripción: se ejecutó la unión de la tolva mediante soldadura por arco eléctrico.

Foto 3: Pruebas en el prototipo de la máquina



Descripción: se efectuaron las pruebas en el prototipo de la máquina con truchas del tamaño de etapa de cosecha de peso de 0.25 kg.

Foto 4: Prototipo máquina evisceradora de truchas



Descripción: se construyó el prototipo de la máquina evisceradora de truchas con materiales alternativos y existentes en la ciudad de Huancayo.