

Programa de Ingeniería Mecánica

Pregrado en Ingeniería Mecánica

**ESTRATEGIAS PARA MEJORAR LA EFICIENCIA EN LA ENTREGA DE  
POTENCIA MECÁNICA EN EL TORNO UNIVERSAL VÖEST DAT**

*Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico*

Por

**Miguel Angel Cortes Penagos**

*cortes.miguel@correounivalle.edu.co*

Director:

Dr.-Ing. Esteban Emilio Rosero

Codirector:

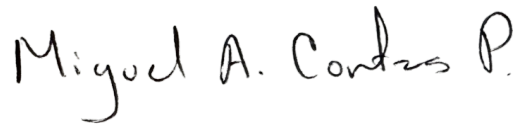
Adolfo León Gómez, M.Sc.



Universidad de Valle  
Facultad de Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Mecánica  
Santiago de Cali, Colombia  
10 de septiembre de 2025

## Declaración

Me permito informar que he elaborado el presente documento de manera independiente, utilizando únicamente los recursos permitidos y especificados en los lineamientos proporcionados por la Escuela de Ingeniería Mecánica. Todos los fragmentos, tanto textuales como visuales, que han sido tomados de fuentes externas han sido debidamente reconocidos en este trabajo.

A handwritten signature in black ink, reading "Miguel A. Cortes P." The signature is written in a cursive style with a large, stylized 'M' and 'P'.

**Autor:** Miguel Angel Cortes Penagos.

# Agradecimientos

Con la culminación de este proceso académico, deseo expresar mis más sinceros agradecimientos a Dios y a mi familia por acompañarme en este camino.

A mi director de grado, el Prof. Dr.-Ing. Esteban Emilio Rosero y especialmente al Prof. Adolfo León Gómez, M.Sc. Quienes me brindaron la guía y el consejo necesarios para realizar con éxito esta etapa.

A los maestros Ernesto y Edinson quienes en su momento me ayudaron a resolver dudas y superar los obstáculos que surgieron en el camino.

A mis más allegados compañeros Sara, Farith, Dardeny, Wilches y Llanos por brindarme su ayuda para resolver las situaciones que se llegaron a presentar.

## Resumen

El torno universal **VÖEST DAT**, ubicado en el laboratorio de procesos de manufactura de la Universidad del Valle, fue objeto de análisis debido a una pérdida de potencia mecánica observada durante operaciones de maquinado. Con el objetivo de identificar la causa de este funcionamiento anómalo, se realizó una inspección visual de los componentes de la transmisión mecánica principal, identificando como principal causa de falla las poleas tipo CVT. Adicionalmente, se efectuaron pruebas de dinamometría durante el proceso de corte, lo cual permitió descartar fallas en el accionamiento eléctrico (motor). A partir de estos análisis, se procedió con la selección de un nuevo motor de **4 polos y 5 HP a 1650 RPM**, controlado mediante un variador de frecuencia (VFD), que permite reducir su velocidad hasta **1155 RPM**.

Esta modificación permitió reemplazar las poleas CVT por poleas de diámetro constante con una relación de transmisión de **2,25:1**, lo que resultó en un incremento del torque de corte de **840 a 1737 Nm**. Asimismo, se obtuvo un nuevo rango operativo de velocidades: **496–730 RPM** en alta y **62–91 RPM** en baja, dentro del cual se garantiza la estabilidad y confiabilidad de la transmisión mecánica. Finalmente, se estimó un costo total del proyecto de mejora de **18.322.730 COP**.

## Palabras clave

Potencia mecánica, reemplazo, CVT, VFD, motor eléctrico, poleas, torque, operabilidad.

# Índice

## Resumen

|                   |   |
|-------------------|---|
| Índice de figuras | 1 |
|-------------------|---|

|                   |   |
|-------------------|---|
| Índice de cuadros | 1 |
|-------------------|---|

|                                                        |           |
|--------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1. Introducción</b>                                 | <b>1</b>  |
| 1.1. Objetivos planteados . . . . .                    | 2         |
| Objetivo general . . . . .                             | 2         |
| Objetivos específicos . . . . .                        | 2         |
| 1.2. Antecedentes . . . . .                            | 3         |
| 1.3. Metodología . . . . .                             | 6         |
| <b>2. Marco conceptual</b>                             | <b>8</b>  |
| 2.1. El torno universal . . . . .                      | 8         |
| 2.2. Poleas tipo CVT . . . . .                         | 8         |
| 2.3. Motor de inducción . . . . .                      | 9         |
| 2.4. Variador de frecuencia . . . . .                  | 10        |
| 2.5. Mantenimiento correctivo . . . . .                | 11        |
| 2.6. Selección de motores de inducción . . . . .       | 11        |
| 2.7. Diseño de transmisión por poleas tipo V . . . . . | 14        |
| 2.8. Dinamómetro en voladizo . . . . .                 | 16        |
| 2.9. Tacómetro . . . . .                               | 16        |
| <b>3. Estado actual de componentes mecánicos</b>       | <b>16</b> |
| 3.1. Transmisión principal . . . . .                   | 17        |
| 3.2. Transmisión para avances . . . . .                | 20        |
| <b>4. Características actuales del torno</b>           | <b>24</b> |
| 4.1. Diseño de pruebas experimentales . . . . .        | 24        |
| 4.2. Selección de parámetros de corte . . . . .        | 25        |
| 4.3. Calibración dinamómetro . . . . .                 | 26        |
| 4.4. Equipos, montaje y personal . . . . .             | 28        |
| 4.5. Procedimiento experimental . . . . .              | 30        |
| 4.6. Resultados experimentales . . . . .               | 31        |
| 4.7. Discusión de resultados . . . . .                 | 33        |

|                                             |           |
|---------------------------------------------|-----------|
| <b>5. Ingeniería conceptual de rediseño</b> | <b>33</b> |
| 5.1. Alternativas disponibles . . . . .     | 34        |
| 5.2. Requisitos de la propuesta . . . . .   | 34        |
| <b>6. Selección del accionador</b>          | <b>35</b> |
| 6.1. Requerimientos funcionales . . . . .   | 35        |
| 6.2. Caracterización de la carga . . . . .  | 36        |
| 6.3. Selección de motor eléctrico . . . . . | 37        |
| 6.4. Análisis del nuevo sistema . . . . .   | 39        |
| <b>7. Selección de sistema de control</b>   | <b>40</b> |
| 7.1. Requerimientos de control . . . . .    | 40        |
| 7.2. Tipo de control . . . . .              | 41        |
| 7.3. Selección de controlador . . . . .     | 42        |
| 7.4. Tecnología de control . . . . .        | 42        |
| <b>8. Ingeniería de detalle</b>             | <b>44</b> |
| 8.1. Relación de transmisión . . . . .      | 44        |
| 8.2. Material de fabricación . . . . .      | 48        |
| 8.3. Cálculo de poleas en V . . . . .       | 49        |
| 8.4. Rediseño de buje externo . . . . .     | 55        |
| 8.5. Instalación de componentes . . . . .   | 56        |
| <b>9. Conclusiones</b>                      | <b>59</b> |
| <b>Lista de referencias</b>                 | <b>61</b> |
| <b>Anexos</b>                               | <b>63</b> |

## Índice de figuras

|     |                                                                                |    |
|-----|--------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1.  | Torno VOEST. [Autor] . . . . .                                                 | 1  |
| 2.  | Árbol del problema. [Autor] . . . . .                                          | 2  |
| 3.  | Diagrama CPM. [Autor] . . . . .                                                | 7  |
| 4.  | Poleas tipo CVT. Tomado de Anexo 1 . . . . .                                   | 9  |
| 5.  | Motor de inducción. Tomado de [16] . . . . .                                   | 9  |
| 6.  | Diagrama de bloques de la transmisión mecánica actual. [Autor] . . . . .       | 17 |
| 7.  | CVT instalada. [Autor] . . . . .                                               | 18 |
| 8.  | Poleas de 5 canales en V. [Autor] . . . . .                                    | 19 |
| 9.  | Caja multiplicadora instalada. [Autor] . . . . .                               | 20 |
| 10. | Mecanismo de avances. [Autor] . . . . .                                        | 21 |
| 11. | Buje interno con desgaste en cara hexagonal. [Autor] . . . . .                 | 22 |
| 12. | Mecanismo de avances en placa delantal. [Autor] . . . . .                      | 23 |
| 13. | Placa delantal desmontada. [Autor] . . . . .                                   | 23 |
| 14. | Diagrama de potencia de corte. Tomado de anexo 1 . . . . .                     | 24 |
| 15. | Geometría y malla utilizada. [Autor] . . . . .                                 | 26 |
| 16. | Curva de calibración para galga superior. [Autor] . . . . .                    | 27 |
| 17. | Montaje experimental. [Autor] . . . . .                                        | 28 |
| 18. | Dinamómetro en voladizo. [Autor] . . . . .                                     | 29 |
| 19. | Lector de deformaciones Model P3. [Autor] . . . . .                            | 29 |
| 20. | Tacómetro. [Autor] . . . . .                                                   | 30 |
| 21. | Carga en transmisión mecánica original. [ Autor] . . . . .                     | 36 |
| 22. | Datos de accionador original. [Autor] . . . . .                                | 37 |
| 23. | Curvas T vs w para motores postulados. [Autor] . . . . .                       | 38 |
| 24. | Variación de la transmisión mecánica ante cambios de motor. [Autor] . . . . .  | 39 |
| 25. | Sistema de control en lazo abierto. [Autor] . . . . .                          | 43 |
| 26. | Red de velocidades original. [Autor] . . . . .                                 | 45 |
| 27. | Rangos de operación vs diferentes relaciones de transmisión. [Autor] . . . . . | 46 |
| 28. | Red de velocidades propuesta. [Autor] . . . . .                                | 47 |
| 29. | Red de velocidades futura. [Autor] . . . . .                                   | 48 |
| 30. | Esquema de primera etapa de la transmisión mecánica. [Autor] . . . . .         | 50 |
| 31. | Esquema eje intermedio. [ Autor] . . . . .                                     | 56 |
| 32. | Modelo 3D nueva etapa inicial. [Autor] . . . . .                               | 58 |

## Índice de cuadros

|     |                                                                |    |
|-----|----------------------------------------------------------------|----|
| 1.  | Tabla CPM del proyecto. [Autor]                                | 7  |
| 2.  | Parámetros de experimento. [Autor]                             | 26 |
| 3.  | Procedimiento experimental. [Autor]                            | 31 |
| 4.  | Datos experimentales obtenidos. [Autor]                        | 32 |
| 5.  | Valores de velocidad obtenidos de manera experimental. [Autor] | 32 |
| 6.  | Valores de torque calculados. [Autor]                          | 33 |
| 7.  | Datos de motores postulados. [Autor]                           | 38 |
| 8.  | Control en lazo abierto disponible. [Autor]                    | 41 |
| 9.  | Matriz multi criterio para selección de material. [Autor]      | 49 |
| 10. | Procedimiento para instalación y puesta en marcha. [Autor]     | 57 |

## 1. Introducción

Las máquinas-herramientas constituyen uno de los pilares de la industria manufacturera, al posibilitar la transformación de materiales metálicos mediante procesos de mecanizado que implican la remoción controlada de material. Gracias a ellas es posible alcanzar altos niveles de precisión, repetibilidad y productividad en sectores estratégicos como el automotriz, aeroespacial, energético y de bienes de capital.

Dentro de este conjunto, el torno universal se distingue por su versatilidad operativa, al permitir operaciones de maquinado como el torneado, roscado, refrentado y cilindrado, entre otras. Su principio de funcionamiento, basado en la rotación de la pieza de trabajo y el movimiento controlado de la herramienta de corte, ha sido objeto de múltiples estudios en torno a la eficiencia de corte, la dinámica de mecanismos y el diseño de sistemas de transmisión.



Figura 1: Torno VOEST. [Autor]

Desde la perspectiva de la ingeniería mecánica, los tornos universales no solo representan equipos de manufactura, sino también sistemas de interés académico y técnico para el análisis de fallas, la gestión de mantenimiento y la evaluación estructural. Estos aspectos han cobrado relevancia con la creciente necesidad de prolongar la vida útil de los equipos y optimizar la gestión de activos físicos en instituciones educativas e industrias. En el Laboratorio de Procesos de Manufactura de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle se cuenta con cuatro tornos manuales: uno de servicio liviano, dos de servicio mediano y uno de servicio pesado. El torno VÖEST DAT, correspondiente a uno de los equipos de servicio mediano (figura 1), se encuentra fuera de operación desde hace varios años debido a una pérdida progresiva de potencia mecánica

durante las operaciones de corte. Esta condición no solo afecta la disponibilidad del equipo para prácticas académicas y trabajos experimentales, sino que también limita el aprovechamiento del espacio físico y los recursos del laboratorio, como se observa en la figura 2.

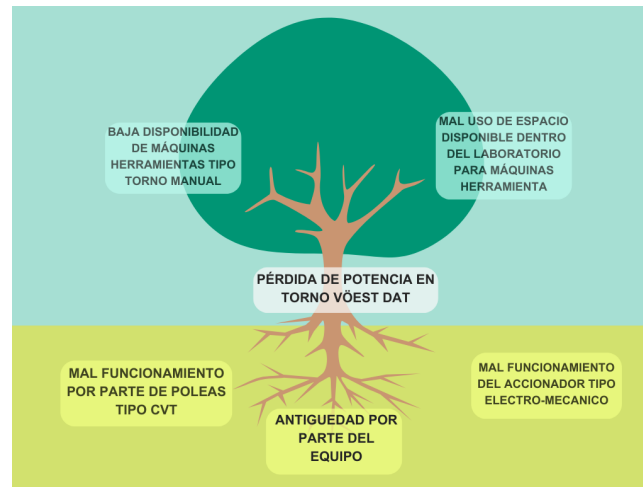


Figura 2: Árbol del problema. [Autor]

Considerando que no se contempla la adquisición de una nueva máquina no está contemplada en el presupuesto institucional, el torno VÖEST DAT se presenta como una oportunidad para aplicar metodologías de diagnóstico mecánico, análisis de fallas y recuperación funcional. Adicionalmente, su rehabilitación permitiría explorar la implementación de tecnologías complementarias como sensores para monitoreo de condición, elementos de automatización parcial y mejoras estructurales.

## 1.1. Objetivos planteados

### Objetivo general

Proponer una solución para recuperar la capacidad de operación del torno VÖEST DAT del Laboratorio de Procesos de Manufactura.

### Objetivos específicos

1. Analizar el estado de operación actual del torno.
2. Definir las especificaciones de operación del torno.

3. Realizar la selección del accionamiento eléctrico y el variador de frecuencia o controlador de velocidad.
4. Rediseñar de la primera etapa de la transmisión mecánica.

## 1.2. Antecedentes

Los mecanismos de transmisión de potencia mecánica son fundamentales en el funcionamiento de las máquinas-herramienta, ya que permiten transferir la energía generada por los motores eléctricos hacia los elementos encargados de realizar el trabajo, como husillos, herramientas de corte o piezas en movimiento. Estos mecanismos, que incluyen sistemas de engranajes, poleas, correas, cadenas y acoplamientos, aseguran la adaptación de la velocidad, el par y la dirección de la fuerza según las necesidades específicas del proceso de manufactura. Los motores eléctricos, por su parte, desempeñan un papel crucial al convertir la energía eléctrica en energía mecánica de manera eficiente y controlada, actuando como la fuente primaria de potencia. La correcta integración entre el motor y el sistema de transmisión no solo garantiza la precisión y eficiencia de la máquina, sino que también contribuye a su durabilidad y rendimiento en aplicaciones industriales exigentes.

El Departamento de Energía de los Estados Unidos [1] realizó un estudio detallado que concluyó que operar un motor y un sistema de transmisión que no han sido seleccionados adecuadamente para su aplicación puede resultar en una calidad general deficiente o un rendimiento inadecuado del sistema. El bajo rendimiento del sistema es una de las principales causas de aumentos en el mantenimiento y disminuciones en las prestaciones. Las señales comunes de un rendimiento deficiente incluyen cambios bruscos o frecuentes en los estados del sistema, como arranques y paradas abruptas, niveles elevados de ruido y sobrecalentamiento.

En muchos sistemas de manipulación de materiales, el trabajo en proceso se traslada de una estación de trabajo a otra. Los impactos que a menudo acompañan a los cambios repentinos, las aceleraciones y desaceleraciones, son indicativos de una carga en el motor y el sistema de transmisión. Las consecuencias de esta condición pueden manifestarse en un mantenimiento más frecuente y una eficiencia operativa deficiente.

Se han realizado numerosos estudios sobre la integración de componentes electrónicos en sistemas electro-mecánicos, principalmente con el objetivo de mejorar su rendimiento.

Kozlowski [2] señala que el principal desafío en la implementación de una nueva solución para reemplazar un motor jaula de ardilla antiguo, radica en el motor en sí, puesto que los ingenieros suelen contar con escasa o nula información del dispositivo para seleccionar una solución adecuada. Dada la antigüedad de los motores en estas aplicaciones, es poco común tener acceso a un

conjunto original de curvas de velocidad y par, o a un diagrama de disposición de los motores para su análisis. En la mayoría de los casos, la única información disponible se limita a los caballos de fuerza, las revoluciones por minuto y una indicación, el tipo de motor.

Geis-Schroer [3] diseñó un experimento con el fin de evaluar el impacto de las variaciones en la frecuencia de la red sobre las máquinas-herramientas, concluyendo que dichas variaciones no afectan la calidad del mecanizado. No obstante, se observaron estados críticos en los motores que pueden tener un impacto considerable en el consumo de energía activa, dependiendo del tipo de unidad utilizada.

También, Seggewiss [4] realizó un estudio en equipos de molienda sobre los motores asíncronos en los molinos, evidenciando que bajo el control del VFD, el molino de hundimiento (SAG Mills) puede proporcionar pares de hasta el nivel de avería del motor, desde cero hasta por encima de la velocidad base. La excitación completamente separada debe ser suministrada desde velocidad cero para el par que desarrollará el VFD, el consumo de corriente sigue siendo directamente proporcional al par en todas las velocidades, con un factor de potencia (PF) casi unitario. El control preciso de la velocidad es posible en cualquier valor, desde la inspección y mantenimiento hasta niveles supersíncronos. En comparación con la operación a través de la línea o LCI, un VFD moderno (incluyendo LCI) permite, además, diseñar un módulo de señal (SM) para una velocidad de molino específica. Con la alta disponibilidad en el VFD, la necesidad de una tubería de derivación se reduce, así como el funcionamiento del motor a la frecuencia de la red; por ejemplo, bajo el uso de VFD, la frecuencia base de un motor puede no necesitar coincidir con la frecuencia de línea. Esto permite reducir el número de pares, de polos y, por tanto, la complejidad y el costo del motor, ya que el VFD puede ajustar su relación  $V/F$  para adaptarse a la  $V/F$  nominal.

Reyes [5] implementó en una máquina herramienta tipo cortadora, un tablero de control para el arranque del motor eléctrico de 2 HP a 220 V. Para controlar la velocidad de giro del motor, se utilizó un variador de frecuencia KEWO VFD AC 0.4 kW 2.2 kW, 220 VCA. Esto permitió realizar el corte de diferentes tipos de metales, independientemente de su dureza.

Molina Pesantes [6] propuso un rediseño para el control de velocidad en el accionamiento eléctrico de un motor perteneciente a una máquina universal de ensayos ubicada en el Laboratorio de Mecánica de sólidos de la Escuela Superior Politécnica Del Litoral en Ecuador, todo esto con el fin de cumplir los parámetros de los ensayos impuestos por la Sociedad Estadounidense para Pruebas y Materiales (ASTM).

Guerra [7] logró implementar un VFD acoplado a un motor accionador de una máquina para

el tensado y transporte de mangueras fabricadas a base de plástico reciclado, las cuales presentan una sección transversal variable. Esta estrategia le permitió variar el espesor de la pared de la manguera, ampliando así las opciones disponibles para la producción.

Bernal [8] logró automatizar los procesos de molienda para materiales como la cebada, con el fin de aumentar la productividad y bajar los tiempos de la misma. Logrando alcanzar un valor del 50 por ciento en aumento de la productividad.

Paredes [9] diseñó una máquina trefiladora de cobre en la que se controla la velocidad de enrollado en el carrete mediante un VFD que permite la inversión de sentido de giro. Este tipo de control se implementó con el fin de regular la tensión generada en el cable al enrollarse en el carrete y así prevenir una ruptura no deseada del filamento.

En Colombia los ingenios azucareros son el hogar de una gran cantidad de aplicaciones para la ingeniería mecánica, Rosero [10] realizó un estudio en el cual evaluaron el desempeño dinámico de los molinos azucareros accionados mediante motores de inducción y turbinas de vapor, determinando que los motores de inducción ofrecían unas mejores prestaciones y un amplio rango de flexibilidad a la hora de cambiar las condiciones de operación en el proceso.

La evolución en las máquinas favorecida por los avances tecnológicos llegó a las máquinas herramienta, esto en parte gracias a Los actuadores electromecánicos que han pasado de ser sistemas relativamente simples, basados en motores y transmisiones mecánicas directas, a complejos sistemas de control de movimiento. Inicialmente, los tornos universales contaban con motores eléctricos de corriente alterna que accionaban directamente los componentes, como el husillo y el carro, a través de poleas y engranajes. Sin embargo, estos sistemas requerían ajustes manuales y no permitían una precisión elevada, lo cual limitaba su rendimiento en aplicaciones de precisión [11].

Con la introducción de los motores paso a paso y los servomotores en los años 70 y 80, los tornos universales experimentaron un avance significativo. Estos motores permitieron un control más preciso del posicionamiento y la velocidad, integrándose con sistemas de retroalimentación que mejoraron la exactitud de las operaciones y redujeron la intervención manual. Los actuadores de este tipo, además, facilitaron el control numérico (CNC), permitiendo el desarrollo de tornos automáticos que pueden ejecutar programas complejos con mayor consistencia.

Los tornos CNC, que operan con múltiples ejes, requieren un control sincronizado de posición y velocidad. Esto se logra mediante sistemas de interpolación y protocolos como EtherCAT, CANopen o PROFINET, integrados en el controlador CNC. Estos permiten movimientos coordinados que siguen trayectorias definidas con exactitud [12].

En la actualidad, los servomotores en los tornos CNC emplean sistemas de control avanzados para garantizar precisión, velocidad y estabilidad. Tales como el control en lazo cerrado, que utiliza sensores para monitorear posición, velocidad y, en algunos casos, aceleración del servomotor. Estos datos se retroalimentan al controlador, que ajusta las señales para corregir errores en tiempo real, lo que garantiza alta precisión y confiabilidad [12].

El control PID (Proporcional, Integral y Derivativo) es ampliamente utilizado, ya que regula la posición y la velocidad del eje mediante ajustes en función del error actual (proporcional), errores acumulados (integral) y predicciones de errores futuros (derivativo). En servomotores AC, el control vectorial o de campo orientado gestiona el flujo magnético y la corriente de manera independiente, permitiendo un control preciso del par y la velocidad, ideal para aplicaciones exigentes.

La posibilidad de obtener diferentes sistemas de transmisión de potencia en un mismo diseño de máquina es posible, ya que en el manual de servicio del torno VÖEST DAT [Anexo 1] se observan 3 diagramas de potencia, los cuales corresponden a 2 variantes del torno VÖEST DAT, dos de ellos disponen de un motor de 4 HP y una transmisión por engranajes ofreciendo rangos de velocidades de [14 - 1000 RPM] y [21 - 1500 RPM].

En síntesis, los antecedentes ya mencionados demuestran que la adecuada selección e integración de motores eléctricos, sistemas de transmisión y controladores como los VFD es clave para mejorar el rendimiento, la eficiencia energética y la versatilidad de las máquinas herramienta. La evidencia teórica y experimental recogida en diversos estudios respalda el uso de tecnologías modernas para la optimización de sistemas mecánicos antiguos, abriendo el camino a intervenciones efectivas en equipos como el torno VÖEST DAT.

### 1.3. Metodología

La planificación metodológica del presente proyecto fue concebida para garantizar el cumplimiento riguroso de los objetivos específicos, mediante una secuencia lógica y estructurada de actividades. Para tal fin, se empleó la técnica del método de la ruta crítica (**CPM**), la cual permite identificar las tareas que condicionan la duración total del proyecto, así como aquellas que ofrecen cierta holgura sin comprometer el cronograma general. Este enfoque proporciona una visión clara del orden, la dependencia y el tiempo requerido para cada etapa del desarrollo. A continuación se presenta la tabla 1 y la figura 3, correspondientes a lo obtenido con el método **CPM**:

Tabla 1: Tabla CPM del proyecto. [Autor]

| Tabla CPM |                                                             |            |                    |
|-----------|-------------------------------------------------------------|------------|--------------------|
| Indicador | Actividad                                                   | Predecesor | Duración (semanas) |
| A         | Realizar el estado del arte                                 | -          | 4                  |
| B         | Verificación de la transmisión mecánica                     | A          | 4                  |
| C         | Diseño y calculo de parámetros del experimento              | A y B      | 1                  |
| D         | Realización de experimentos                                 | B y C      | 4                  |
| E         | Definir especificaciones para accionamiento eléctrico y VFD | D          | 5                  |
| F         | Selección de componentes electrónicos                       | E          | 4                  |
| G         | Dimensionamiento de elementos mecanicos ya existentes       | F          | 2                  |
| H         | Rediseño de componentes mecánicos                           | G          | 5                  |

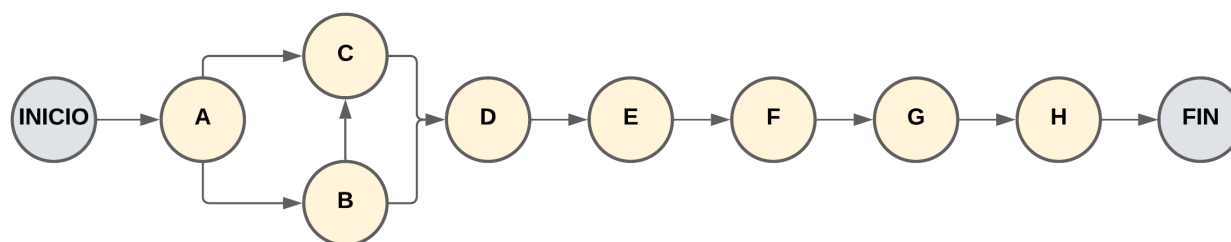


Figura 3: Diagrama CPM. [Autor]

La implementación del método CPM permitió establecer una ruta crítica compuesta por ocho actividades principales, cuya duración total se estima en 29 semanas, considerando una holgura de cuatro semanas en una de las rutas. Esta planificación asegura una ejecución eficiente y controlada del proyecto, permitiendo ajustes razonables durante su desarrollo sin comprometer los tiempos legales establecidos para completar el trabajo de grado. La estructura metodológica adoptada brinda una base sólida para el cumplimiento exitoso de cada fase del rediseño del torno VÖEST DAT.

## 2. Marco conceptual

En el ámbito de las máquinas-herramienta y los sistemas mecánicos, la selección y el diseño de componentes como poleas tipo CVT y tipo V, dinamómetros en voladizo, tornos, variadores de frecuencia y motores de inducción desempeñan un papel clave para garantizar un desempeño eficiente y adaptable a diversas aplicaciones industriales. Las poleas tipo CVT permiten un ajuste continuo de la relación de transmisión, lo que facilita la variación de velocidades de manera fluida, mientras que las poleas tipo V destacan por su capacidad de transmitir altas fuerzas de manera eficiente. Por otro lado, los dinamómetros en voladizo son esenciales para medir el torque y la potencia de los sistemas, permitiendo evaluar su desempeño. En el caso de los tornos, estos requieren un control preciso de la velocidad y el torque, donde los variadores de frecuencia y los motores de inducción se integran para optimizar el funcionamiento y la eficiencia energética. La adecuada selección de estos elementos no solo garantiza la funcionalidad del sistema, sino que también influye en su durabilidad, precisión y adaptabilidad a diferentes condiciones operativas.

### 2.1. El torno universal

El torno universal es usado principalmente para operaciones de torneado y afines con la misma. Es una máquina herramienta operada de forma manual que se utiliza mayormente en producción baja y media a pesar de ser muy versátil. Las dimensiones del torno son designadas por el volteo y la distancia entre centros [13], esto va directamente relacionado con la capacidad para trabajar piezas de diferentes diámetros y longitudes, como lo son desde probetas de ensayo hasta rotores y ejes utilizados en maquinaria industrial.

### 2.2. Poleas tipo CVT

Existen mecanismos de velocidad variable, los cuales desempeñan un papel indispensable en la industria moderna, tales como el caso de las CVT. Estos se utilizan ampliamente para regular las capacidades de carga, avance o velocidades; varios automóviles modernos emplean este tipo de transmisiones en modelos con cajas automáticas, ya que esta opción permite un cambio continuo en su espectro de velocidades gracias a las poleas con geometría cónica que, gracias a un desplazamiento por parte del eje motriz o conducido, permiten ajustar la relación de diámetros que a su vez modifica la velocidad de salida en el eje conducido [14].

Este tipo de polea suele trabajar acompañada de correas trapezoidales o correas de sincronización (correas de tiempo). Algunas transmisiones de este tipo están acopladas a motores normalizados, constituyendo de este modo un control de velocidad variable; en ciertas ocasiones va acompañado de un reductor de velocidad [15], como se muestra en la figura 4.

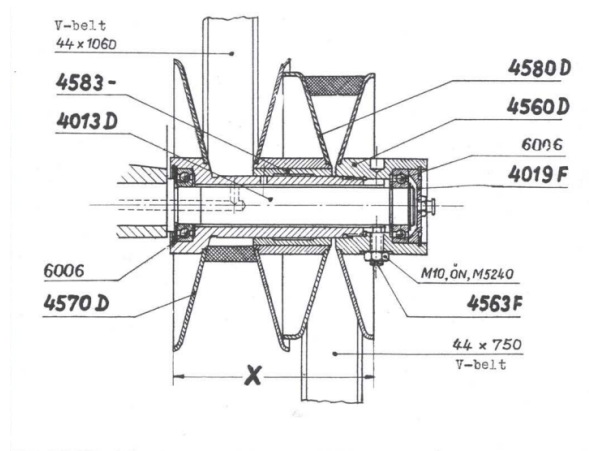


Figura 4: Poleas tipo CVT. Tomado de Anexo 1

### 2.3. Motor de inducción

Los motores de inducción son máquinas que se usan para convertir potencia eléctrica en potencia mecánica. Un motor de inducción tiene físicamente el mismo estator que una máquina sincrónica [16], solo que posee una construcción diferente del rotor, como se muestra en la figura 5.

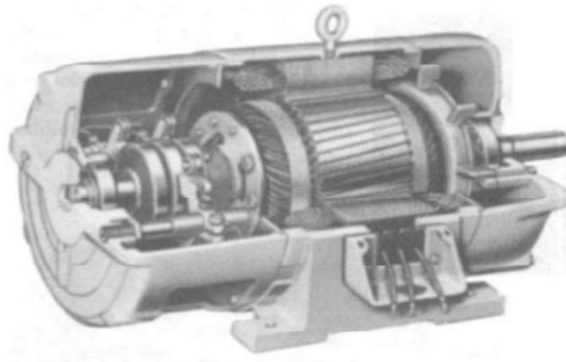


Figura 5: Motor de inducción. Tomado de [16]

Este tipo de máquinas trabajan de una manera diferente, puesto que su fuente de poder es del modo corriente alterna (AC) y no corriente continua (CC), empleando así embobinados en los amortiguadores, los cuales trabajan muy bien. Aunque sus aplicaciones principales son como generadores o accionamientos, se suele utilizar de manera más frecuente como máquina de accionamiento. El desarrollo del momento de torsión inducido en el motor se obtiene gracias a que un

sistema de voltajes trifásicos se aplica al estator generando un conjunto de corrientes trifásicas en los embobinados, produciendo un campo magnético que gira en sentido contrario a las manecillas del reloj [16].

La velocidad de giro a la que se mueve el campo magnético  $n_{sinc}$  en RPM está dada por

$$n_{sinc} = \frac{120 \cdot f}{P}, \quad (1)$$

donde  $P$  es el número de polos y  $f$  es la frecuencia de la fuente de poder.

El comportamiento de este tipo de máquinas depende del voltaje y la corriente que se suministran al rotor, por lo que surge un nuevo concepto: el deslizamiento del rotor, el cual es útil al momento de calcular la velocidad de giro en el eje acoplado al estator  $n_m$ .

Generalmente, este valor es reportado por el fabricante y se denota como  $S$ , finalmente se deduce que la velocidad de giro que proporciona la máquina, a plena carga, es

$$n_m = (1 - S) \cdot n_{sinc}, \quad (2)$$

donde  $S$  es el deslizamiento, por último se calcula el momento de torsión empleando una constante de conversión para obtener la siguiente ecuación [16]

$$\tau_{carga} = \frac{5252 \cdot P_s}{n_m}, \quad (3)$$

donde  $P_s$  es la potencia nominal del motor.

## 2.4. Variador de frecuencia

Un variador de frecuencia (VFD) es un dispositivo capaz de controlar la velocidad de rotación de un motor AC, como lo es un motor tipo inducción, implementando el control de la frecuencia de la red que alimenta el motor. Una de las ventajas de utilizar este tipo de variador (arrancador) incluye ahorro de energía, eficiencia, facilidad de instalación, amplias capacidades de control y facilidad de mantenimiento [17]. Los VFD, además de modificar la curva de arranque y frenado del motor, así como parámetros fundamentales de la operación de la máquina, funcionan mediante la velocidad sincrónica del motor que está dada por la ecuación 1.

Por esta razón, es de vital importancia tener en cuenta la información técnica del motor al momento de programar el VFD, pues así el desempeño y el funcionamiento de ambos equipos se ven más beneficiados [17].

## 2.5. Mantenimiento correctivo

El mantenimiento correctivo es un tipo de mantenimiento realizado por los técnicos para corregir un mal funcionamiento de equipos, maquinarias y sistemas. Su objetivo es restablecer el buen estado de funcionamiento y el nivel de rendimiento especificado de los activos de la empresa. El mantenimiento correctivo se denomina a veces mantenimiento reactivo porque se pone en marcha cuando ya se ha producido un fallo en la máquina. [18].

## 2.6. Selección de motores de inducción

Al presentarse la necesidad de adquirir un motor, se plantean las siguientes preguntas ¿Es una instalación nueva o existente?, ¿cuáles son las condiciones de la red eléctrica?, ¿cuál es la carga que el motor va a accionar?, ¿cuáles son las condiciones medioambientales?, ¿qué tipo de normas debe cumplir el motor?, ¿cómo va a ser hecho el arranque del motor? Y, por último, ¿Cuáles son las características de potencia y velocidad requeridas del motor?

Si bien los factores para seleccionar un motor son varios, a continuación, se muestran algunos de los criterios más importantes para realizar una buena selección de un motor de inducción, teniendo en cuenta las preguntas ya planteadas [19].

- **¿Por qué el motor tipo jaula de ardilla?**

en el vasto universo de los motores eléctricos, este tipo es el más común y de uso más generalizado por diversas razones: bajo costo, bajo mantenimiento, fácil adquisición, alto grado de protección, pocos componentes y por carecer de chispas internas, puede instalarse en ambientes de riesgo. En la actualidad, gracias al desarrollo de la electrónica de potencia, llegó a ser el motor más práctico para las aplicaciones donde se requiere una variación de la velocidad [19].

- **Normativa:** existen 2 normas importantes al momento de la fabricación de motores, la IEC (Comisión Electro-técnica Internacional) que opera en mayor medida en Europa y la NEMA (Asociación Nacional de Fabricantes de Equipos Eléctricos) de Estados Unidos, aunque opera en varios países. Se resaltan varias diferencias en la manera de construir dependiendo de la norma, una de ellas es que, mientras la IEC utiliza la unidad de medida en milímetros, la NEMA hace uso de las pulgadas.

- **Lugar de instalación:** por cumplimiento de la norma, los motores están diseñados para no operar en un ambiente con temperaturas mayores a los 40°C y alturas no superiores a los 10 metros sobre el nivel del mar (MSNM), ya que al superarse estas condiciones, el motor deberá ser operado a una carga menor a la nominal. Esto se debe a que la refrigeración disminuye comprometiendo principalmente el devanado, acortando así su vida útil y por

ende sus prestaciones. Existen caso donde la combinación de altitud y temperatura no son desfavorables del todo, pues en lugares como Bogotá, Colombia, en donde la altitud es de 2600 msnm, pero la temperatura ambiente de 20°C, prácticamente se compensa el efecto.

- **Condiciones de instalación (Grado de protección):** otro tema por considerar son las condiciones propias del ambiente (contaminación, presencia de agentes químicos, utilización en lugares abiertos o cerrados). En aras de garantizar una adecuada selección de motor, es necesario conocer el alcance y significado de la protección internacional (IP) el cual determina el grado de aislamiento del motor. Este viene seguido de 2 cifras, la primera indica la protección contra el ingreso de cuerpos sólidos y la segunda, la protección contra el ingreso de líquidos.

Dentro de estas se pueden encontrar:

**IP 21:** protegido contra contacto con los dedos, contra ingreso de cuerpos sólidos mayores que 12 mm y contra gotas verticales de agua,

**IP 22:** protegido contra contacto con los dedos, contra ingreso de cuerpos sólidos mayores que 12 mm y contra gotas de agua hasta una inclinación vertical de 15°,

**IP 55:** protegido completamente contra contacto, contra acumulación de polvos nocivos y contra chorros de agua en todas las direcciones [19].

- **La carga:** la carga es la que define la potencia y velocidad del motor. En la gran mayoría de aplicaciones, el motor jaula de ardilla puede atender cualquier carga en su eje, pero es conveniente hacer un estudio detallado de cuál será el momento de inercia, la curva par-velocidad de la carga. Estos puntos ayudan a definir cómo será el comportamiento dinámico del motor con su máquina de trabajo y cuáles serán los tiempos de arranque.

Es ideal conocer las condiciones de la carga durante la especificación del motor, pues el comportamiento varía, dependiendo de esta. Máquinas como bombas y ventiladores tienen un comportamiento específico, diferente de molinos, trituradoras y diferente de bandas transportadoras o de máquinas-herramientas o elevadores. En todas estas máquinas, los torques de arranque son diferentes y con toda seguridad, los ciclos de trabajo varían de una instalación a otra.

- **La red:** las principales características que identifican una red eléctrica son la tensión (voltaje) y frecuencia (Hz). En América, la tensión normalizada es 60 Hz, con excepción de los países del cono Sur, mientras que en Europa la tensión normalizada es 50 Hz. Dada la diversidad de tamaños de industrias, no hay una única tensión, por lo que es usual que los motores tengan doble tensión, generalmente 220/440 V. Industrias “grandes” tienen tensiones mayores, como pueden ser 460 o 480 V [19].

- **El arranque:** uno de los momentos más críticos para el motor, la red y la carga es el arranque. Por sus características propias, el motor jaula de ardilla consume durante el arranque una corriente que puede oscilar entre cinco y ocho veces la corriente nominal.

El arranque es el período en el que el motor hace la transición desde su estado de reposo hasta su velocidad de régimen. Para la red, la mejor condición de arranque es aquella en que este tiempo de transición es el mínimo posible y la corriente consumida es la mínima posible. Para el motor, la mejor condición de arranque es la que garantiza el menor calentamiento. Para la carga, la mejor condición es aquella que garantiza los menores desgastes mecánicos.

En general, el tipo de arranque de cada aplicación debe ser analizado adecuadamente para lograr el mejor equilibrio entre las tres partes mencionadas previamente. Las características de curva de carga y momento de inercia tanto del motor como de la carga deberían ser consideradas en este análisis [19].

**Directo:** el motor tendrá una corriente de arranque normal (hasta ocho veces la corriente nominal) y un par de arranque normal.

**Configuración estrella-triángulo:** la corriente y el torque se reducen a la tercera parte (hasta tres veces la corriente nominal).

**Por autotransformador:** el autotransformador es fabricado para entregar al motor una tensión menor de la nominal. Esta tensión puede estar entre el 30 y el 70 dependiendo de la aplicación. La corriente y el torque variarán en proporción cuadrática a la tensión de alimentación.

**Arranque electrónico suave:** en este método, el arrancador alimenta el motor con una tensión reducida y gradualmente aumenta la tensión hasta la tensión de régimen. El comportamiento inicial de la corriente y el torque será idéntico al método 3, pero el comportamiento durante todo el periodo de transición dependerá de la manera como el arrancador suave sea controlado.

**Variador de velocidad o variador de frecuencia:** mediante este método, se logra limitar la corriente de arranque a valores de hasta dos veces la corriente nominal, mientras se obtiene un torque de arranque adecuado para cualquier aplicación. Además, la transición será la más suave posible de todos los métodos. Mecánicamente, es la mejor forma de hacer la operación, además de que permite realizar control de velocidad preciso, gracias a los avances de la electrónica de potencia y control [19].

- **La potencia:** al seleccionar un motor, lo primero que se debe considerar es cual es la velocidad de rotación y cuál será el torque requerido del motor. Estos datos normalmente deben ser suministrados por el diseñador mecánico.

La potencia del motor será entonces una consecuencia de los dos factores anteriores. La capacidad de sobrecarga del motor será un factor por considerar, pues el ciclo de carga puede exigir al motor que en ciertos momentos suministre mayor potencia de su potencia nominal. Esta capacidad es conocida como factor de servicio (FS) [19]. La potencia eléctrica obedece a la siguiente ecuación

$$P_e = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos\theta, \quad (4)$$

donde  $P_e$  es la potencia eléctrica,  $V$  es el voltaje o tensión,  $I$  es la corriente y  $\cos\theta$  corresponde al factor de potencia, la eficiencia se calcula según la siguiente relación

$$\eta = \frac{P_s}{P_e}, \quad (5)$$

donde  $P_e$  es la potencia eléctrica suministrada al equipo y  $P_s$  es la potencia mecánica en el eje del rotor.

De esta forma, entre mayor eficiencia, menor desperdicio energético y menores costos de operación [19].

## 2.7. Diseño de transmisión por poleas tipo V

Los elementos de máquinas elásticos o flexibles, como las correas, se emplean en los sistemas mecánicos para transmitir potencia a distancias comparativamente largas, presentando una alternativa a elementos como los engranajes y demás componentes rígidos. Puesto que las correas son elásticas y, en casos de gran longitud, cumplen un papel importante en la absorción de cargas de impacto y en el amortiguamiento, contribuyen a alargar la vida útil de la máquina.

En general, cuando se habla de elementos flexibles, es prudente diseñar un programa de inspección, ya que estos no están diseñados para una vida infinita, mostrando desgaste en su geometría y pérdida de elasticidad con el uso [14].

Para diseñar una etapa de transmisión por correas tipo V, se emplean los siguientes pasos de manera secuencial: [20]:

- **Potencia de diseño:** se selecciona la potencia de diseño multiplicando la potencia nominal del accionamiento por un factor de servicio dado en la tabla N°1 de los catálogos de correas.

- **Selección del tipo de correa:** con base en la potencia de diseño y la velocidad del eje más rápido, en RPM, se determina la sección de la correa.
- **Relación de transmisión:** este parámetro depende de las necesidades del diseñador y se obtiene dividiendo las RPM del eje más rápido entre las RPM del eje más lento.
- **Selección de los diámetros de paso de las poleas:** tomando en cuenta los diámetros recomendados —en especial el de la polea de menor diámetro según la tabla respectiva—, se puede seleccionar de la tabla N.º 4, preferiblemente, los diámetros estándar. Al menos, para el mayor diámetro, hay que considerar que, si la polea de menor diámetro va a ser acoplada al eje de un motor eléctrico, es necesario respetar los diámetros mínimos recomendados por NEMA, en función de la potencia nominal del motor.
- **Selección de la longitud estándar de la correa:** se supone de forma tentativa una distancia entre centros  $C$ , en caso de no existir una restricción en esta se puede tomar el mayor valor de las siguientes expresiones

$$C \geq \frac{D + 3d}{2}, \quad (6)$$

$$C \geq D, \quad (7)$$

donde  $D$  es el diámetro de paso de la polea mayor y  $d$  corresponde al diámetro de paso de la polea menor. Posteriormente, se aproxima la longitud de la correa  $L$  utilizando la siguiente expresión

$$L \approx 2C + 1,65(D + d). \quad (8)$$

Utilizando la tabla pertinente al tamaño de la sección de la correa, se adopta la longitud más próxima a la calculada y se obtiene la distancia entre centros correcta  $C$  por medio de la siguiente ecuación [20]

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D + d)^2}{4C}. \quad (9)$$

- **Potencia transmitida por correa:** una vez se calcula la relación  $\frac{(D-d)}{C}$  determina el factor de corrección por ángulo de contacto  $K_\theta$  seguido del factor de corrección por longitud de correa  $K_L$ . Teniendo presente las RPM del eje más rápido, el menor diámetro de la polea y la sección de la correa para se obtiene la potencia que puede transmitir el tipo de correa

seleccionado. Posteriormente con base en la relación de transmisión y sección de la polea se obtiene la potencia adicional, luego se multiplica este valor por las RPM del eje más rápido sobre 100. Finalmente, la potencia que puede transmitir la correa seleccionada está dada por

$$\frac{HP}{correa} = [(\frac{HP}{correa})_{tabla} + HP_{adicional}]K_{\theta} \cdot K_L. \quad (10)$$

- **Número de correas:** dividir la potencia de diseño entre la potencia por correa obtenida en el paso anterior [20]. **Para encontrar las tablas mencionadas en esta sección, dirigirse a la referencia [20].**

## 2.8. Dinamómetro en voladizo

Un dinamómetro en voladizo es un dispositivo utilizado para medir la fuerza o el par de torsión aplicado en el extremo de un brazo o soporte que sobresale de una estructura, conocido como “voladizo”. Este tipo de dinamómetro convierte la deformación del material en una señal eléctrica, generalmente mediante el uso de galgas extensométricas que logran capturar el esfuerzo y permiten calcular la fuerza o el par de torsión aplicados [21].

## 2.9. Tacómetro

Un tacómetro es un dispositivo que mide la velocidad de rotación de un objeto, generalmente en revoluciones por minuto (RPM). Es ampliamente utilizado en motores de vehículos, máquinas industriales y otras aplicaciones mecánicas, donde es fundamental conocer la velocidad de rotación para el control y la optimización de procesos [22].

# 3. Estado actual de componentes mecánicos

El torno universal en estudio está equipado con una transmisión mecánica principal, encargada de transferir potencia al husillo, y una transmisión secundaria, cuya función es accionar la caja de avances automáticos. Ambas transmisiones están conformadas por múltiples elementos mecánicos y comparten un único accionador de tipo electromecánico (motor eléctrico). Entre los componentes mecánicos se encuentran poleas tipo CVT, poleas en V, engranajes rectos, tornillos sin fin, coronas, entre otros elementos que conforman el sistema de transmisión de potencia y movimiento.

En el presente capítulo se desarrolla un análisis funcional de cada componente, así como una evaluación de su estado actual, con el objetivo de identificar fallas o deficiencias presentes en el sistema de transmisión mecánica, el cual es accionado por un motor de inducción eléctrico, encargado de generar la potencia y el movimiento cinemático necesarios para el funcionamiento de la máquina. En consecuencia, se hace indispensable determinar el estado operativo de los distintos componentes que integran esta transmisión, con el fin de proponer acciones correctivas o de mejora.

### 3.1. Transmisión principal

Para este análisis, se hace referencia a la figura 6, la cual permite identificar las distintas etapas y componentes a evaluar. A partir de esta información, se realizaron inspecciones visuales no destructivas sobre cada uno de los elementos de la transmisión.

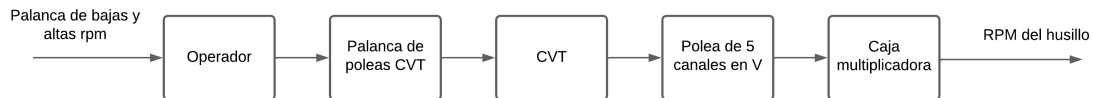


Figura 6: Diagrama de bloques de la transmisión mecánica actual. [Autor]

El sistema de transmisión cuenta originalmente con un motor eléctrico Tipo D, cuya potencia nominal es de 2,6 **kw**, con un torque nominal de 14,84 **Nm** y una velocidad de giro nominal de 1680 **RPM**. Este motor está acoplado a una cadena cinemática conformada por tres etapas reductoras, que en conjunto proporcionan una relación de reducción de hasta **62,2:1**, generando un torque de corte máximo de 874,8 **Nm**.

Este sistema opera en dos rangos de velocidades disponibles en el husillo:

- **Alta velocidad:** de 212 a 1000 RPM.
- **Baja velocidad:** de 27 a 125 RPM.

Estas condiciones operativas permiten cubrir un amplio espectro de requerimientos en los procesos de maquinado realizados en el laboratorio.

## Etapa inicial (poleas tipo CVT)

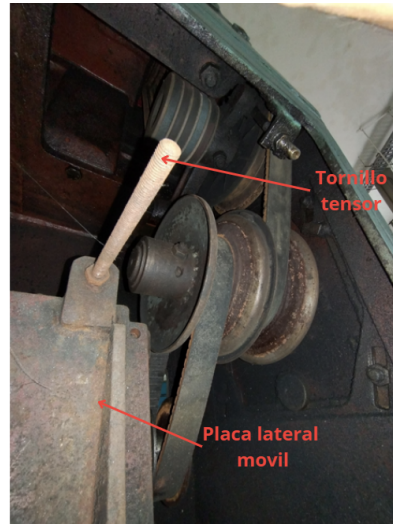


Figura 7: CVT instalada. [Autor]

La primera inicial de la transmisión está compuesta por dos pares de poleas tipo CVT, las cuales, en conjunto, proporcionan una relación de reducción máxima de 7,78. Esta etapa es responsable de manipular el rango de velocidades altas del husillo. Durante la inspección de este sistema se identificaron los siguientes síntomas:

- Se evidenció baja tensión en las correas, lo que provocaba un golpeteo excesivo y hacía que la segunda correa se saliera de su canal de forma intermitente, generando un sonido periódico característico. Esta condición impedía que la correa realizara un contacto adecuado con el canal de la polea. La causa principal fue la pérdida de tensión en el sistema tensor, el cual opera mediante un tornillo con tuerca y contra tuerca. Este sistema puede observarse claramente en la figura 7. El motor se encuentra montado sobre una placa lateral móvil, cuya posición se ajusta manipulando el tornillo tensor, permitiendo así variar la tensión sobre la primera polea.
- Se detectó un deslizamiento excesivo de las correas sobre los canales de las poleas, generando como consecuencia un olor a quemado y una reducción de la relación de transmisión efectiva a **2,8**. Esta condición limitó severamente el funcionamiento del sistema, dejando disponibles solo dos valores fijos para la velocidad del husillo: **600 RPM** en alta y **79 RPM** en baja, lo cual compromete significativamente la operatividad del torno.

A partir de estas observaciones, se concluye que el funcionamiento actual de esta etapa es deficiente y requiere la implementación de acciones correctivas.

### **Etapa intermedia (polea de canal en V)**

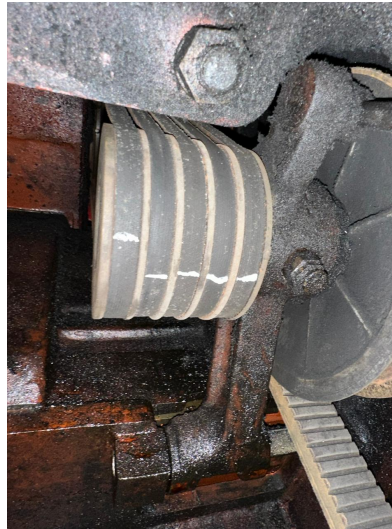


Figura 8: Poleas de 5 canales en V. [Autor]

La segunda etapa del sistema está compuesta por una polea de cinco canales en V, con una relación de transmisión **1:1**, lo cual implica que transmite la potencia recibida sin modificar su magnitud. Esta polea emplea cinco correas para manejar hasta **111,42 Nm** de torque, proveniente de la etapa anterior, como resultado de la reducción de velocidad. Para evaluar el desempeño de este componente, se llevó a cabo un ensayo empírico no destructivo, que consistió en marcar visualmente la cara libre de cada correa como se muestra en la figura 8, con el fin de identificar posibles deslizamientos diferenciales. La prueba se realizó tanto de manera manual como con la máquina en funcionamiento.

Finalizado el ensayo, se observó un deslizamiento mínimo en la primera correa del lado libre. Este comportamiento puede estar asociado a su ubicación, ya que las correas más cercanas al punto de apoyo tienden a transmitir una mayor proporción del torque, dejando menor carga a las correas más alejadas.

En consecuencia, se concluye que esta etapa opera correctamente y no requiere intervención correctiva.

### **Etapas final (engranajes rectos)**

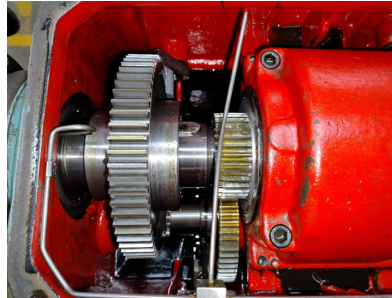


Figura 9: Caja multiplicadora instalada. [Autor]

La tercera y última etapa del sistema está compuesta por un tren de engranajes rectos como se observa en la figura 9, lubricados de forma continua mediante un sistema de aceite. Este subsistema permite operar con una relación de reducción de 1:1 ó 8:1, y es el encargado de gestionar el cambio entre los rangos de velocidades altas y bajas.

Aunque esta etapa recibe la potencia transmitida por la anterior, puede mantener su valor o multiplicarlo por un factor de 8, dependiendo de la configuración del tren de engranajes. Esta variación se logra gracias a la relación entre el número de dientes de los engranajes, lo cual permite un aumento significativo del torque entregado al husillo a costa de una reducción proporcional en la velocidad de giro.

Tras la inspección, no se evidenciaron desgastes en piñones ni en los engranajes del sistema. En consecuencia, se concluye que esta etapa presenta un funcionamiento adecuado y no requiere intervención correctiva.

### **3.2. Transmisión para avances**

La transmisión mecánica principal deriva potencia hacia la caja de avances, la cual permite disponer de diferentes velocidades de avance, esenciales para la ejecución de diversas operaciones de maquinado, como roscado, cilindrado y refrentado. Estas variaciones en el avance posibilitan la obtención de distintos tipos de roscas y niveles de acabado superficial.

Durante la inspección de la transmisión mecánica, así como durante la observación del comportamiento de la máquina en funcionamiento, se identificaron anomalías tanto en la caja de

avances como en la placa delantal. A continuación, se detallan los hallazgos correspondientes a cada componente.

## Caja de avances

Tal como se observa en la figura 10, la caja de avances está compuesta por tres palancas de control. La palanca ubicada en el lado izquierdo permite seleccionar entre roscas métricas o en pulgadas, mientras que las dos palancas del lado derecho actúan como multiplicadoras de velocidad con factores de  $\times 3$  y  $\times 10$ , respectivamente. En conjunto, el sistema ofrece un total de 60 velocidades de avance posibles. Durante la inspección funcional se evidenciaron fallas en las tres palancas, siendo la más crítica la ubicada en la parte inferior derecha, la cual se encontraba rodada, impidiendo su operación. Las otras dos palancas no lograban engranar correctamente en sus respectivas posiciones, lo que limitaba el sistema a solo dos velocidades de avance efectivas. Se intentó acceder al mecanismo interno mediante el desmontaje de la tapa frontal (ver figura 10); sin embargo, este procedimiento no pudo completarse debido a que varios pernos tipo Allen presentaban desgaste en la cabeza, imposibilitando su extracción.

Como resultado, se identificó el origen de la falla, aunque no fue posible efectuar ninguna intervención correctiva durante la evaluación.



Figura 10: Mecanismo de avances. [Autor]

## Placa delantal

La placa delantal corresponde a un sistema mecánico ubicado debajo de la torreta y el carro móvil. Este sistema incorpora un mecanismo que acopla un conjunto de engranajes con una pareja corona-sin fin, como se muestra en la figura 13. Su función es transmitir el movimiento generado en la caja de avances hacia el carro móvil, permitiendo avances automáticos en los ejes longitudinal y transversal.

Al inicio del proyecto, el mecanismo presentaba un funcionamiento adecuado. No obstante, con el paso del tiempo se produjo una cizalladura en el asiento del perno prisionero ubicado en la cara exterior del buje exterior, lo que eliminó la sujeción axial entre dicho buje y la placa delantal (ver figura 12). Adicionalmente, se evidenció desgaste en la cara interna del buje interno, específicamente en la zona con geometría hexagonal (ver figura 11). Esta condición generaba movimientos inconsistentes y avances casi nulos durante la operación.



Figura 11: Bujé interno con desgaste en cara hexagonal. [Autor]

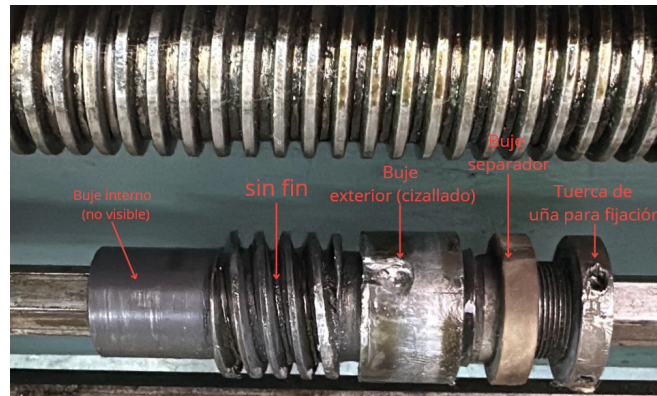


Figura 12: Mecanismo de avances en placa delantal. [Autor]

La solución implementada consistió en la fabricación de un nuevo buje interno de bronce, conservando la geometría hexagonal, y en el reacondicionamiento del asiento del perno prisionero sobre el buje exterior existente mediante mecanizado. Estas acciones fueron aprobadas por los directivos de la EIME, quienes autorizaron la fabricación e instalación de las piezas requeridas. El resultado final del montaje puede observarse en la figura 13.

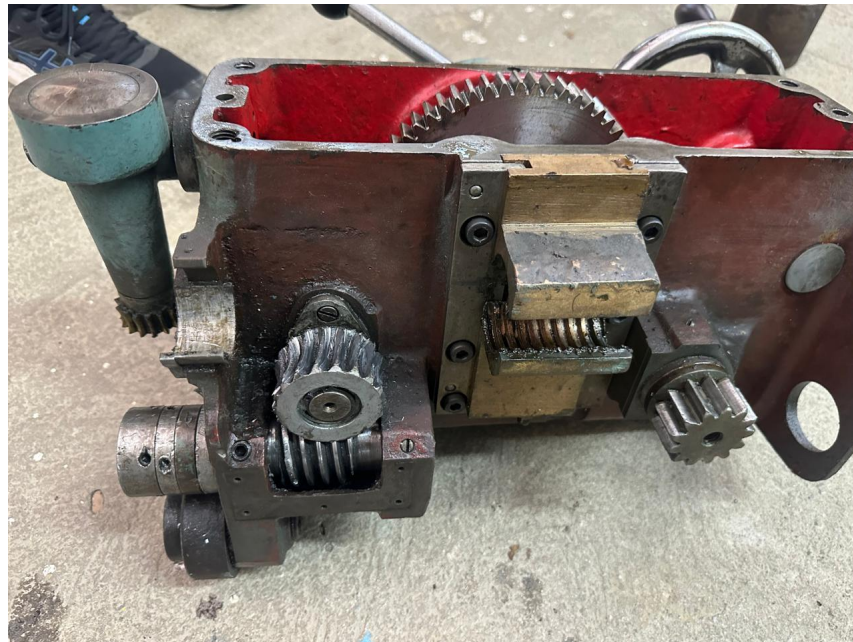


Figura 13: Placa delantal desmontada. [Autor]

Con la finalidad de conocer el desempeño actual del torno bajo condiciones de trabajo normales, se diseñaron experimentos de dinamometría con el objetivo de medir el torque impuesto por la herramienta de corte y la pieza, para posteriormente compararlo con el torque ofrecido por la transmisión mecánica. Para lograr este objetivo, se realizaron varios procesos sucesivos, los cuales se mencionan y explican a continuación.

[illegible]

24

Para el diseño de las pruebas experimentales, nos apoyamos en el diagrama de potencia de corte para un torno con un motor de 3 HP y CVT, tal como lo indica el manual de servicio. En la figura 14 se pueden observar cinco tipos de ejes: dos horizontales y dos verticales, los cuales permiten moverse en diferentes parámetros del mecanizado, y uno adicional para la selección de distintos materiales a maquinar.

- En el eje horizontal inferior se tiene la fuerza de corte, medida en unidades de  $kgf$ .
- Para el eje horizontal superior se observa la velocidad de corte ( $v_c$ ) con medida en  $\frac{m}{min}$ , un parámetro que está relacionado con la velocidad de giro del husillo y el diámetro de la pieza a mecanizar mediante la siguiente ecuación

$$v_c = \frac{n\pi D_p}{1000}, \quad (11)$$

donde  $n$  corresponde a la velocidad de giro del husillo en RPM y  $D_p$  indica el diámetro de la pieza a mecanizar en unidades de metros.

- En el eje vertical izquierdo se muestra el área transversal de la viruta a desprender medida en  $mm^2$ , este parámetro está relacionado con la profundidad de corte.
- Para el eje vertical derecho tenemos el diámetro de la pieza a mecanizar en unidades de milímetro.

Una vez comprendido el funcionamiento de este diagrama, es correcto proceder con el cálculo de los parámetros de corte y material a mecanizar.

## 4.2. Selección de parámetros de corte

Para el diseño del experimento se tuvieron en cuenta variables como la profundidad de corte, la velocidad de giro del husillo, el esfuerzo de fluencia del material y el diámetro de la pieza a mecanizar.

Se seleccionó un eje acero AISI 1045 calibrado, el cual tiene un  $\sigma_y = 65000$  psi, un diámetro  $d = 25,4$  mm y una longitud  $L = 800$  mm. Dicho material se seccionó en 4 probetas con una longitud  $L_o = 200$  mm para así obtener 2 operaciones de mecanizado con los mismos parámetros.

Para las velocidades de corte, se esperaba poder contar con ambos rangos (bajas y altas), pero debido al mal funcionamiento de la CVT, se seleccionaron  $V_1 = 79$  RPM y  $V_2 = 600$  RPM, acompañadas de una profundidad de corte constante de 2 mm.

Para estimar las velocidades de corte ( $V_c$ ), utilizaremos la ecuación 11. Otro parámetro que se fijó fue el avance longitudinal automático de la herramienta de corte, ya que, si bien este parámetro afecta la fuerza radial que se genera en el porta-herramientas, se seleccionó un valor de  $0,033 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}$  para todas las operaciones de maquinado de ambos experimentos. Así, se obtuvieron los siguientes parámetros, los cuales se muestran en la tabla 2.

Tabla 2: Parámetros de experimento. [Autor]

| Mecanizado | Bajas RPM<br>$V_c$ [m/min] | Altas RPM | Profundidad<br>de corte [mm] | Avance longitudinal<br>[mm/rev] |
|------------|----------------------------|-----------|------------------------------|---------------------------------|
| 1          | 6                          | -         | 2                            | 0,033                           |
| 2          | 6                          | -         |                              |                                 |
| 3          | -                          | 40        |                              |                                 |
| 4          | -                          | 37        |                              |                                 |

### 4.3. Calibración dinamómetro

La calibración del dispositivo es necesaria para obtener la ecuación que permita traducir las deformaciones en fuerzas. Esto normalmente se realiza de manera práctica, generando un voladizo en la región de las galgas y posicionando pesos calibrados sobre un porta-pesas apoyado en el orificio de la rosca que sujeta al inserto, con el fin de simular las deformaciones correspondientes a un peso conocido.

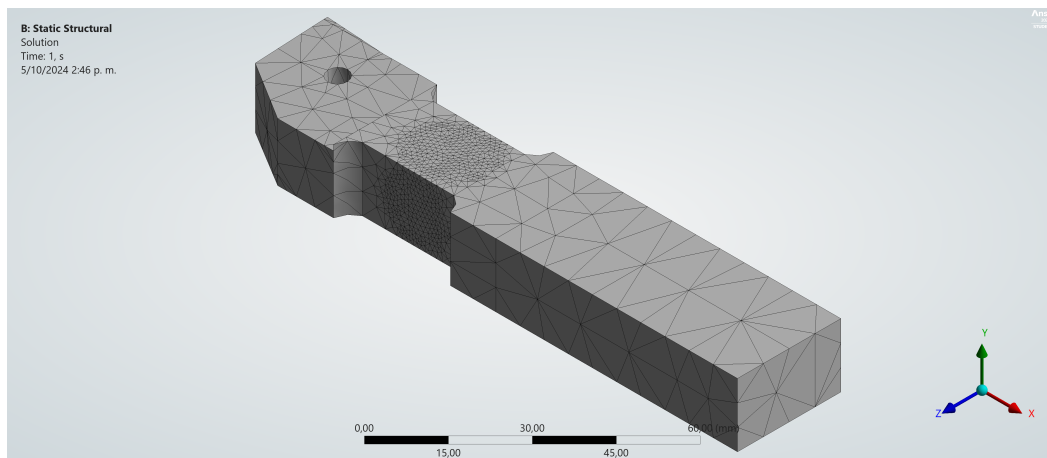


Figura 15: Geometría y malla utilizada. [Autor]

En este caso, no fue posible realizar la calibración de manera práctica, ya que la ausencia de un porta-pesas y pesas no dejó otra opción más que la simulación por FEM. Este proceso fue realizado mediante el software **Ansys 2024 R2**, el cual nos permitió medir las deformaciones correspondientes ante una fuerza que aumentó de manera gradual dentro del rango  $[0, N, 200, N]$ . Esto fue posible gracias a un análisis multi-step.

La geometría del dinamómetro fue obtenida mediante ingeniería inversa. Para el enmallado se optó por utilizar una malla genérica diseñada por el propio software, aunque se refinó dicha malla en las caras donde están instaladas las galgas unilaterales, como se evidencia en la figura 15. Esto se logró mediante la aplicación de un **sizing** con un tamaño de elemento de 1 mm, con el fin de obtener resultados más precisos, capturando así las siguientes curvas para ambas galgas:

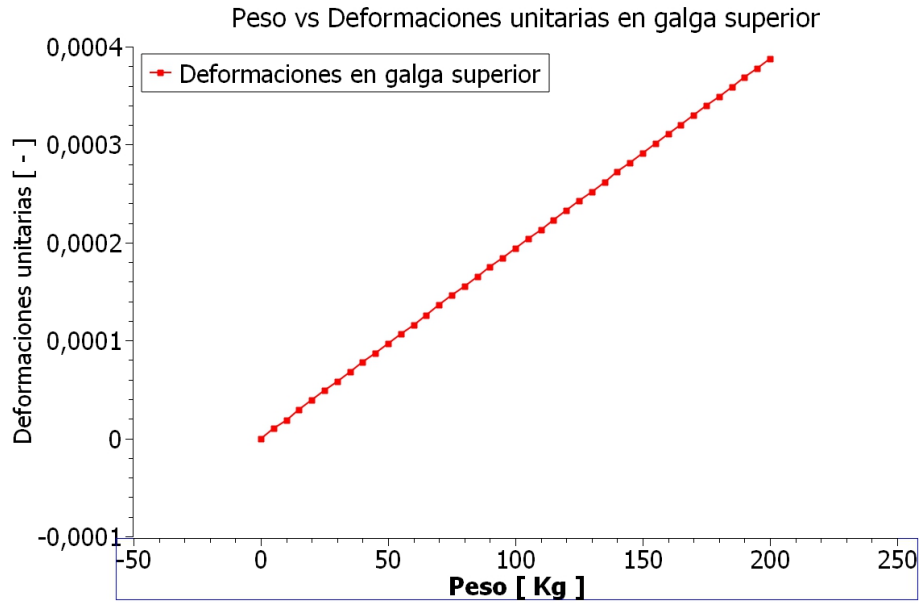


Figura 16: Curva de calibración para galga superior. [Autor]

Como se puede observar en la figura 16 tenemos la fuerza radial presente en el mecanizado, esta es la fuerza de corte medida por la galga superior. Gracias a la siguiente ecuación, podemos saber con certeza a qué magnitudes de fuerza está sometido el torno

$$F_{corte} = \frac{\epsilon}{m}g, \quad (12)$$

donde  $m = 0,000002$  es la pendiente en la curva de calibración y  $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$  es la gravedad

estimada en la Universidad del Valle, sede Cali.

#### 4.4. Equipos, montaje y personal

Para la correcta puesta en marcha de este experimento, se necesitó de equipos calibrados y de personal apto para su operación. En este caso, los equipos disponibles en el Laboratorio de Procesos de Manufactura de la EIME fueron operados por un equipo conformado por un estudiante voluntario y el autor. A continuación, se muestra en la figura 17 el montaje realizado y se detallan los equipos utilizados.



Figura 17: Montaje experimental. [Autor]

- **Dinamómetro en voladizo:** este dispositivo, mostrado en la figura 18 nos permite capturar las fuerzas de corte en cada operación de maquinado, el cual fue operado por el autor.



Figura 18: Dinamómetro en voladizo. [Autor]

- **Lector de deformaciones:** este es un complemento para el dinamómetro en voladizo, ya que este instrumento permite leer la diferencia de voltaje generada por las galgas extensométricas y así traducirlas en fuerzas, es operado por el estudiante 3.

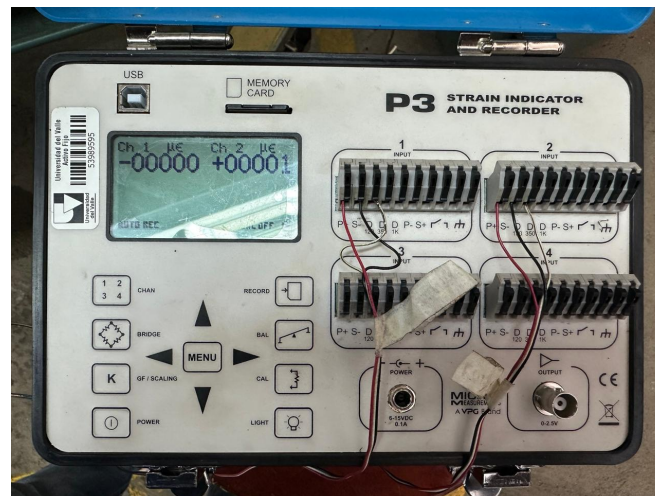


Figura 19: Lector de deformaciones Model P3. [Autor]

- **Tacómetro:** esta herramienta, mostrada en la figura 20, permite monitorizar las velocidades

de giro del husillo y observar su comportamiento durante las operaciones de maquinado. Este equipo fue operado por el estudiante de apoyo.



Figura 20: Tacómetro. [Autor]

#### 4.5. Procedimiento experimental

Para el procedimiento se realizó una serie de pasos en orden secuencial ascendente, utilizando 2 probetas del material seleccionado. Los pasos se detallan y explican en la tabla 3 a continuación

Tabla 3: Procedimiento experimental. [Autor]

| Paso      | Acción                                                                                                                                  | Sucesor   |
|-----------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1</b>  | Instalar la probeta a mecanizar en la copa, ayudándose de una contrapunta disponible en la bancada para reducir el cabeceo de la pieza. | -         |
| <b>2</b>  | Seleccionar las palancas de velocidades bajas o altas y ajustar el avance longitudinal.                                                 | <b>1</b>  |
| <b>3</b>  | Instalar el dinamómetro en la torreta.                                                                                                  | <b>2</b>  |
| <b>4</b>  | Conectar el dinamómetro al lector de deformaciones y configurar este último en modo de grabación automática.                            | <b>3</b>  |
| <b>5</b>  | Instalar el receptor de señal en la copa del torno y verificar el funcionamiento del tacómetro.                                         | <b>4</b>  |
| <b>6</b>  | Incorporar el tacómetro y la capturadora de video.                                                                                      | <b>5</b>  |
| <b>7</b>  | Verificar las instalaciones y el apriete correcto de pernos y cableado.                                                                 | <b>6</b>  |
| <b>8</b>  | Encender la máquina.                                                                                                                    | <b>7</b>  |
| <b>9</b>  | Configurar el cero del avance transversal y definir la profundidad de corte deseada.                                                    | <b>8</b>  |
| <b>10</b> | Encender el avance longitudinal automático e iniciar la lectura de todas las variables necesarias.                                      | <b>9</b>  |
| <b>11</b> | Almacenar los datos obtenidos en el computador.                                                                                         | <b>10</b> |
| <b>12</b> | Repetir los pasos del 1 al 11 cuatro veces para completar los mecanizados en las dos probetas.                                          | <b>11</b> |

## 4.6. Resultados experimentales

Una vez realizado el experimento, se logró medir con éxito la velocidad de giro del husillo y las deformaciones unitarias a las que se somete la herramienta de corte al hacer contacto con la pieza a mecanizar. Para el posterior procesamiento de los datos, se promediaron las lecturas obtenidas tanto del tacómetro como del lector de deformaciones, bajo la premisa de que los parámetros de corte permanecieron constantes durante el maquinado de la pieza. Además, se calculó la fuerza de corte utilizando la ecuación 12 obteniendo la tabla 4.

Tabla 4: Datos experimentales obtenidos. [Autor]

| Operación | Fuerzas de corte promedio [N] | Velocidad medida en el husillo [RPM] |
|-----------|-------------------------------|--------------------------------------|
| 1         | 1146,98                       | 76                                   |
| 2         | 1081,87                       | 76,5                                 |
| 3         | 1062,28                       | 590                                  |
| 4         | 680,62                        | 594                                  |

Posteriormente, se emplearon las ecuaciones 3 y 12 añadiendo también las ecuaciones 13 y 14 presentadas a continuación

$$\tau = F_{corte} \times \frac{d}{2}, \quad (13)$$

$$diferencia = |valor_{teórico} - valor_{medido}|, \quad (14)$$

permitiendo así obtener las tablas 5 y 6.

Tabla 5: Valores de velocidad obtenidos de manera experimental. [Autor]

| Operación | Velocidad teórica en el husillo [RPM] | Velocidad medida en el husillo [RPM] | Diferencia de velocidad [RPM] |
|-----------|---------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|
| 1         | 79                                    | 76                                   | 3                             |
| 2         |                                       | 76,5                                 | 2,5                           |
| 3         | 600                                   | 590                                  | 10                            |
| 4         |                                       | 594                                  | 6                             |

El torque disponible en el husillo se estima mediante la ecuación 15

$$T_{salida} = T_{entrada} \cdot i_{total} \cdot \eta_{total}, \quad (15)$$

donde  $i_{total}$  representa la reducción total del sistema, y  $\eta_{total}$  corresponde a la eficiencia total del sistema, la cual en este caso se estima en un valor de 0.90. Esto se debe a que se seleccionó un punto de operación en el cual las poleas tipo CVT no presentaron un deslizamiento excesivo.

Tabla 6: Valores de torque calculados. [Autor]

| Operación | Torque medido [Nm] | Torque a plena carga [Nm] | Diferencia de torque [Nm] |
|-----------|--------------------|---------------------------|---------------------------|
| 1         | 14,57              | 311,63629                 | 297,07                    |
| 2         | 12,66              |                           | 298,98                    |
| 3         | 11,37              | 40,46126                  | 29,09                     |
| 4         | 6,60               |                           | 33,86                     |

## 4.7. Discusión de resultados

Con base en las tablas 5 y 6 se concluyó lo siguiente:

1. Basándonos en la tabla 6 se puede observar que el motor eléctrico funciona correctamente, ya que si bien en las operaciones realizadas se midió un torque mucho menor al torque que este sistema puede ofrecer siendo accionado por el motor original, según la ecuación 15. Esto nos descarta un probable mal funcionamiento en el motor eléctrico.
2. Si se logra operar en un punto en donde las poleas CVT funcionen de manera correcta, se logra obtener un buen funcionamiento de la transmisión mecánica en general. Dejando así, en evidencia la necesidad de reemplazar este componente.

## 5. Ingeniería conceptual de rediseño

Basado en los resultados de estudios realizados a la máquina y las mediciones tomadas evidenciados en los capítulos 3 y 4 se define las siguientes conclusiones:

- Las poleas CVT son la causa principal del mal funcionamiento del torno, ya que estas tienen un funcionamiento deficiente.
- El motor eléctrico original tiene un correcto funcionamiento, aunque por su antigüedad es casi nula la información que se logró obtener sobre él, en cuanto a curvas, características y compatibilidad con controladores electrónicos.

Con base en lo anterior, se propone realizar los siguientes cambios en la transmisión mecánica principal, con el fin de garantizar y obtener la correcta operabilidad del torno VÖEST DAT.

- Reemplazar el motor eléctrico actual debido a que por su antigüedad se desconoce información sobre este modelo y su compatibilidad con controladores electrónicos actuales.

- Reemplazar el sistema de poleas CVT, ya que estas son la causa principal del mal funcionamiento en el torno.
- Utilizar tecnologías de control, con el fin de variar de manera continua las velocidades de giro que ofrece el torno (similar a la variación continua que ofrecen las poleas CVT).

## 5.1. Alternativas disponibles

Ante los requisitos ya mencionados, se plantean las siguientes posibles soluciones:

1. **Recuperación de flancos en sistema original de poleas CVT y cambio de correas:** se recupera la geometría de los flancos internos en las poleas CVT y se instalan correas nuevas.
2. **Remplazo de poleas CVT:** se reemplaza el sistema de poleas CVT por diferentes elementos mecánicos de transmisión de potencia tales como, engranajes, cadenas y demás.
3. **Cambio y actualización de actuador electro mecánico:** se selecciona un motor nuevo y se implementa de un controlador para variación de Velocidad de giro.
4. **Rediseño total de etapa inicial:** se realiza un rediseño completo de los elementos mecánicos y se selecciona un nuevo actuador.

Teniendo en cuenta las cuatro posibles soluciones planteadas, se decide trabajar con la alternativa número 4, para así poder realizar una intervención detallada del sistema y garantizar la correcta operatividad de la máquina.

## 5.2. Requisitos de la propuesta

Con base en lo anterior, se propone realizar los siguientes cambios en la transmisión mecánica principal, con el fin de garantizar y obtener la correcta operabilidad del torno VÖEST DAT.

- Reemplazar el motor eléctrico actual debido a que por su antigüedad se desconoce información sobre este modelo y su compatibilidad con controladores electrónicos actuales.
- Reemplazar el sistema de poleas CVT, ya que estas son la causa principal del mal funcionamiento en el torno.
- Utilizar tecnologías de control, con el fin de variar de manera continua las velocidades de giro que ofrece el torno (similar a la variación continua que ofrecen las poleas CVT).

## 6. Selección del accionador

La selección del accionador constituye una etapa crítica en el rediseño de la transmisión mecánica. Esta elección debe garantizar el suministro adecuado de potencia y torque bajo las condiciones operativas del torno.

Con el fin de realizar una correcta selección del accionador, se tomó como base las características del motor ya existente. El proceso de selección consistió en una serie de pasos, los cuales se describen a continuación.

### 6.1. Requerimientos funcionales

Antes de seleccionar un motor, es esencial comprender el funcionamiento de la transmisión mecánica y los objetivos mecánicos que esta debe cumplir. En el caso de una máquina herramienta como el torno, se requiere que el sistema sea capaz de ejecutar correctamente todas las operaciones de mecanizado propias de este tipo de equipo. Una parte significativa de esta capacidad depende en parte del accionador, responsable de poner en movimiento tanto la transmisión mecánica principal como la transmisión de potencia hacia los mecanismos de avance.

Para esto se definieron los siguientes parámetros:

**Tipo de máquina:** torno universal.

**Operación a realizar:** mecanizado de piezas, en su mayoría de materiales metálicos como acero y fundiciones de hierro, además de polímeros como nailon los cuales se utilizan para fines educativos por los profesores del laboratorio.

**Perfil de funcionamiento:** S3, intermitente con un factor de servicio recomendado de 1,2.

**Voltaje de red:** 220 V máximo, limitado por la red del laboratorio de Procesos de Manufactura.

**Frecuencia de red:** la red en Colombia está programada para 60 Hz.

**Tipo de carcasa:** al trabajar sobre un espacio cerrado con dimensiones ya delimitadas por el diseño original del torno, se decide filtrar los motores de tamaño 112M, 132M y 132S. Similares en tamaño al motor original de 184T.

**Velocidad nominal:** para tratar de no modificar demasiado los valores de velocidad que ofrece el torno se decide filtrar los motores que tengan **4 polos**.

**Tipo de motor:** la carga a vencer con el motor debe ser mayor a la carga que tienen la transmisión mecánica en sí. Además de valores adicionales que se presentan al momento de acoplar piezas en la copa del torno, estas piezas pueden llegar a tener tamaños e inercias iguales o mayores a la de la transmisión. Para vencer dichas cargas adicionales, se decide filtrar los motores que sean **tipo D**, los cuales ofrecen altos valores de torque en sus arranques.

## 6.2. Caracterización de la carga

Durante el desarrollo del trabajo de grado, el torno sufrió averías mayores en la transmisión mecánica, más exactamente en las poleas CVT las cuales limitaron a 2 valores las velocidades de operación, dejando por fuera la posibilidad de caracterizar la carga de manera experimental. En respuesta a esto, se decidió caracterizar la carga de manera teórica basada en los datos del motor actual y el diagrama de potencia de corte que ofrece el manual de servicio del torno.

Mediante las ecuaciones 15 y 3 se construyó la figura 21.

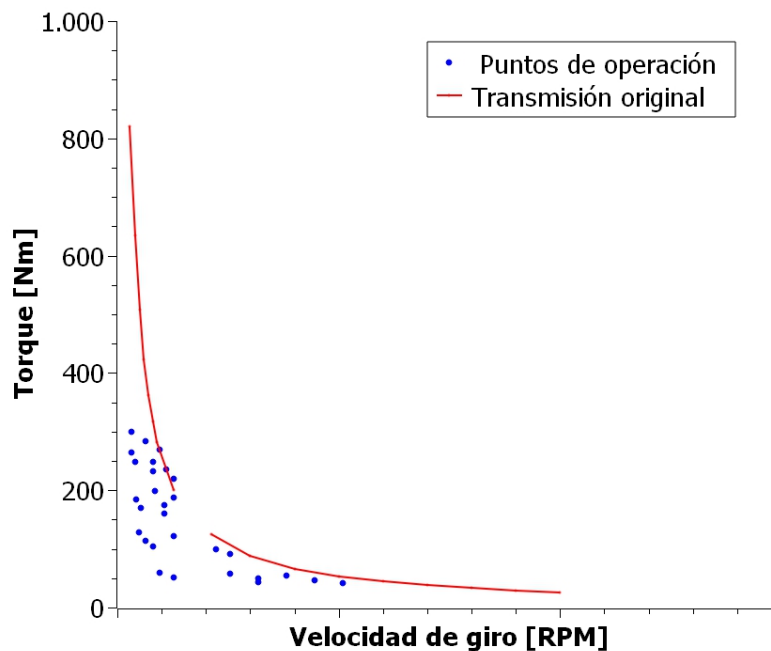


Figura 21: Carga en transmisión mecánica original. [ Autor]

En esta gráfica se puede observar el valor máximo de operación ( $27\text{ RPM}$ ,  $840\text{ Nm}$ ) que ofrece originalmente el torno con el motor original instalado, este valor sirve para tener la referencia del torque máximo y la velocidad mínima que la transmisión mecánica ofrece actualmente.

Aunque el accionador aporta un valor de torque al sistema, la transmisión mecánica es la encargada, ya sea de aumentar o disminuir ese torque de entrada. Más allá de que se sabe que el motor es tipo D los datos de corriente y voltaje nominal que muestra la figura 22 no sirven para estimar un torque nominal de  $14,84\text{ Nm}$ , torque el cual no varía durante el funcionamiento de la transmisión mecánica, pues las variaciones de velocidad eran en mayor parte gracias a las poleas CVT.

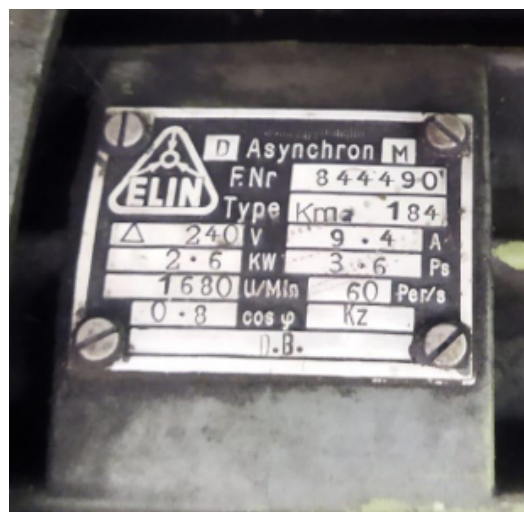


Figura 22: Datos de accionador original. [Autor]

Con base en los datos de la figura 22 se establece, como nuevo requerimiento funcional, la potencia nominal del motor superior o igual a  $4,2\text{ Hp}$  teniendo en cuenta el factor de servicio.

### 6.3. Selección de motor eléctrico

Para la selección del motor eléctrico se aplicaron los requerimientos funcionales ya mencionados, estos permitieron hacer uso del catálogo interactivo que ofrece la página WEG, ya que este tiene la facilidad de aplicar filtros y navegar entre distintos tipos de motores.

Durante esta búsqueda resaltaron los siguientes 3 candidatos, los cuales cumplen todos los requerimientos funcionales propuestos.

Tabla 7: Datos de motores postulados. [Autor]

| Motor | Potencia [HP] | Tamaño constructivo | Velocidad nominal [RPM] | Torque nominal [Nm] | Corriente a 220V | Precio aprox. [COP] |
|-------|---------------|---------------------|-------------------------|---------------------|------------------|---------------------|
| 1     | 5             | 112M                | 1650                    | 21,4                | 15,3             | 2.699.100           |
| 2     | 6             | 132S                | 1625                    | 26,5                | 18,9             | 3.313.528           |
| 3     | 7,5           | 132S                | 1660                    | 31,7                | 22,4             | 3.712.060           |

Estos motores ofrecen las curvas de torque evidenciadas en la figura 23, las cuales fueron extraídas del catálogo de WEG.

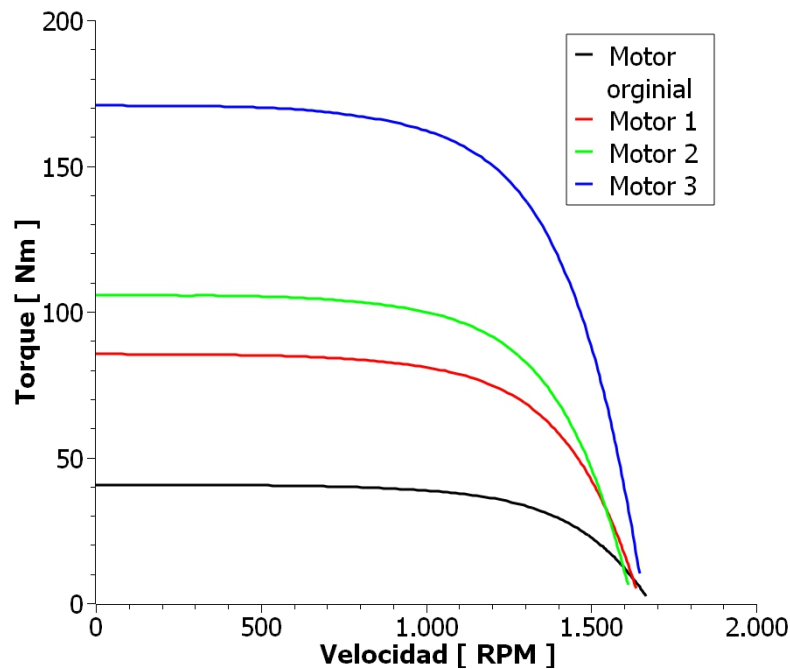


Figura 23: Curvas T vs w para motores postulados. [Autor]

En la figura 23, se observa que el desempeño de los motores 1, 2 y 3 es superior al del motor original. Esto indica que, a una misma velocidad de giro, estos pueden entregar un torque mayor al sistema, ampliando así el rango de puntos de operación disponibles en la máquina.

Teniendo en cuenta estos factores y los requisitos establecidos con anterioridad, se optó por seleccionar el Motor 1, con un costo aproximado de **2.699.100 COP**.

### 6.4. Análisis del nuevo sistema

Para una mejor visualización del impacto del motor en la transmisión se estimó, el rango de velocidades y torque para los tres motores, con la suposición de que estén acoplados a la transmisión original con relación 62:1 y que las poleas tipo CVT operen en todo su rango disponible (7,75:1). Los resultados obtenidos se evidencian en la figura 24.

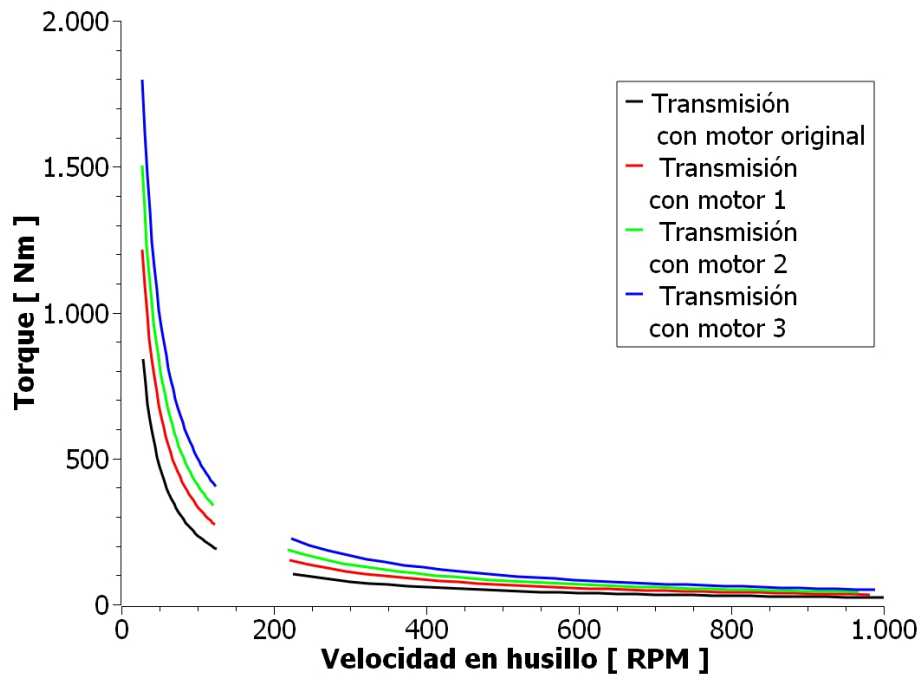


Figura 24: Variación de la transmisión mecánica ante cambios de motor. [Autor]

En la figura 24 se evidencian los picos de torque generados por los diferentes motores evaluados. Estos valores deben ser analizados con precaución, ya que, si bien, como se mencionó anteriormente, pueden ampliar el rango operativo de la máquina, también pueden comprometer la integridad de los componentes mecánicos existentes. Estos componentes fueron diseñados bajo el supuesto de operar con torques máximos de 840, Nm. Al incrementar el torque de entrada proporcionado por el motor, también se incrementa el torque de salida, considerando una reducción de velocidad ya establecida.

En conclusión, el proceso de selección del accionador permitió establecer criterios técnicos claros que aseguran el adecuado funcionamiento del torno, con base en sus requerimientos operativos y las limitaciones del entorno. A partir del análisis del accionador original y la caracterización

teórica de la carga, se identificaron tres motores eléctricos viables. Entre ellos, se seleccionó el motor de 5 HP, 4 polos, tipo D, con carcasa 112M y 1650 RPM, por ofrecer un equilibrio óptimo entre desempeño y compatibilidad dimensional. Esta elección garantiza un suministro suficiente de torque en todo el rango operativo del torno y representa una mejora significativa frente al motor original.

## 7. Selección de sistema de control

Con el objetivo de replicar el comportamiento de la transmisión original, surge la necesidad de implementar una variación continua de la velocidad de giro en el sistema. Anteriormente, esta funcionalidad era proporcionada por las poleas tipo CVT; sin embargo, se propone lograr un efecto equivalente mediante la integración de un sistema de control electrónico que permita ajustar la velocidad de forma progresiva.

En el contexto educativo donde se encuentra el torno, este va a ser utilizado por estudiantes y docentes de la EIME, estudiantes quienes durante los cursos relacionados con máquinas herramienta y manufactura tengan sus primeros acercamientos al torno, es por esto que se decide implementar un sistema de control simple, fácil de entender y preciso, donde el estudiante logre entender la sensibilidad de un sistema mecánico complejo ante una modificación en sus parámetros.

### 7.1. Requerimientos de control

Como se mencionó anteriormente, el rango de variación que ofrecía las poleas CVT era de 7,75 : 1 a 1,68 : 1, con el remplazo de estas se espera que el sistema de control pueda ofrecer un rango similar. Es por esto que se decide trabajar con un sistema de control de velocidad que le permita al motor ya seleccionado moverse dentro de su curva característica, modificando así los valores de torque y velocidad que entrega este a la transmisión mecánica.

Con base en la figura 23 se definieron los siguientes requerimientos funcionales para el controlador:

Rango de corriente: 15.3-80.24 A.

Rango de frecuencia: 0-60 Hz.

Voltaje de operación: 0-220 V (limitado por la red).

Potencia permitida: mayor o igual a 5 Hp.

## 7.2. Tipo de control

Para el uso académico y pedagógico se decide utilizar un control de lazo abierto. Esto permite enviar señales de control al motor sin requerir retroalimentación del sistema, lo cual simplifica el diseño y reduce costos al no necesitar sensores adicionales. Sin embargo, este tipo de control no detecta ni corrige variaciones entre la velocidad deseada y la velocidad real del motor, por lo que puede verse afectado por cambios en la carga o perturbaciones externas. Es por eso que el operario del torno no debe descuidar la máquina, ya que el controlador será como un mando más en la máquina.

Para fines académicos y pedagógicos, se optó por la implementación de un sistema de control en lazo abierto. Este enfoque se justifica, puesto que permite enviar señales de control al motor sin requerir retroalimentación del sistema, lo cual simplifica el diseño y reduce los costos al eliminar la necesidad de sensores adicionales. No obstante, al tratarse de un control sin realimentación, no se detectan ni corrigen desviaciones entre la velocidad de referencia y la velocidad real del motor, lo que puede generar imprecisiones ante variaciones en la carga o perturbaciones externas. Por tal motivo, se requiere que el operario mantenga atención constante durante el funcionamiento del torno, ya que el controlador funcionará como un elemento adicional de mando en la máquina.

Tabla 8: Control en lazo abierto disponible. [Autor]

| Tipo de Controlador           | Ventajas                                         | Desventajas                                           | Puntuación (1–10) | Justificación                                                                      |
|-------------------------------|--------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|-------------------|------------------------------------------------------------------------------------|
| VFD con señal fija (manual)   | Simple, económico, fácil de usar                 | No corrige grandes variaciones de carga,              | 8                 | Adecuado para trabajos no exigentes, buena opción económica sin retroalimentación. |
| Control por perfil programado | Automatiza, es consistente en ciclos repetitivos | No adapta a cambios en el corte, mayor complejidad    | 6                 | Bueno si el trabajo es repetitivo y estable, pero poco útil si cambia la carga.    |
| PWM por microcontrolador      | Preciso en DC, económico, programable            | Solo sirve en motores DC, no apto para carga variable | 5                 | Interesante para prototipos o fines educativos, no apto para tornos industriales.  |

Desde el punto de vista técnico y operativo, el uso de un variador de frecuencia (VFD) se justifica por su capacidad para controlar motores de corriente alterna con precisión, sin necesidad de complejas configuraciones. A diferencia de otros controladores, el VFD permite ajustar la velocidad de giro en tiempo real mediante variaciones de frecuencia, manteniendo una entrega de torque constante y estable dentro de los márgenes definidos. Esta versatilidad lo hace ideal para aplicaciones como el torno, donde se requiere variación de velocidad sin sacrificar simplicidad en la operación ni aumentar significativamente la complejidad del sistema.

Para los variadores de frecuencia, con el fin de no sobrecargar, daños por alta temperatura y disminuir la vida útil del motor, se decide establecer un rango de frecuencias de trabajo (30-60 Hz).

### 7.3. Selección de controlador

La selección del variador de frecuencia (VFD) como sistema de control para el torno responde a la necesidad de sustituir la funcionalidad de variación continua de velocidad que anteriormente ofrecían las poleas tipo CVT. Esta nueva solución debía ser capaz de regular de manera fácil la velocidad del motor eléctrico, garantizando a su vez la seguridad y el correcto funcionamiento del sistema bajo condiciones de carga variables.

Para este propósito, se consideraron como parámetros principales el voltaje disponible en la red eléctrica del laboratorio (220 V) y las especificaciones del motor seleccionado, el cual opera dentro de un rango de corriente de 15,3 A a 80,24 A. Adicionalmente, se estableció un límite inferior en la frecuencia de operación a no menor de 30 Hz, con el fin de preservar la integridad de los componentes mecánicos del torno ante posibles incrementos de torque causados por una mayor velocidad de rotación en el eje del motor.

La búsqueda se realizó mediante el catálogo interactivo de la marca WEG, el cual permite aplicar filtros por tensión, corriente, frecuencia y características de control. Como resultado, se seleccionó el modelo CFW500F88P0T2DB20C3G2, el cual cumple con todos los requerimientos técnicos establecidos y ofrece funcionalidades avanzadas, tales como control vectorial, rampas programables de aceleración y desaceleración, monitoreo de fallas, protección térmica integrada y comunicación digital. Este modelo tiene un costo aproximado de 14.424.300 COP.

En la actualidad, los VFD no solo permiten controlar la velocidad del motor mediante la variación de frecuencia, sino que también incorporan funciones inteligentes de diagnóstico y protección, lo cual los convierte en herramientas clave tanto para aplicaciones industriales como educativas. Su implementación en este proyecto garantiza una solución técnica precisa, eficiente y segura, coherente con el entorno académico de la EIME y con las exigencias mecánicas del torno rediseñado.

### 7.4. Tecnología de control

La incorporación de un variador de frecuencia (VFD) en el sistema de control del torno representa un avance significativo frente a los métodos tradicionales de regulación mecánica. En particular, el conjunto formado por un VFD marca WEG y un motor trifásico de 5 HP, 4 polos

y 1650 RPM, permite un control preciso y eficiente de la velocidad del husillo. Este sistema (ver figura 25) puede analizarse considerando tres etapas fundamentales: el mando, el arranque y la operación, cada una de las cuales desempeña un papel clave en el desempeño general del equipo y en la optimización de su funcionamiento dentro de un entorno educativo y técnico.

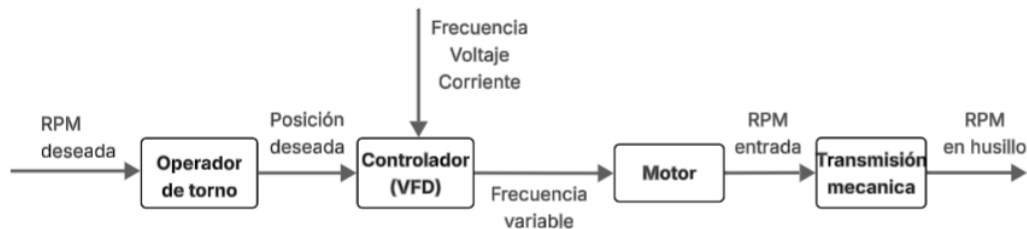


Figura 25: Sistema de control en lazo abierto. [Autor]

- **Sistema de mando:** el sistema de mando está constituido por el VFD, que actúa como interfaz principal para definir las condiciones de funcionamiento del motor. A través del VFD, se regula la frecuencia de alimentación que determina la velocidad de giro del motor, así como el voltaje aplicado, garantizando una correcta relación V/f que permite mantener un torque estable. Para este caso en particular, el VFD permite trabajar dentro de un rango seguro entre 30 Hz y 60 Hz, lo que equivale a una velocidad de giro ajustable para el motor de 4 polos. Esta flexibilidad sustituye el sistema anterior basado en poleas CVT, facilitando el control electrónico de velocidad de forma continua y precisa, sin necesidad de intervención mecánica.
- **Sistema de arranque:** el arranque del motor se realiza de manera controlada gracias a las funciones integradas del VFD. El controlador permite establecer rampas de aceleración y desaceleración, evitando picos de corriente típicos de un arranque directo y reduciendo el estrés mecánico en los componentes acoplados. En esta aplicación, se puede configurar una rampa de arranque suave, por ejemplo, de 0 a 1650 RPM en un intervalo de 5 segundos, lo cual es ideal para proteger la transmisión mecánica del torno y mejorar la durabilidad del sistema.
- **Sistema de operación:** durante el funcionamiento continuo, el VFD mantiene la velocidad de giro deseada del motor, permitiendo al operario del torno ajustar la frecuencia mediante comandos manuales o señales externas simples, sin necesidad de sensores (control en lazo abierto). Esta configuración es adecuada para un entorno académico, ya que:
  1. Simplifica el diseño del sistema de control.
  2. Reduce costos al eliminar elementos de retroalimentación como encoders.

3. Permite una operación flexible, ya que el operario puede variar fácilmente la velocidad sin modificar la configuración física del sistema.

No obstante, al tratarse de un control en lazo abierto, el sistema no corrige automáticamente variaciones por cambios de carga. Por esta razón, se establece un límite inferior de frecuencia de 30 Hz, para garantizar que el motor opere dentro de condiciones seguras de torque, y un límite superior de 60 Hz, para asegurar que la red eléctrica (220 V) mantenga una adecuada relación V/f.

En síntesis, la implementación de un variador de frecuencia como sistema de control en el torno rediseñado permite sustituir de forma efectiva el mecanismo mecánico de variación de velocidad previamente utilizado. El modelo WEG CFW500F88P0T2DB20C3G2, junto con un motor de 5 HP y 1650 RPM, ofrece una solución técnica confiable, ajustable y didácticamente apropiada. Su facilidad de configuración, operación en lazo abierto, y capacidades avanzadas como rampas de aceleración, lo convierten en la opción más adecuada tanto para replicar el comportamiento original del sistema como para facilitar el aprendizaje en entornos académicos sin comprometer la seguridad ni la funcionalidad mecánica del torno.

## 8. Ingeniería de detalle

Con el objetivo de reemplazar las antiguas poleas tipo CVT, se realizó un estudio detallado de la cinemática de la transmisión mecánica. Al plantear una modificación en la etapa inicial del sistema, complementada con la incorporación de VFD, fue necesario analizar teóricamente el comportamiento de esta nueva configuración (motor + VFD). Esto condujo a la ejecución de simulaciones que permitieran evaluar los distintos escenarios operativos posibles, anticipando así el desempeño del sistema bajo condiciones reales de funcionamiento.

### 8.1. Relación de transmisión

Para la selección de la nueva relación de transmisión, se utilizó como base la red de velocidades original mostrada en la figura 26, la cual muestra el camino de donde se obtuvieron los rangos de velocidad originales.

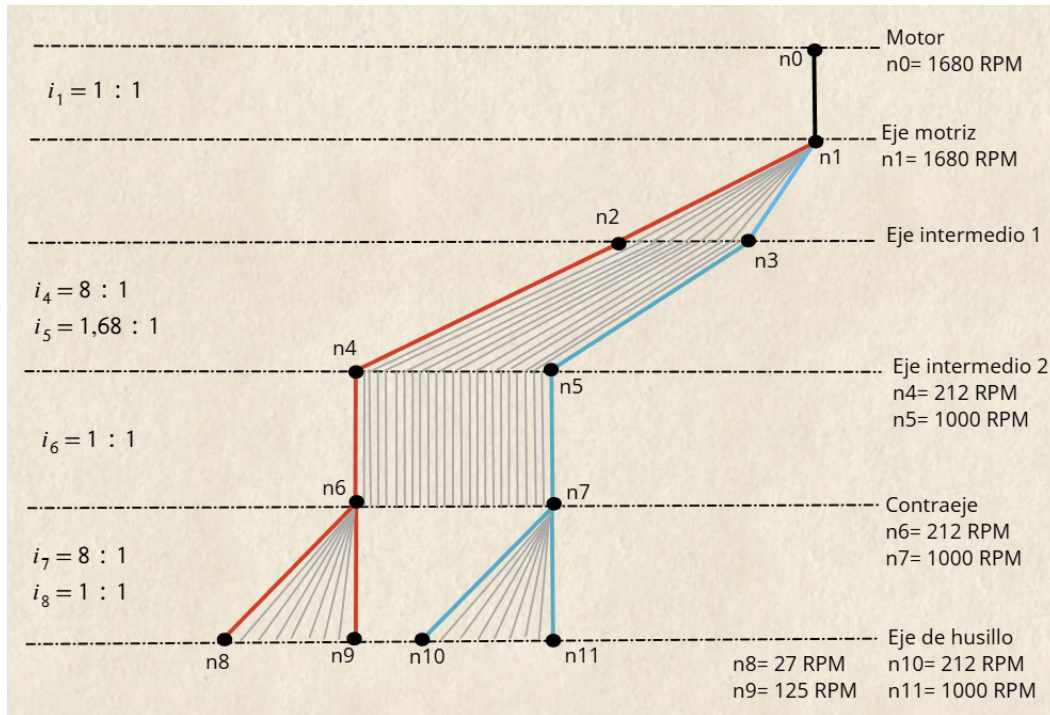


Figura 26: Red de velocidades original. [Autor]

Una diferencia significativa entre la figura 26 y la figura 28, es la incorporación del VFD como elemento activo en la variación de velocidad, que convierte al eje motriz en un componente funcional dentro de la red. En la configuración original, la variación de velocidad se lograba exclusivamente mediante las poleas tipo CVT, en cambio, en la nueva red, esta función se distribuye entre el variador de frecuencia que regula electrónicamente la velocidad del motor y las poleas de canal en V, que actúan como una etapa reductora fija. Esta combinación permite un cambio de velocidad menos versátil, ya que la variación continua se reduce gracias a la limitación del motor eléctrico.

A continuación, se presenta la variación del rango de velocidades en el husillo como resultado del cambio en la relación de transmisión de la etapa inicial.

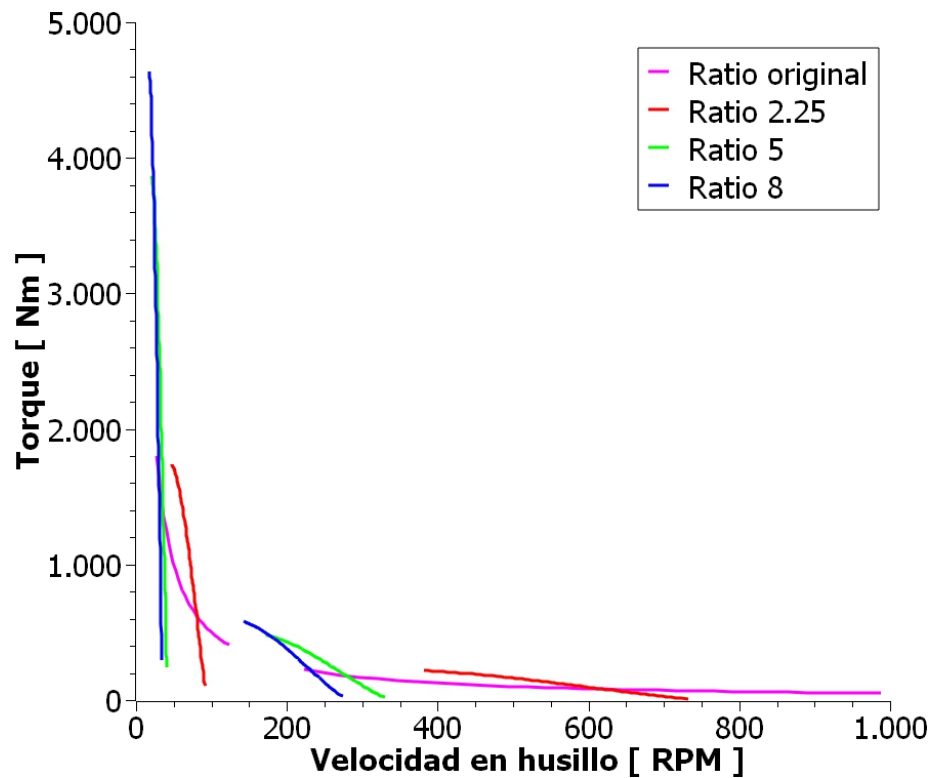


Figura 27: Rangos de operación vs diferentes relaciones de transmisión. [Autor]

Como se detalla en la figura 27, una mayor relación de transmisión genera un rango más estrecho de velocidades, pero permite disponer de un torque significativamente mayor. Por esta razón, se selecciona un ratio de 2,25:1 en cada una de las dos etapas de poleas fijas combinadas con un ratio de 1,3:1 proporcionado por el variador de frecuencia (VFD). Esta configuración resultó en un ratio total de 2,92:1, con el cual se modificó el rango de velocidades del husillo a 496–730 RPM para el modo de alta velocidad y 62–91 RPM para el modo de baja, alcanzando así un torque máximo de 1737 Nm.

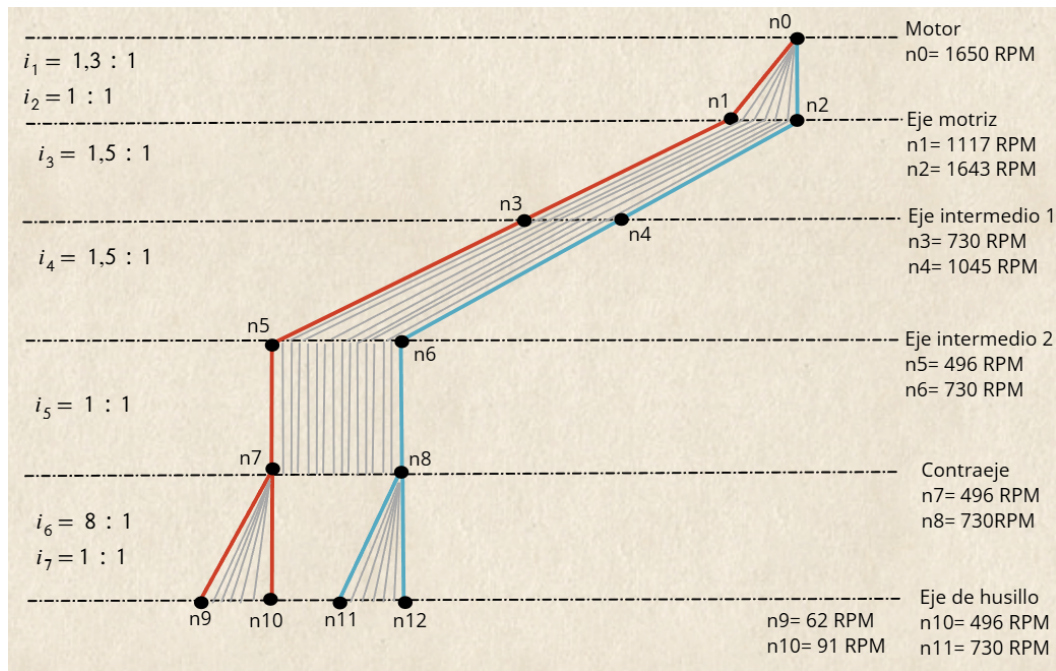


Figura 28: Red de velocidades propuesta. [Autor]

Como se observa en la red original, tanto las poleas CVT como la caja multiplicadora trabajan únicamente con ratios que permiten reducir la velocidad. Esto se establece desde el diseño original del torno. En la presente propuesta, se desea conservar parte del rango original de velocidades, para lo cual se estableció una relación máxima de 8:1, correspondiente a la etapa final, y un valor mínimo de 1,31 proporcionado por el VFD. Estos valores sirvieron como límites para estudiar la posible relación de transmisión a implementar.

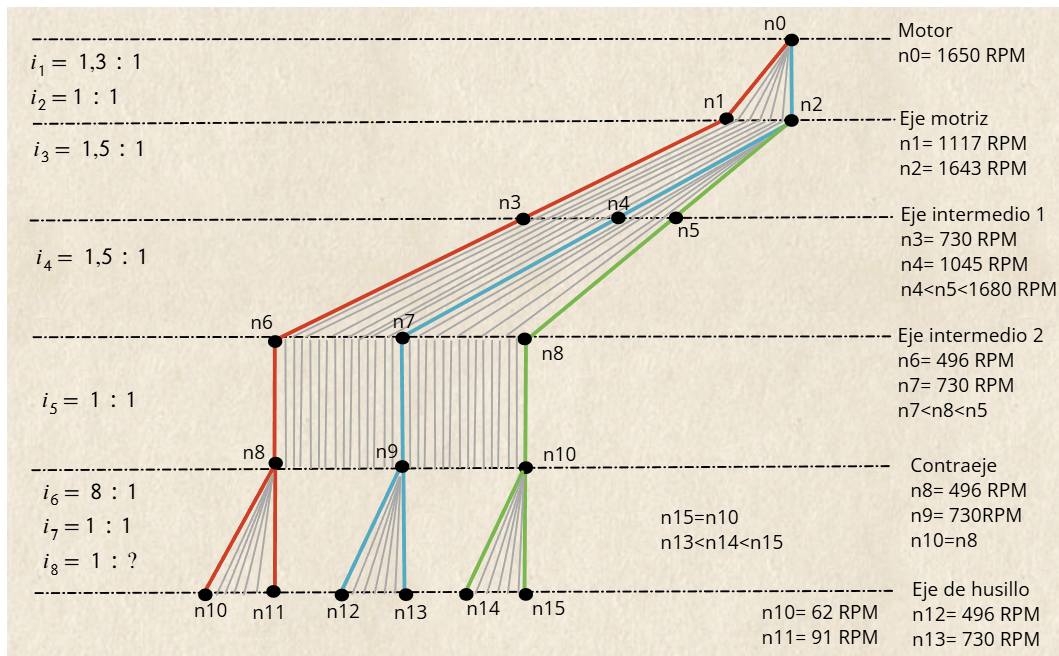


Figura 29: Red de velocidades futura. [Autor]

Esta decisión implicó una reducción en la operabilidad a altas velocidades en ambos rangos a cambio de una mayor capacidad de torque. Este intercambio entre velocidad y torque, se debió al cambio de un sistema de variación continua (poleas CVT) a uno de variación discreta (poleas en V). Aunque el VFD permite modificar la velocidad de forma continua, su rango de variación (1,3:1) es mucho menor en comparación con el de las poleas CVT (8:1), lo cual limita su capacidad de ajuste en comparación con el sistema original.

En estudios futuros, se recomienda analizar la implementación de los ramales de color verde representados en la figura 29, ya que su uso podría incrementar la operatividad del torno. Aunque en la propuesta actual se contemplan dos rangos de velocidad continua, la incorporación de estos ramales permitiría ampliarlos hasta seis, lo que brindaría una mayor versatilidad en las operaciones de maquinado y una mejor adaptación a diversos requerimientos técnicos.

## 8.2. Material de fabricación

Para la fabricación de las poleas de canal en V, se realizó un análisis a los materiales que suelen utilizarse para esta clase de componentes mecánicos, considerando las condiciones de operación: un entorno seco, una velocidad de giro entre 1600 y 496 RPM teniendo en cuenta las dos propuestas a

presentar y una carga aproximada de 840 Nm. Con el fin de seleccionar la opción más adecuada, se utilizó una matriz multi criterio en la que se evaluaron aspectos clave como resistencia mecánica, durabilidad, densidad, maquinabilidad y resistencia al desgaste. Los materiales considerados en la matriz multi criterio son:

- **Hierro fundido:** destacado por su elevada resistencia al desgaste y su capacidad de amortiguación de vibraciones, lo que lo hace ideal para aplicaciones de transmisiones mecánicas.
- **Acero al carbono (1045):** presenta una alta resistencia mecánica y una buena maquinabilidad, permitiendo diseños precisos y resistentes.
- **Aluminio:** su baja densidad reduce el peso de las poleas, disminuyendo las cargas inerciales, aunque su resistencia mecánica es inferior a la de los aceros.

Tabla 9: Matriz multi criterio para selección de material. [Autor]

| Material         | Resistencia mecánica | Durabilidad | Maquinabilidad | Resistencia al desgaste | total |
|------------------|----------------------|-------------|----------------|-------------------------|-------|
| Acero al carbono | 5                    | 5           | 4              | 4                       | 18    |
| Hierro fundido   | 4                    | 5           | 3              | 5                       | 17    |
| Aluminio         | 3                    | 3           | 5              | 2                       | 13    |

Con base en la tabla 9, se seleccionó el acero 1045 como material de fabricación, debido a sus propiedades mecánicas adecuadas y su buena disponibilidad en el mercado. El costo estimado para un cilindro con dimensiones de 6x6 pulgadas es de aproximadamente 152.000 COP. Esta elección se considera apropiada para satisfacer tanto las necesidades actuales como las posibles exigencias futuras en la operación de la transmisión mecánica.

### 8.3. Cálculo de poleas en V

En el cálculo de transmisiones de potencia mediante correas y poleas en V, es necesario definir desde el inicio ciertos parámetros fundamentales, ya que estos constituyen información clave para el dimensionamiento adecuado de las poleas y la selección correcta de las correas. Esta información resulta esencial para garantizar una transmisión eficiente de potencia y torque, asegurando así el correcto funcionamiento y la fiabilidad del sistema electromecánico.

Para el rediseño y reemplazo de las poleas tipo CVT, se definieron los siguientes parámetros:

- **Torque de entrada máxima (motor):** 78,17 Nm
- **Eficiencia del motor eléctrico:** 0,91

- Velocidad de entrada mínima (motor): 1117RPM
- $i_{AB}=1,5$
- $i_{CD}=1,5$
- $C_{AB} = 302 \pm 0 \text{ mm}$  (aumenta 1 mm por el cambio de motor)
- $C_{CD} = 400 \pm 0 \text{ mm}$

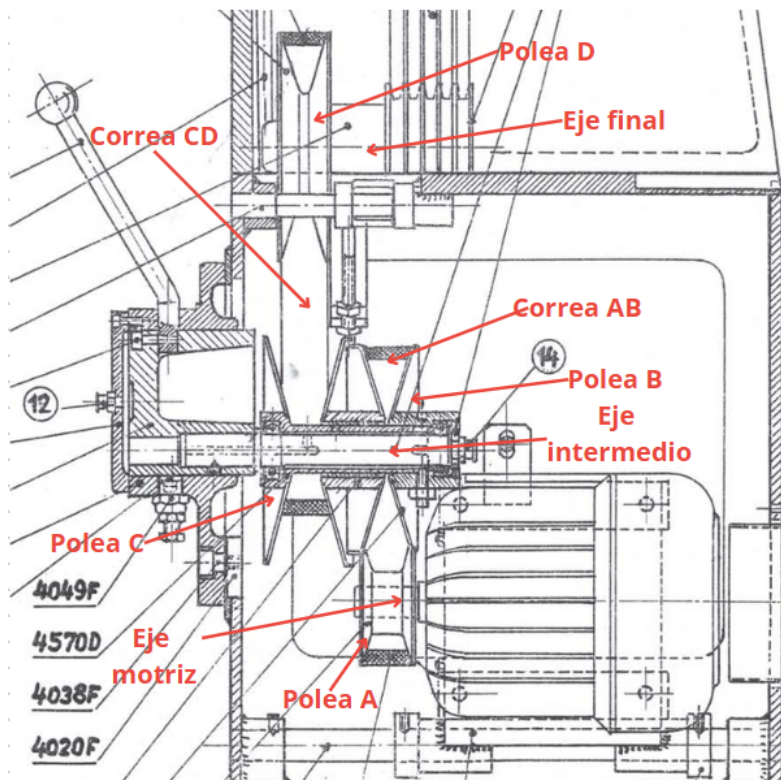


Figura 30: Esquema de primera etapa de la transmisión mecánica. [Autor]

Para el rediseño de las poleas, se tiene en cuenta la figura 30, donde se muestra la disposición original de los elementos mecánicos que componen la primera etapa de la transmisión mecánica. En esta configuración se evidencian tres ejes de potencia y cuatro poleas acopladas mediante dos correas, conformando una doble reducción en dos etapas. Esta disposición se mantendrá en cuanto a distancias entre centros, distancias entre poleas. Sin embargo, se reemplazarán las poleas tipo CVT por poleas fijas y correas tipo V. Esta modificación permite conservar la posición del eje

intermedio y, al mismo tiempo, otorga mayor libertad para definir la relación de transmisión en cada etapa de poleas, reduciendo el rediseño de la transmisión mecánica.

### Primera etapa (poleas A-B)

- **Paso 1:** para calcular la potencia de diseño ( $P_{AB}$ ) es necesario considerar tres aspectos fundamentales: el torque entregado por el motor, la velocidad angular de giro y la eficiencia del sistema de transmisión. A este valor se le aplica un factor de servicio de 1,3, recomendado para máquinas-herramienta accionadas por motores eléctricos, con el fin de garantizar un margen de seguridad frente a sobrecargas, variaciones de operación y condiciones imprevistas. Estos parámetros permiten determinar la potencia real que ingresa al sistema, mediante la siguiente ecuación

$$P_{AB} = 78,17 \text{ Nm} \cdot 1117 \text{ RPM} \cdot \frac{2\pi}{60 \text{ s}} \cdot 1,341 \frac{\text{hp}}{\text{kw}} \cdot 0,91 \cdot 1,3 = 14,47 \text{ hp}.$$

- **Paso 2:** Con base en la potencia de diseño previamente calculada y la velocidad del eje más rápido expresada en revoluciones por minuto (RPM), se recurre a la gráfica de **selección de correas en “V”**. Esta herramienta permite relacionar la potencia a transmitir con la velocidad de operación para identificar la sección de correa más adecuada al sistema. De acuerdo con este análisis, se determinó que la opción que cumple con los requerimientos de transmisión es una **correa tipo B**, la cual tiene un ancho de **16,7 mm** y una altura de **10,3 mm**.
- **Paso 3:** considerando las recomendaciones sobre los diámetros mínimos y máximos para las poleas (especialmente la de menor diámetro, que será acoplada al eje del motor eléctrico), y conforme a los estándares NEMA, se eligen valores comerciales estándar.

El rango de diámetros recomendado es entre 137 mm y 190 mm, con un mínimo absoluto de 117 mm. Por lo tanto, se selecciona el diámetro de la **polea A**  $D_A = 137,16 \text{ mm}$  como valor estándar para polea motriz.

Posteriormente, y con una relación de transmisión ( $i_1$ ) ya establecida, se determina el diámetro de la polea conducida ( $D_B$ )

$$i_1 = \frac{1117 \text{ RPM}}{745 \text{ RPM}} = \frac{D_B}{137,16 \text{ mm}} = 1,5,$$

$$D_B = \frac{1117 \text{ RPM} \cdot 137,16 \text{ mm}}{745 \text{ RPM}} = 205,67 \text{ mm}.$$

Los diámetros  $D_A$  y  $D_B$  se redondean a los valores estándar en pulgadas, según la tabla de **poleas estándar para correa tipo B**

$$D_A = 137,16 \text{ mm} \approx 5,4 \text{ pulg} \qquad D_B = 205,67 \rightarrow 203,2 \text{ mm} \approx 8 \text{ pulg}.$$

- **Paso 4:** con la distancia entre centros ( $C_{AB}$ ) obtenida y los diámetros de las poleas  $D_A$  y  $D_B$  seleccionados, se estima la longitud estándar de la correa  $L_{AB}$  mediante la siguiente ecuación

$$L_{AB} = 2C_{AB} + 1,65(D_B + D_A) \rightarrow 1164,32 \text{ mm},$$

de acuerdo con la tabla de longitudes estándar de correas y aplicando el factor de corrección por longitud  $K_L = 0,87$  correspondiente, se selecciona una correa cuyo valor se aproxima al resultado obtenido en la ecuación anterior. En caso de que la correa instalada presente una falta de tensión, esta condición puede corregirse mediante el ajuste del tornillo tensor ubicado en la placa base del motor (ver figura 7), lo que asegura el nivel de tensión adecuado para garantizar la transmisión de potencia sin deslizamientos ni pérdidas de eficiencia.

Dicho lo anterior, se selecciona la correa estándar

$$L_{AB} = 1214,12 \text{ mm} \approx 47,8 \text{ pulg} \rightarrow \text{B46}.$$

- **Paso 5:** Para estimar la potencia real que puede transmitir cada correa ( $hp_{\text{correa}}$ ) es necesario definir el factor de ángulo de contacto entre las poleas A y B ( $K_{\theta AB}$ ) mediante el uso de la siguiente ecuación

$$\frac{D_B - D_A}{C_{AB}} = 0,20 \rightarrow \theta = 169^\circ \rightarrow K_{\theta AB} = 0,97.$$

Posteriormente, se procede a estimar la potencia adicional que puede transmitir cada correa ( $hp_{\text{adicional}}$ ). Este cálculo se realiza a partir de los datos de la relación de transmisión  $i_1$ , el diámetro de la polea menor  $D_A$  y la velocidad de rotación del eje más rápido, que en este caso es de 1117 RPM. Con estos parámetros, se determina la capacidad de transmisión de una correa individual, lo que permite dimensionar adecuadamente el número total de correas necesarias para garantizar el correcto funcionamiento del sistema

$$hp_{\text{adicional}} = \frac{0,03303 \cdot 1117}{100} = 0,368 \text{ hp.}$$

Luego se obtiene mediante el uso de tablas, la potencia estándar que puede transmitir la correa B46  $hp_{\text{tabla}} = 5,01 \text{ hp}$ , seguidamente se determina la potencia real a transmitir ( $hp_{\text{correa AB}}$ ), mediante la siguiente ecuación

$$hp_{\text{correa AB}} = (hp_{\text{tabla}} + hp_{\text{adicional}}) K_L K_{\theta AB} \rightarrow hp_{\text{correa AB}} = 3,19 \text{ hp.}$$

- **Paso 6:** finalmente, se calcula el número de correas necesarias ( $n_{AB}$ ) para transmitir la potencia total ( $P_{AB}$ )

$$n_{AB} = \frac{P_{AB}}{hp_{\text{correa AB}}} \quad n_{AB} = 3,31,$$

redondeando al número entero superior, se requieren **3 correas tipo "B46"** con un costo aproximado de 69,000 COP y 250,000 COP para el material de fabricación de las poleas.

### Segunda etapa (poleas C-D)

Consecuentemente, se repite el procedimiento anterior, teniendo en cuenta las variaciones geométricas, cinemáticas y cinéticas en el sistema.

- **Paso 1:** debido a que en la transmisión se presenta una reducción de velocidad acompañada de un incremento en el torque, es necesario considerar la eficiencia de la etapa AB. Suponiendo un valor de  $\eta_{AB} = 0,95$ , se calcula la potencia de salida en la etapa CD ( $P_{CD}$ )

$$P_{CD} = 14,47 \text{ hp} \cdot 0,95 = 13,74 \text{ hp}.$$

- **Paso 2:** a pesar de que las revoluciones del eje más rápido se reducen a 745 rpm, la sección de la correa a utilizar continua siendo la tipo B.
- **Paso 3:** en la segunda etapa se mantiene la relación de transmisión  $i_{CD} = 1,5$ , valor igual al de la etapa anterior. Por esta razón, se decidió emplear los mismos diámetros de polea tanto para la motriz ( $D_C$ ) como para la conducida ( $D_D$ ), lo que simplifica el proceso de selección obteniendo

$$D_C = 137,16 \text{ mm} \approx 5,4 \text{ pulg} \quad y \quad D_D = 203,2 \text{ mm} \approx 8 \text{ pulg}.$$

- **Paso 4:** se calcula la longitud de la correa ( $L_{CD}$ ) considerando la distancia entre centros ( $C_{CD}$ ) y los diámetros de las poleas motriz y conducida, ( $D_C$ ) y ( $D_D$ ), respectivamente. A partir de estos parámetros y aplicando la ecuación estándar para transmisión por correas en “V”, se obtiene

$$L_{CD} = 2C_{CD} + 1,65(D_C + D_D) \rightarrow 1411,59 \text{ mm}.$$

Ahora seleccionamos la correa estándar más próxima al valor calculado anteriormente y obtenemos su respectivo factor de corrección por longitud ( $K_L$ )

$$L_{CD} = 1391,92 \text{ mm} \approx 54,8 \text{ pulg} \rightarrow \text{B53}, \quad K_L = 0,89.$$

- **Paso 5:** en este paso se procede a calcular la potencia real que puede transmitir una correa tipo B53, denotada como  $hp_{\text{correa CD}}$ . Para este cálculo es necesario considerar los diámetros de las poleas  $D_C$  y  $D_D$ , así como la distancia entre centros  $C_{CD}$  correspondiente a la segunda etapa. Con estos parámetros, y utilizando las tablas de capacidad de transmisión para correas en “V”, se determina

$$\frac{D_D - D_C}{C_{CD}} = 0,15 \rightarrow \theta = 174^\circ \rightarrow K_{\theta CD} = 0,99.$$

Con una velocidad de giro de 745 RPM en una polea de diámetro  $D_c$  y un ángulo de abrazamiento de  $174^\circ$ , obtenemos una potencia por correa adicional de correa ( $hp_{\text{adicional}}$ )

$$hp_{\text{adicional}} = \frac{0,03303 \cdot 745}{100} = 0,246 \text{ hp}.$$

Luego se obtiene, mediante el uso de tablas, la potencia estándar que puede transmitir la correa B53  $hp_{\text{tabla}} = 2,99$  hp, seguidamente se determina la potencia real a transmitir ( $hp_{\text{correa CD}}$ ), mediante la siguiente ecuación

$$hp_{\text{correa}} = (hp_{\text{tabla}} + hp_{\text{adicional}}) K_L K_\theta \rightarrow hp_{\text{correa AB}} = 2,85 \text{ hp.}$$

- **Paso 6:** por ultimo, se calcula el número de correas ( $n_{CD}$ ) necesarias para transmitir la potencia  $P_{CD}$

$$n_{CD} = \frac{P_{CD}}{hp_{\text{correa CD}}} \quad n_{CD} = 4,82,$$

el cálculo realizado indica que se requiere un total de **5 correas tipo "B53"**, considerando el redondeo al número entero superior. El costo aproximado de este conjunto de correas es de 250,000 COP. Adicionalmente, el material necesario para la fabricación de las poleas tiene un costo estimado de 629,000 COP, lo que permite dimensionar de manera preliminar la inversión requerida para la implementación de esta etapa del sistema de transmisión.

#### 8.4. Rediseño de buje externo

Con el fin de lograr una doble etapa reductora similar a las poleas CVT, se utilizó un eje intermedio, el cual, como se muestra en la figura 31, estaba cubierto por un buje externo apoyado sobre rodamientos montados en el eje. Esta configuración permitía que el eje intermedio girara libremente (eje loco), transmitiendo la potencia de una etapa a otra sin modificarla, ya que no ejercía ninguna acción directa sobre la transmisión.

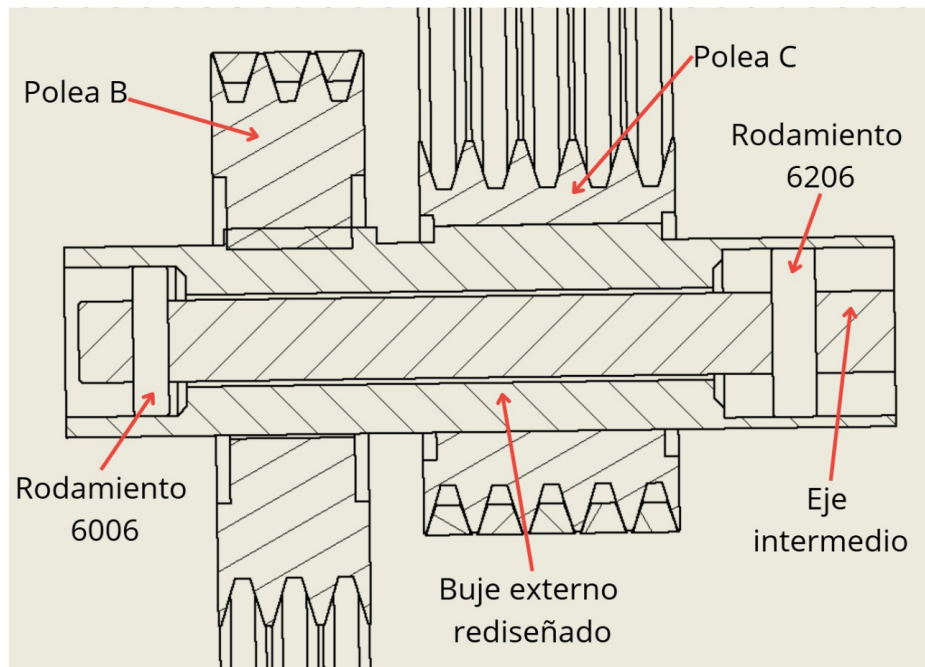


Figura 31: Esquema eje intermedio. [ Autor]

Para el rediseño, se tomó como ejemplo el buje ya existente, que originalmente era bi-partido debido a la necesidad de permitir el deslizamiento axial de los flancos internos de las poleas CVT, con el fin de modificar el ratio de transmisión. En la nueva configuración, diseñamos el buje como una pieza única, incorporando cuñas para garantizar la transmisión de torque y el acople firme con las poleas.

Se consideró que no existe una carga axial lo suficientemente significativa como para desplazar las poleas; sin embargo, se instaló un tornillo prisionero M10x1,5 - 6H que fija su posición axial dos chavetas con profundidad de 6 mm y chavetas de 12 mm de alto para transmitir movimiento entre las poleas B y C. Adicionalmente, bloqueamos los rodamientos mediante pestañas internas en el buje, lo que asegura la estabilidad del conjunto durante la operación.

Para los rodamientos se utilizó la geometría que ofrece Autodesk inventor sobre la marca **NSK** y se sugiere mecanizar los chaveteros en fresadora utilizando una fresa de vástago.

## 8.5. Instalación de componentes

El proceso de montaje en esta alternativa seleccionada consta del desmontaje completo de los elementos mecánicos que conforman la etapa inicial y su actuador. Si bien el manual de ser-

vicio original del torno indica componentes mecánicos involucrados en el desmontaje, las piezas pequeñas como tornillos, tuerca y anillos seeger no se mencionan con mucho detalle, es por esta razón que se creo una lista con tareas generales a realizar durante el proceso de elementos a reemplazar y el montaje de los nuevos.

Tabla 10: Procedimiento para instalación y puesta en marcha. [Autor]

| <b>Montaje</b>            |                                                                                                                                                                                                                             |
|---------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Actividad 1</b>        | Bloqueo y desconexión de motor eléctrico instalado                                                                                                                                                                          |
| <b>Actividad 2</b>        | Desmontaje de motor original, se destensiona la correa motriz y se extrae la unidad                                                                                                                                         |
| <b>Actividad 3</b>        | Desarme completo de buje externo localizado en eje intermedio, procurar utilizar gatos hidráulicos de poca capacidad para extraer los rodamientos montados en este eje, pues estos son compatibles en el rediseño planteado |
| <b>Actividad 4</b>        | Desarme de alojamientos para polea de 5 canales en eje final                                                                                                                                                                |
| <b>Actividad 5</b>        | Bloqueo de antigua palanca para variar poleas CVT                                                                                                                                                                           |
| <b>Actividad 6</b>        | Instalación de polea D y polea de 5 canales                                                                                                                                                                                 |
| <b>Actividad 7</b>        | Instalación de rodamientos y buje externo en eje intermedio                                                                                                                                                                 |
| <b>Actividad 8</b>        | Instalación de polea C y correas B51                                                                                                                                                                                        |
| <b>Actividad 9</b>        | Instalación y bloqueo axial de polea B                                                                                                                                                                                      |
| <b>Actividad 10</b>       | Montaje de polea A en eje de motor eléctrico                                                                                                                                                                                |
| <b>Actividad 11</b>       | Instalación de motor eléctrico en sitio                                                                                                                                                                                     |
| <b>Actividad 12</b>       | Tensionamiento de correas B46 y verificación de tensión en correas B51                                                                                                                                                      |
| <b>Conexión eléctrica</b> |                                                                                                                                                                                                                             |
| <b>Actividad 1</b>        | Verificación de acometidas                                                                                                                                                                                                  |
| <b>Actividad 2</b>        | Instalación de VFD                                                                                                                                                                                                          |
| <b>Actividad 3</b>        | conexión red-VFD                                                                                                                                                                                                            |
| <b>Actividad 4</b>        | Conexión VFD-Motor según el tipo de conexión seleccionada                                                                                                                                                                   |
| <b>Actividad 5</b>        | Verificación de conexiones                                                                                                                                                                                                  |
| <b>Actividad 6</b>        | Programación de VFD según manual de usuario y datos de motor instalado                                                                                                                                                      |
| <b>Actividad 7</b>        | Puesta en marcha                                                                                                                                                                                                            |
| <b>Actividad 8</b>        | Variación de velocidades operando en vacío                                                                                                                                                                                  |

Para las conexiones eléctricas y puesta en marcha, se deberá solicitar ayuda y coordinar con el personal eléctrico de la Universidad.

El resultado de este proceso detallado es una configuración mecánica sólida y funcional que mejora la entrega de torque a costa de una ligera reducción en el rango de velocidades. La adopción de poleas fijas en combinación con un VFD permite conservar la estructura original del torno mientras se optimiza su desempeño bajo condiciones específicas. La selección del acero 1045, el diseño preciso de las poleas, el rediseño del buje intermedio y el procedimiento de instalación garantizan una implementación segura, mantenible y alineada con el entorno educativo, facilitando el aprendizaje práctico y el análisis técnico por parte de estudiantes y docentes.

Esta nueva propuesta se muestra en la figura 32, en donde se logra identificar los elementos mecánicos y electromecánicos que se implementaron en el nuevo diseño, estos son capaces a soportar diferentes torques, puesto que la reducción total se genera en distintas etapas

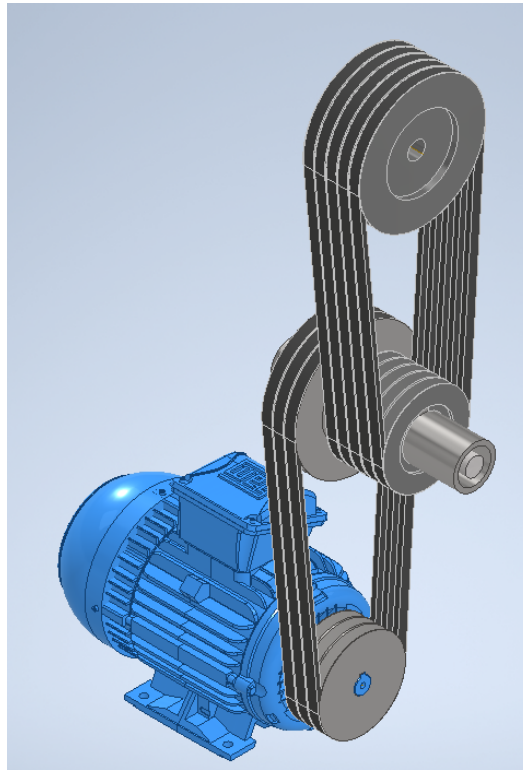


Figura 32: Modelo 3D nueva etapa inicial. [Autor]

## 9. Conclusiones

El presente trabajo permitió analizar de manera integral el estado actual del torno universal Vöest DAT y proponer estrategias para optimizar la entrega de potencia mecánica mediante intervenciones en su transmisión. A continuación, se presentan las conclusiones más relevantes derivadas de cada capítulo:

- Tras el análisis de la transmisión principal, se determinó que la falla más crítica se encontraba en la etapa inicial, conformada por poleas de tipo CVT. Estas presentaban pérdida de tensión y deslizamiento excesivo en las correas, lo que disminuía la transmisión efectiva y restringía considerablemente el rango de velocidades disponible en el husillo.
- La evaluación de alternativas permitió seleccionar un motor eléctrico de **5 HP** junto con un variador de frecuencia, solución que reemplaza la función de las poleas CVT y garantiza un mayor rango de operación. Este cambio incrementa la confiabilidad del sistema y optimiza la entrega de potencia mediante control electrónico, fortaleciendo la eficiencia global del torno.
- El desarrollo de la ingeniería básica de diseño, que incluyó el cálculo de poleas en V, la selección de materiales y el rediseño de componentes específicos como el buje externo, consolidó una propuesta técnica robusta y contextualizada. Estas mejoras aseguran un rango operable de velocidades continuas y una mayor capacidad de transmisión de torque.
- La implementación de las mejoras propuestas representa una inversión aproximada de **18.322.730 COP**. Este costo, aunque significativo, se considera justificado en relación con los beneficios obtenidos en confiabilidad, eficiencia operativa y prolongación de la vida útil del torno, posicionando el proyecto como una alternativa económicamente viable frente a la adquisición de un nuevo equipo.

### Comentarios adicionales

Durante el estudio efectuado sobre la transmisión mecánica, se encontraron limitaciones por parte del diseño de la transmisión mecánica ya existente, esto nos llevó a la propuesta de una solución técnica y económicamente factible, la cual puede ser adoptada con facilidad por la EIME.

Aunque existen otras soluciones más complejas y exigentes en términos técnicos y económicos, estas están basadas en la implementación de sistemas de control más complejos y mecanismos adicionales a los componentes mecánicos (**chavetas viajeras**) de la transmisión mecánica o incluso rediseño en etapas que aunque no presentaran falla pueden ser objetivo de mejora con el fin de aumentar la capacidad de operación del torno (velocidades y torques). Dichas soluciones

alternas tienen la capacidad total para ser objeto de estudio por parte de los estudiantes de la EIME así como La EIEE.

## Lista de referencias

- [1] DOE, U. (2008). Improving motor and drive system performance: a sourcebook for industry. US Department of Energy.
- [2] Kozlowski, M. (2013). Wound rotor to induction motor and VFD conversion case study. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 49(3), 1221-1227.
- [3] Geis-Schroer, J., Seiraffi, K., Suriyah, M., & Leibfried, T. (2023). The Impact of Large Grid Frequency Deviations on the Performance of Traditional Machine Tools. In *2023 IEEE Belgrade PowerTech* (pp. 1-6). IEEE.
- [4] Seggewiss, G., Dai, J., & Fanslow, M. (2015). Synchronous motors on grinding mills: The different excitation types and resulting performance characteristics with VFD control for new or retrofit installations. *IEEE Industry Applications Magazine*, 21(6), 60-67.
- [5] Reyes Bustamante, E. R., & Yanchaliquin Abalos, L. S. (2022). Implementación de una cortadora lineal de metales para el laboratorio de Electromecánica de la UTC La Maná (Bachelor's thesis, Ecuador: La Mana: Universidad Técnica de Cotopaxi (UTC)).
- [6] Molina Pesantes, U. A., & Paredes Meza, P. P. (2018). Rediseño e implementación de un sistema de control y adquisición de datos para una máquina universal de ensayos (Bachelor's thesis, Espol).
- [7] Guerra Rosero, J. A. (2017). Máquina tensora y tina de enfriamiento para la fabricación de mangueras con plástico reciclado (Bachelor's thesis).
- [8] Bernal LLamuca, J. J. (2010). Implementación de un dispositivo automático para controlar la molienda de cebada en el cantón Puntales de la ciudad de Tulcán para disminuir tiempos de producción (Bachelor's thesis, Universidad Técnica de Ambato. Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica. Carrera de Ingeniería Mecánica).
- [9] Paredes Fajardo, M. T. (2020). Diseño y control de una trefiladora (Bachelor's thesis, Universidad Politécnica de Catalunya).
- [10] Rosero G., E, Ramirez S., J y Gomez P., A. (2011). Evaluación del desempeño dinámico y la eficiencia energética en molinos de caña de azúcar con accionamientos térmicos y eléctricos.

- [11] Martínez, L., & López, A. (2020). Tecnología en maquinaria y herramientas CNC: Avances y aplicaciones. Editorial Técnica.
- [12] Alla, H., Ladet, P., Martinez, J., and Silva, M.(1985). Modelling and Validation of complex systems by colored Petri Nets: Application to a Flexible Manufacturing System, Advances in Petri Nets”, Lecture Notes in Computer Science, 188, Springer Verlag, Berlin, pp. 15-31
- [13] M. P. Groover, Fundamentos de manufactura moderna, 3.a ed., pp. 512–513. Mc. Graw Hill.
- [14] Faires, Diseño de elementos de máquinas, 4.a ed., pp. 605–607. Montainer y Simon S.A.
- [15] Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9.a ed. Mc. Graw Hill.
- [16] S. J. Cahpman, Máquinas eléctricas, 2.a ed., cap. 552–561. McGraw-Hill.
- [17] G. Irvine and I. H. Gibson, ”The use of variable frequency drives as a final control element in the petroleum industry,Conference Record of the 2000 IEEE Industry Applications Conference. Thirty-Fifth IAS Annual Meeting and World Conference on Industrial Applications of Electrical Energy (Cat. No.00CH37129), Rome, Italy, 2000, pp. 2749-2758 vol.4, doi: 10.1109/IAS.2000.883212
- [18] «Mantenimiento correctivo: Guía sencilla SafetyCulture», SafetyCulture. <https://safetyculture.com/es/temas/mantenimiento-preventivo-y-correctivo/>
- [19] «Motores eléctricos, variadores, arrancadores, drives», Ingeniería Eléctrica, pp. 44-48, 2016.
- [20] D. Fortunato Alva y Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, Diseño de elementos de máquinas I, 1.a ed. Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, 2008, pp. 55-72.
- [21] Norton, R. L. (2011). Diseño de maquinaria: síntesis y análisis de máquinas y mecanismos (4.a ed.). McGraw-Hill.
- [22] Rivas, J., & Pérez, M. (2019). Instrumentos de medición y control en sistemas mecánicos. Editorial Técnica.

## Anexos

**NOTA:** toda la documentación que surgió con este proyecto esta indicada en el anexo 2, allí se encontraran planos de componentes rediseñados, fichas técnicas, modelos CAD y ensambles en Autodesk Inventor versión 2025, así como hojas de calculo.

1. Manual de servicio VÖEST DAT;  
<https://es.scribd.com/doc/47023761/Voest-DAT-Manual>
2. Documentación resultante del proceso de rediseño  
[https://drive.google.com/drive/folders/1kmX2cloT0\\_nVYg1ctJ0d\\_ZFwIU903NBg?usp=drive\\_link](https://drive.google.com/drive/folders/1kmX2cloT0_nVYg1ctJ0d_ZFwIU903NBg?usp=drive_link)