



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



**“MEJORAMIENTO DEL FUNCIONAMIENTO  
TERMODINÁMICO DE LA TURBINA DE CONTRAPRESIÓN DE  
LA EMPRESA AGROINDUSTRIAL CASA GRANDE S.A.A.”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE: INGENIERO EN ENERGÍA**

**AUTOR:**

**GARCIA CAYA , Irvin Johnatan**

**ASESOR:**

**Mg. ROJAS FLORES, Amancio**

**NUEVO CHIMBOTE - PERÚ**

**2014**

# UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA



## FACULTAD DE INGENIERÍA

### E. A. P. INGENIERÍA EN ENERGÍA



## HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, encontrándose dentro de las áreas y líneas de estudio conforme al Reglamento General para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa, de acuerdo a la denominación siguiente:

### TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN ENERGÍA

#### TÍTULO:

“MEJORAMIENTO DEL FUNCIONAMIENTO TERMODINÁMICO DE LA TURBINA DE CONTRAPRESIÓN DE LA EMPRESA AGROINDUSTRIAL CASA GRANDE S.A.A.”

#### TESISTA:

Bach. IRVIN JOHNATAN GARCIA CAYA

  
Mg. AMANCIO ROJAS FLORES  
ASESOR

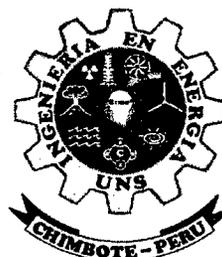
NUEVO CHIMBOTE, MAYO DEL 2014

# UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA



## FACULTAD DE INGENIERÍA

### E. A. P. INGENIERÍA EN ENERGÍA



## HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

Damos conformidad del presente estudio, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al Reglamento General para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa, titulado:

**“MEJORAMIENTO DEL FUNCIONAMIENTO TERMODINÁMICO  
DE LA TURBINA DE CONTRAPRESIÓN DE LA EMPRESA  
AGROINDUSTRIAL CASA GRANDE S.A.A.”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN  
ENERGÍA**

### TESISTA:

Bach. IRVIN JOHNATAN GARCIA CAYA

Mg. ANTENOR MARINOS CASTILLO  
PRESIDENTE

Mg. ROBERT GUEVARA CHINCHAYÁN  
INTEGRANTE

Mg. AMANCIO ROJAS FLORES  
INTEGRANTE

NUEVO CHIMBOTE, MAYO DEL 2014

## **DEDICATORIA**

Esta tesis está dedicada a Dios por haberme dado la sabiduría y permitir realizar mis sueños a lo largo de la vida. A mi madre Elsa por su amor, esfuerzo, apoyo y confianza durante toda mi vida.

También dedico esta tesis a mis hermanos David y Piero. Y en especial a mi padre Joel García y mi hermano Iván García, que desde el cielo me dan sus bendiciones.

## **AGRADECIMIENTO**

Tengo el deber de agradecer a los compañeros de trabajo del Área de Generación de Energía Eléctrica y Generación de Vapor de la Empresa Agroindustrial Casa Grande S.A.A., por la oportunidad, apoyo y confianza brindada para desarrollar mi trabajo de graduación.

También tengo que agradecer a los profesores de mi escuela académica de Ingeniería en Energía, por brindarme los conocimientos durante mi vida universitaria, que hacen posible el desarrollo de mi trabajo.

## RESUMEN

Este trabajo de tesis se enfocó en el estudio de la turbina de vapor de contrapresión de la Empresa Agroindustrial Casa Grande S.A.A, específicamente al estudio de la influencia de sus parámetros de operación y su evaluación a cargas variables y también a la inspección del estado interno en la que se encuentra la turbina. En base a estos estudios se evaluó las causas que afectan el rendimiento de la turbina y posteriormente se establecieron las condiciones de operación para mantener un buen comportamiento termodinámico y se implementaron estrategias de diagnóstico para evaluar el estado interno de la turbina en función a los parámetros de operación y el tiempo de operación, es decir en base a las consideraciones energéticas.

En este trabajo inicialmente se realizó un levantamiento de los parámetros de operación a diferentes demandas de carga del generador, luego estos valores fueron procesados para representar el comportamiento de operación de la turbina en ratios energéticos. Posterior a esto se realizaron las diferentes curvas de operación para la evaluación del comportamiento termodinámico y se establecieron las condiciones de operación y también para la obtención de las curvas que nos servirán como patrón para diagnosticar del estado interno de la turbina.

En las conclusiones se indican las gráficas que serán tomadas como monitoreo para un eficiente desempeño de la turbina de vapor TGM y también se indican las gráficas que serán tomadas como monitoreo para el diagnóstico del estado interno de la turbina y por último se establecen cuantitativamente las condiciones de operación en la cual la turbina debe de trabajar para un óptimo desempeño.

Palabras claves: Presión de vapor en la cámara de regulación, rendimiento relativa interna, consumo específico de vapor, línea de Williams y potencia eléctrica.

## **ABSTRACT**

This thesis focuses on the study of the steam turbine backpressure of Agroindustrial Casa Grande S.A.A., specifically to study the influence of operating parameters and variable loads assessment and inspection of the internal state in located the turbine. Based on these studies the causes that affect the turbine efficiency and subsequently evaluated operating conditions are set to maintain a good thermodynamic behavior and diagnostic strategies are implemented to evaluate the internal state of the turbine according to the parameters of operation and the operation time that is based on energy considerations.

This work presents a survey of the operating parameters is performed at different load demands generator, then these values are processed to represent the behavior of turbine operation on energy ratios. Following this operation the different curves for the evaluation of thermodynamic behavior are made and establish operating conditions and also to get the curves that will serve as the standard for diagnosing the internal state of the turbine.

The findings indicate charts that will be taken as monitoring for efficient performance of the steam turbine TGM and also indicate the graphic to be taken as monitoring for diagnosis of the internal state of the turbine and finally the conditions are quantitatively established of operation in which the turbine should work for optimal performance.

**Keywords:** Vapor pressure in the control chamber, internal relative performance, specific steam consumption, Williams's line and electrical power.

## INDICE GENERAL

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes	2
1.2 Justificación e importancia	2
1.3 Lugar donde se ha realizado el estudio	2
1.4 Formulación del problema	2
1.5 Formulación de la hipótesis	3
1.6 Objetivos	4
2. MARCO TEÓRICO	5
2.1 Turbina de vapor	6
2.1.1 Turbina de acción	8
2.1.2 Turbina de reacción	10
2.2 Turbina de contrapresión	13
2.3 Rendimientos relacionadas con la turbina	17
2.3.1 Pérdidas internas	21
2.3.2 Pérdidas externas	27
2.4 Incrustaciones en la turbina y sus efectos	27
2.4.1 Origen y tipos de contaminantes	28
2.4.2 Efectos de las incrustaciones	28
2.4.3 Vigilancia de la calidad del vapor	29
2.5 Procesos térmicos en la turbina con el consumo de vapor variable y diferentes sistemas de distribución de vapor	33
2.5.1 Distribución de vapor por estrangulación	33
2.5.2 Distribución de vapor por válvulas	35
2.5.3 Distribución de vapor por derivación	40
2.6 Influencia del cambio de los parámetros del vapor sobre la potencia de la turbina	41
2.6.1 Variación de la presión de vapor de admisión	41
2.6.2 Variación de la temperatura de admisión de vapor	42
2.6.3 Variación de la presión de salida de vapor	44
2.6.4 Variación de la temperatura de vapor de salida	46

2.7	Turbina de contrapresión TGM - Turbinas	47
2.7.1	Descripción general de la turbina	47
2.7.2	Dispositivos de protección y seguridad	49
2.7.3	Sistema de regulación de la turbina	53
2.7.4	Sistema hidráulico de la turbina	56
2.7.5	Calidad de vapor en la turbina TGM	62
3.	MATERIALES Y MÉTODOS	63
3.1	Población y muestra	64
3.2	Diseño de la investigación	64
3.3	Técnicas, instrumentación e informantes para obtener los datos	66
3.4	Variables de estudio	67
3.5	Procedimiento de cálculo	67
4.	CÁLCULOS Y RESULTADOS	72
4.1	Cálculos	73
4.2	Resultados	76
4.3	Discusión de resultados	91
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	100
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	103
	ANEXOS	104

## RELACION DE FIGURAS

Figura N°1. Funcionamiento del álabe de acción y de reacción.	7
Figura N°2. Esquema típico de una tobera	8
Figura N°3. Esquema de una Turbina Rateau	9
Figura N°4. Esquema de una Turbina Curtis	10
Figura N°5. Esquema de una Turbina de Reacción de 3 escalonamientos	11
Figura N°6. Caída de presión en una etapa de reacción	13
Figura N°7. Esquema General de una turbina de contrapresión	14
Figura N°8. Esquema General de Instalación de las turbinas del Ingenio Casa Grande	15
Figura N°9. Sistema Eléctrico de Generación de Energía del Ingenio Casa Grande	16
Figura N°10. Proceso de expansión del vapor en una turbina de contrapresión	18
Figura N°11. Esquema del flujo en la holgura entre la rueda y los diafragmas y el diagrama de velocidades en la cámara del escalón	22
Figura N°12. Esquema de la junta de laberinto del tipo escalonada	24
Figura N°13. Proceso de expansión del vapor en la junta de laberinto en el diagrama $i$ vs $S$	26
Figura N°14. Esquema de la junta de laberinto en el árbol sin anillos (de corriente directa)	26
Figura N°15. Proceso de expansión del vapor en el diagrama $i$ vs $S$ para la turbina con distribución del vapor por estrangulación	34
Figura N°16. Esquema de admisión del vapor por el escalón de regulación con distribución del vapor por válvulas	36
Figura N°17. Proceso de expansión del vapor en el diagrama $i$ vs $S$ para los flujos en el escalón de regulación	37
Figura N°18. Distribución del flujo de vapor entre los segmentos de álabes fijos	39
Figura N°19. Esquema de la turbina con distribución del vapor por derivación	40
Figura N°20. Variación de la presión de vapor de admisión en la turbina	42
Figura N°21. Variación de la temperatura de vapor de admisión en la turbina	44
Figura N°22. Variación de la presión de vapor de escape en la turbina	46
Figura N°23. Variación de la temperatura de vapor de escape en la turbina	47

## RELACIÓN DE ILUSTRACIONES

Ilustración N°1. Zonas de la Curva %Carga vs Rendimiento relativo interno.	95
Ilustración N°2. Zonas de la Curva CEV vs Rendimiento relativo interno.	96
Ilustración N°3. Delimitación de la Curva %Carga vs Rendimiento relativo interno, en condiciones de estabilidad.	97
Ilustración N°4. Delimitación de la Curva CEV vs Rendimiento relativo interno, en condiciones de estabilidad.	98
Ilustración N°5. Delimitación de la Curva %Carga vs CEV, en condiciones de estabilidad	99

## RELACIÓN DE GRAFICAS

Gráfica N°1. Curva Presión cámara de rueda regulación vs Potencia eléctrica.	81
Gráfica N°2. Curva Presión cámara de rueda regulación vs Flujo de vapor.	82
Gráfica N°3. Línea de Williams.	83
Gráfica N°4. Curva %Carga vs Rendimiento relativo interno.	84
Gráfica N°5. Curva CEV vs Rendimiento relativo interno.	85
Gráfica N°6. Curva %Carga vs Rendimiento relativo interno, en condiciones de Estabilidad.	86
Gráfica N°7. Curva CEV vs Rendimiento relativo interno, en condiciones de Estabilidad.	87
Gráfica N°8. Curva %Carga vs CEV, en condiciones de estabilidad.	88
Gráfica N°9. Curva Presión cámara de rueda regulación vs Potencia eléctrica, con %Carga $\geq 50\%$	89
Gráfica N°10. Curva Presión cámara de rueda regulación vs Flujo de vapor, con %Carga $\geq 50\%$	90

## RELACION DE CUADROS

Cuadro N°1. Condiciones de estabilidad para turbinas de vapor de contrapresión TGM	31
Cuadro N°2. Datos técnicos de la turbina TGM	49
Cuadro N°3. Parámetros de referencia del condensado de vapor vivo	62
Cuadro N°4. Datos de operación registrados del día 18 de Junio del 2012.	73
Cuadro N°5. Parámetro y ratios energéticos determinados bajo las condiciones de estabilidad	78

## NOMENCLATURA

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>	<b>Unidad</b>
CEV	Consumo específico del vapor	kg/kWh
$i$	Entalpía	kJ/kg
$i_0$	Entalpía de vapor de admisión a la turbina	kJ/kg
$i_1$	Entalpía de vapor a la salida del álabe fijo	kJ/kg
$i_2$	Entalpía de vapor de escape isoentrópica	kJ/kg
$i_{2'}$	Entalpía de vapor de escape real	kJ/kg
$s$	Entropía	kJ/kg°C
$\dot{m}_v$	Flujo másico de vapor de ingreso a la turbina	kg/seg
$\epsilon$	Grado de reacción	
$P_o$	Potencia ideal de la turbina	kW
$P_i$	Potencia interna real de la turbina	kW
$P_e$	potencia efectiva de la turbina	kW
$P_{red}$	Potencia mecánica de transmisión del reductor	kW
$P_{gen}$	potencia eléctrica en bornes del Generador	kW
%Carga	Porcentaje de la Potencia del generador respecto a la nominal	%
$P_{adm.}$	Presión de admisión de vapor a la turbina	bar (abs)
$P_{c.regul.}$	Presión en la cámara de la rueda de regulación	bar (g)
$P_{sal.}$	Presión de salida de vapor (contrapresión)	bar (abs)
$\eta_{ri}$	rendimiento interno relativo	%
$\eta_m$	rendimiento mecánico de la turbina	%
$\eta_{re}$	rendimiento efectivo relativo	%
$\eta_{red}$	rendimiento del reductor	%

$\eta_{gen}$	rendimiento del generador eléctrico	%
$T^{\circ}_{adm.}$	Temperatura de admisión de vapor	°C
$T^{\circ}_{sal.}$	Temperatura de salida de vapor (escape de contrapresión)	°C
$H_0$	Salto térmico disponible	kJ/kg
$H_i$	Salto térmico utilizado	kJ/kg
$\Delta P_{adm}$	Variación de la presión real de admisión respecto nominal	%
$\Delta P_{sal}$	Variación de la presión real de salida respecto a la nominal	%
$\Delta T^{\circ}_{adm}$	Variación de la temp. real de admisión respecto a la nominal	%

CAPITULO I  
INTRODUCCIÓN

## **1.1 ANTECEDENTES**

### **a) En el mundo:**

El más relevante es un estudio realizado a 2 Turbinas de 4 MW en una Planta de Cogeneración en Cienfuegos – Cuba en el año 2008, por un grupo de expertos de la Universidad de Cienfuegos.

### **b) En el Perú:**

No se encontraron referencias sobre este trabajo.

## **1.2 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

Esta investigación es necesaria para: El responsable en ejecutar el trabajo y para los involucrados en la operación de la Planta eléctrica de la Empresa Agroindustrial Casa Grande S.A.A.; porque: las conclusiones y recomendaciones contribuyen a la implementación de nuevos métodos de diagnóstico, uso eficiente y demás mejoras en el funcionamiento de la Turbina de Contrapresión.

La realización de este estudio de mejora es muy importante, pues de lograrse los objetivos propuestos, se estará contribuyendo en una adecuada y eficiente operación de la Turbina de Contrapresión, que a su vez traerá consigo un ahorro energético. En base a este estudio, se implementará un mantenimiento predictivo tomando como referencia los aspectos energéticos del equipo en cuestión.

## **1.3 LUGAR DONDE SE HA REALIZADO EL ESTUDIO**

El estudio se desarrolló en la Planta de Fuerza del Departamento de Generación de Energía Eléctrica de la Empresa Agroindustrial Casa Grande S.A.A., con dirección Av. Parque Fábrica s/n, Casa Grande, provincia de Ascope, departamento La Libertad.

## **1.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

La generación de energía eléctrica es de vital importancia para la industria azucarera, todos los equipos de una central termoeléctrica son importantes, pero de acuerdo a su participación directa en la obtención del objetivo, así como por su tamaño y costo se clasifica a los siguientes equipos como principales:

- Generador de vapor
- Turbina de vapor
- Generador eléctrico

El presente trabajo se dirige a la inspección de la integridad de la turbina de vapor de contrapresión y al estudio de la influencia de sus parámetros de operación, todo esto con el fin de mejorar el funcionamiento termodinámico del mismo. Pues es necesario prevenir cualquier anomalía en la turbina, ya que junto con los otros equipos, son equipos críticos e importantes para la continua operación del Ingenio Azucarero.

En la actualidad contamos con mucha información clasificada y preciada para conocer el estado interno de una turbina de contrapresión, y además conocer el tipo de mantenimiento aplicable. Con esta información se logrará plantear estrategias y establecer recomendaciones adecuadas para alcanzar mayor tiempo de vida útil y mayor disposición, no solo de la turbina sino de toda la central termoeléctrica.

Dichas estrategias y recomendaciones pretenden aclarar la siguiente pregunta:

¿Bajo qué estudio y condiciones se logrará una mejora en el funcionamiento termodinámico de la turbina de contrapresión de la Empresa Agroindustrial Casa Grande S.A.A.?

## **1.5 FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS**

Realizando un estudio sobre los parámetros de funcionamiento y estableciendo las condiciones de operación se mantendrá un consumo específico no mayor a 10 kg/kWh, logrando así una mejora en el funcionamiento termodinámico, garantizando de esta manera un buen rendimiento y estado técnico de la Turbina de Contrapresión TGM de la Empresa Agroindustrial Casa Grande S.A.A.

## **1.6 OBJETIVOS**

### **1.6.1 Objetivo General**

Realizar un estudio sobre la influencia de los parámetros de funcionamiento de la Turbina de Contrapresión TGM de la Empresa Agroindustrial Casa Grande S.A.A. para determinar el Consumo Específico de Vapor (CEV) adecuado para obtener un eficiente desempeño de operación.

### **1.6.2 Objetivos Específicos**

- Establecer las condiciones de operación eficiente en base al estudio de los parámetros de funcionamiento.
- Obtener las curvas de operación de la Turbina de contrapresión TGM para monitorear su funcionamiento termodinámico.
- Implementar un monitoreo diario para diagnosticar el estado interno de la turbina en base a los parámetros de operación representadas en gráficas.

CAPITULO II  
MARCO TEÓRICO

## 2.1 TURBINA DE VAPOR

Las turbinas de vapor son turbomáquinas en las que sólo se efectúa el proceso de expansión. Si bien existen turbinas a vapor del tipo radial, la inmensa mayoría son del tipo axial.

El fluido de trabajo es comúnmente el vapor de agua, por obvias razones económicas y técnicas. En comparación con otras máquinas (alternativas a vapor, de combustión interna) ofrecen una mayor relación potencia/tamaño.

Se las puede clasificar según el salto térmico y según el principio operativo. Según el salto térmico se las separa en:

- **Turbinas de condensación:** son las de mayor tamaño, utilizadas en centrales térmicas. La presión de descarga puede ser inferior a la atmosférica debido a la condensación del vapor de salida.
- **Turbinas de descarga atmosférica:** son generalmente de baja potencia, antieconómicas si utilizan agua tratada. No utilizan condensador de salida.
- **Turbinas de contrapresión:** se utilizan como expansoras para reducir la presión del vapor generando al mismo tiempo energía. Descargan el vapor a una presión aún elevada, para ser utilizado en procesos industriales.

Según el principio operativo se distinguen las turbinas de Acción y de Reacción, tanto de una como de varias etapas. La diferencia fundamental es que en las turbinas de acción no hay cambio de presión en la rueda móvil, obteniéndose el intercambio de energía por el cambio de velocidad absoluta del fluido.

La siguiente figura se ilustra las diferencias entre las etapas de acción y reacción:

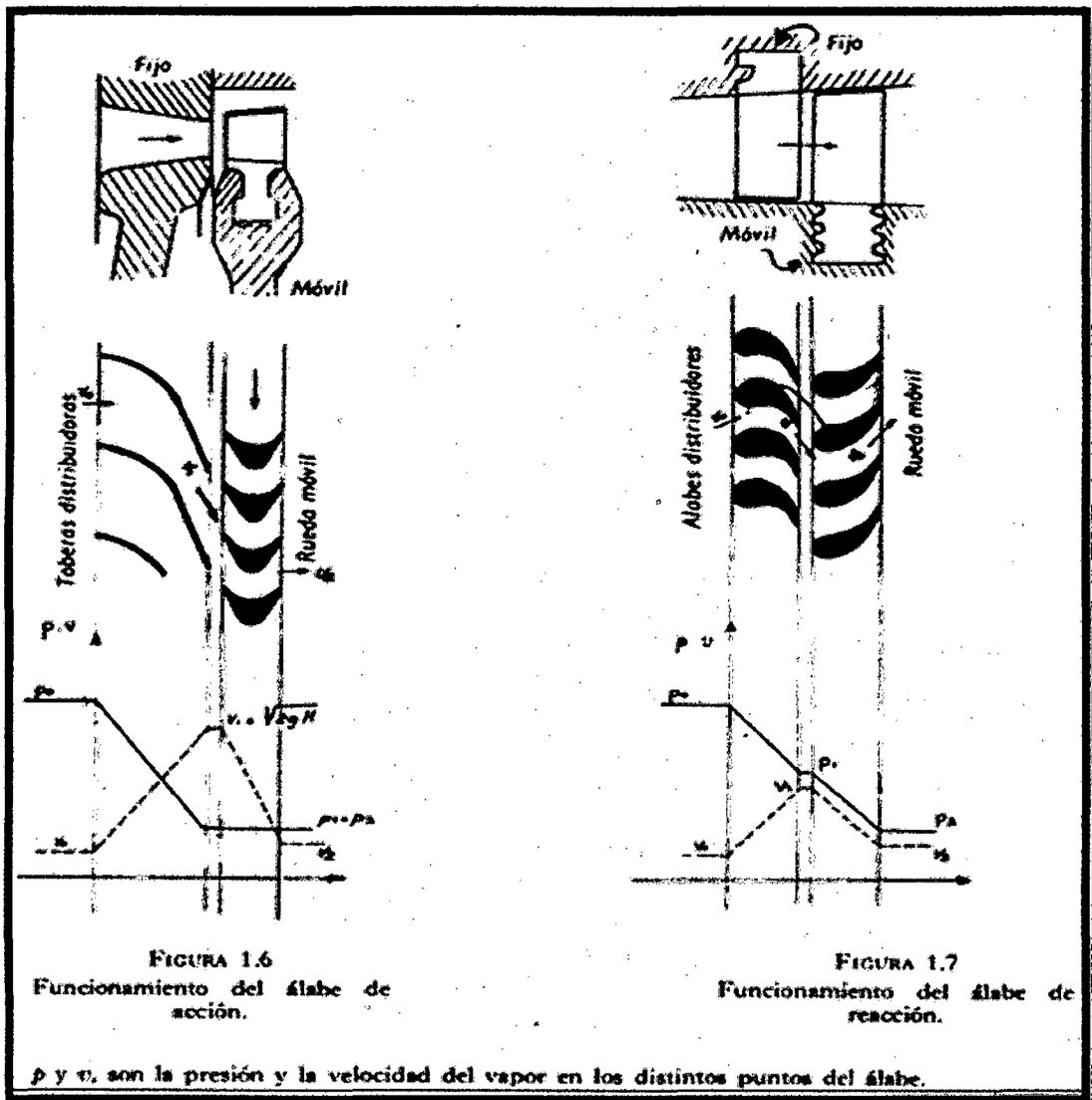
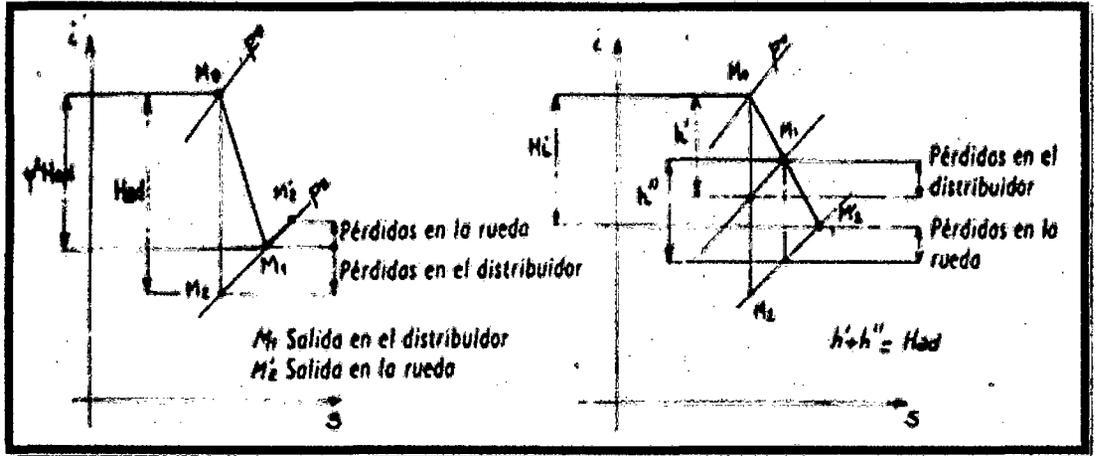


Figura N°1. Funcionamiento del álabe de acción y de reacción.

Fuente: Artículo N°6720/Unidad 6 – Turbinas de vapor – Universidad de Buenos Aires.

En la figura anterior, a la izquierda podemos observar el funcionamiento del álabe de acción y a la derecha el del álabe de reacción. En ambas gráficas,  $p$  y  $v$  son la presión y la velocidad del vapor en los distintos puntos del álabe.

### 2.1.1 Turbina de Acción

Las turbinas de vapor de acción, también conocidas como de impulso, aprovechan la energía cinética del fluido (en este caso vapor). Dependiendo de su diseño, las turbinas de acción constan de una o varias etapas y cada etapa está constituida por un estator y un rotor.

- **Principio de Funcionamiento**

El flujo a través de los álabes de la etapa de acción se produce de tal forma que su presión es prácticamente la misma a la entrada y a la salida de los álabes.

Sin embargo, se produce un cambio en la dirección del flujo que es aprovechado para hacer girar el rotor.

La primera etapa de las turbinas de acción consta de un estator conformado por un conjunto de toberas o un anillo de toberas, en las cuales la alta presión y baja velocidad del vapor a la entrada se transforma en baja presión y alta velocidad a la salida. Las toberas están dispuestas de tal forma que entregan el vapor a los álabes móviles con un ángulo definido.

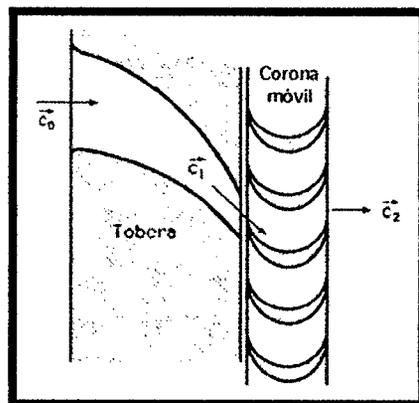


Figura N°2. Esquema típico de una tobera.

Fuente: II Turbinas de vapor de acción-Pedro Fernández Díez

Dependiendo del diseño, el estator de las etapas sucesivas puede estar constituido por álabes fijos que cambian la dirección del flujo para entregarlo con el ángulo adecuado al siguiente grupo de álabes móviles o por álabes fijos que actúan como toberas, que además de cambiar dirección al vapor, aumentan su velocidad y disminuyen la presión.

Los escalonamientos de las turbinas tienen por objeto disminuir la velocidad del rotor conservando una velocidad de los álabes próxima al valor óptimo con relación a la velocidad del chorro de vapor que sale de la tobera.

En el escalonamiento de presión, la caída de presión se produce en grupos de toberas, de forma que la velocidad resultante del vapor es suficientemente baja para ser absorbida por una velocidad razonable del rotor. Este proceso se repite tantas veces como sea necesario para expandir el vapor completamente, y se denomina comúnmente escalonamiento Rateau.

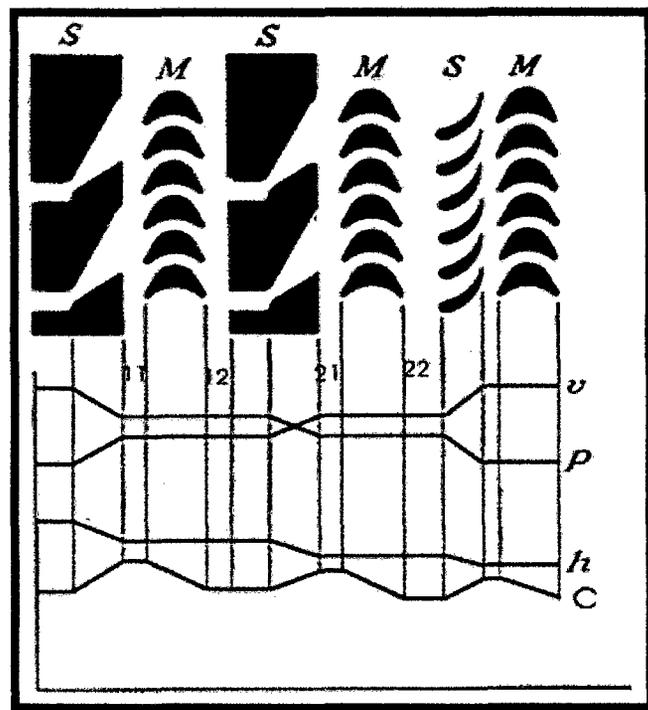


Figura N°3. Esquema de una Turbina Rateau.

Fuente: Artículo N°6720/Unidad 6 – Turbinas de vapor –Universidad de Buenos Aires.

El escalonamiento de velocidad consiste en producir una gran caída de presión en un grupo de toberas y utilizar la velocidad de resultante del vapor en tantos grupos de álabes como sean necesarios. Este método de escalonamiento se conoce como principio de Curtis.

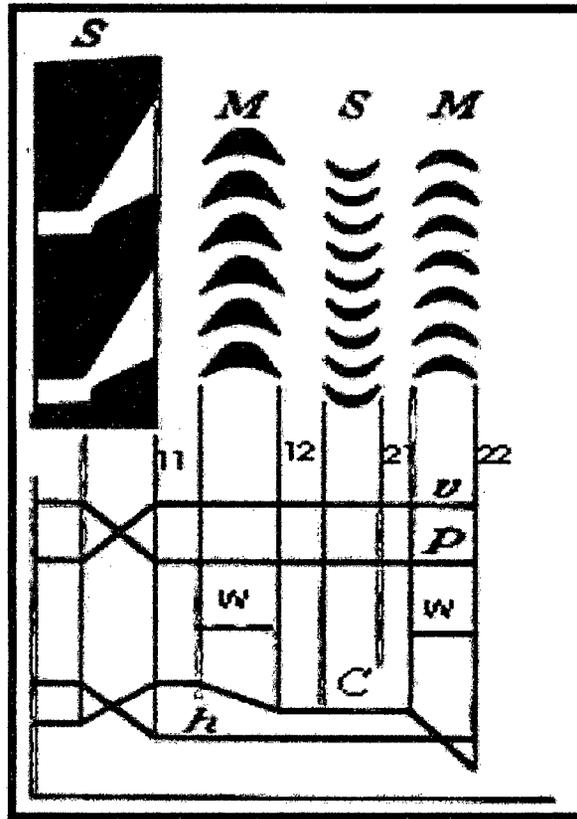


Figura N°4. Esquema de una Turbina Curtis.

Fuente: Artículo N°6720/Unidad 6 – Turbinas de vapor –Universidad de Buenos Aires.

### 2.1.2 Turbina de Reacción (Parsons)

Las turbinas de reacción se caracterizan porque la expansión del vapor se produce en los álabes móviles.

- **Principio de Funcionamiento**

Los álabes móviles se ven impulsados, no por la energía cinética del vapor como en las turbinas de acción, sino por el efecto de reacción, al tener lugar en ellas un incremento de la velocidad relativa del vapor respecto a los mismos debido a la expansión.

En la práctica, lo que sucede es que no se construyen turbinas de reacción pura. Las turbinas llamadas de reacción trabajan por una combinación de los dos efectos, acción y reacción.

La Figura N°5 muestra una turbina de reacción de tres escalonamientos, tal como pueden ser en la práctica estas turbinas. Tiene tres ruedas de álabes móviles sobre el eje, y tres diafragmas de álabes fijos unidos a la carcasa.

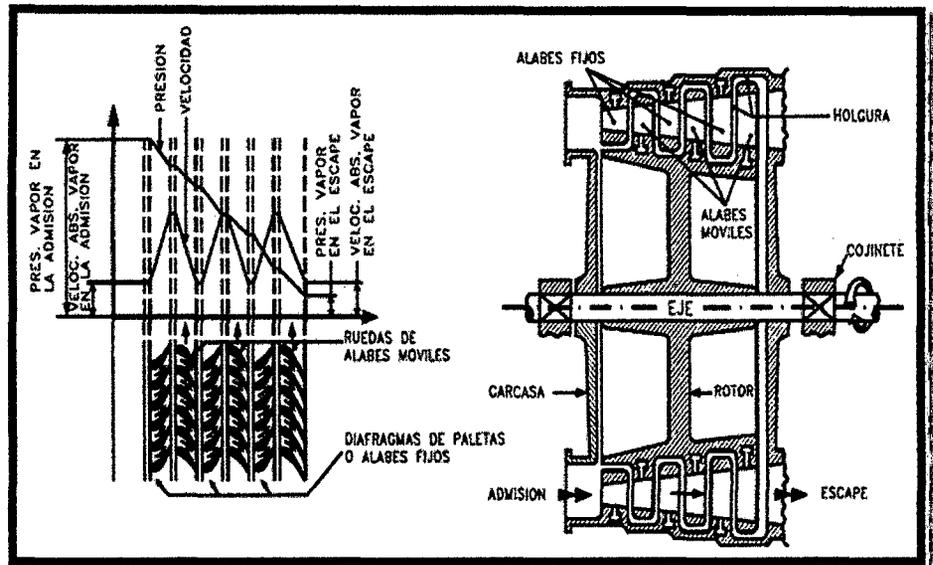


Figura N°5. Esquema de una Turbina de Reacción de 3 escalonamientos.

Fuente: Artículo técnico "Turbinas de reacción"- David Mateos F.

En el gráfico de presiones se puede apreciar que la caída de presión o expansión, tiene lugar tanto en los álabes fijos, como en los móviles, de una forma gradual desde la presión de admisión hasta la de escape, es decir, seis escalones de presión.

Las ruedas y los diafragmas tienen sus álabes dispuestos en forma divergente, de manera que los espacios entre ellos permiten la expansión del vapor.

El primer diafragma de álabes produce una primera expansión del vapor gracias a bajar un escalón de presión. De aquí el vapor, a gran velocidad, incide sobre la primera rueda móvil. En ésta los álabes reciben su impacto por energía cinética y son impulsados por el efecto de "acción", pero además, el vapor continua expansionándose en los

álabes móviles, impulsándolos al abandonarlos, por el efecto de “reacción”.

El perfil de los álabes de reacción es asimétrico, a diferencia de los de acción. El borde de ataque, esto es, el primer ángulo que encuentra el vapor es mucho más grueso que el filo trasero. De esta manera resulta que el espacio entre dos álabes consecutivo es mayor a la salida que a la entrada, por lo cual la expansión del vapor sigue produciéndose a través de los álabes.

En el gráfico de velocidades se observa el incremento de velocidad en la expansión en el primer diafragma de álabes directrices y el descenso de velocidad al aprovecharse esta energía cinética en la primera rueda móvil.

A primera vista sorprende no encontrar el incremento de velocidad correspondiente a la expansión en la rueda móvil, pero hay que recordar que el gráfico representa velocidades absolutas y en la rueda móvil el incremento de velocidad es respecto a ella. A la salida de la primera rueda móvil el vapor encuentra el segundo diafragma de álabes directrices fijos, convenientemente dispuesto para recibirlo y expansionarlo de nuevo, como lo hizo en el primero, y además orientarlo otra vez en la dirección conveniente para la correcta incidencia sobre la siguiente rueda móvil. El vapor continuará su trayectoria en forma similar por los restantes diafragmas y ruedas.

- **Grado de Reacción**

Es la relación que existe entre la caída de presión observada en el álabe móvil y la caída de presión en el álabe fijo.

En la figura N°6 podemos apreciar la caída de presión, tanto en el distribuidor como en el rodete.

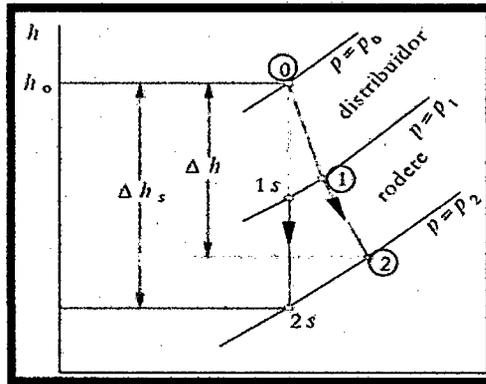


Figura N°6. Caída de presión en una etapa de reacción.  
 Fuente: Artículo técnico "Turbinas de vapor"- José Agüera Soriano.

De la gráfica se tiene la siguiente ecuación:

$$\epsilon = (i_1 - i_2)/(i_0 - i_2) \quad \dots \dots \dots (1)$$

Donde:

- $\epsilon$  : Grado de reacción.
- $i_0$  : Entalpía de vapor al ingreso del álabe fijo.
- $i_1$  : Entalpía de vapor a la salida del álabe fijo.
- $i_2$  : Entalpía de vapor a la salida del álabe móvil.

Turbina de acción	:	$i_1 = i_2$ ;	$\epsilon = 0$
Turbina de reacción	:	$i_0 > i_1 > i_2$ ;	$0 < \epsilon < 1$
Reacción pura	:	$i_0 = i_1$ ;	$\epsilon = 1$

## 2.2 TURBINA DE CONTRAPRESIÓN

El esquema de la instalación de la turbina de contrapresión está representado en la figura N°7. El vapor vivo del generador de vapor a presión  $P_{adm}$  se suministra a la turbina, donde se expande hasta la presión  $P_{sal}$ . El vapor agotado en la turbina, llamado generalmente en los ingenios azucareros como vapor de contrapresión pasa a los equipos consumidores de calor de las diferentes áreas de proceso, por tener aún una presión adecuada y con buen poder de calefacción.

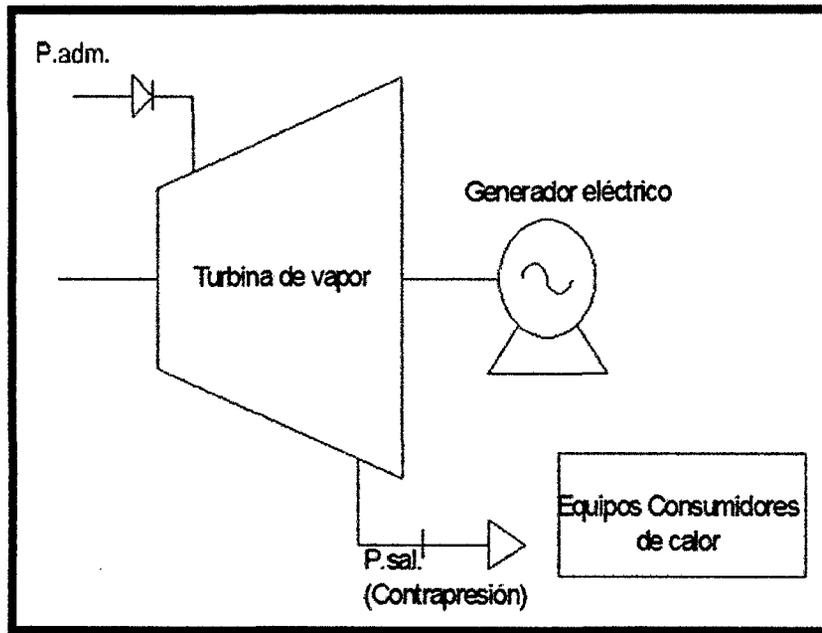


Figura N°7. Esquema General de una turbina de contrapresión.  
Fuente: Elaboración propia

El vapor que sale de la turbina de contrapresión se consume sólo en la cantidad necesaria para el consumidor de calor, razón por la cual la potencia que desarrolla la turbina de contrapresión no es arbitraria, sino que se determina por la carga del consumidor de calor.

Es evidente que la turbina de contrapresión, funcionando aisladamente, no pueden asegurar en plena medida a los consumidores con energía eléctrica. Por eso, en los modernos sistemas energéticos, las turbinas de contrapresión, por lo general, no se instalan aisladamente, sino que funcionan en paralelo con las turbinas de condensación. En este caso, la Empresa azucarera Casa Grande, tiene aparte de la turbina de contrapresión, dos turbinas de condensación-extracción que aseguran la producción de energía eléctrica, ver figura N°8. Lo importante de esto es que los generadores están conectados con la red eléctrica común, lo que permite distribuir racionalmente la carga entre las turbinas, ver figura N°9.

En las horas de cargas térmicas máximas, en el caso de que el consumo de vapor que necesita el consumidor supere la cantidad máxima que pueda pasar por la turbina de contrapresión, a la línea del consumidor se agrega el vapor vivo reducido. El reductor de vapor permite asimismo abastecer al consumidor con vapor en los periodos en que la turbina de contrapresión o condensación-extracción está en reparación.

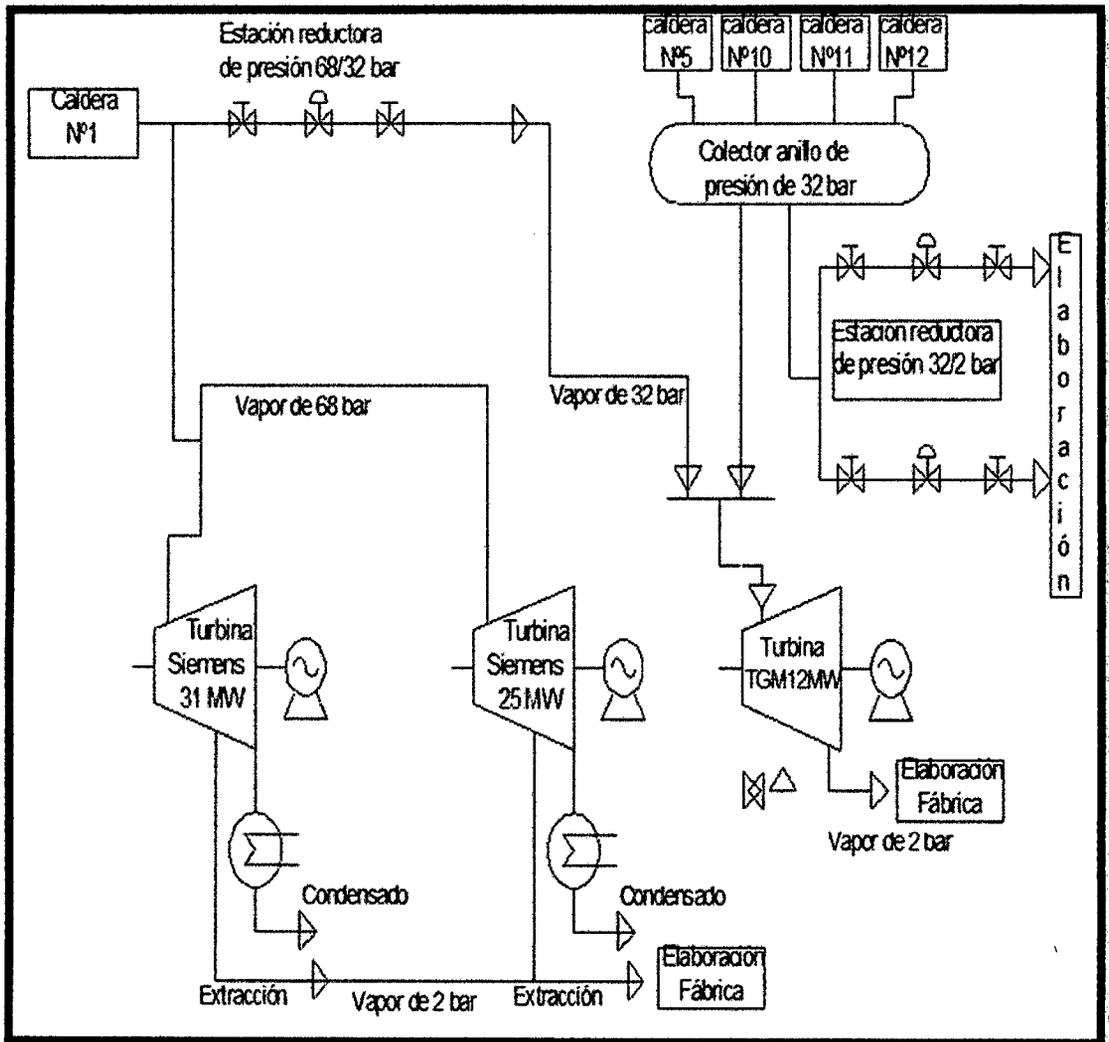


Figura N°8. Esquema General de Instalación de las turbinas del Ingenio Casa Grande.  
Fuente: Elaboración propia

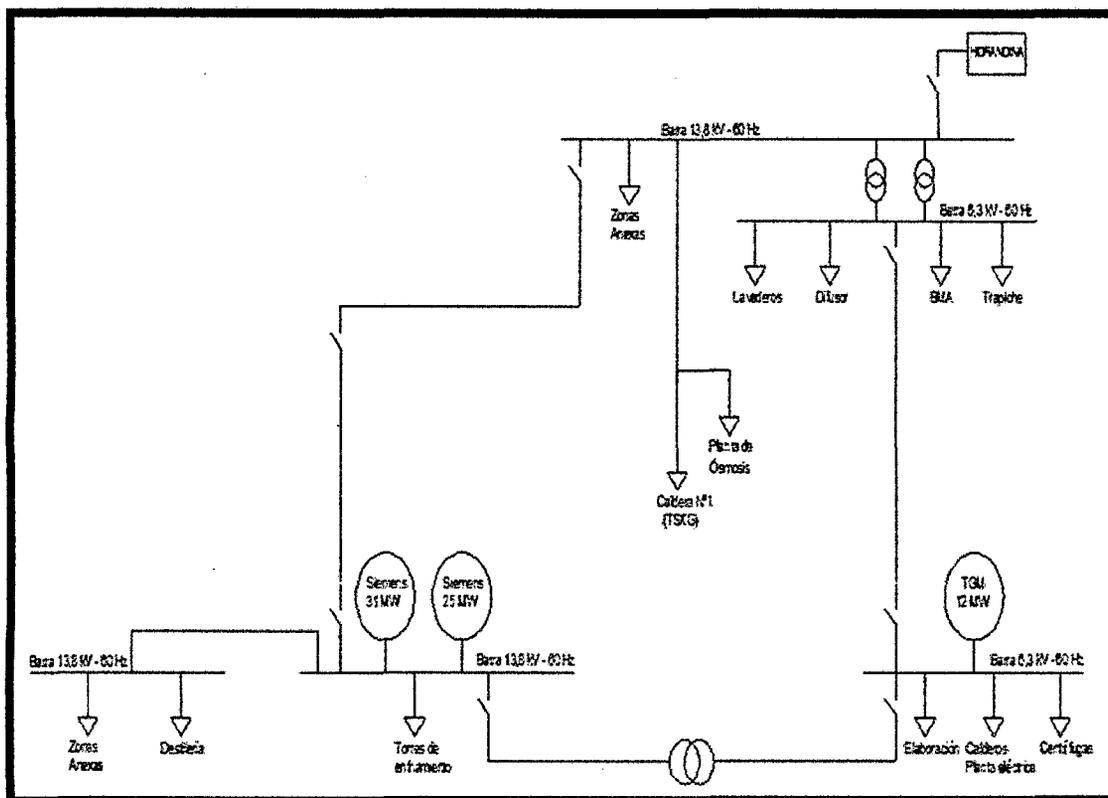


Figura N°9. Sistema Eléctrico de Generación de Energía del Ingenio Casa Grande.  
Fuente: Elaboración propia

Desde el punto de vista del diseño, la turbina de contrapresión difiere de la de condensación sólo por el hecho de que carece de escalones que funcionan en la zona de bajas presiones, razón por la cual esta turbina se construye del mismo modo que la parte del alta presión de la turbina de condensación, y generalmente consta del escalón de regulación y varios escalones no regulables que le siguen.

En las turbinas de contrapresión, la relación  $\frac{P_{sal}}{P_{adm}}$  es grande a comparación con las de condensación, la distribución del vapor por estrangulación en tales turbinas no se recomiendan. Cuanto más elevada es la relación  $\frac{P_{sal}}{P_{adm}}$ , tanto mayor número de válvulas debería haber en el sistema de distribución del vapor por válvulas de la turbina de contrapresión.

Sin embargo, la distribución de vapor por válvulas de por sí no determina el carácter de variación del rendimiento a cargas incompletas de la turbina. Al mismo tiempo, para la turbina de contrapresión, la ley de cambio del rendimiento al disminuir el consumo de vapor tiene particular importancia, puesto que semejante turbina, abasteciendo al consumidor de calor, frecuentemente ha de funcionar con consumo de

vapor que varía en amplios límites. *Se ha mostrado que el rendimiento de la turbina a cargas incompletas es tanto más estable cuanto mayor salto térmico calculado se ha tomado para el escalón de regulación.*

En la turbina de contrapresión, el rendimiento  $\eta_{ri}$  será más estable en el caso de que todo el salto térmico se transforme en un solo escalón de regulación, lo que se puede lograr, por ejemplo, si la turbina es como un escalón de velocidad. En este caso, siendo ideal la distribución del vapor por válvulas, se puede considerar que el salto térmico del escalón se mantiene constante a cualquier carga, de modo que el rendimiento interno relativo cambia sólo a cuenta de la variación de las pérdidas por parcialidad.

Las turbinas de contrapresión se construyen en forma de un escalón de velocidad cuando tienen el salto térmico y el consumo de vapor pequeños y funcionan con cargas que varían en amplios límites. Semejante construcción es inadmisibles para las turbinas de considerable potencia debido al insuficiente rendimiento del escalón de velocidad, razón por la cual, las turbinas de contrapresión en la mayoría de los casos tienen un escalón de regulación al que siguen escalones no regulables.

Al distribuir el salto térmico calculado entre el escalón de regulación y los siguientes, se debe tener en cuenta que cuanto menor es el salto térmico tomado como el calculado para el escalón de regulación y, por consiguiente, cuanto mayor es el número total de escalones, tanto más elevado puede ser el rendimiento a carga completa, aunque tanto más bruscamente baja éste al disminuir el consumo de vapor.

### **2.3 RENDIMIENTOS RELACIONADOS CON LA TURBINA**

En la figura N°10 podemos ver el proceso de expansión del vapor en una turbina de contrapresión, dentro del diagrama  $T$  vs  $S$ .

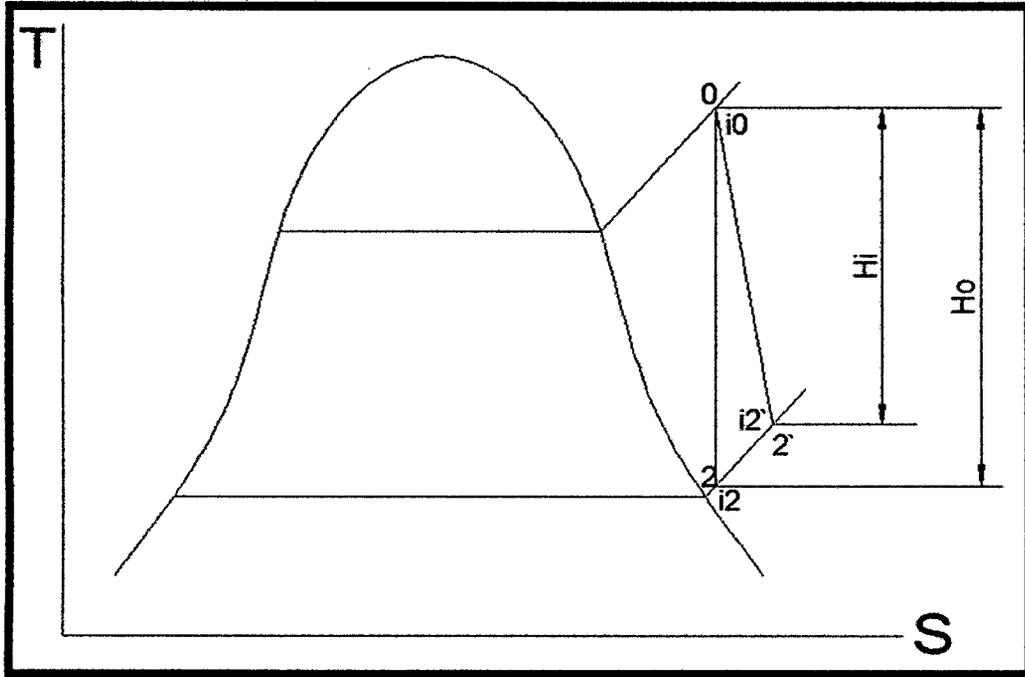


Figura N°10. Proceso de expansión del vapor en una turbina de contrapresión.  
Fuente: Elaboración propia

La diferencia entre las entalpías inicial y final en el caso de la expansión isentrópica del vapor, se representa en la siguiente ecuación:

$$H_0 = i_0 - i_2 \dots \dots \dots (2)$$

$H_0$ , se halla en el diagrama  $i$  vs  $S$ , y recibe el nombre de *salto térmico disponible*.

Donde:

- $H_0$  : Salto térmico disponible, en (kJ/kg)
- $i_0$  : Entalpía de vapor de admisión, en (kJ/kg)
- $i_2$  : Entalpía de vapor de escape isentrópica, en (kJ/kg)

En realidad, en la turbina, debido a las pérdidas durante la expansión del vapor, la línea del proceso se desvía de la isentrópica como lo muestra la línea  $\overline{02'}$  en el diagrama  $T$  vs  $S$ . De esta manera, la entalpía  $i_{2'}$  del vapor agotado es superior a la  $i_2$ , y el trabajo producido de hecho por 1 kg de vapor dentro de la turbina es igual a:

$$H_i = i_0 - i_{2'} \dots \dots \dots (3)$$

Donde el *salto térmico utilizado*  $H_i$  es menor que  $H_0$ .

Entonces la *Potencia ideal*( $P_o$ ) y la *Potencia interna*( $P_i$ ) que desarrolla la turbina quedan representadas por las siguientes ecuaciones:

$$P_o = m_v(i_0 - i_2) = m_v * H_0 \quad \dots \dots \dots (4)$$

$$P_i = m_v(i_0 - i_{2'}) = m_v * H_i \quad \dots \dots \dots (5)$$

Donde:

- $P_o$  : Potencia ideal de la turbina, en (kW)
- $P_i$  : Potencia interna real de la turbina, en (kW)
- $i_{2'}$  : Entalpía de vapor de escape real, en (kJ/kg)
- $m_v$  : Flujo másico de vapor de ingreso a la turbina, en (kg/seg)
- $H_0$  : Salto térmico disponible, en (kJ/kg)
- $H_i$  : Salto térmico utilizado, en (kJ/kg)

La relación entre el salto térmico utilizado y el disponible se llama *rendimiento interno relativo*. El flujo másico de vapor que ingresa a la turbina está representado por  $m_v$ .

$$\eta_{ri} = \frac{H_i}{H_0} \quad \dots \dots \dots (6)$$

Todas las pérdidas de energía que contribuyen a disminuir el trabajo útil de la turbina puede dividirse en dos grandes grupos: internas y externas (ver subcapítulos 2.3.1 y 2.3.2)

La *potencia efectiva* que la turbina desarrolla en el acoplamiento que une su árbol con el de la máquina accionada (en este caso, la reductora de velocidad) es menor que la potencia interna en magnitud de las pérdidas  $\Delta P_m$ , y es igual a:

$$P_e = P_i - \Delta P_m \quad \dots \dots \dots (7)$$

La relación entre la potencia efectiva y la interna se llama *rendimiento mecánico*. El rendimiento mecánico promedio de esta turbina de contrapresión es de 97% (la variación de  $\eta_m$  es mínimo respecto al régimen de trabajo).

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad \dots \dots \dots (8)$$

La relación entre la potencia efectiva y la de la turbina ideal se llama *rendimiento efectivo relativo*  $\eta_{re}$ .

$$\eta_{re} = \frac{P_e}{P_o} = \frac{P_i}{P_o} * \frac{P_e}{P_i} = \eta_{ri} * \eta_m \quad \dots \dots \dots (9)$$

La potencia mecánica de transmisión que realiza la reductora de velocidad ( $P_{red}$ ) que une su árbol con el rotor del generador eléctrico, es menor que la potencia efectiva en magnitud de las pérdidas  $\Delta P_{red}$  y es representada por la siguiente ecuación:

$$P_{red} = P_e - \Delta P_{red} \quad \dots \dots \dots (10)$$

La relación entre la potencia de salida del reductor y la potencia efectiva se llama *rendimiento del reductor*. El rendimiento mecánico promedio del reductor de velocidad es de 97% (la variación de  $\eta_{red}$  es mínimo respecto al régimen de trabajo).

$$\eta_{red} = \frac{P_{red}}{P_e} \quad \dots \dots \dots (11)$$

La potencia eléctrica tomada en los bornes del Generador ( $P_{gen}$ ) es menor que la potencia entregada del reductor de velocidad ( $P_{red}$ ) en la magnitud de las pérdidas  $\Delta P_{gen}$  y es representada por la siguiente ecuación:

$$P_{gen} = P_{red} - \Delta P_{gen} \quad \dots \dots \dots (12)$$

La relación entre la potencia en los bornes del generador y la potencia del reductor de velocidad se llama *rendimiento del generador eléctrico*.

$$\eta_{gen} = \frac{P_{gen}}{P_{red}} \quad \dots \dots \dots (13)$$

El rendimiento promedio del generador eléctrico WEG es de 97.5%, a plena carga es de 98%.

Involucrando todas estas ecuaciones, se puede determinar el flujo másico del vapor de ingreso a la turbina mediante la siguiente ecuación:

$$m_v = \frac{P_{gen}}{(i_0 - i_2) * \eta_{rt} * \eta_m * \eta_{red} * \eta_{gen}} = \frac{P_{gen}}{(i_0 - i_2') * \eta_m * \eta_{red} * \eta_{gen}} \dots \dots \dots (14)$$

Donde:

- $m_v$  : Flujo másico de vapor de ingreso a la turbina, en (kg/seg)
- $P_{gen}$  : Potencia eléctrica del generador (kW)
- $i_0$  : Entalpía de vapor de admisión, en (kJ/kg)
- $i_2'$  : Entalpía de vapor de escape real, en (kJ/kg)
- $\eta_m$  : Rendimiento mecánico de la turbina, en (p.u.)
- $\eta_{red}$  : Rendimiento del reductor, en (p.u.)
- $\eta_{gen}$  : Rendimiento del generador eléctrico, en (p.u.)

### 2.3.1 Pérdidas Internas.

Este tipo de pérdida se refiere a las que están directamente relacionadas con las condiciones de vapor al pasar éste a través de la turbina. Dentro de este tipo se pueden considerar las siguientes pérdidas:

- **Pérdida por rozamiento en la rueda móvil**

La rotación de la rueda móvil en el que están fijados los álabes receptores, en la cámara llena de vapor, exige gastos de potencia. La potencia que se consume para superar el rozamiento durante la rotación de la rueda forma parte de la potencia útil que desarrolla el vapor en los álabes, de modo que la potencia interna obtenida en el árbol de la turbina es menor que la potencia que desarrolla el flujo de vapor en los álabes del escalón de la turbina, en la magnitud  $\Delta P_{roz}$  que se consume en el rozamiento de la rueda.

Al girar la rueda, el vapor que se llena en la cámara también comienza a girar. Supongamos que la distribución de la velocidad del vapor en la cámara pueda representarse en el diagrama de la figura N°11, donde la

velocidad de la velocidad de las partículas de vapor adyacentes a la rueda es igual a la de la rueda; la velocidad de las partículas de vapor adyacentes a la pared del cuerpo es igual a cero, y la velocidad media  $C_{med}$  en los puntos intermedios de la cámara depende del grado de aspereza de la superficie del disco y de las dimensiones de la cámara.

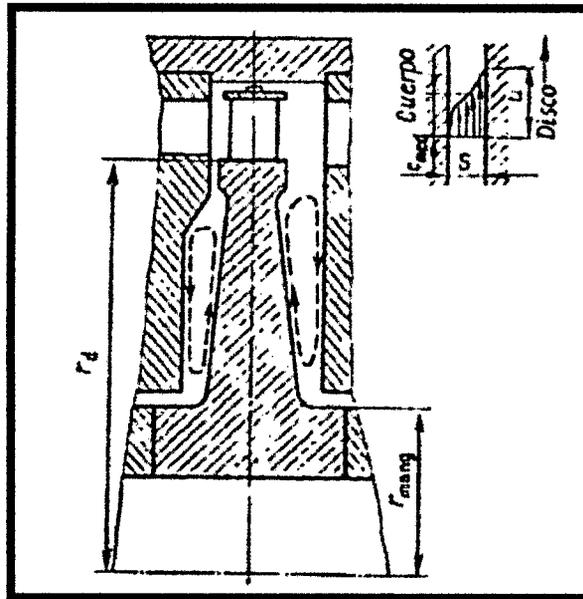


Figura N°11. Esquema del flujo en la holgura entre la rueda y los diafragmas y el diagrama de velocidades en la cámara del escalón.

Fuente: Schegliáiev, A.V. (1985). Turbinas de Vapor (5ta. ed.)

El vapor que llena la cámara, además de girar en torno del eje de la turbina adquiere el movimiento turbulento en la sección meridiana, como se muestra en la figura N°11. Este flujo turbulento de vapor es condicionado por el hecho de que las partículas de vapor adyacentes al disco experimentan en sí las fuerzas centrífugas que producen el movimiento del vapor desde el centro hacia la periferia en las proximidades de la rueda y desde la periferia hacia el centro junto a la superficie inmóvil de la cámara del escalón. El flujo en la superficie meridiana aumenta el gasto de potencia para la rotación de la rueda.

Las pérdidas por rozamiento de la rueda  $\epsilon_{roz}$  son tanto mayor cuanto menor es el área de salida de la corona de paletas fijas. Por eso dichas pérdidas son más importantes en los escalones con flujo de vapor de

pequeño volumen, es decir en los primeros escalones de las turbinas de pequeña potencia, y en el caso de altos parámetros iniciales del vapor.

- **Pérdida por admisión parcial del vapor**

En los escalones de turbinas de vapor con flujos de pequeño volumen, siendo pequeñas las áreas de salida de las coronas, se emplea la *admisión parcial del vapor*, característica también para los escalones de regulación de las turbinas. La admisión parcial significa que el vapor en el escalón no pasa por toda la circunferencia de las coronas.

La parte de la circunferencia ocupada por los canales entre los álabes fijos a través de los cuales fluye el vapor se llama *grado de parcialidad*.

Al hecho de que los álabes fijos no están dispuestas por toda circunferencia, sino por partes de ésta, influye en la proyección y el funcionamiento del escalón. Los esfuerzos dinámicos que actúan sobre los álabes móviles en el escalón con la admisión parcial del vapor son tan grade que los esfuerzos de flexión calculados se toman aproximadamente 2 veces menores que en el caso de la admisión por toda la circunferencia.

Generalmente, para los aceros inoxidable los esfuerzos admisibles son  $\sigma_{flex}^{adm} = 15 - 20 \text{ MPa}$ . Esto hace que las cuerdas de los perfiles de los álabes móviles de estos escalones se hacen más grandes, lo que disminuye la altura relativa de las paletas y, polo tanto, eleva las pérdidas terminales en la corona de los álabes móviles.

La admisión parcial del vapor origina pérdidas complementarias de energía, que reducen el rendimiento económico del escalón.

Si el vapor se suministra por toda la circunferencia del escalón (grado de parcialidad  $e = 1$ ), por los canales entre todos los álabes pasa un flujo de vapor más o menos constante. En cambio, si la admisión del vapor es parcial ( $e < 1$ ), los canales entre los álabes móviles, al girar alternativamente se llenan con el chorro de vapor, o salen del flujo de vapor y recorren el camino en el espacio muerto de vapor de la cámara

del escalón; en este caso, la corona de álabes móviles funcionando como un ventilador arrastra y desplaza el vapor que llena la cámara del escalón, lo que se acompaña con gasto de energía.

La rotación de los álabes en el espacio de vapor de la cámara acarrea considerables pérdidas complementarias, llamadas pérdidas por ventilación  $\Delta P_v$ . Estas son tanto mayores cuanto menor es el grado de parcialidad. Para  $e = 1$ , la pérdida por ventilación es igual a cero.

- **Pérdidas por fugas en los escalones**

Además del flujo de vapor principal  $G$  que pasa por las coronas de paletas fijas y móviles, en el escalón se producen varias fugas del vapor que reducen su rendimiento. Para disminuir las fugas del vapor en la turbina se utilizan ampliamente *juntas de laberinto*.

El esquema de la junta de laberinto está representado en la figura N°12.

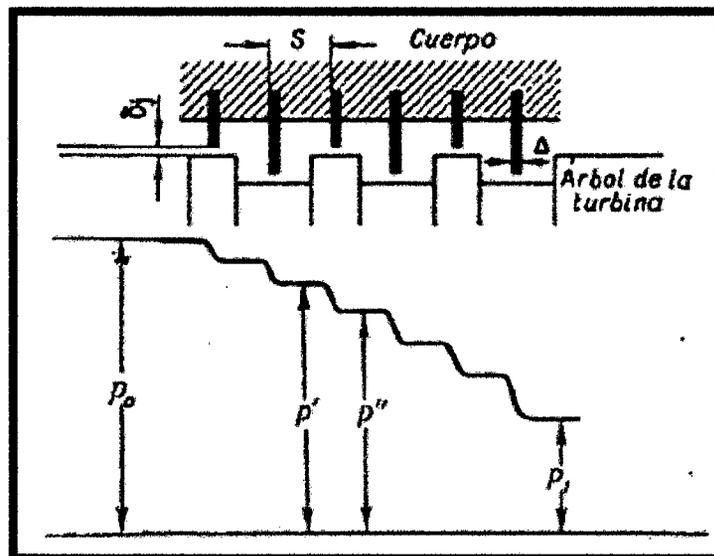


Figura N°12. Esquema de la junta de laberinto (tipo escalonada).  
Fuente: Schegliáiev, A. V. (1985). *Turbinas de Vapor* (5ta. ed.)

La junta consta de una serie de estrechas secciones de paso que alteran con cámaras relativamente anchas. Esto se logra mediante anillos que se acercan al rotor de la turbina. Al estrechamiento local de la sección de paso le sigue una cámara de expansión. Al pasar por la sección estrechada tiene lugar la aceleración del flujo de vapor, que al salir de la holgura de la junta adquiere la velocidad  $c$ .

En la cámara de expansión de la junta, el flujo de vapor pierde la energía cinética  $c^2/2$  que se transforma en la térmica. Pasando por la siguiente holgura, el vapor vuelve a cobrar velocidad para perderla de nuevo en la siguiente cámara de expansión de la junta. De esta manera, el proceso de paso del vapor por la junta se reduce a la aceleración del flujo que alterna con la pérdida de su energía cinética. Cuanto mayor es el número de los anillos de la junta de laberinto tanto más grande es su resistencia y tanto menor es la cantidad de vapor que pasa por el laberinto con los parámetros dados.

El proceso de expansión del vapor en la junta de laberinto puede representarse en el diagrama  $i$  vs  $S$  de la figura N°13. Si el estado inicial del vapor delante de la junta de laberinto es determinado por el punto A, la aceleración del vapor en la holgura del primer anillo se produce debido a la expansión hasta cierta presión intermedia  $p'$ . En la cámara de expansión, a presión constante, la energía cinética se pierde transformándose en calor, a lo que corresponde el aumento de la entalpía del vapor hasta el nivel inicial  $i_0$ . Luego el vapor se expande de nuevo hasta la presión  $p''$  y la entalpía vuelve a restablecerse (punto B). En las siguientes holguras de la junta de laberinto el proceso es idéntico hasta que se alcance la contrapresión  $p_i$ . La variación de las presiones del vapor a lo largo de la junta se muestra con la línea escalonada en el diagrama de la figura N°12.

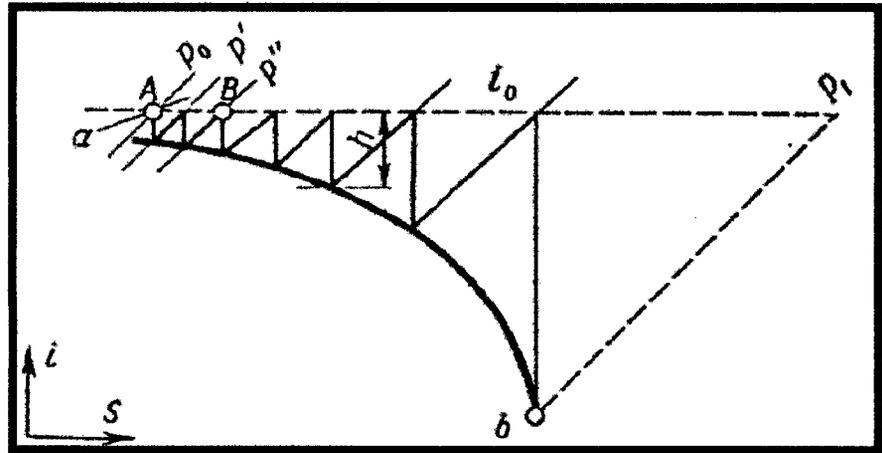


Figura N°13. Proceso de expansión del vapor en la junta de laberinto en el diagrama  $i$  vs  $S$ .

Fuente: Schegliáiev, A.V. (1985). *Turbinas de Vapor* (5ta. ed.)

Sin embargo, la junta escalonada tiene la desventaja de que en el caso de desplazamiento axial del árbol, que se debe al calentamiento de la turbina y puede provocarse por el cambio de la carga, los anillos del árbol puedan cortar los del cuerpo. Por eso, las juntas escalonadas se disponen, como regla, cerca del cojinete de empuje, donde los desplazamientos axiales del árbol son pequeños. A una considerable distancia del cojinete de empuje es necesario hacer grandes holguras axiales entre los anillos del árbol o emplear *junta no escalonada (de corriente directa)* representada en la figura N°14, que, sin embargo, es mucho menos que la escalonada.

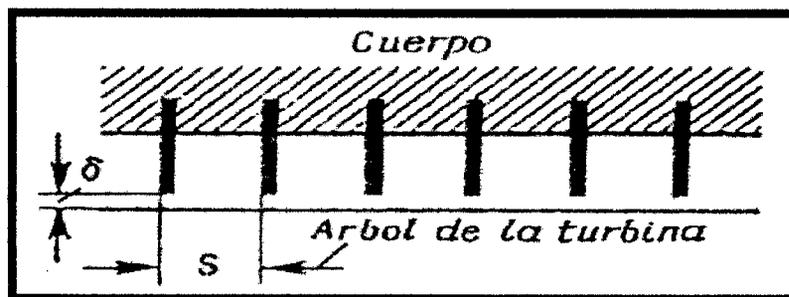


Figura N°14. Esquema de la junta de laberinto en el árbol sin anillos (de corriente directa).

Fuente: Schegliáiev, A.V. (1985). *Turbinas de Vapor* (5ta. ed.)

En este caso el árbol no tiene anillos y el chorro de vapor que sale de la sección estrecha a la cámara no gira, razón por la cual el vapor se

acerca al lugar del siguiente estrechamiento a una considerable velocidad inicial.

- **Pérdida por la influencia de la humedad del vapor en los escalones**

Las investigaciones realizadas tanto en las turbinas experimentales como en centrales eléctricas han demostrado que al funcionar con el vapor húmedo, el rendimiento económico de los escalones disminuye. Esto se debe a las siguientes causas:

1. Aumento de las pérdidas de energía en las coronas de los álabes.
2. Pérdidas de energía por acelerar la humedad en la holgura debidas a la menor velocidad de ésta, sobre todo de la macrodispersa, y al rozamiento entre el vapor y la fase líquida.
3. Influencia de choque frenadora de las partículas de líquido que se proyectan hacia los álabes móviles.
4. Pérdidas adicionales en la corona de álabes móviles relacionadas con la separación de la película de agua, la desviación de la humedad, el aumento de las pérdidas terminales en la zona periférica, y otros factores.

### **2.3.2 Pérdidas Externas.**

Son aquellas que no están relacionadas con las condiciones propias del vapor.

Entre ellas se encuentran:

- Pérdidas mecánicas
- Pérdidas por sellos, etc.

## **2.4 INCRUSTACIONES EN LA TURBINA Y SUS EFECTOS**

La contaminación de la turbina es una consecuencia del material extraño traído por la circulación del vapor. Las sustancias del agua de alimentación de la caldera son parcialmente llevadas con el proceso de evaporación, disueltas en el vapor y llevadas hacia el interior de la turbina.

### **2.4.1 Origen y tipos de contaminantes**

Estos indeseables elementos químicos tienen varios orígenes. Las fuentes más comunes son: especies químicas naturales presentes en el agua de reposición, productos químicos introducidos en el tratamiento del agua de alimentación, impurezas arrastradas desde el domo de la caldera, productos químicos del agua de alimentación introducidos directamente en el vapor al usarse dicha agua como atemperador.

Los contaminantes pueden dividirse en dos tipos, inertes y reactivos.

El grupo inerte incluye las siguientes especies formantes de incrustaciones: sales de sodio, sales de calcio, sales de magnesio, sales de cobre, sales de hierro, sílice, materias orgánicas, sulfatos, nitratos, carbonatos, bicarbonatos.

El grupo reactivo consiste en diferentes agentes corrosivos, e incluye: amoníaco, oxígeno, cloruros, sulfitos, dióxido de carbono, hidróxidos de sodio, carbonatos de sodio.

### **2.4.2 Efectos de las incrustaciones.**

Las incrustaciones se acumulan en las válvulas reguladoras y, especialmente, en los álabes del rotor. La sección de circulación libre se reduce, su superficie se hace áspera y el material es sometido a esfuerzos debido a la corrosión.

Se hace una distinción entre los siguientes efectos:

#### **a) Efectos económicos**

Los agentes químicos que clasificamos en el grupo inerte forman incrustaciones en la ruta del vapor que forman asperezas en las paredes de los elementos que se encuentran sin dicha ruta y reduciendo el área para el paso del vapor. El efecto combinado de estos factores es el de rebajar el rendimiento de la ruta del vapor y reducir la capacidad de flujo de la turbina, y por lo tanto la capacidad máxima de vapor y la potencia de salida.

## **b) Exceso de esfuerzo y disminución de la confiabilidad operacional**

- Perturbación del proceso de presión en la turbina y, en consecuencia, aumento del empuje axial y sobrecarga del cojinete de apoyo.
- Mayor esfuerzo de flexión en el álabe.
- Efectos sobre las vibraciones naturales de los álabes.
- Distribución unilateral de las incrustaciones y, de vez en cuando, operación irregular.
- Incrustaciones en las varillas de las válvulas, causando acuíamiento en las mismas.

## **c) Efectos de la corrosión**

Las incrustaciones sobre los álabes de la turbina causan daños debido a la corrosión, principalmente en forma de silicatos. Esta corrosión ocurre frecuentemente en la región que se extiende del inicio al medio del área de vapor húmedo. Las primeras gotitas de condensación que se forman, aunque muy pequeñas, son suficientes para humedecer las incrustaciones minerales sobre los álabes.

El efecto de limpieza sólo ocurre con mayor humedad del vapor en las etapas localizadas más adelante en el trayecto. Ello significa que, con la humedad inicial sobre los álabes, los solventes de sal que contienen cloruro en cualquier concentración pueden suplir la condición para ataques por corrosión.

Se observan varias formas de corrosión en los álabes de la turbina. Las sustancias agresoras, la condición del material y los tipos de esfuerzo pueden causar corrosión, fatiga por corrosión o corrosión por esfuerzo.

### **2.4.3 Vigilancia de la calidad del vapor**

Se debe controlar la calidad del vapor para proteger las turbinas de las consecuencias adversas de las incrustaciones que se forman en los álabes. Los fabricantes de turbinas recomiendan la provisión de equipos de medición en la

entrada y escape de la turbina para verificación y comparación con las directrices.

Para la detección de las incrustaciones, durante la operación se tiene que controlar constantemente las condiciones internas de la turbina respecto a las incrustaciones minerales. Este control sólo puede ser realizado indirectamente por medio de los datos del vapor.

- **Control de la presión en la cámara de regulación**

La forma más simple de detección consiste en medir las presiones del vapor en expansión en la cámara de la rueda de regulación, y si es posible, en significativas etapas posteriores de los álabes.

Durante operaciones posteriores, se deben medir esas presiones y compararlas con los valores originales obtenidos con una turbina limpia. Si la comparación indica un aumento de presión en las mismas condiciones de operación, ello significa que hay formación de incrustaciones. La presión aumenta antes de una sección con circulación reducida y, después de esa sección, disminuye en comparación con los valores normales. Si dentro del rango de producción de vapor de 50 a 100% (se recomienda comparar los valores medidos en ese rango), la presión de la cámara de la rueda de regulación aumenta más del 10% con relación al valor nominal, la confiabilidad operacional de la turbina queda reducida.

Medidas preventivas: Realizar un monitoreo de la presión de la cámara de la rueda, mejorar la calidad del vapor, lavar la turbina.

- **Rendimiento interno**

Para el control a largo plazo, se tiene que determinar también rendimiento interno de la turbina. Estas mediciones solo proveen un resultado correcto si las condiciones iniciales y finales estuvieran dentro de la zona sobrecalentada del diagrama de Mollier.

Dentro del rango de operación económica, el rendimiento varía muy ligeramente con el flujo de vapor. En ese rango, la turbina es operada con las válvulas reguladoras prácticamente abiertas.

Un cambio en las condiciones internas de la turbina, por ejemplo, por formación de incrustaciones, el *salto térmico utilizado*  $H_i$  disminuye en comparación con los valores originales. Se debe realizar una gráfica para determinar la variación del rendimiento en función del tiempo de operación, cabe señalar que las comparaciones se deben realizar con la misma carga de la turbina, y manteniendo los parámetros de vapor dentro de los rangos aceptables de operación.

Las tolerancias de las desviaciones de los parámetros de operación, que vendrían a constituir las condiciones de estabilidad para una turbina de vapor se muestran en el siguiente cuadro:

Cuadro Nº1. Condiciones de estabilidad para turbinas de vapor de contrapresión TGM.

CONDICIONES DE ESTABILIDAD PARA LA TURBINA DE VAPOR TGM		
PARAMETROS	VARIACION	RANGO
Presión del vapor vivo	± 5%	30,761 a 34 bar(a)
Temperatura del vapor vivo	± 7%	372 a 428°C
Presión de contrapresión (escape)	± 10%	2,7 a 3,3 bar(a)
Sobrevelocidad	+ 10%	8000 a 8800 RPM

Fuente: Manual de Instrucciones TGM Turbinas TM 10000 – OS 40790

- **Consumo específico del vapor**

Una evaluación de la condición interna de una turbina de vapor se puede evaluar por medio del consumo específico de vapor, obtenido de la siguiente forma:

$$CEV = \frac{m_v \cdot 3600}{P_{gen}} \dots \dots \dots (15)$$

Donde:

- $CEV$  : Consumo específico de vapor, en (kg/kWh)  
 $m_v$  : Flujo másico de vapor de ingreso a la turbina, en (kg/seg)  
 $P_{gen}$  : Potencia eléctrica en los bornes del generador, en (kW)

En estos datos se debe tener en cuenta que el análisis debe realizarse de forma integral, considerando todos los parámetros involucrados, debido a que se presentan muchas variaciones cuando representamos el **CEV** con respecto a  $P_{gen}$ , a causa de que los parámetros de vapor tanto de entrada como de salida son variables y aun cuando se tienen dentro del rango de estabilidad, influye de manera notoria para este caso.

- **Control de la temperatura de escape**

Se recomienda también hacer una gráfica de la temperatura de escape, o sea, registrar la temperatura de escape lo más precisamente posible en relación al flujo másico de vapor de admisión. Estos valores deben medirse con la mayor precisión posible para una comparación de medición posterior.

El aumento de las temperaturas del vapor de escape en las mismas condiciones indica la formación de incrustaciones. Si la temperatura de escape aumenta más del 10%, con el flujo de vapor entre el 50 y 100%, la confiabilidad de operación de la turbina se reduce. Este método solamente puede dar resultado si las condiciones de escape estuvieran dentro de la zona sobrecalentada del diagrama de Mollier.

En los anexos desde el N°1 hasta el N°21 se pueden apreciar las fotos tomadas de la turbina TGM cuando se realiza el desmontaje del rotor, para su inspección interna y mantenimiento.

## 2.5 PROCESO TÉRMICO EN LA TURBINA CON EL CONSUMO DE VAPOR VARIABLE Y DIFERENTES SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

El consumo de vapor en la turbina varía mediante la distribución del vapor, que puede efectuarse por uno de los métodos siguientes:

1. Si toda la cantidad de vapor que se admite en la turbina, se regula por una o varias válvulas, después de las cuales el vapor se dirige al grupo común de álabes fijos, semejante sistema se llama *distribución del vapor por estrangulación*.
2. Si el vapor pasa por varias válvulas de regulación, cada una de las cuales proyecta vapor a un segmento independiente de álabes fijos, con la particularidad de que las válvulas se abren consecutivamente, este sistema se llama *distribución de vapor por válvulas*.
3. Si después de abrir por completo la admisión del vapor por la corona de álabes fijos del primer escalón, para aumentar el ulterior consumo, el vapor se dirige a uno de los escalones intermedios, sin pasar por el primer escalón o por varios primeros escalones, este sistema se llama *distribución del vapor por derivación*.
4. A veces se usa la *distribución del vapor combinada*: primero el vapor, por varios grupos de álabes fijos, se suministra al escalón de regulación, y luego para aumentar la carga al máximo, por las válvulas de derivación se proyecta a uno de los escalones siguientes.

### 2.5.1 Distribución de vapor por estrangulación

En la turbina con distribución del vapor por estrangulación todo el vapor que se suministra a la misma (en el caso de cargas parciales) se somete a la estrangulación.

Como es sabido, en este caso el estado del vapor cambia por la siguiente ley:

$$i_0 + \frac{c_0^2}{2} = i_1 + \frac{c_1^2}{2}$$

Los parámetros del vapor que se suministra a la turbina llevan el índice 0; los parámetros del vapor detrás de la válvula de estrangulación delante de la corona de álabes fijos del primer escalón, el índice 1. Las magnitudes de las energías cinéticas generalmente no son grandes, de modo que pueden despreciarse, considerando que en la distribución del vapor por estrangulación la entalpía del vapor delante de la corona de álabes fijos del primer escalón se mantiene constante e igual a la del vapor vivo.

Suponiendo que en el régimen calculado, estando la válvula de estrangulación abierta por completo, el proceso de expansión del vapor en la turbina está representado por la línea  $ab$  en el diagrama  $i$  vs  $S$  de la figura N°15, entonces al disminuir el consumo de vapor en la turbina, la presión del mismo delante del escalón baja con la particularidad de que el vapor conserva la entalpía constante. Al disminuir el consumo de vapor, el salto térmico disponible de la parte fija de la turbina constituirá ya la magnitud  $H'_0$ , menor que  $H_0$  (esta última correspondía al régimen con la válvula abierta por completo), y el proceso de expansión del vapor se representa por la línea  $cd$ .

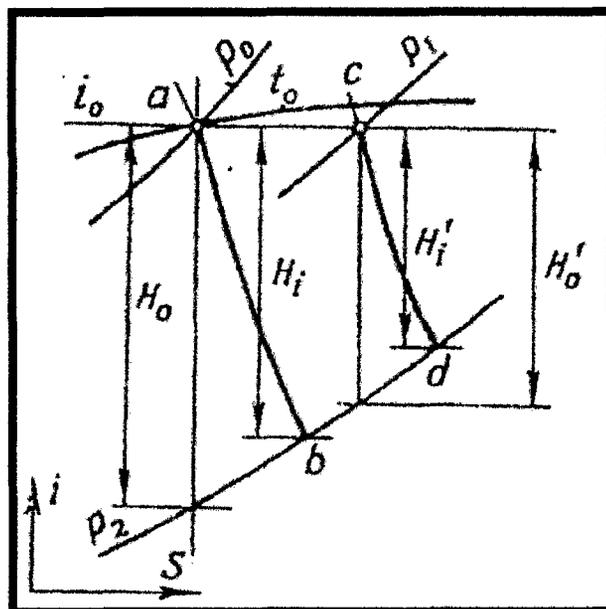


Figura N°15. Proceso de expansión del vapor en el diagrama  $i$  vs  $S$  para la turbina con distribución del vapor por estrangulación.

Fuente: Schegliáiev, A.V. (1985). Turbinas de Vapor (5ta. ed.)

El rendimiento interno relativo de toda la turbina al cambiar el consumo de vapor se expresa por la relación  $\eta_{ri} = \frac{H'_i}{H'_0}$

Transformemos este coeficiente multiplicando el numerador y el denominador de la expresión para  $\eta_{ri}$  por el salto térmico disponible  $H'_0$ , tomado según el estado del vapor detrás de la válvula de estrangulación, y representemos  $\eta_{ri}$  en la forma:  $\eta_{ri} = \frac{H'_i * H'_0}{H'_0 * H'_0} = \eta'_{ri} * \gamma_{estr}$

De esta manera, en el caso de la distribución del vapor por estrangulación,  $\eta_{ri}$  puede representarse como el producto de los dos coeficientes. El coeficiente  $\gamma_{estr}$  muestra qué parte del salto térmico disponible inicial forma el salto térmico disponible  $H'_0$  para la parte fija de la turbina en el caso de la estrangulación del vapor en la válvula reguladora.

El rendimiento  $\eta'_{ri}$  representa la relación entre el salto térmico utilizado y el salto térmico disponible de la parte fija y muestra el grado de perfección del funcionamiento de esta última, al variar el salto térmico disponible como resultado de la estrangulación.

La ley de cambio de  $\eta'_{ri}$  en función del salto térmico disponible de la parte fija puede encontrarse a base de un detallado cálculo térmico de la turbina que funciona en el régimen variable. Sin embargo, en la mayoría de los casos para aclarar la ley de cambio de  $\eta_{ri}$  en función de  $G$ , se puede recurrir a siguientes consideraciones generales. Como se ha señalado, el cambio del consumo de vapor provoca cambios más bruscos del salto térmico disponible de los últimos escalones de la turbina y, por consiguiente, también de sus rendimientos. Los saltos térmicos y los rendimientos de los primeros escalones y de los intermedios prácticamente se mantienen constantes dentro de amplios límites de variación del consumo de vapor.

### **2.5.2 Distribución de vapor por válvulas**

En la distribución del vapor por válvulas la admisión del vapor por la turbina se rige por varias válvulas reguladoras, de cada una de las cuales el vapor se dirige al segmento de álabes fijos independiente. El esquema de admisión del

vapor en el escalón de regulación con distribución de vapor por válvulas está representado en la figura N°16. Las válvulas se abren consecutivamente.

De esta manera, en el caso de la distribución del vapor por válvulas, las pérdidas por estrangulación, siendo reducido el consumo de vapor en la turbina, no se refiere a toda la cantidad de vapor, sino sólo a la parte que pasa por la válvula entreabierta. *Por eso, el rendimiento de la turbina con distribución del vapor por válvulas, al cambiar el consumo de vapor, se conserva más estable que el de la turbina con distribución del vapor por estrangulación.*

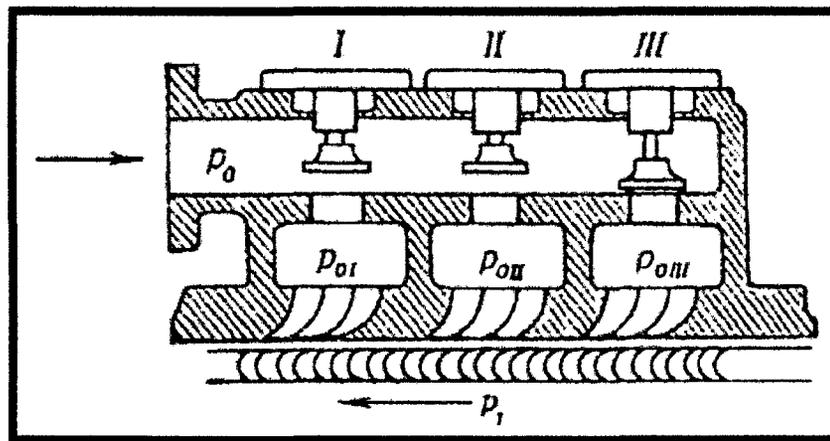


Figura N°16. Esquema de admisión del vapor por el escalón de regulación con distribución del vapor por válvulas.

Fuente: Schegliáiev, A.V. (1985). Turbinas de Vapor (5ta. ed.)

La distribución de vapor por válvulas tiene gran ventaja para las turbinas que funcionan a grandes relaciones  $\frac{P_2}{P_0}$  como, por ejemplo, las de contrapresión en las cuales las pérdidas por estrangulación resultan grandes.

Dentro de los límites de la distribución del vapor y del primer escalón de regulación hay que distinguir dos flujos de vapor.

El primero, que pasa por las válvulas abiertas por completo, llega sin estrangulación a los segmentos de álabes fijos del escalón de regulación y tiene presión inicial que es igual a la del vapor vivo  $P_0$ . El segundo flujo de vapor pasa por la válvula entreabierta y se somete a la estrangulación, de modo que su presión  $P_{0n}$  delante de los álabes fijos en el caso general es considerablemente inferior a la del vapor vivo.

Cada uno de estos flujos de vapor sale de la corona de álabes fijos con su propia velocidad y luego se proyecta a la corona de álabes móviles del escalón de regulación. En la cámara bastante grande de este último ambos flujos se mezclan, después de lo cual el vapor se dirige a los siguientes escalones de la turbina.

El proceso de expansión del vapor para ambos flujos dentro de los límites del escalón de regulación está representado en el diagrama  $i$  vs  $S$  de la figura N°17. El estado inicial del vapor delante de las coronas de álabes fijos después de las válvulas abiertas por completo está marcado en el diagrama con el punto  $I$ .

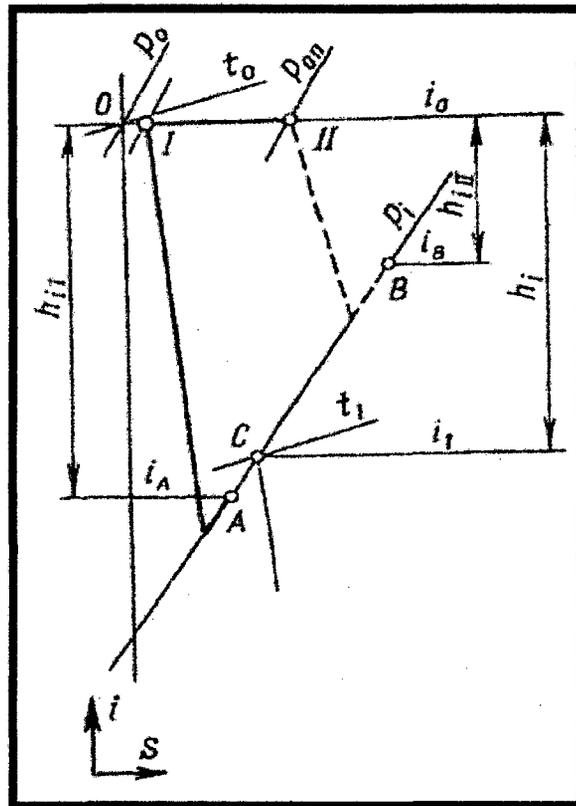


Figura N°17. Proceso de expansión del vapor en el diagrama  $i$  vs  $S$  para los flujos en el escalón de regulación.

Fuente: Schegliáiev, A.V. (1985). Turbinas de Vapor (5ta. ed.)

El proceso de expansión y paso por los canales entre los álabes móviles del flujo de vapor  $G_A$ , que no ha sido sometido a la estrangulación, está representado por la línea  $\overline{IA}$ , con la particularidad de que el punto  $A$  corresponde al estado del primer flujo de vapor a la salida de la corona de álabes móviles del escalón de regulación. El flujo de vapor  $G_B$ , que pasa por la

válvula entreabierta se somete a la estrangulación, de modo que su estado delante de los álabes fijos se presenta por el punto  $II$ , que se halla al nivel de la entalpía inicial  $i_0$ , pero a presión más baja  $P_{0n}$ .

El proceso de expansión y paso de este flujo de vapor por los canales entre los álabes del escalón de regulación está representado en el diagrama  $i$  vs  $S$  de la figura N°17 por la línea  $\overline{IIB}$ , con la particularidad de que el punto  $B$  corresponde al estado del segundo flujo de vapor a la salida de los canales entre los álabes móviles del escalón de regulación. Como resultado de la mezcla de ambos flujos con las entalpías  $i_A$  e  $i_B$ , la entalpía de la mezcla constituirá  $i_1$ , y podrá determinarse por la ecuación de la mezcla:

$$i_1 = \frac{G_A i_A + G_B i_B}{G_A + G_B} = \frac{G_A(i_0 + h_{iI}) + G_B(i_0 + h_{iII})}{G} = i_0 - \left( \frac{G_A}{G} h_{iI} + \frac{G_B}{G} h_{iII} \right)$$

En el cual  $G_A$  es el consumo de vapor en las válvulas abiertas por completo;  $G_B$ , el flujo de vapor que se somete a la estrangulación en la válvula entreabierta;  $G = G_A + G_B$ . De esta manera, en la turbina con distribución de vapor por válvulas, la cuestión de la distribución de las presiones de vapor al cambiar su consumo en la turbina y de la distribución de los saltos térmicos debe examinarse por separado para los dos flujos de vapor mencionados anteriormente: dentro de los límites del escalón de regulación y para todos los demás escalones no regulables.

En la figura N°18-a, muestra el diagrama de distribución de los consumos de vapor entre diferentes grupos de paletas fijas. Tanto en el eje de abscisas como en el de ordenadas se cuenta la cantidad relativa de vapor que pasa por la turbina.

El consumo de vapor que se cuenta en ordenada, se ha formado como la suma de los consumos de vapor en diferentes válvulas reguladoras, cuyo número es igual a cuatro; la cuarta es de sobrecarga. El diagrama muestra palmariamente que a medida de ir disminuyendo la carga y, correspondientemente, la cantidad de vapor que pasa por la turbina, los consumos de vapor en las válvulas

abiertas por completo paulatinamente crecen hasta que la presión en la cámara del escalón de regulación baje hasta la relación crítica  $\frac{P_1}{P_0} = \varepsilon_* = 0.546$ .

A partir de este régimen, la ulterior caída de la presión en la cámara del escalón de regulación no provocará el aumento del consumo de vapor en los segmentos de álabes fijos, que se alimentan por las válvulas abiertas, y estos consumos se conservarán constantes.

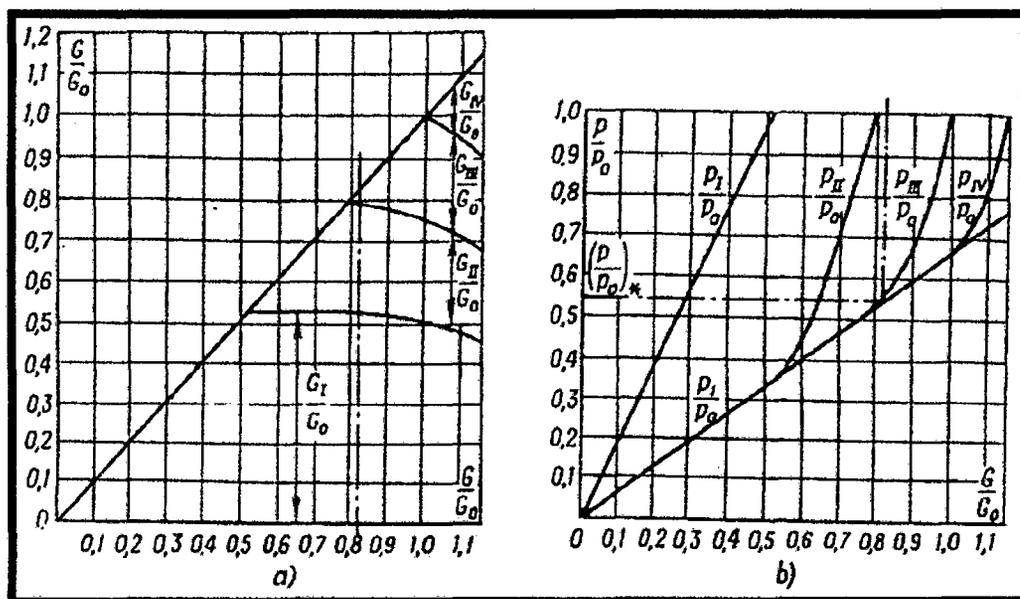


Figura N°18. Distribución del flujo de vapor entre los segmentos de álabes fijos (a) y de las presiones (b) detrás de las válvulas reguladoras en la turbina con distribución del vapor por válvulas.

Fuente: Schegliáiev, A.V. (1985). Turbinas de Vapor (5ta. ed.)

La ley de cambio de las presiones detrás de las válvulas reguladoras en función del consumo de vapor en la turbina se traza en el diagrama de la figura N°18-b. Este diagrama permite sacar la conclusión de que al variar el consumo de vapor en la turbina, el salto térmico disponible del escalón de regulación cambia dentro de amplios límites. *En efecto, la presión delante de los segmentos de álabes fijos abiertos por completo se mantiene constante, mientras que la presión en la cámara del escalón de regulación baja al disminuir el consumo de vapor. En este caso el salto térmico disponible para el flujo de vapor que pasa por las válvulas abiertas por completo irá creciendo a medida que disminuye el consumo de vapor.*

El mayor salto térmico del escalón de regulación corresponde al momento en que seguirá funcionando sólo la primera válvula reguladora. En este caso la relación de las presiones  $\frac{P_1}{P_0}$  para el flujo de vapor que pasa por el primer segmento de álabes fijos baja al mínimo y el salto térmico para el mismo flujo llega al valor máximo.

### 2.5.3 Distribución de vapor por derivación

Además de los tipos de distribución del vapor que se han examinado, en las turbinas de vapor se emplea a veces la distribución del vapor por derivación (by-pass), cuyo esquema principal está representado en la figura N°19.

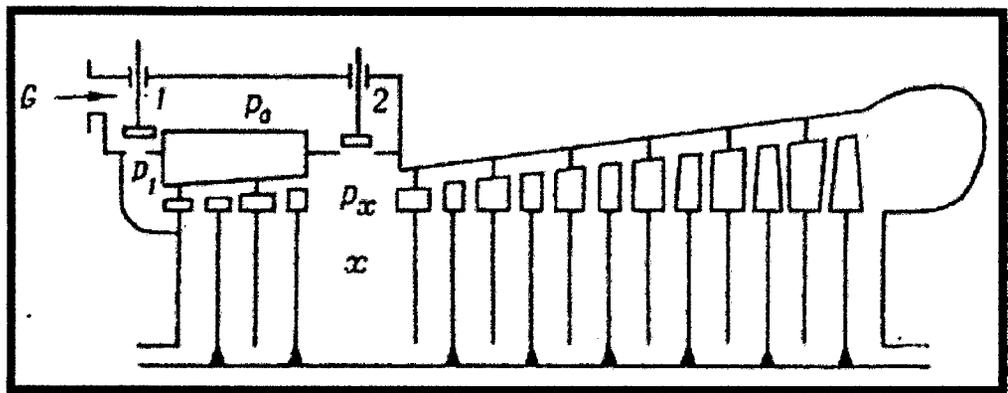


Figura N°19. Esquema de la turbina con distribución del vapor por derivación.  
Fuente: Schegliáiev, A. V. (1985). Turbinas de Vapor (5ta. ed.)

En todos los escalones de la turbina, incluyendo el primero, el vapor se admite por toda la circunferencia, de modo que el grado de parcialidad en todas partes es igual a la unidad. El vapor que pasa por la válvula 1, se suministra al primer escalón hasta el momento en que la presión delante de los álabes fijos del primer escalón alcance la presión del vapor vivo. La válvula 1 funciona en este caso como la de estrangulación. Desde el momento en que la presión delante del primer escalón se aproxima a la del vapor vivo, comienza a abrirse la válvula de derivación 2, de modo que una parte del vapor derivando el primer grupo de escalones, se dirige directamente al tercer escalón. Por cuanto las secciones de paso del tercer escalón son mayores que las del primer escalón, la apertura de la segunda válvula permite hacer pasar por la turbina mayor cantidad de vapor y, de esta manera, elevar la potencia que desarrolla la máquina.

Este tipo de distribución del vapor por derivación frecuentemente se combina (véase la fig. nº19) con el método de variación del consumo de vapor por estrangulación. Sin embargo, en varios casos se aplica junto con la distribución de vapor por válvulas. En la mayoría de las turbinas modernas la derivación de vapor se emplea sólo para asegurar la sobrecarga de la turbina por encima de su potencia económica. De esta manera, en las turbinas modernas se puede encontrar el sistema combinado de distribución del vapor: el consumo de vapor a partir de la marcha en vacío hasta la potencia económica se regula por medio de la distribución por válvulas, mientras que el aumento de la carga por encima de la potencia económica se alcanza a expensas de la derivación del vapor dirigiéndolos a uno de los escalones intermedios de la turbina.

## **2.6 INFLUENCIA DEL CAMBIO DE LOS PARÁMETROS DEL VAPOR SOBRE LA POTENCIA DE LA TURBINA**

### **2.6.1 Variación de la Presión de admisión de vapor.**

Cuando elevamos la presión de vapor, ya sea incrementando la presión de agua de alimentación o incrementando la alimentación de combustible a la caldera, se logra un mayor salto térmico en la turbina, por lo cual se tiene que para una determinada potencia el flujo de vapor disminuye si se incrementa la presión de vapor y por consiguiente el CEV disminuye y el rendimiento relativo interno de la turbina se incrementa. Pero la desventaja que se tiene es que el título del vapor disminuye en las últimas etapas de la turbina, ocasionando probables erosiones en los álabes a causa de las gotas de agua.

Y una disminución de la presión de vapor tiene como consecuencia una disminución en el salto térmico de la turbina, por lo cual se tiene que para una determinada potencia el flujo de vapor aumenta si se disminuye la presión de vapor y por consiguiente el CEV aumenta y el rendimiento relativo interno de la turbina disminuye.

La variación de la presión de vapor de admisión está representada por la siguiente fórmula:

$$\Delta P_{adm.} = \left( \frac{P_{adm.med.} - P_{adm.nom.}}{P_{adm.nom.}} \right) * 100\% \dots \dots \dots (16)$$

Donde:

- $\Delta P_{adm.}$  : Variación de la presión de admisión de vapor, en (%)  
 $P_{adm.med.}$  : Presión de admisión de vapor medido, en (bar abs.)  
 $P_{adm.nom.}$  : Presión de admisión nominal, en (bar abs.)

La variación de la presión de vapor de admisión se puede apreciar en la figura N°20.

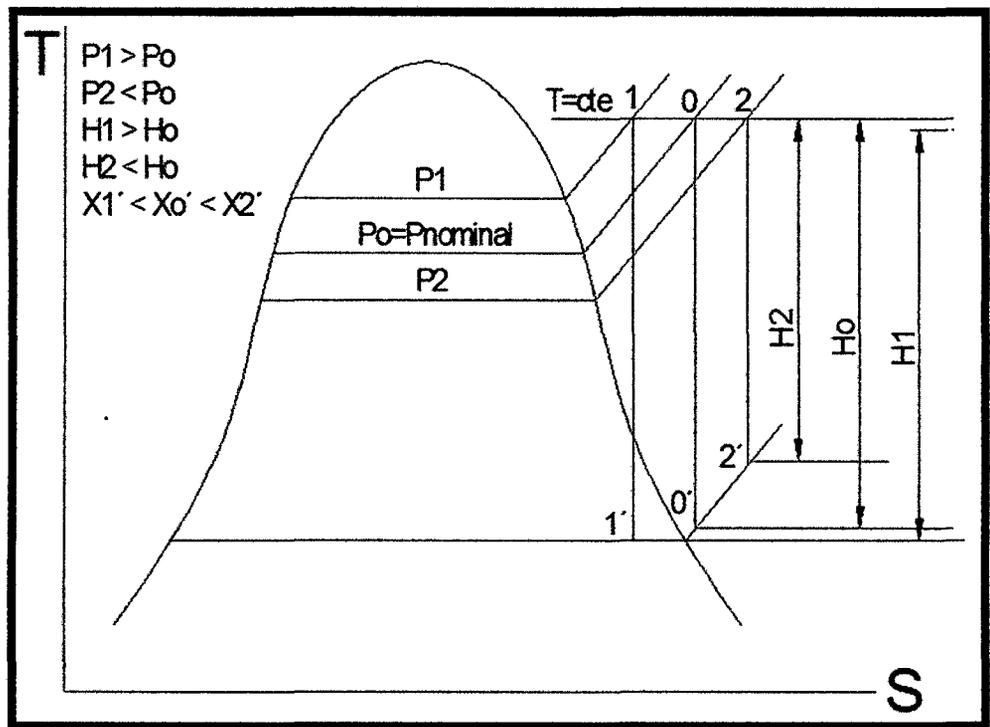


Figura N°20. Variación de la presión de vapor de admisión en la turbina.  
Fuente: Elaboración propia

### 2.6.2 Variación de la Temperatura de admisión de vapor.

Cuando elevamos la temperatura de vapor de admisión (esto ocurre cuando se incrementa la presión de saturación o se regula la atemperación del vapor vivo) se logra un mayor salto térmico en la turbina y mejora el título del vapor (aumenta) en el escape, por lo cual se tiene que para una determinada potencia el flujo de vapor disminuye si se incrementa la temperatura de vapor de admisión y por consiguiente el CEV disminuye y el rendimiento relativo interno se incrementa. Pero la desventaja que se presenta es el límite

metalúrgico de la temperatura de trabajo de los álabes de la turbina, que dependen de su composición química y tratamiento.

Y una disminución de la temperatura de vapor tiene como consecuencia una disminución en el salto térmico de la turbina y el título del vapor disminuye en las últimas etapas de la turbina, ocasionando probables erosiones en los álabes a causa de las gotas de agua. Por lo cual se tiene que para una determinada potencia el flujo de vapor aumenta si se disminuye la temperatura de vapor y por consiguiente el CEV aumenta y el rendimiento relativo interno de la turbina disminuye.

La variación de la temperatura de vapor de admisión está representada por la siguiente fórmula:

$$\Delta T^{\circ}adm. = \left( \frac{T^{\circ}adm.med. - T^{\circ}adm.nom.}{T^{\circ}adm.nom.} \right) * 100\% \dots \dots \dots (17)$$

Donde:

- $\Delta T^{\circ}adm.$  : Variación de la temperatura de admisión de vapor, en (%)
- $T^{\circ}adm.med.$  : Temperatura de admisión de vapor medido, en (°C)
- $T^{\circ}adm.nom.$  : Temperatura de admisión nominal, en (°C)

La variación de la temperatura de vapor de admisión se puede apreciar en la figura N°21.

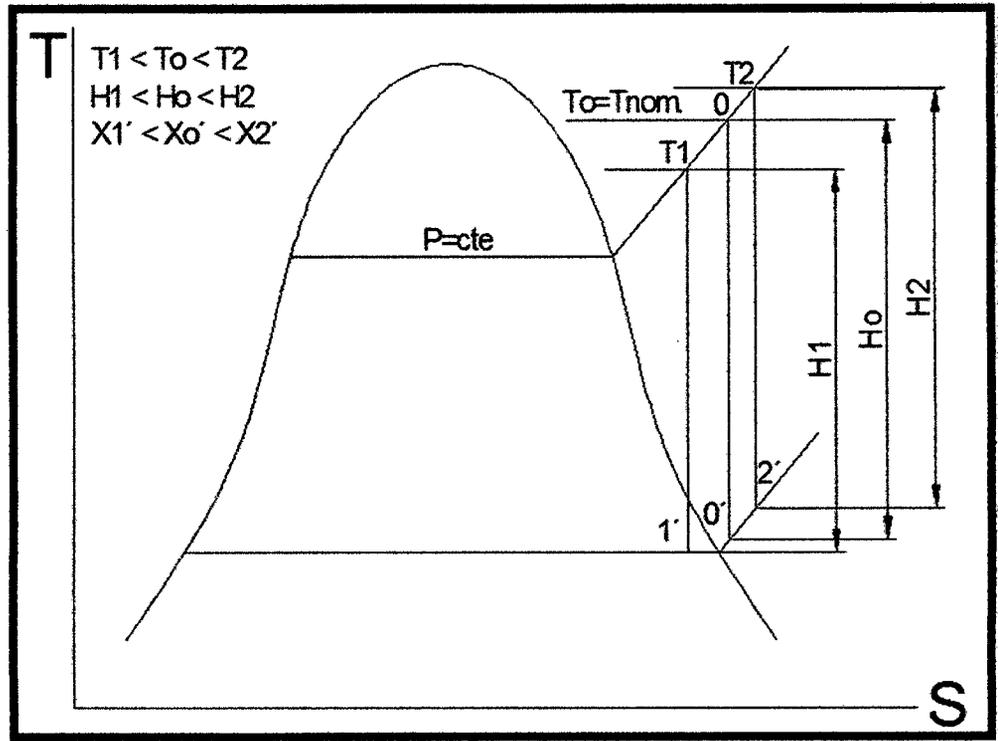


Figura N°21. Variación de la temperatura de vapor de admisión en la turbina.  
Fuente: Elaboración propia

### 2.6.3 Variación de la Presión de salida de vapor

Al disminuir la presión de vapor de escape manteniendo constante la presión y temperatura de vapor de admisión, se logra un mayor salto térmico en la turbina, por lo cual se tiene que para una determinada potencia el flujo de vapor disminuye si disminuye la presión de vapor de escape y por consiguiente el CEV disminuye y el rendimiento relativo interno de la turbina se incrementa. En el caso de una turbina de contrapresión, el problema que se tiene es que se debe mantener una presión mínima en el escape de la turbina para los procesos de fábrica, en este caso se tiene que mantener una presión de vapor de contrapresión (escape) no menor a 1.3 bar(g) para los procesos de elaboración de azúcar.

Otro inconveniente que se tiene debido a la disminución de la presión de vapor de escape es que el título del vapor disminuye en las últimas etapas de la turbina, ocasionando probables erosiones en los álabes a causa de las gotas de agua.

Si por el contrario se incrementa la presión de vapor de escape se logra un mejor título de vapor en el escape de la turbina, pero la desventaja es que se logra una disminución del salto térmico de la turbina. Por lo cual se tiene que para una determinada potencia el flujo de vapor aumenta si se aumenta la presión de vapor de escape y por consiguiente el CEV aumenta y el rendimiento relativo interno de la turbina disminuye.

Y otro inconveniente que se tiene debido al incremento de la presión de vapor de escape es el límite máximo permitido para los procesos de elaboración de azúcar, la cual indica que se requiere una presión no mayor a 2 bar(g).

La variación de la presión de vapor de salida está representada por la siguiente fórmula:

$$\Delta P_{sal.} = \left( \frac{P_{sal.med.} - P_{sal.nom.}}{P_{sal.nom.}} \right) * 100\% \dots \dots \dots (18)$$

Donde:

- $\Delta P_{sal.}$  : Variación de la presión de salida de vapor, en (%)
- $P_{sal.med.}$  : Presión de salida de vapor medido, en (bar abs.)
- $P_{sal.nom.}$  : Presión de salida de nominal, en (bar abs.)

La variación de la presión de vapor de escape se puede apreciar en la figura N°22.

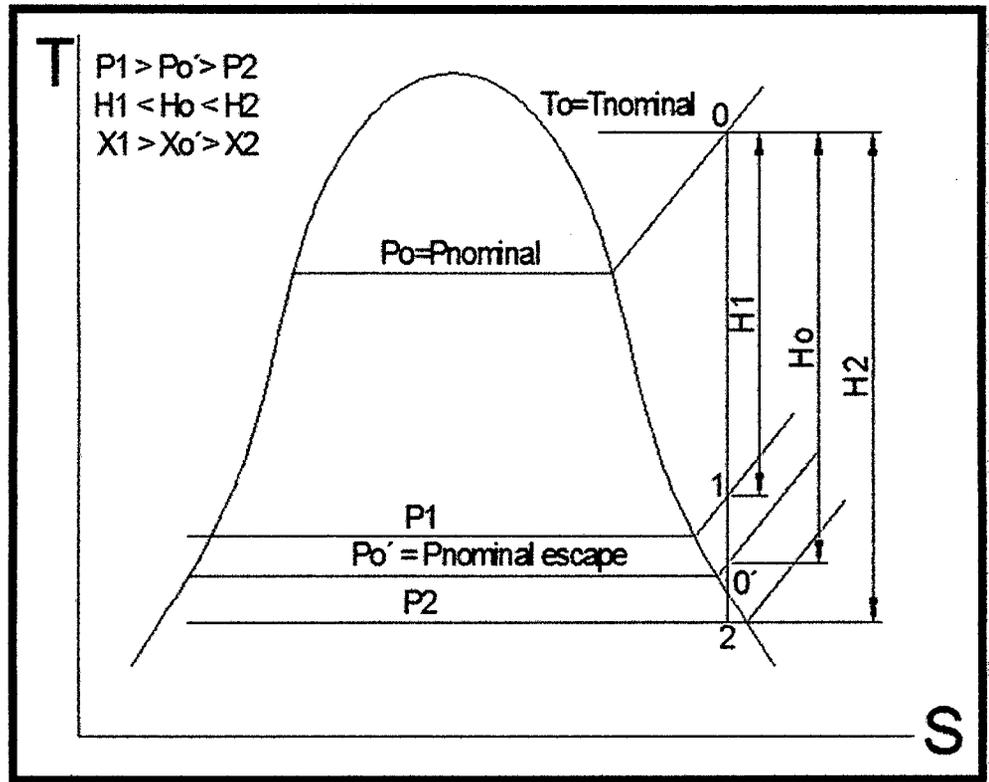


Figura N°22. Variación de la presión de vapor de escape en la turbina.

Fuente: Elaboración propia

#### 2.6.4 Variación de la Temperatura de vapor de salida

Cuando ocurre un aumento en la temperatura de vapor de escape (esto ocurre cuando la turbina trabaja con carga muy baja, incrustaciones en los álabes o cuando los laberintos de la compensación axial están dañados) manteniendo constante la presión y temperatura de vapor de admisión se tiene una disminución del salto térmico de la turbina. Por lo cual se tiene que para una determinada potencia el flujo de vapor aumenta si se tiene un incremento en la temperatura de vapor de escape y por consiguiente el CEV aumenta y el rendimiento relativo interno de la turbina disminuye.

Otro inconveniente debido al incremento de la temperatura de vapor de escape es que se tiene que disminuir esta temperatura (atemperar) para el normal proceso de elaboración de azúcar, la temperatura ideal del vapor de contrapresión (escape) para los procesos de elaboración es de 135°C.

Si por el contrario cuando ocurre una disminución en la temperatura de vapor de escape, se logra un mayor salto térmico en la turbina, pero el inconveniente

es que el título del vapor disminuye en las últimas etapas de la turbina, ocasionando probables erosiones en los álabes a causa de las gotas de agua.

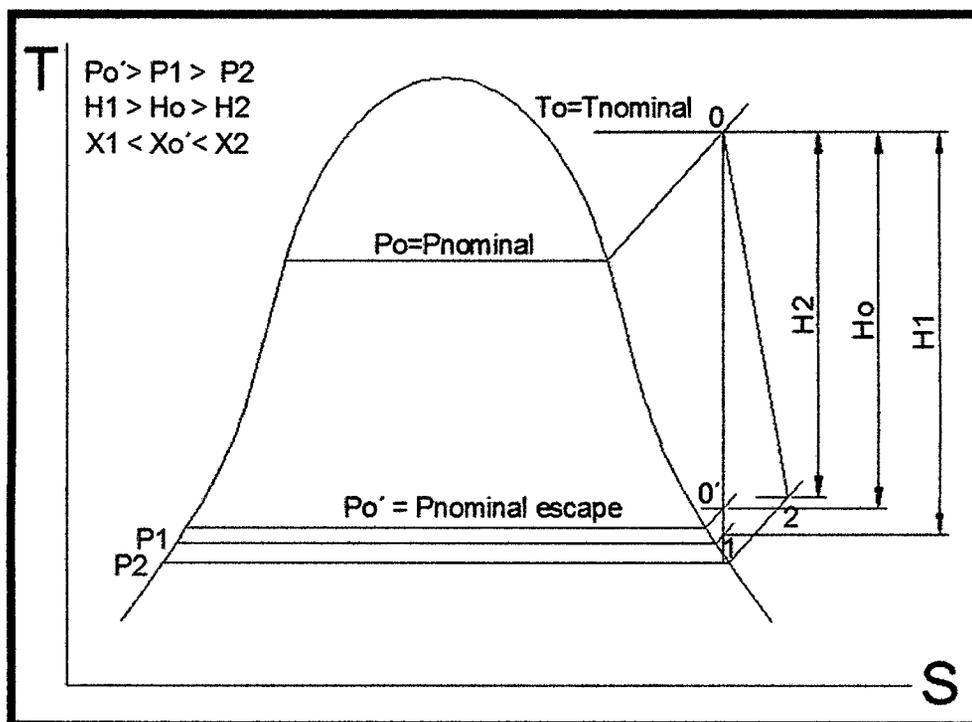


Figura N°23. Variación de la temperatura de vapor de escape en la turbina.

Fuente: Elaboración propia

## 2.7 TURBINA DE CONTRAPRESIÓN TGM – TURBINAS

### 2.7.1 Descripción General de la Turbina

La turbina de acción y contrapresión TM 10000 es una turbina compacta, con rueda de regulación de un escalón de velocidad (Curtis) y de cuatro etapas posteriores (cuatro escalones de presión Rateau), proyectada para atender accionamientos que exigen alto rendimiento y bajo consumo, bajo condiciones de vapor a medios valores de presión y temperatura.

La turbina tiene la carcasa bipartida horizontalmente, construido en acero especial fundido, capaz de resistir las más diversas sollicitaciones durante la operación, obedeciendo las normas que regulan la construcción de este tipo de máquinas.

En la parte superior se encuentra el bloque superior de válvulas, también construido en acero, donde de un lado es acoplada a la válvula de cierre rápido,

responsable por el bloqueo de vapor, accionada por un sistema hidráulico, del otro lado es acoplado el servo-motor, que es comandado por el Regulador de velocidad que es responsable por la actuación de la válvula de regulación la cual controla el flujo de vapor de acuerdo con las necesidades de carga.

El rotor es forjado en una sola pieza, compuesto de una rueda de regulación y demás etapas, con sellos laberintos entre etapas, pistón de equilibrio, gatillo de grupo de disparador de cierre rápido, deflectores de aceite de anillos, acoplamientos y rueda de polos. Todo el conjunto es construido en acero forjado especial que después de rigurosas pruebas de resistencia mecánica y ensayos no destructibles, recibe el tratamiento térmico controlado, alivio de tensiones y balanceo dinámico después de su montaje final.

El rotor es apoyado en sus extremidades sobre los cuerpos de cojinetes donde están montados los cojinetes: radial en la extremidad posterior y radial axial en la extremidad anterior.

Los esfuerzos axiales son reducidos al mínimo debido a un principio de pistón de compensación donde se consiguen equilibrar el rotor en operación, compensando esfuerzos axiales que actúan sobre la rueda, evitando que partes del eje y del cojinete axial se dañen.

Fijados en la carcasa se encuentran los grupos expansores constituidos de inyectoros y diafragmas dispuestos de modo que permita el máximo aprovechamiento de vapor por parte del conjunto de álabes. En los diafragmas entre las etapas son montados anillos de separación o laberintos construidos en bronce especial.

En el cuadro N°2 se muestran los datos técnicos de la turbina:

Cuadro N°2. Datos técnicos de la turbina TGM

PARAMETROS DE DISEÑO	VALOR
Potencia en los bornes del generador	12340 kW
Presión de vapor vivo	33 bar(a)
Temperatura de vapor vivo	400°C
Flujo de vapor	105 Tn/h
Presión de vapor de escape	3 bar(a)
Consumo específico de vapor	8,5 kg/kWh
Rotación de la turbina	8000 rpm
Rotación del generador	1800 rpm

Fuente: Manual de Instrucciones TGM Turbinas TM 10000 – OS 40790

En los anexos N°22, 23 y 24 se pueden apreciar los esquemas principales de la turbina de contrapresión TGM, que son: esquema de circuito de vapor, esquema de circuito de aceite y esquema del sistema de seguridad – regulación respectivamente.

### **2.7.2 Dispositivos de protección y seguridad**

La turbina posee varios tipos de dispositivos de seguridad, protección y advertencia instalados en puntos estratégicos, que garantizan total protección a la turbina, operadores y componentes comprometidos. Son responsables del monitoreo constante de los equipamientos, programados para actuar instantáneamente a cualquier señal de anomalía durante la operación. Cada uno con sus particularidades, en funciones y locales diferentes, tienen como objetivo común evitar daños de cualquier naturaleza.

Los dispositivos de protección y seguridad actúan de forma independiente aunque estén interligados en algunas situaciones, poseen características propias en el lugar donde están instalados, teniendo funciones y límites predefinidos.

Otro punto común entre los dispositivos de seguridad es que la mayoría de ellos actúa sobre la válvula de cierre rápido de la turbina. Esta válvula es responsable por el bloqueo de entrada de vapor antes de la válvula de regulación haciendo que la turbina pare de funcionar inmediatamente.

Sobre los dispositivos de desarme (trip), que actúan sobre la válvula de cierre rápido podemos nombrar: disparador de cierre rápido, relé de cierre rápido, desarme manual mecánico, desarme manual eléctrico, presostato electro-

hidráulicos, válvula solenoide, válvula manual hidráulica y desarme por sobre velocidad eléctrico.

- **Válvula de cierre rápido**

La válvula de cierre rápido se encuentra acoplada al bloque de válvulas en la parte superior de la turbina.

Es a través de ella que el vapor va a pasar antes de entrar en el sistema de regulación y posteriormente en la turbina. Responsable por la “parada rápida” de la turbina mediante varios dispositivos que actúan sobre ella, posee también la característica de que el operador puede liberar gradualmente el vapor y evitar que la turbina vuelva a funcionar en alta rotación (Ver anexo N°25).

- **Disparador de cierre rápido**

Este dispositivo de protección mecánica actúa cada vez que la rotación de la turbina sobrepasa el límite establecido de rotación (aproximadamente 10% superior a la rotación nominal), desarmando la turbina automáticamente.

El disparador de cierre rápido consiste de un perno montado radialmente en el eje de la turbina. El buje sirve como guía del perno y como alojamiento de la arandela. El perno es guiado por el buje y la tuerca (esta está impedida de aflojarse por el tornillo). La excentricidad del perno con respecto a la línea del centro del eje se determina por una perforación en la línea del centro del perno.

El ajuste de la rotación del cierre rápido lo efectúan las arandelas que tensionan previamente el resorte, y consecuentemente alternan la rotación de desarme. Esta será tanto mayor como mayor sea la tensión previa en el resorte y viceversa (Ver anexo N°26).

- **Relé de cierre rápido**

El relé de cierre rápido y el disparador de cierre rápido trabajan en conjunto dentro del sistema de desarme de emergencia de la turbina.

El gatillo del relé al ser accionado mecánicamente por el perno del disparador de cierre rápido (cuando hay exceso de rotación), se destraba del émbolo principal que es automáticamente impulsado hacia atrás desarmando la turbina. Este movimiento instantáneo se produce porque el émbolo al ser armado, es forzado manualmente contra un resorte por la manija fijada en su extremidad. El émbolo es empujado a través del bloque del relé hasta que se encaja con el gatillo que, guiado por otro resorte, mantiene la posición del sistema armado.

Cuando se alcanza la rotación de trip o sobrevelocidad el perno del disparador actúa sobre el gatillo que se destraba rápidamente del émbolo; este, forzado por el resorte, se mueve hacia atrás bloqueando la entrada de aceite en el cilindro de la válvula de cierre rápido y simultáneamente lo descarga a través de orificios internos hacia la línea de retorno. Con la pérdida de presión del aceite, la válvula de cierre rápido se desarma paralizando la turbina automáticamente (Ver anexo N°27).

- **Válvula solenoide**

Otro dispositivo importante para seguridad de la turbina se usa en el circuito hidráulico y también actúa sobre la válvula de cierre rápido para el desarme de emergencia.

El tipo usado en este caso es la válvula 3 vías, normalmente cerrada en el voltaje de acuerdo con la alimentación local y la norma, de acuerdo con la dimensión del circuito hidráulico donde será montada.

Cuando la bobina se energiza, el émbolo sale de la posición de reposo y sube permitiendo el paso del aceite al cilindro de la válvula de cierre rápido. Al desenergizarla el émbolo baja bloqueando el paso del aceite

al cilindro y simultáneamente libera el aceite de la línea y del cilindro para retorno.

En esta operación, el desarme de la turbina es instantáneo. Como la válvula solenoide es un dispositivo que permite fácilmente ser accionada por señal eléctrica, es a través de ella que se interconectan otros varios dispositivos de desarme de emergencia como por ejemplo:

- Botón de emergencia: tipo “hongo” montado en el panel de control y/o en el panel central, se acciona manualmente.
- Fin de curso: montado en el intermedio del cilindro de cierre rápido, es accionado mecánicamente por el vástago de la válvula de cierre rápido, en el cierre de la válvula, a fin de desarmar el generador por impulsos eléctricos.
- Tacómetro: montado en el panel de control, emite una señal eléctrica al solenoide en cuanto se alcanza la rotación máxima permitida (trip).
- Presostato: montado en el panel de control y en el “rack”, emite una señal eléctrica al solenoide en cuanto la presión en la línea de la bomba o la presión de lubricación alcanzan valores inferiores a los permitidos.

- **Válvula manual**

El sistema también está provisto de una válvula de accionamiento manual para desarmar el sistema caso haya algún problema con los otros dispositivos de seguridad.

La válvula manual 3 vías también es montada en la línea donde se alimenta el cilindro de la válvula de cierre rápido. Así que detectado algún problema, estando el operador próximo a la turbina, se puede desarmar con un simple movimiento, girando la palanca de la válvula, bloqueando el flujo de aceite y parando la turbina.

### 2.7.3 Sistema de regulación de la turbina

Los datos de los equipos y dispositivos del sistema de regulación son los siguientes:

#### a) Regulador de Velocidad

- Tipo..... Regulador electrónico Woodward
- Accionamiento..... Sensores electrónicos
- ajuste de rotación..... 0 – 110%
- Tensión de alimentación... 20 – 45 Vcc

#### b) Conversor electrónico/hidráulico CPC

- Fabricante..... Woodward
- Tensión de alimentación..... 18 – 32 Vcc
- Señal de entrada..... 4 – 20 mA
- Señal hidráulica..... 2 – 4 kgf/cm<sup>2</sup>(g)

#### c) Servomotor

- Presión de regulación P3..... 2 – 5.23 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Presión de alimentación P1..... 7 – 8 kgf/cm<sup>2</sup>(g)

#### d) Válvulas de regulación

- Nº de válvulas..... 3
- Curso de regulación (máx.)..... 30 mm
- Presión de regulación P3..... 2 – 5.23 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Presión de regulación (máx.) P3.... 5.23 kgf/cm<sup>2</sup>(g)

El sistema de regulación está localizado en la parte superior de la turbina y, como el sistema de cierre rápido, también se acopla al bloque de válvulas.

El conjunto al que también llamamos válvulas de regulación tiene por objetivo controlar, de acuerdo con la necesidad de carga, la cantidad de flujo de vapor a enviar al interior de la turbina.

Las válvulas de regulación están compuestas por tres servomotores hidráulicos que actúan bajo impulso de aceite regulado, liberando el flujo de vapor en cantidades calculadas y distribuidas de acuerdo con sus respectivos grupos.

El sistema básicamente hidráulico se acciona en cuanto los servomotores, unidos a los vástagos de las válvulas por el acoplamiento, reciben del regulador de velocidad un impulso de aceite regulado (P3). A medida que este impulso comienza a alcanzar el rango preestablecido de presión (aprox. 2 a 3 kgf/cm<sup>2</sup>), los servomotores comienzan a actuar moviendo los vástagos de las válvulas en el sentido de abertura haciendo que el vapor ya liberado por la válvula de cierre rápido pase al interior de la máquina hasta los grupos inyectoros. Este movimiento, estando la máquina funcionando, varía abriendo o cerrando las válvulas de acuerdo con la solicitud de carga interpretada y transmitida por el regulador.

La carrera de abertura de las válvulas se indica por medio de un disco fijado al acoplamiento que se mueve, en funcionamiento, sobre una escala o plaqueta graduada fijada en el medio de la válvula.

- **Válvula de regulación**

La bancada del bloque de válvulas posee en su interior divisiones de cámaras capaces de individualizar el flujo de vapor por grupos, de acuerdo con el flujo requerido por el grupo inyector respectivo. Se fijan a las paredes de estas cámaras los cestos de las válvulas que sirven como guía del vástago de asiento para selladura del vapor.

El vástago también es guiado por un buje especial montado en la brida de guía interconectada a través de orificios con la cámara de purga.

El cesto, el vástago y el buje se fabrican con acero inoxidable de alta resistencia y para alta temperatura, además de recibir tratamiento térmico y superficial para aumentar la resistencia a la corrosión y al desgaste por fricción, (Ver anexo N°28).

- **Regulador de velocidad**

El regulador de velocidad electrónico/hidráulico tiene la función específica de convertir impulsos eléctricos enviados por sus sensores en impulsos hidráulicos, corrigiendo con rapidez y precisión la velocidad de la turbina en relación a su variación de su carga. Este sistema de control automático puede ser comandado y controlado a distancia a través de instrumentos y dispositivos propios.

- **Servomotor**

Los servomotores son el eslabón de unión entre el regulador de velocidad y las válvulas reguladoras de vapor. Es responsable por la correcta posición de las válvulas, debiendo su actuación ser precisa y libre de oscilaciones.

Los servomotores funcionan según el principio de la retroalimentación, o sea, a cada posición de émbolo piloto corresponde sólo una posición del pistón. Cualquier eventual desvío se autocompensa.

Principio de funcionamiento: La presión de impulso (P3), producida por el regulador, actúa sobre el émbolo piloto (4), contra la fuerza del resorte, forzándolo a desplazarse hacia la izquierda en busca de una posición de equilibrio. Al aproximarse al pistón el émbolo piloto hace que la presión del aceite (P1) admitido a través de la placa orificio aumente en la cámara del pistón, obligándolo a desplazarse hacia la izquierda. Cuando se aleja del pistón ocurre lo inverso. (Ver anexo N°29).

OBS:  $P3 = 2 \text{ kgf/cm}^2(\text{g})$  significa válvula de regulación cerradas

$P3 = 5.23 \text{ kgf/cm}^2 (\text{g})$  significa válvula de regulación totalmente abiertas.

## 2.7.4 Sistema hidráulico de la turbina

Los datos de los equipos y dispositivos del sistema de regulación son los siguientes:

### a. Instalación hidráulica – Datos generales

- Cantidad de aceite..... ISO VG 68
- Presión del aceite de lubricación..... 4 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Presión del aceite en los cojinetes:
  - ✓ Turbina ..... 0.8 – 1.8 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
  - ✓ Reductor..... 0.8 – 1.8 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Temperatura de aceite..... 45 ± 2 °C
- Temperatura de aceite en los cojinetes... 55 – 80°C
- Temperatura del metal antifricción..... 70 – 95°C

### b. Tanque de aceite

- Capacidad..... 6500 litros
- Circulación de aceite..... 9.6 lt/hr

### c. Bomba principal de aceite

- Tipo..... Netzsch 96/132
- Construcción..... Husos
- Velocidad de giro..... 1500 rpm
- Presión de operación..... 10 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Flujo volumétrico..... 59.6 m<sup>3</sup>/hr

### d. Motobomba auxiliar

- Tipo..... Netzsch 96/132
- Construcción..... Husos
- Velocidad de giro..... 1800 rpm
- Presión de operación..... 10 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Flujo volumétrico..... 61.6 m<sup>3</sup>/hr
- Accionamiento..... Motor eléctrico
- Potencia del motor..... 40 CV

- Tensión/frecuencia..... 40 V/60 Hz
- Clase de protección..... IP55

e. Bomba de emergencia

- Tipo..... Netzsch 96/132
- Construcción..... Engranajes
- Velocidad de giro..... 1750 rpm
- Presión de operación..... 0.1 – 1.0 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Flujo volumétrico..... 12.18 m<sup>3</sup>/hr
- Accionamiento..... Motor eléctrico
- Potencia del motor..... 5 CV
- Tensión/frecuencia..... 125 Vcc
- Clase de protección..... IP54

f. Enfriador doble de aceite

- Tipo..... TGM Turbinas
- Construcción..... Doble/casco-tubos
- Área de transferencia..... 45 m<sup>2</sup>
- Capacidad de transferencia..... 259667.6 kcal/hr
- Casco – fluido..... Aceite
- Flujo volumétrico..... 42.6 m<sup>3</sup>/hr
- Presión de operación..... 10 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Presión de prueba..... 15 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Temperatura de entrada..... 60°C
- Temperatura de salida..... 45°C
- Tubos – fluidos..... Agua
- Flujo volumétrico..... 60 m<sup>3</sup>/hr
- Presión de operación..... 4 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Presión de prueba..... 9 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Temperatura de entrada..... 32°C
- Temperatura de salida..... 37°C

g. Filtro de aceite

- Tipo..... 60 m<sup>3</sup>/hr
- Construcción..... Tipo cesto doble
- Conexión..... 4" 150 lb ANSI B 16.1
- Flujo volumétrico..... 710.2 lt/min
- Pérdida de carga (limpio)..... 0.03 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Presión de operación..... 8 – 10 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Presión de prueba..... 18 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Grado de filtrado..... 25 µm
- Temperatura de operación..... 60°C

h. Ventilador de niebla

- Tipo..... W50
- Rotación nominal..... 3420 rpm
- Potencia..... 1.5 CV
- Tensión/frecuencia..... 440V/ 60Hz

i. Válvula reductora de presión

- DN/PN..... 80 mm/40 bar
- Presión antes de la válvula..... 8 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Presión después de la válvula.... 4 kgf/cm<sup>2</sup>(g)

j. Válvula de alivio

- DN/PN..... 80 mm
- Presión antes de la válvula..... 8 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Presión después de la válvula.... 0 kgf/cm<sup>2</sup>(g)

k. Válvula de seguridad

- DN/PN..... 80 mm
- Presión antes de la válvula..... 8 kgf/cm<sup>2</sup>(g)
- Presión después de la válvula.... 0 kgf/cm<sup>2</sup>(g)

Cada uno de los equipos del conjunto turbogenerador necesita para su funcionamiento el abastecimiento de aceite para lubricación y enfriamiento de los cojinetes, y en el caso de la turbina, para el sistema de regulación, que debe estar a disposición respetando las características de cada máquina.

El sistema de aceite consiste básicamente de: tanque de aceite, bomba principal de aceite, bomba auxiliar de aceite, enfriador de aceite, filtro doble de aceite 25  $\mu\text{m}$  y válvula reductora de presión.

Después de la descarga de la bomba, el aceite pasa por el enfriador y filtro derivando hacia las líneas de regulación y seguridad a una presión de 8  $\text{kgf/cm}^2$  y para el sistema de lubricación a una presión de 4  $\text{kgf/cm}^2$  después de pasar por una válvula reductora de presión.

Los cojinetes de la turbina, del reductor y del generador se alimentan a través de placas de orificio ajustables en líneas individuales de abastecimiento.

Todo el sistema de aceite se controla rígidamente mediante dispositivos que acciona la bomba auxiliar, desarmando el turbo en situaciones críticas. Estos dispositivos también previenen el arranque o rotación de la turbina cuando la presión de aceite es suficiente.

- **Tanque de aceite**

El sistema hidráulico está equipado con un depósito de aceite con capacidad para 6500 litros instalado como base del conjunto turbo-reductor. Internamente, el tanque de aceite está separado por un filtro y una chapa (desvío). Esta separación permite individualizar la succión de las bombas de aceite y el retorno de aceite de los equipos al tanque, obligando al aceite circular por el tanque y a pasar por el filtro antes de la cámara de succión. Este proceso evita que pasen impurezas a la cámara de succión, además de auxiliar en el enfriamiento del aceite en movimiento y a depositar partículas de suciedad en el fondo del tanque.

Esta suciedad se sedimenta en el fondo de la cámara de retorno y con el auxilio de un fondo inclinado, se puede purgar con mayor facilidad.

El filtro puede limpiarse incluso durante el funcionamiento. Un visor de nivel de aceite estratégicamente colocado permite el control del nivel de llenado.

Como accesorios, en tanque todavía posee un respirador y un extractor de neblina que son responsables por el retiro de aire y gases que son creados encima del nivel de aceite debido a la circulación del mismo.

Para minimizar esta formación de neblina es previsto una tubería interna de retorno de aceite que lo conduce horizontalmente y evita choques con el fluido almacenado. Se recomienda que la temperatura de aceite en el tanque sea superior a 25°C, para caso en que esa condición no sea obedecida el tanque es equipado con una resistencia de calentamiento que deberá ser conectada en el arranque.

- **Bombas de aceite**

Son del tipo husillos (tornillos), siendo la bomba principal accionada directamente por el reductor y la bomba auxiliar acoplada a un motor eléctrico.

Durante el arranque del conjunto turbogenerador, la lubricación y regulación son abastecidas por la bomba auxiliar, mientras que en funcionamiento normal la bomba principal abastece todo el sistema. En una eventual fase de parada, cuando la presión de lubricación cae ( $< 6 \text{ kgf/cm}^2$ ) o cuando surge algún problema con la bomba principal, el presostato arranca la bomba auxiliar automáticamente.

Para situaciones de emergencia, o sea, fallas del sistema principal o cualquier incapacidad de la motobomba auxiliar, está prevista una motobomba de emergencia para remplazar la lubricación de los cojinetes del turbogenerador en la parada de la turbina. El conjunto de emergencia está constituido por una bomba de engranajes accionada por un motor eléctrico de corriente continua, lo que garantiza su funcionamiento incluso en ausencia de energía.

Como se nota, esta solo tiene capacidad para abastecer el sistema de lubricación, no teniendo ninguna función de abastecer el sistema de regulación de la máquina lo que impide la operación de la turbina.

- **Enfriador de aceite**

Está previsto en la instalación hidráulica un enfriador de aceite instalado después de la salida de las bombas con el objetivo de transferir el calor del aceite generado por los cojinetes al agua de refrigeración.

Se trata de un intercambiador de calor de doble bloque (principal y auxiliar) tipo carcasa-tubos (1-2) montado para facilitar su desarme para mantenimiento y limpieza periódica.

- **Filtro doble de aceite 25  $\mu\text{m}$**

Dando secuencia al circuito hidráulico, se instala, detrás del enfriador de aceite, un filtro doble con grado de filtraje 25  $\mu\text{m}$ . El filtro doble es intercambiable en funcionamiento, con sistema de conmutación a través de una volante y dos válvulas esferas, sin interrupción de flujo.

Además de las conexiones de purga, los filtros poseen eliminadores de aire que evitan perturbaciones en el sistema de funcionamiento.

- **Válvula reductora de presión DN80**

Después de la salida del filtro doble de 25  $\mu\text{m}$  el circuito deriva al sistema de regulación, seguridad y lubricación. En este punto la presión de la línea es de cerca de 8  $\text{kgf/cm}^2$ . Una válvula reductora proporciona una reducción de 8 para 4  $\text{kgf/cm}^2$  en la línea de alimentación de los cojinetes en condiciones nominales de funcionamiento.

- **Válvula de alivio/seguridad de presión DN80**

Después de la salida de las bombas, el circuito deriva hacia el conjunto intercambiador – filtro, la línea en la cual la presión es de cerca 9  $\text{kgf/cm}^2$  controlado por una válvula de alivio. La válvula de seguridad

que actúa en el mismo punto asegura una presión máxima de aproximadamente 10 kgf/cm<sup>2</sup>.

### 2.7.5 Calidad de Vapor en la Turbina TGM

Los depósitos o incrustaciones en las turbinas provocadas por vapor contaminado pueden producir perturbaciones termodinámicas y mecánicas como por ejemplo rotura de álabes.

El costo del tratamiento del agua es relativamente bajo comparado con los daños provocados por las incrustaciones derivadas de la presencia de impureza. Los siguientes índices indican los valores máximos:

Cuadro N°3. Parámetros de referencia del condensado de vapor vivo.

VALORES DE REFERENCIA PARA CONDENSADO DEL VAPOR VIVO			
Presión de vapor	Hasta 32 bar	De 33 a 52 bar	Superior a 53 bar
Conductividad a 25°C para agua libre de CO <sub>2</sub>	< 0,5 μS/cm		< 0,3 μS/cm
Oxido de silicio (SiO <sub>2</sub> ) (ppb)	< 50	< 25	< 10
Hierro (Fe) (ppb)	< 30	< 15	< 5
Demás metales pesados (ppb)	< 20	< 10	< 2
Sodio (Na) + Potasio (K) (ppb)	< 20	< 10	< 2
Alcalinidad total (ppb)	< 100	< 60	< 50
Dureza	0		

Fuente: Manual de Instrucciones TGM Turbinas TM 10000 – OS 40790

Manteniéndose la calidad del vapor como se indica, prácticamente no se observan incrustaciones en el rotor de la turbina, los lavados son innecesarios.

El mantenimiento de estos índices no garantiza la completa ausencia de depósitos e incrustaciones, pero si podemos decir que permiten un funcionamiento seguro y confiable.

**CAPITULO III**  
**MATERIALES Y MÉTODOS**

### **3.1 POBLACIÓN Y MUESTRA**

En esta investigación, la muestra y la población viene a ser la misma, la Turbina de Contrapresión de la Empresa Agroindustrial Casa Grande S.A.A

### **3.2 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN**

La generación de energía eléctrica mediante la Turbina de Contrapresión TGM se realiza gracias a la generación de vapor de las calderas bagaceras (N°5, N°10, N°11 y N°12), y la generación de energía eléctrica mediante la Turbina de Condensación – extracción SIEMENS se realiza gracias a la generación de vapor de la Caldera a Carbón de Lecho Fluido Circulante (CFB). Las calderas bagaceras están diseñadas para despachar vapor a 32 bar(g) de presión y 390°C de temperatura (todo este vapor de las calderas bagaceras van a un colector llamado “anillo de vapor”), la caldera a carbón está diseñada para despachar vapor a 68 bar(g) de presión y 490°C de temperatura. Cabe resaltar que la caldera a carbón también despacha vapor a la turbina de contrapresión TGM, por medio de una estación reductora de presión de 68/32 bar.

La demanda de energía eléctrica es variable debido a que se rige según la disponibilidad y carga de la molienda del ingenio, lo mismo ocurre con la demanda de vapor para los procesos de elaboración. Esto hace que las calderas y las turbinas sufran variaciones en los parámetros que lo rigen y por consiguiente en su funcionamiento.

Cuando se tiene mayor demanda de vapor para los procesos de elaboración de azúcar, lo que se requiere en sí es el aumento de presión para su buen funcionamiento. Esto se logra con el ingreso de vapor de las calderas bagaceras hacia una estación reductora de presión de 32/2 bar, logrando de esta manera mantener la presión requerida  $\geq 1.3$  bar en la contrapresión para el proceso de elaboración, pero uno de los problemas que se tiene debido a esto, es una ligera disminución de la presión del “anillo de vapor” que despacha vapor a la turbina de contrapresión TGM.

En el caso de la demanda de la Potencia eléctrica, al incrementarse la demanda se tiene las siguientes consecuencias en ese momento:

- Disminución de la presión de admisión de vapor a la turbina
- Disminución de la temperatura de admisión de vapor a la turbina

- Incremento del flujo de vapor de admisión

Por consiguiente lo que se realiza para recuperar estos parámetros a los valores ideales de operación es aumentar la carga de las calderas, y para esto se incrementa la alimentación de combustible y el aire para combustión. Con esto recuperamos las condiciones normales de despacho de vapor y mantenemos una buena confiabilidad en el funcionamiento de la turbina.

En el caso de que disminuya la demanda de potencia eléctrica, se tiene las siguientes consecuencias en ese momento:

- Incremento de la presión de admisión de vapor a la turbina
- Incremento de la temperatura de admisión de vapor a la turbina
- Incremento de la temperatura de escape de la turbina
- Disminución del flujo de vapor de admisión

En este caso, cuando se tiene una disminución de la demanda de la potencia eléctrica, si el incremento de la presión y temperatura se encuentra dentro de los límites permitidos, la turbina puede trabajar sin complicaciones. En el caso que la presión y las temperaturas fueran demasiadas elevadas, lo que se puede hacer son dos cosas:

- Disminuir la carga de las calderas hasta llegar a mantener las condiciones normales de despacho de vapor para la turbina.
- Debido a que se puede regular la carga de la Turbina de condensación – extracción SIEMENS a voluntad, podemos pasar un porcentaje de la carga de esta turbina hacia la turbina de contrapresión TGM. Logrando así equilibrar las condiciones de vapor a valores normales de operación y además se logra aumentar el rendimiento y disminuir el consumo específico de vapor de la turbina de contrapresión.

Conociendo el comportamiento de la demanda de vapor y la demanda de potencia eléctrica, se plantea elaborar un estudio sobre la influencia de la variación de los parámetros de operación y en base a esto establecer las condiciones aceptables de estos parámetros con el fin de mantener un adecuado funcionamiento y eficiente generación de energía. También se plantea un estudio para evaluar el estado interno de

la turbina con el fin de saber si se tienen depósitos (incrustaciones) en las partes internas de la turbina y los daños internos como por ejemplo en los sellos laberintos.

Se realizará un levantamiento de todos los parámetros de operación, a cargas variables durante la operación real en el Ingenio. Se procesarán estos valores, determinando así los ratios energéticos de operación.

Posteriormente se realizarán las curvas de operación tanto para evaluar su adecuado funcionamiento y estado interno de la turbina. Con esto estableceremos las condiciones aceptables de operación y tendremos también las curvas que nos permitirán diagnosticar el estado en que se encuentra internamente la turbina de contrapresión.

### **3.3 TÉCNICAS, INSTRUMENTACIÓN E INFORMANTES PARA OBTENER LOS DATOS**

Las técnicas a utilizar para el desarrollo de este trabajo son las siguientes:

El análisis documental, que tiene como instrumento fichas textuales, de resumen e internet, y de fuentes a libros, revistas, manuales y páginas web de Turbinas de vapor.

La entrevista, para tener un panorama claro en la operación de la turbina y detalles necesarios para el estudio, esta técnica tiene como instrumento una guía de entrevista y de informantes a los operadores técnicos del área.

La observación de campo, técnica para obtener, procesar y analizar la influencia de los parámetros de operación de vapor en la turbina, esta técnica tiene como instrumentos de registro y medición a lo siguiente:

- Guía de observación de campo
- Tabla de registro de datos
- Manómetro de Presión de admisión de vapor
- Termómetro de Temperatura de admisión de vapor
- Manómetro de Presión de vapor en la cámara de rueda de regulación
- Manómetro de Presión de vapor de contrapresión (escape)
- Termómetro de Temperatura de vapor de contrapresión (escape)
- Vatímetro en bornes del generador eléctrico

Y cuenta como informantes a mi persona como propio investigador y las estaciones de medida (sala de operación). En el anexo N°30 se puede visualizar los parámetros de operación en el monitor del circuito de vapor de la turbina.

### **3.4 VARIABLES DE ESTUDIO**

#### **a. Variables Dependiente**

- Consumo específico de vapor (CEV)
- Flujo de vapor de admisión
- Presión en la cámara de la rueda de regulación
- Rendimiento relativo interno de la turbina
- Temperatura de vapor de contrapresión

#### **b. Variables Independientes**

- Presión de admisión de vapor
- Temperatura de admisión de vapor

#### **c. Variables intervinientes**

- Demanda de vapor para proceso de fábrica
- Potencia del generador eléctrico
- Presión de vapor de contrapresión
- Generación de vapor de cada caldera

### **3.5 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO**

Este procedimiento presenta de manera secuencial la obtención de datos, procesamiento y análisis de la influencia de los parámetros de operación de la turbina de contrapresión para establecer las condiciones estables de operación y obtener los gráficos de diagnóstico del estado interno de la turbina. Los datos son registrados cuando la turbina está limpia internamente.

#### **a. Obtención de datos**

Los datos necesarios para la realización del estudio se obtienen por medio de los monitores y tableros de operación, en los cuales tenemos los siguientes parámetros de operación:

- Presión de admisión de vapor
- Temperatura de admisión de vapor
- Presión de vapor de contrapresión (escape)
- Temperatura de vapor de contrapresión (escape)
- Presión en la cámara de la rueda de regulación
- Potencia del generador eléctrico

Estos datos son llenados en una tabla de registro, en intervalos de una hora, durante unos quince días (desde 18-06-2012 hasta 06-07-2012, de lunes a viernes), los datos se tomarán a diferentes cargas, máximas y mínimas reales de operación, para poder realizar un análisis correcto del comportamiento de la turbina.

#### **b. Cálculo del rendimiento relativo interno de la turbina**

Se procede a determinar la entalpía de vapor de ingreso y de salida (real) y la entalpía de vapor de salida isoentrópica. Luego procedemos a calcular el salto térmico disponible  $H_0$  y utilizado  $H_i$ , con las ecuaciones N°2 y N°3 respectivamente.

Utilizando la ecuación N°6, determinamos el rendimiento relativo interno de la turbina  $\eta_{ri}$ . Este rendimiento se ha determinado para diferentes cargas variables reales de operación de la turbina.

#### **c. Cálculo del flujo másico de vapor de admisión de la turbina**

Utilizando la ecuación N°14, determinamos el flujo másico de vapor de admisión, considerando además que el rendimiento mecánico de la turbina, rendimiento del reductor de velocidad y el rendimiento del generador eléctrico son prácticamente constantes para diferentes cargas, el rendimiento promedio es de 97%, 97% y 97.5% respectivamente.

**d. Cálculo del Consumo específico de vapor (CEV)**

Teniendo los valores del flujo másico de vapor de admisión y las lecturas de la Potencia eléctrica, se determina el CEV para diferentes cargas variables, utilizando la ecuación N°15. Este parámetro nos da un panorama claro del rendimiento de trabajo de la turbina para diferentes cargas de demanda en el ingenio, lo conveniente es analizar el comportamiento de este parámetro con el rendimiento relativo interno considerando todas las cargas variables de trabajo, y evaluando a la vez los parámetros de vapor de ingreso y de salida ya que influyen de manera notoria la variación de estos.

**e. Obtención de la Curva Presión cámara de rueda regulación vs Potencia eléctrica.**

Se realiza esta curva para saber la variación de la presión de la cámara de rueda de regulación con respecto a la carga, esta curva es de vital importancia para el diagnóstico del estado interno de la turbina, su monitoreo debe ser permanente, y consta en lo siguiente:

Para una determinada Potencia  $P_{gen}$  se tiene una presión en la cámara de regulación  $P_{c.regul,1}$ . Si en el transcurrir del tiempo para esta misma potencia  $P_{gen}$  se tiene una presión en la cámara de regulación  $P_{c.regul,2}$ , siendo  $P_{c.regul,2} > P_{c.regul,1}$ , es indicio de que se tienen incrustaciones dentro de la turbina, ya sea en las toberas distribuidoras o en los álabes de la rueda de regulación y/o daños en los laberintos lado frontal. Para una buena confiabilidad en la operación de la turbina se recomienda que la variación de la presión de la cámara de regulación no sea mayor al 10% del valor registrado en la curva (considerado completamente limpia en el interior de la turbina) para un rango de flujo de vapor entre el 50 y 100% del flujo nominal. Esta curva debe analizarse cuando se tienen los parámetros de vapor bajo las condiciones de estabilidad.

**f. Obtención de la Curva Presión cámara de rueda regulación vs Flujo de vapor.**

Esta curva es complemento de la curva anterior, para verificar el flujo másico de vapor con respecto a la variación de la presión de la cámara de regulación. Y poder cuantificar el incremento de este flujo de vapor, cuando se tiene un incremento de la presión de la cámara de regulación (es cuando se tienen incrustaciones en la turbina) para una misma potencia. Esta curva debe analizarse cuando se tienen los parámetros de vapor bajo las condiciones de estabilidad.

**g. Obtención de la Línea de Williams (Flujo de vapor vs Potencia eléctrica)**

Esta gráfica es la más utilizada e indispensable en cualquier central termoeléctrica a turbinas de vapor. Nos sirve para determinar cualitativamente y cuantitativamente el funcionamiento termodinámico (monitoreo diario) y también para el diagnóstico del estado interno de la turbina, verificando el incremento del flujo másico de vapor para una determinada potencia eléctrica en el transcurrir del tiempo de operación.

Esta gráfica es más precisa si se tienen los parámetros de vapor bajo las condiciones de estabilidad.

**h. Obtención de la Curva CEV vs Rendimiento relativo interno**

Esta curva nos da un panorama claro del comportamiento de la turbina a diferentes cargas variables y variaciones de los parámetros de vapor y es en la cual establecemos las condiciones de operación de la turbina.

**i. Obtención de la Curva %Carga vs Rendimiento relativo interno**

Al igual que la curva anterior, en esta curva también analizamos el comportamiento de la turbina bajo la influencia del porcentaje de la carga eléctrica de salida que se tiene con respecto a la Carga nominal de 12340 kW. Se considera y analiza también en esta curva la influencia de la variación de los parámetros de vapor. También establecemos en esta gráfica las condiciones de operación.

#### **j. Obtención de la Curva %Carga vs CEV**

Realizando esta curva también analizamos el comportamiento de la turbina, que nos da un panorama al igual que la obtención de la curva anterior, la variación del consumo específico del vapor con respecto a los porcentajes de cargas del generador eléctrico.

**CAPITULO IV**  
**CÁLCULOS Y RESULTADOS**

## 4.1. Cálculos

### a. Recolección de datos

En el Anexo N°31 se presenta el cuadro donde se muestran todos los datos tomados para el estudio.

Para los cálculos se toman como muestra los datos del día 18 de junio a las 11:00 a.m.

Cuadro N°4. Datos de operación registrados del día 18 de Junio del 2012.

Mes	Junio	Parámetros recolectados del día 18 de Junio del 2012.					
Día	Hora	P.admisión	P.salida	T° admisión.	T° Salida.	P.Cámara Rueda	Pot. Gener.
		(bar abs.)	(bar abs.)	(°C)	(°C)	(bar man.)	(Kw)
18	11:00	33,8	2,67	382	140	12,92	9126

Fuente: Manual de Instrucciones TGM Turbinas TM 10000 – OS 40790

### b. Cálculo del rendimiento relativo interno y del flujo másico de vapor de la turbina

Tomaremos como muestra los datos del día 18 de junio a las 11:00 a.m. para determinar el rendimiento relativo interno y el flujo másico de vapor.

- Hallamos en tabla las entalpías de vapor de admisión y de salida (real e isoentrópica).

Para 33,8 bar (abs) y 382°C de admisión tenemos:  $i_0 = 3184,7$  kJ/kg

Para 2,67 bar (abs) y 140°C de salida tenemos:  $i_2' = 2741,8$  kJ/kg

Para determinar la entalpía  $i_2$  isoentrópica, se sabe que  $s_0 = s_2 = 6,7982$  kJ/kg°C, sabiendo la entropía podemos saber en la tabla termodinámica de vapor el valor de  $i_2 = 2626,83$  kJ/kg.

Utilizando las ecuaciones N°2 y N°3 calculamos el salto térmico disponible y utilizado respectivamente:

$$H_0 = 3184,7 \text{ kJ/kg} - 2626,83 \text{ kJ/kg} = 557,87 \text{ kJ/kg}$$

$$H_i = 3184,7 \text{ kJ/kg} - 2741,8 \text{ kJ/kg} = 442,9 \text{ kJ/kg}$$

Utilizando la ecuación N°6 calculamos el rendimiento relativo interno.

$$\eta_{ri} = \frac{442,9 \text{ kJ/kg}}{557,87 \text{ kJ/kg}} = 0,774$$

Utilizando la ecuación N°14 calculamos el flujo másico de vapor, considerando además que el rendimiento mecánico de la turbina, rendimiento del reductor de velocidad y el rendimiento del generador eléctrico son prácticamente constantes para diferentes cargas, el rendimiento promedio es de 97%, 97% y 97.5% respectivamente.

$$m_v = \frac{9126 \text{ kW}}{442,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * 0,97 * 0,97 * 0,975} = 22,46 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} = 80,86 \frac{\text{Tn}}{\text{h}}$$

De la misma manera se determinan los flujos másicos de vapor para los demás datos tomados, el cuadro se puede apreciar en el Anexo N°31.

**c. Cálculo del consumo específico del vapor (CEV)**

Continuando con la muestra de los datos del día 18 de junio a las 11:00 a.m. determinamos el CEV utilizando la ecuación N°15.

$$\text{CEV} = \frac{22,46 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} * 3600}{9126 \text{ kW}} = 8,86 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$$

De la misma manera se determinan los CEV para los demás datos tomados, el cuadro se puede apreciar en el Anexo N°31.

**d. Cálculo del % de Carga del Generador y de las variaciones de los parámetros de vapor de admisión y de salida.**

Continuando con la muestra de los datos del día 18 de junio a las 11:00 a.m. determinamos el % de carga y las variaciones de los parámetros.

$$\%Carga = \frac{P_{gen.medido}}{Potencia\ nominal} * 100\% = \frac{9126kW}{1230kW} * 100\% = 73,95\%$$

Basándonos en lo indicado por el manual de la Turbina TGM, determinamos las variaciones de los parámetros de vapor:

- Variación de la presión de admisión.

Utilizando la ecuación N°16:

$$\Delta P_{adm.} = \left( \frac{33,8bar - 33bar}{33bar} \right) * 100\% = 2,42\% < 5\%$$

La variación de la presión de admisión está dentro del rango permitido, y por lo tanto, este parámetro está dentro de la condición de estabilidad.

- Variación de la temperatura de admisión.

Utilizando la ecuación N°17:

$$\Delta T_{adm.} = \left( \frac{382^{\circ}C - 400^{\circ}C}{400^{\circ}C} \right) * 100\% = -4,50\% > -7\%$$

La variación de la temperatura de admisión está dentro del rango permitido, y por lo tanto, este parámetro está dentro de la condición de estabilidad.

- Variación de la presión de salida

Utilizando la ecuación N°18:

$$\Delta P_{sal.} = \left( \frac{2,67bar - 3bar}{3bar} \right) * 100\% = -11\% < -10\%$$

La variación de la presión de salida está fuera del rango permitido, y por lo tanto, este parámetro está fuera de la condición de estabilidad. Pero la condición de estabilidad para este parámetro solo resulta desfavorable cuando se supera el valor límite superior  $\Delta P_{sal.} = 10\%$ , pues cabe señalar que para la operación de la turbina los valores negativos (-) de la variación  $\Delta P_{sal.}$  resultan favorables porque ofrecen mayor salto térmico.

***Lo que si se tiene que tomar en cuenta es que esta presión de salida no sea menor al valor mínimo requerido para los procesos de fábrica (elaboración de azúcar), cuyo valor debe ser  $\geq 2,3$  bar(abs.).***

Cuando se realizan las curvas de operación y de diagnóstico del estado interno de la turbina se toma en cuenta esta observación y se considera como condición de estabilidad para valores de presión de salida  $\geq 2,3$  bar(abs.). En las curvas y en el cuadro del anexo N°31 se podrán notar además las irregularidades en el comportamiento termodinámico que ocasionan los valores de presión de salida de vapor  $< 2,3$  bar(abs).

#### **4.2. Resultados**

Los resultados obtenidos están orientados a los objetivos específicos planteados al inicio de este trabajo y se detallan a continuación:

1. Los ratios energéticos de operación determinados a carga variable se muestran en el cuadro N°5 y en el anexo N°31. Los valores determinados que se muestran en el cuadro N°5 corresponden únicamente a los parámetros de vapor que cumplen con las condiciones de estabilidad de operación, a diferencia del cuadro presentado en el anexo N°31 que muestra todos los valores tomados para este estudio, incluyendo los parámetros de vapor que no cumplen con las condiciones de estabilidad de operación.
2. Se realizan las gráficas de las curvas de operación bajo las condiciones de estabilidad de operación, las cuales son:
  - Gráfica N°1: Curva Presión cámara de rueda regulación vs Potencia eléctrica.
  - Gráfica N°2: Curva Presión cámara de rueda regulación vs Flujo de vapor.
  - Gráfica N°3: Línea de Williams.
3. Se establecen las condiciones de operación en base a las gráficas de las curvas de estudio, considerando todos los datos tomados (parámetros de vapor que están bajo las condiciones de estabilidad y de no estabilidad).

Las gráficas de estudio considerando todos los datos registrados son las siguientes:

- Gráfica N°4: Curva %Carga vs Rendimiento relativo interno.
- Gráfica N°5: Curva CEV vs Rendimiento relativo interno.

Las gráficas de estudio considerando únicamente los parámetros de vapor en las condiciones de estabilidad son las siguientes:

- Gráfica N°6: Curva %Carga vs Rendimiento relativo interno, en condiciones de estabilidad.
- Gráfica N°7: Curva CEV vs Rendimiento relativo interno, en condiciones de estabilidad.
- Gráfica N°8: Curva %Carga vs CEV, en condiciones de estabilidad.

4. Se realizan las gráficas de monitoreo para diagnosticar el estado interno de la turbina, en base a los parámetros de operación, estas gráficas son las siguientes:

- Gráfica N°9: Curva Presión cámara de rueda regulación vs Potencia eléctrica, con %Carga  $\geq 50\%$
- Gráfica N°10: Curva Presión cámara de rueda regulación vs Flujo de vapor, con %Carga  $\geq 50\%$
- Gráfica N°3: Línea de Williams.

Cuadro N°5. Parámetros y ratios energéticos de operación determinados a carga variable y en condiciones de estabilidad de operación.

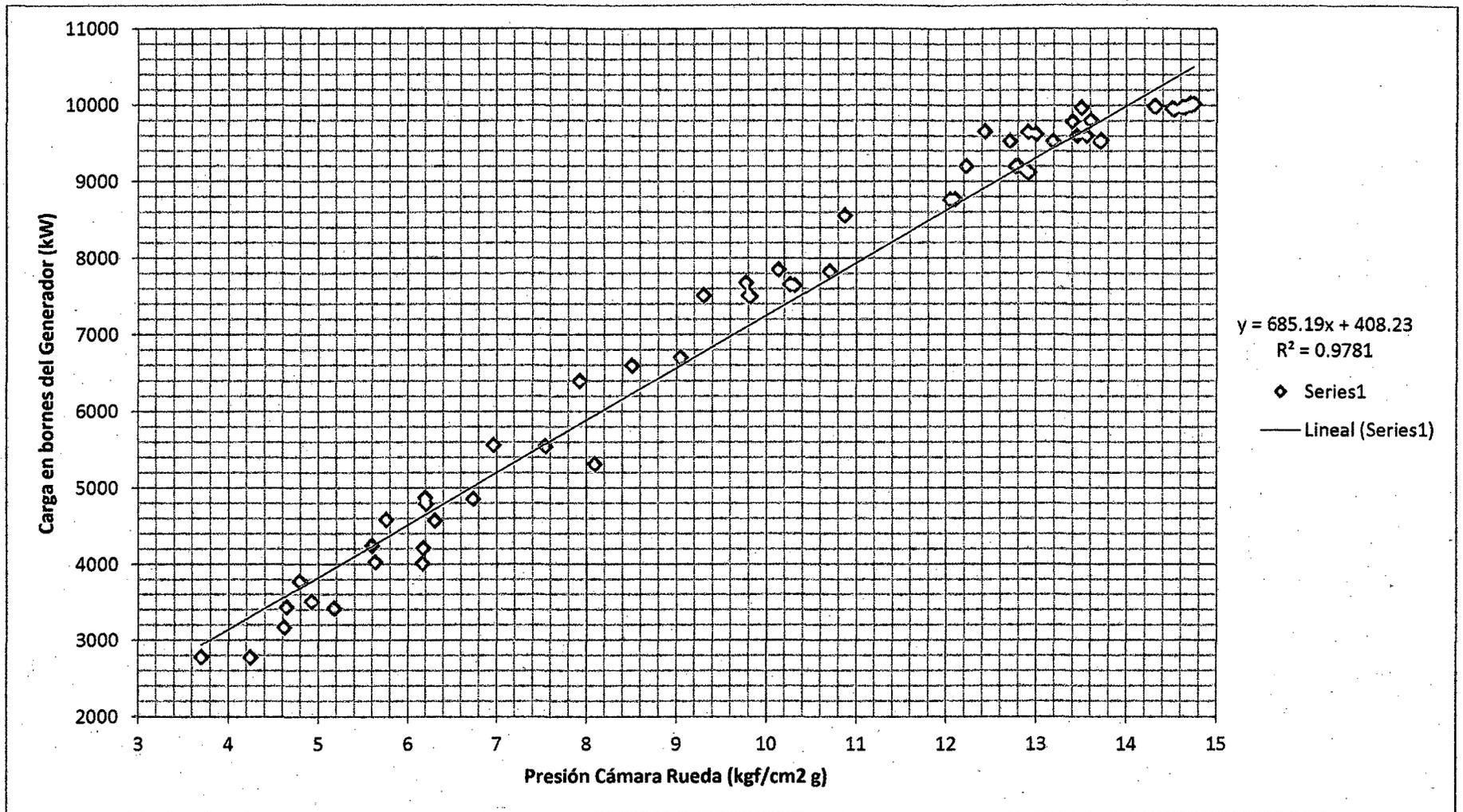
MES	JUNIO	PARÁMETROS RECOLECTADOS						VARIACION DE PARÁMETROS RESPECTO A DISEÑO			PARÁMETROS DETERMINADOS			RATIOS DETERMINADOS	
DIA	HORA	Presión admisión	Presión salida	T° admisión.	T° salida.	P.Cámara Rueda	Pot. Gener.	ΔP admisión	ΔT° entrada	ΔP salida	% Carga	Hi	mv. real	CEV	η ri (horario)
		(bar abs.)	(bar abs.)	(°C)	(°C)	(bar man.)	(Kw)	%	%	%	%	(kJ/kg)	Ton/hr	kg/kWh	(p.u.)
18	11:00	33,8	2,67	382	140	12,92	9126	2,42	-4,50	-11,00	73,95	442,9	80,86	8,86	0,794
	12:00	32,8	2,33	375	133	12,04	8766	-0,61	-6,25	-22,33	71,04	440,3	78,13	8,91	0,772
19	8:00	33,4	2,4	386	140	9,82	7506	1,21	-3,50	-20,00	60,83	450,5	65,38	8,71	0,779
	11:00	33,5	2,54	386	139	13,71	9526	1,52	-3,50	-15,33	77,20	453,7	82,39	8,65	0,798
	12:00	33,2	2,39	388	137	12,77	9198	0,61	-3,00	-20,33	74,54	461,6	78,20	8,50	0,796
	13:00	31,9	2,4	376	138	10,7	7830	-3,33	-6,00	-20,00	63,45	434,3	70,75	9,04	0,773
	14:00	32,3	2,41	376	138	10,31	7650	-2,12	-6,00	-19,67	61,99	433,7	69,22	9,05	0,770
	15:00	31,5	2,35	384	136	13	9630	-4,55	-4,00	-21,67	78,04	457,3	82,64	8,58	0,801
20	10:00	33	2,4	382	135	13,6	9810	0,00	-4,50	-20,00	79,50	452,6	85,06	8,67	0,790
	11:00	33	2,53	384	141	13,56	9612	0,00	-4,00	-15,67	77,89	445,6	84,65	8,81	0,788
	13:00	32	2,6	379	140	14,74	10026	-3,03	-5,25	-13,33	81,25	438,7	89,68	8,95	0,796
	15:00	32,1	2,63	377	142	14,64	9972	-2,73	-5,75	-12,33	80,81	429,9	91,03	9,13	0,784
	16:00	32,1	2,68	383	145	14,71	10008	-2,73	-4,25	-10,67	81,10	437,8	89,71	8,96	0,796
	17:00	32,3	2,69	383	145	14,52	9954	-2,12	-4,25	-10,33	80,66	437,4	89,30	8,97	0,795
	18:00	32,8	2,65	384	145	14,32	9990	-0,61	-4,00	-11,67	80,96	438,4	89,42	8,95	0,788
21	13:00	32,6	2,51	383	165	6,73	4860	-1,21	-4,25	-16,33	39,38	392,7	48,57	9,99	0,696
	14:00	31,5	2,7	388	178	6,16	4014	-4,55	-3,00	-10,00	32,53	379,34	41,52	10,34	0,690
	15:00	32,9	2,68	381	156	9,04	6708	-0,30	-4,75	-10,67	54,36	408,2	64,49	9,61	0,739
	18:00	32,9	2,72	372	160	8,09	5310	-0,30	-7,00	-9,33	43,03	377,1	55,26	10,41	0,697
22	17:00	31,6	2,31	395	173	6,3	4572	-4,24	-1,25	-23,00	37,05	403,22	44,50	9,73	0,690
	18:00	33,1	2,33	396	174	4,61	3168	0,30	-1,00	-22,33	25,67	400,98	31,00	9,79	0,679
26	11:00	33	2,34	396	177	4,24	2774	0,00	-1,00	-22,00	22,48	396,6	27,45	9,89	0,673

	12:00	33	2,43	392	180	5,17	3420	0,00	-2,00	-19,00	27,71	381,8	35,15	10,28	0,659
	16:00	32,2	2,4	400	180	6,17	4212	-2,42	0,00	-20,00	34,13	401,3	41,19	9,78	0,686
	18:00	32,1	2,32	394	172	7,54	5544	-2,73	-1,50	-22,67	44,93	403,7	53,89	9,72	0,690
27	9:00	32,3	2,4	377	136	12,1	8770	-2,12	-5,75	-20,00	71,07	438,3	78,52	8,95	0,777
	10:00	33,4	2,71	380	138	12,9	9120	1,21	-5,00	-9,67	73,91	441,8	81,01	8,88	0,801
	15:00	32,6	2,3	387	135	12,71	9535	-1,21	-3,25	-23,33	77,27	462,2	80,96	8,49	0,794
28	9:00	32,9	2,31	380	137	13,5	9975	-0,30	-5,00	-23,00	80,83	441,2	88,72	8,89	0,766
	10:00	32,5	2,68	387	147	14,3	9988	-1,52	-3,25	-10,67	80,94	440	89,08	8,92	0,792
	11:00	33,3	2,31	383	132	10,87	8560	0,91	-4,25	-23,00	69,37	458,2	73,31	8,56	0,789
	12:00	31,96	2,59	376	138	14,7	10021	-3,15	-6,00	-13,67	81,21	434,1	90,59	9,04	0,791
	13:00	33	2,41	385	132	13,4	9798	0,00	-3,75	-19,67	79,40	464,4	82,79	8,45	0,809
	14:00	33,2	2,49	382	144	13,45	9610	0,61	-4,50	-17,00	77,88	431,9	87,32	9,09	0,762
	15:00	32,4	2,58	375	140	14,61	9980	-1,82	-6,25	-14,00	80,88	426,5	91,83	9,20	0,775
	16:00	31,89	2,7	381	148	14,69	10015	-3,36	-4,75	-10,00	81,16	425,3	92,41	9,23	0,779
	17:00	32,1	2,71	380	144	14,5	9960	-2,73	-5,00	-9,67	80,71	431,2	90,64	9,10	0,791
2 Julio	8:00	33,2	2,38	384	138	9,8	7515	0,61	-4,00	-20,67	60,90	448,5	65,75	8,75	0,778
	9:00	32	2,45	379	140	10,7	7830	-3,03	-5,25	-18,33	63,45	435,4	70,57	9,01	0,776
	11:00	33,52	2,56	388	141	13,72	9550	1,58	-3,00	-14,67	77,39	452,4	82,84	8,67	0,795
	14:00	32,27	2,39	375	135	10,26	7660	-2,21	-6,25	-20,33	62,07	435,8	68,98	9,00	0,774
	15:00	31,58	2,38	387	139	12,91	9660	-4,30	-3,25	-20,67	78,28	456,2	83,10	8,60	0,798
	17:00	33,18	2,36	386	134	12,8	9210	0,55	-3,50	-21,33	74,64	461,6	78,30	8,50	0,797
3 Julio	14:00	32	2,35	400	176	5,75	4585	-3,03	0,00	-21,67	37,16	408,1	44,09	9,62	0,694
4 Julio	10:00	32,8	2,56	385	168	6,19	4874	-0,61	-3,75	-14,67	39,50	387,74	49,33	10,12	0,689
	12:00	33	2,71	388	158	8,5	6600	0,00	-3,00	-9,67	53,48	418,3	61,92	9,38	0,752
	16:00	32,4	2,51	376	171	4,79	3776	-1,82	-6,00	-16,33	30,60	363,1	40,81	10,81	0,653
	17:00	33,9	2,61	374	162	4,92	3507	2,73	-6,50	-13,00	28,42	374,8	36,72	10,47	0,676
	18:00	31,68	2,65	388	178	5,63	4031	-4,00	-3,00	-11,67	32,67	378,7	41,77	10,36	0,683

5 Julio	8:00	32,05	2,37	396	180	5,59	4249	-2,88	-1,00	-21,00	34,43	390,7	42,68	10,04	0,670
	10:00	32,5	2,31	392	170	6,2	4789	-1,52	-2,00	-23,00	38,81	400,9	46,88	9,79	0,685
	11:00	33,5	2,4	397	175	3,7	2783	1,52	-0,75	-20,00	22,55	400,9	27,24	9,79	0,682
	12:00	32,78	2,38	387	177	4,64	3438	-0,67	-3,25	-20,67	27,86	374,8	36,00	10,47	0,649
	17:00	31,98	2,3	392	168	6,96	5564	-3,09	-2,00	-23,33	45,09	405,8	53,81	9,67	0,695
	18:00	31,89	2,23	390	153	7,92	6400	-3,36	-2,50	-25,67	51,86	431,9	58,15	9,09	0,736
6 Julio	8:00	32,12	2,39	372	135	9,77	7681	-2,67	-7,00	-20,33	62,24	429	70,26	9,15	0,766
	11:00	33,6	2,57	388	135	13,19	9534	1,82	-3,00	-14,33	77,26	465,2	80,42	8,44	0,818
	12:00	33,15	2,36	385	136	12,22	9205	0,45	-3,75	-21,33	74,59	455	79,39	8,62	0,787
	13:00	31,61	2,37	390	133	12,43	9664	-4,21	-2,50	-21,00	78,31	475,9	79,69	8,25	0,828
	15:00	32	2,43	378	136	10,13	7852	-3,03	-5,50	-19,00	63,63	441,5	69,79	8,89	0,786
	16:00	33,1	2,38	383	138	9,3	7518	0,30	-4,25	-20,67	60,92	446,3	66,10	8,79	0,776
MINIMO		31,5	2,23	372	132	3,7	2774	-4,55	-7,00	-25,67	22,48		27,24	8,25	0,65
MAXIMO		33,9	2,72	400	180	14,74	10026	2,73	0,00	-9,33	81,25		92,41	10,81	0,83
PROMEDIO		32,59	2,48	384,51	150,10			-1,24	-3,87	-17,49				9,236	0,7522

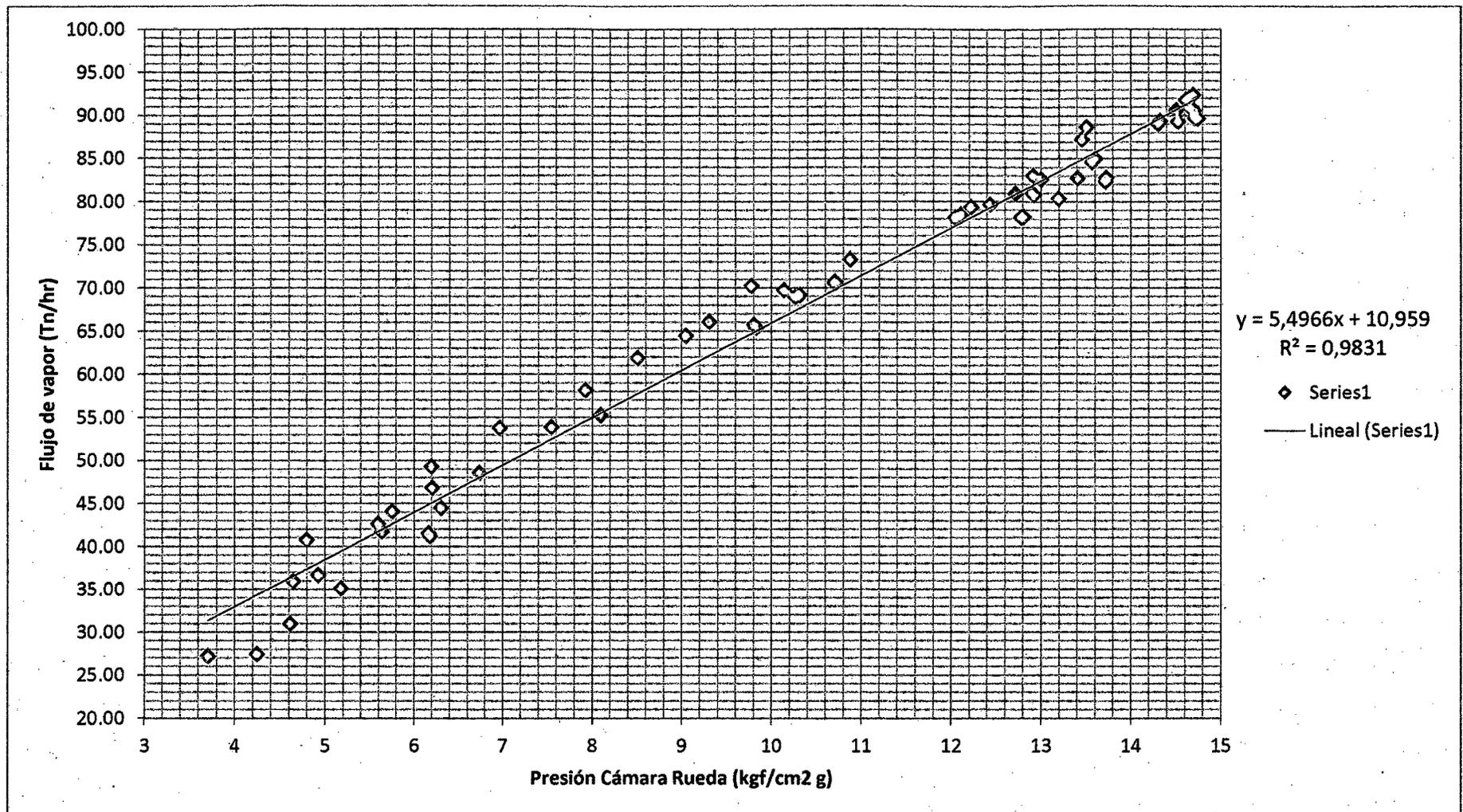
Fuente: Elaboración propia

Gráfica N°1: Curva Presión cámara de rueda regulación vs Potencia eléctrica, bajo las condiciones de estabilidad de operación.



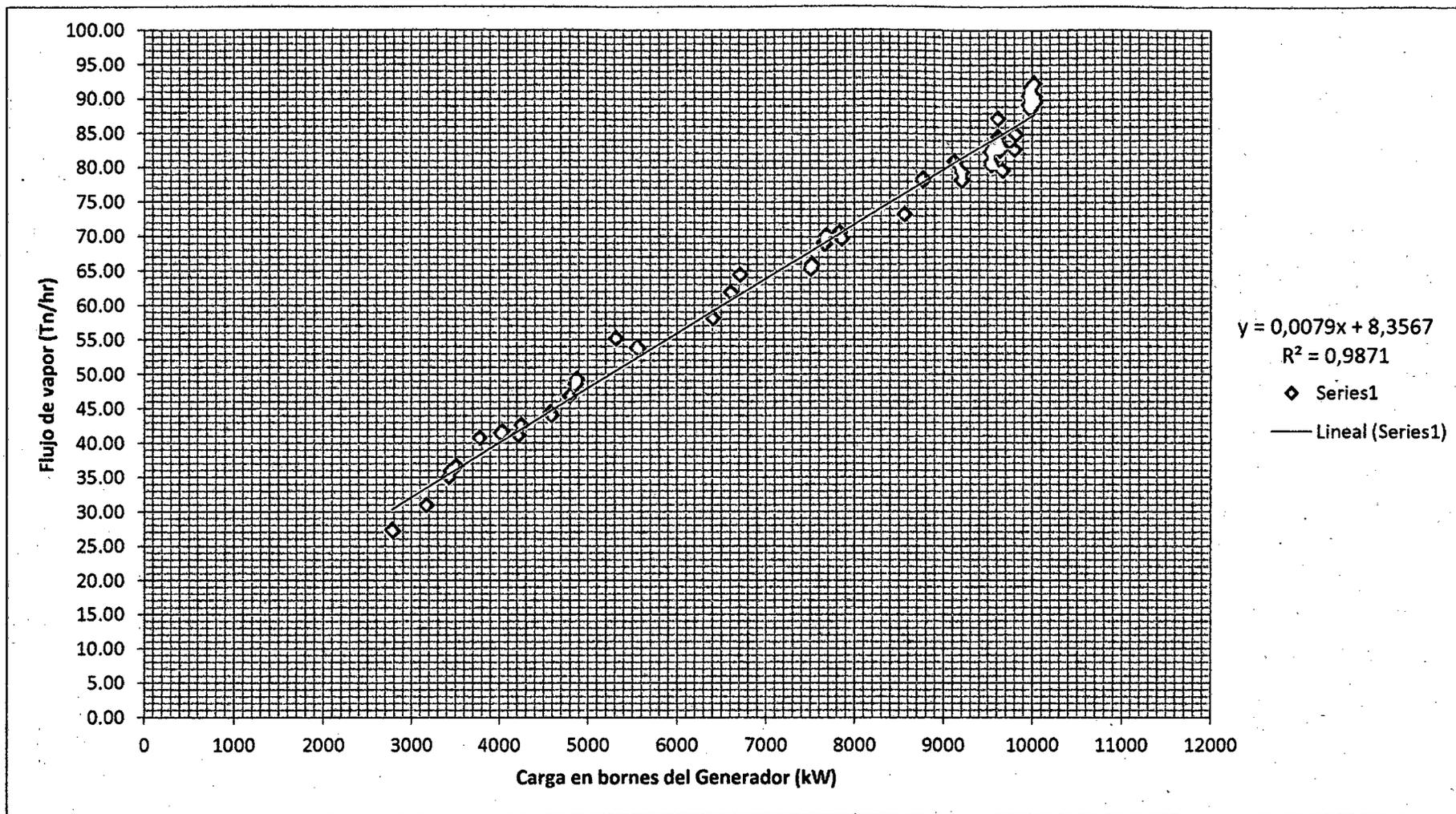
Fuente: Elaboración propia

Gráfica N°2: Curva Presión cámara de rueda regulación vs Flujo de vapor, bajo las condiciones de estabilidad de operación.



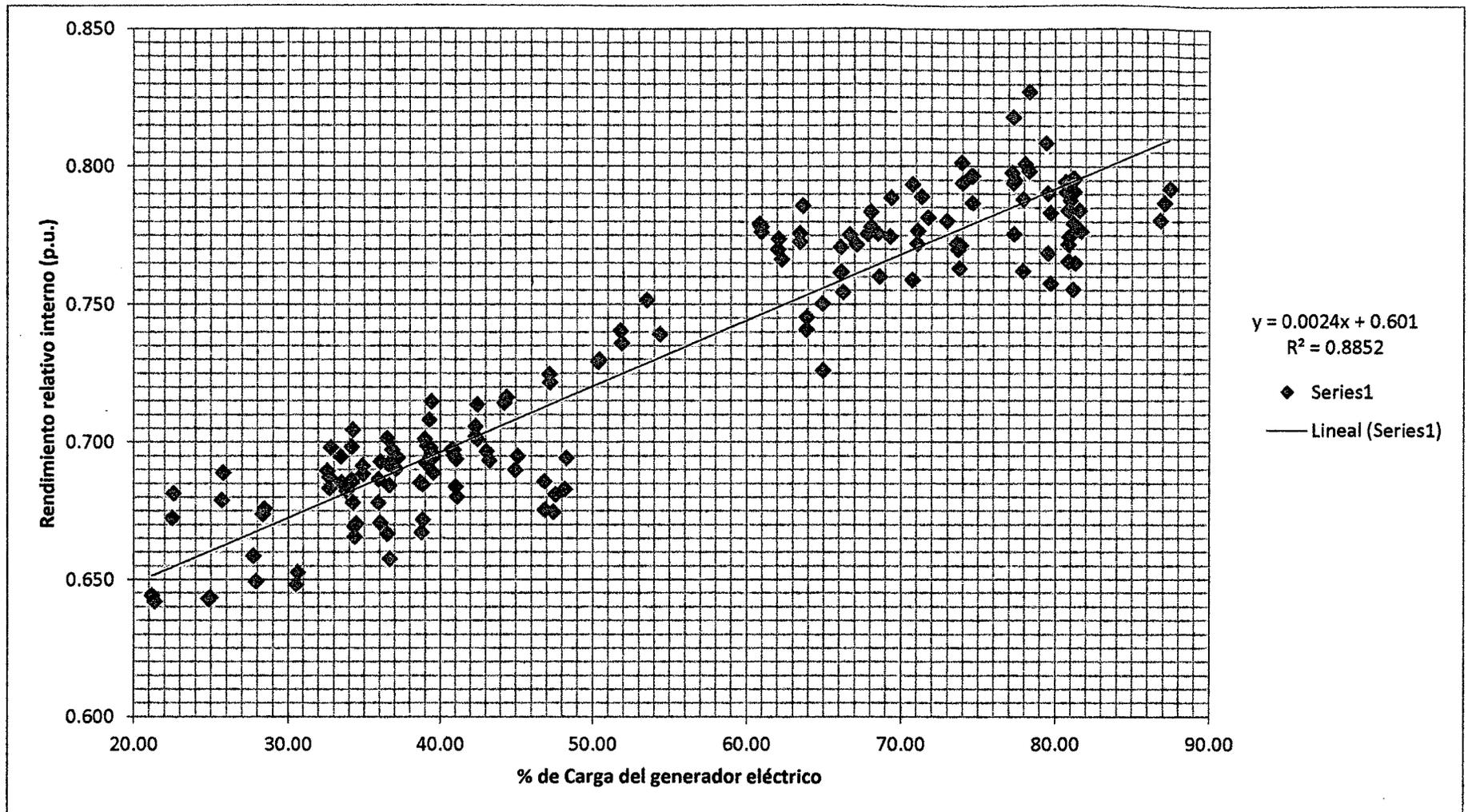
Fuente: Elaboración propia

Gráfica N°3: Línea de Williams, bajo las condiciones de estabilidad de operación.



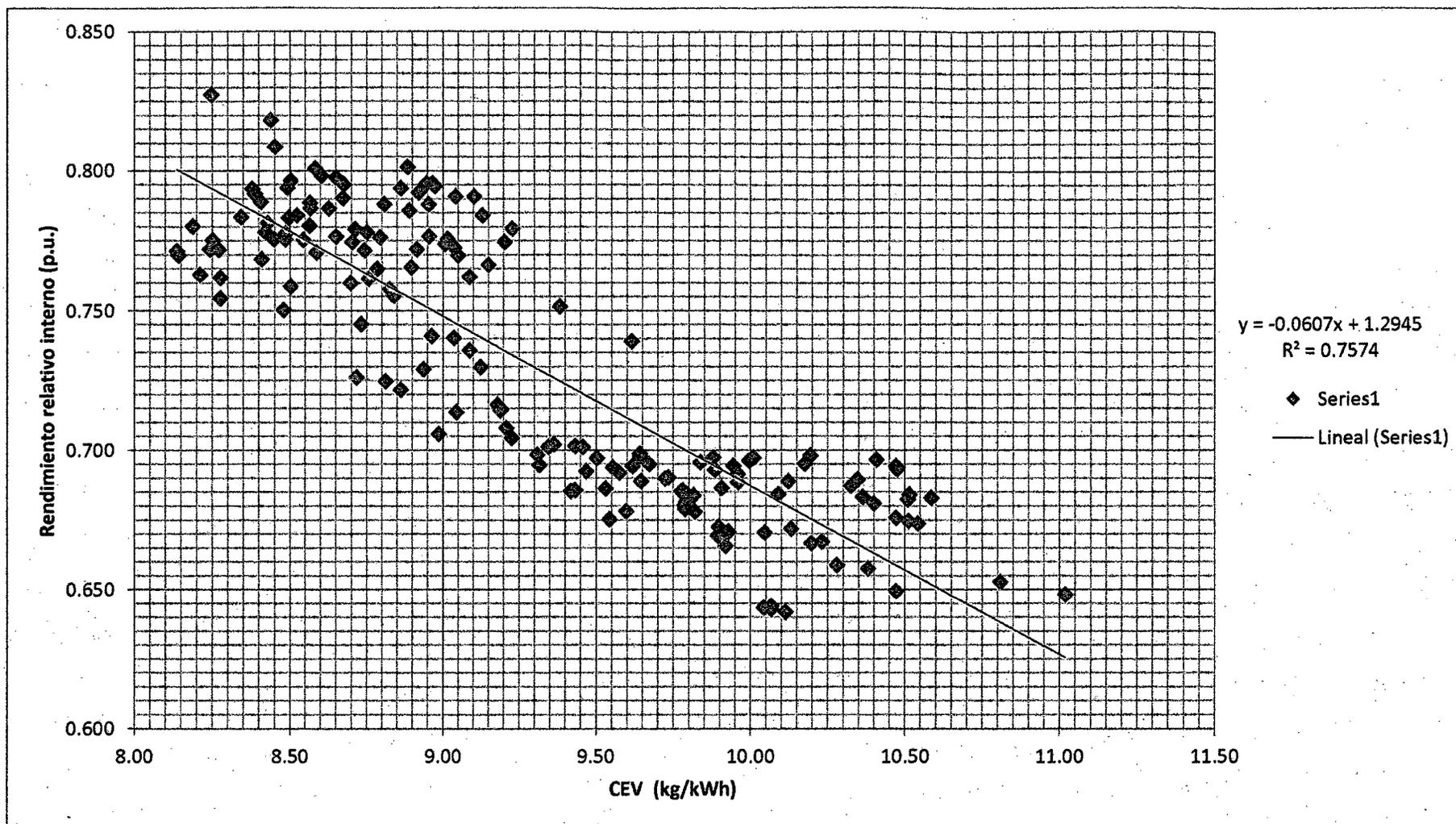
Fuente: Elaboración propia

Gráfica N°4: Curva %Carga vs Rendimiento relativo interno, bajo las condiciones de estabilidad y de no estabilidad.



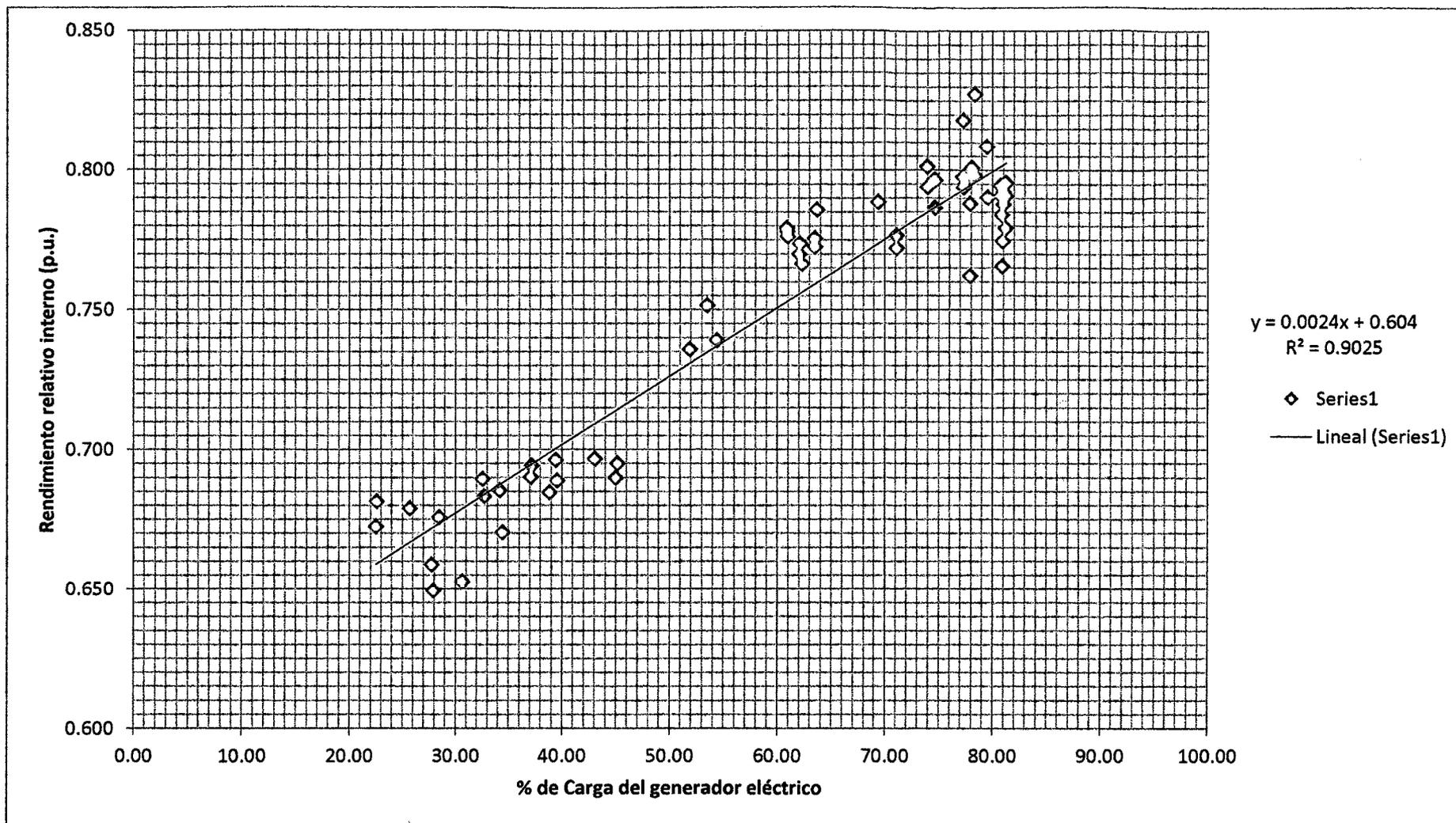
Fuente: Elaboración propia

Gráfica N°5: Curva CEV vs Rendimiento relativo interno, bajo las condiciones de estabilidad y de no estabilidad.



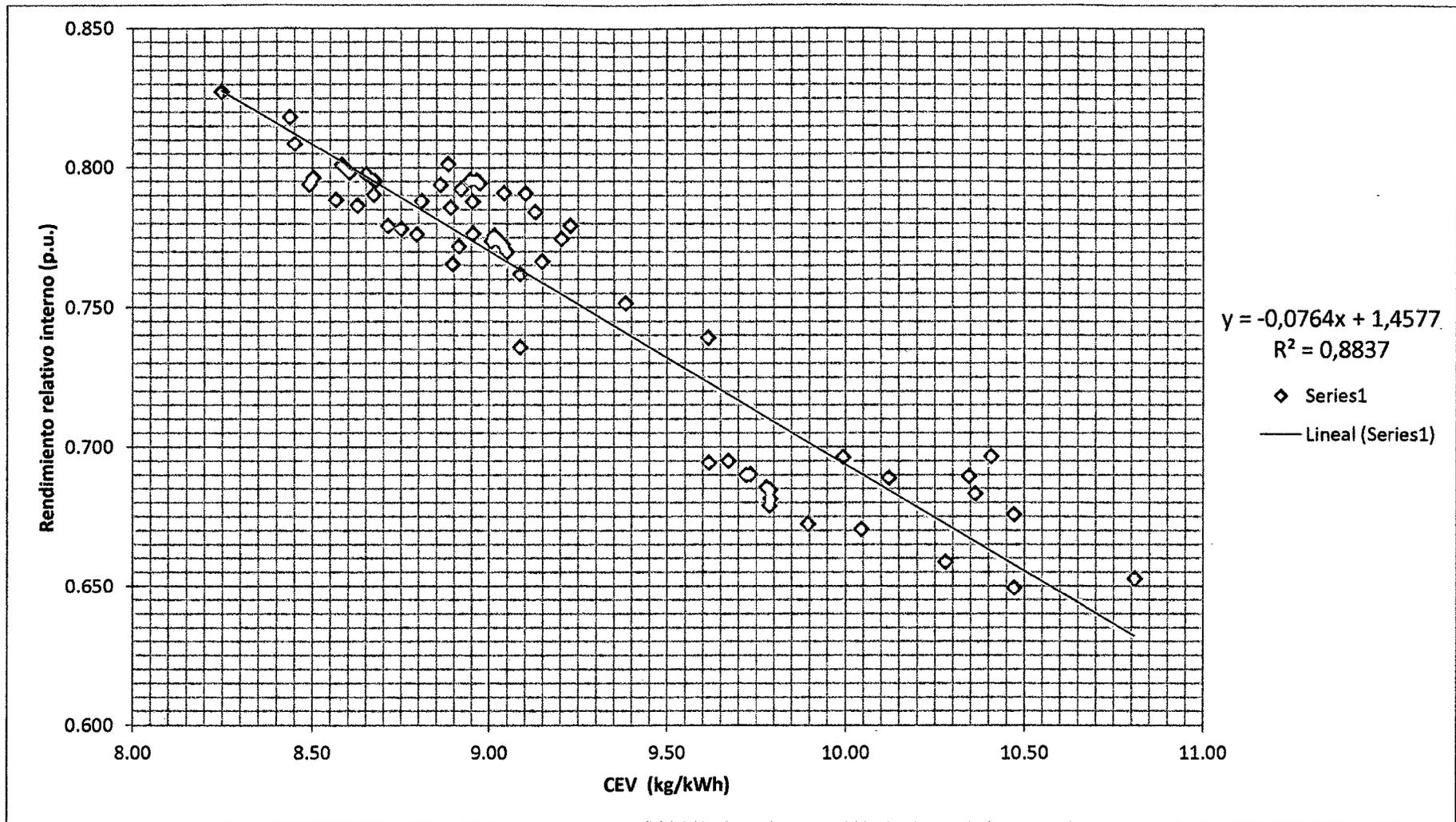
Fuente: Elaboración propia

Gráfica N°6: Curva %Carga vs Rendimiento relativo interno, en condiciones de estabilidad.



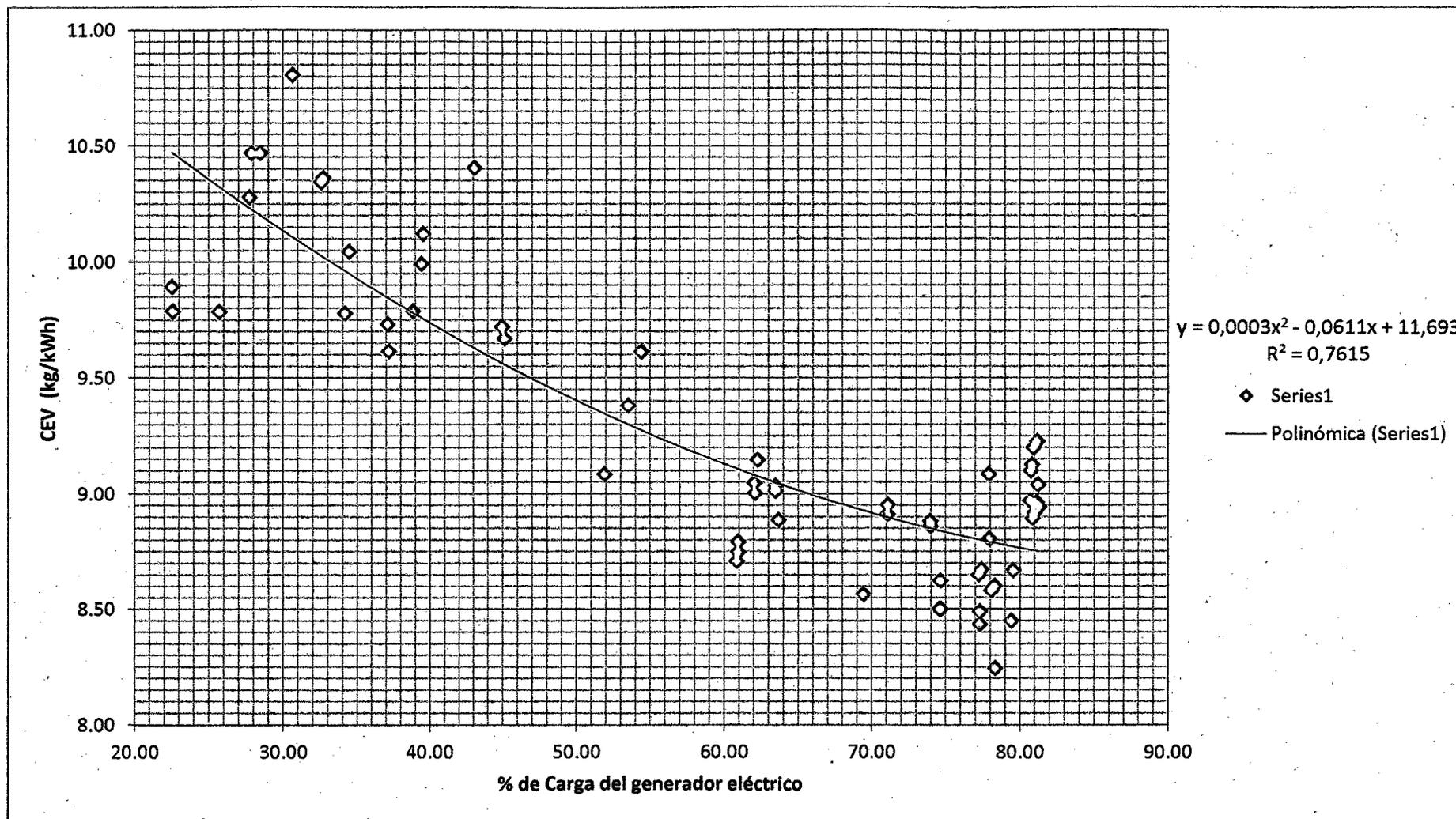
Fuente: Elaboración propia

Gráfica N°7: Curva CEV vs Rendimiento relativo interno, en condiciones de estabilidad.



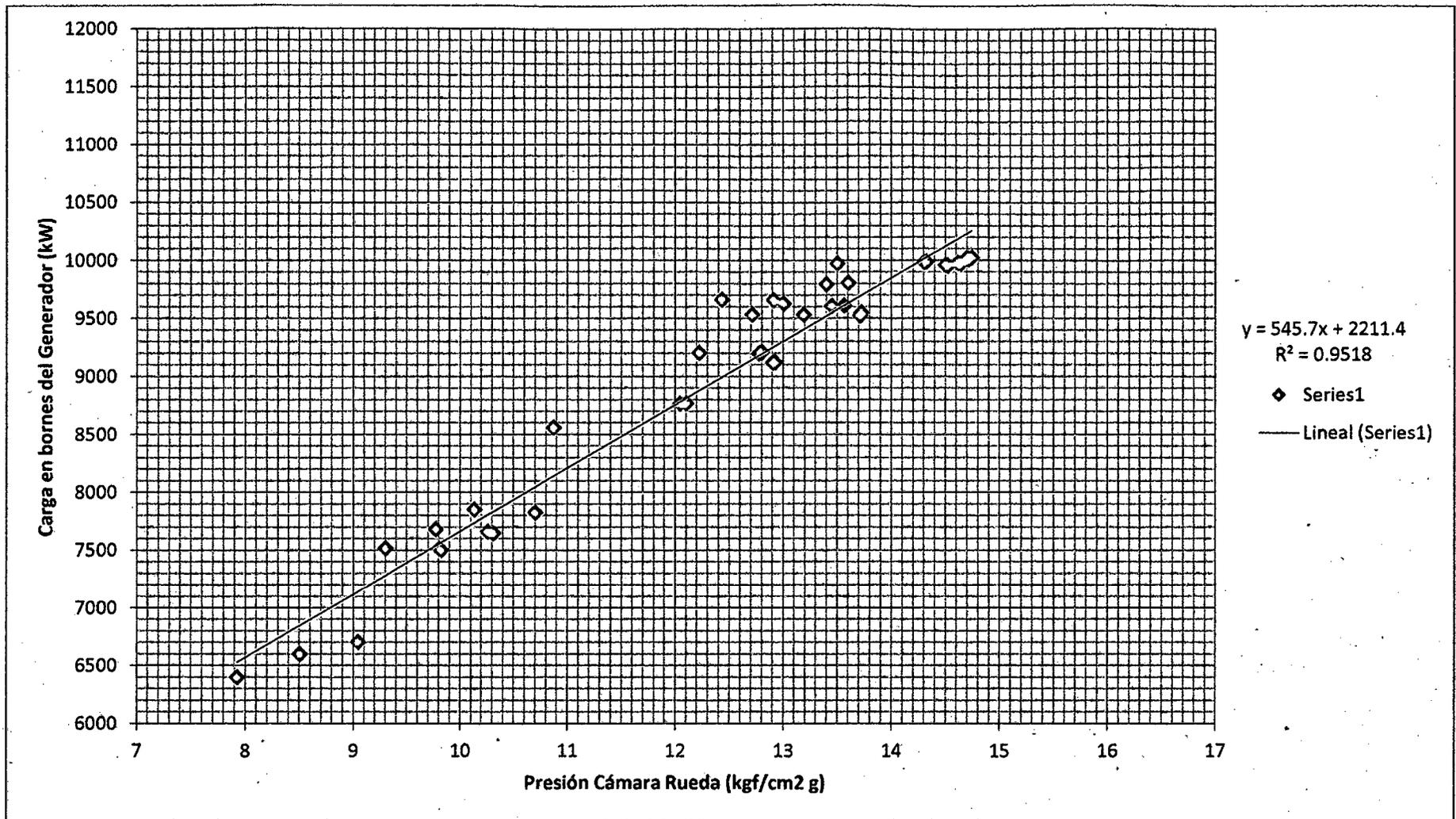
Fuente: Elaboración propia

Gráfica N°8: Curva %Carga vs CEV, en condiciones de estabilidad.



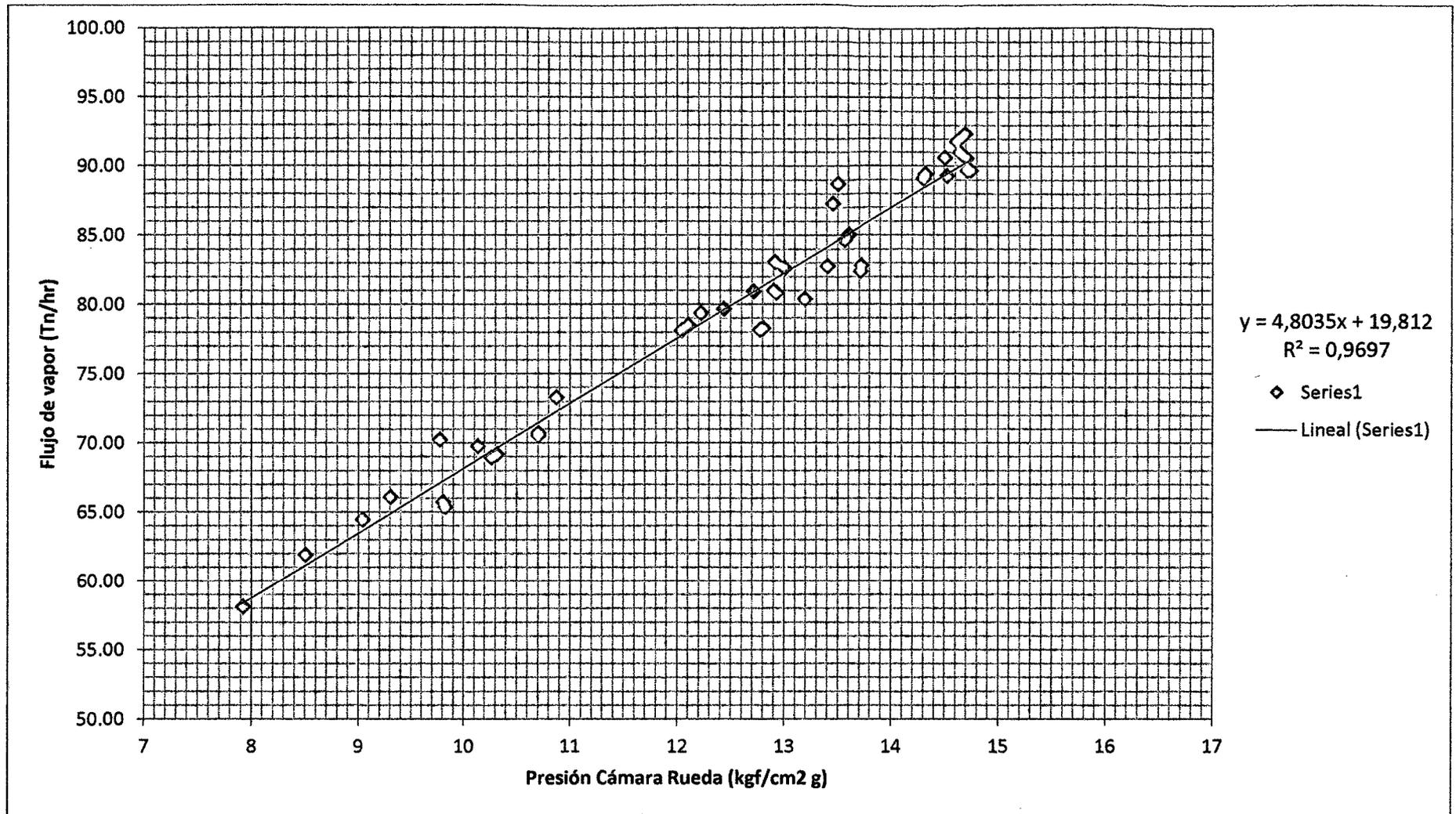
Fuente: Elaboración propia

Gráfica N°9: Curva Presión cámara de rueda regulación vs Potencia eléctrica, con %Carga ≥ 50%



Fuente: Elaboración propia

Gráfica N°10: Curva Presión cámara de rueda regulación vs Flujo de vapor, con %Carga ≥ 50%



Fuente: Elaboración propia

### 4.3. Discusión de resultados

1. Del cuadro N°5 se describe lo siguiente:

- Para cargas del generador eléctrico  $< 50\%$  (valores de color rojo) de la Carga nominal, se tienen rendimientos de la turbina  $< 70\%$  (casilleros de color naranja).
- Para todas las cargas del generador eléctrico  $\geq 50\%$  de la carga nominal y rendimientos de la turbina  $\geq 70\%$  no se tiene CEV que superen los 10 kg/kWh. Los casilleros en los cuales se tienen valores mayores a representa de color naranja.

2. De las gráficas realizadas de las curvas de operación bajo las condiciones de estabilidad de operación se describe lo siguiente:

- De la gráfica N°1, corresponde a una **correlación fuerte positiva** con un coeficiente de determinación igual a 0,9781, en la cual nos indica que el 97,81% de los valores de “Y” (Potencia del generador eléctrico) están justificados por la línea de regresión con una estimación de error estándar igual a 0,28%. Sabiendo que  $|r| > 2/\sqrt{n}$  (“n” es igual a 61, que corresponde al número de datos correlacionados) se puede tomar este diagrama como monitoreo de la operación de la turbina con un nivel de confianza del 95% para el coeficiente de correlación.
- De la gráfica N°2, corresponde a una **correlación fuerte positiva** con un coeficiente de determinación igual a 0,9831, en la cual nos indica que el 98,31% de los valores de “Y” (Flujo de vapor) están justificados por la línea de regresión con una estimación de error estándar igual a 0,22%. Sabiendo que  $|r| > 2/\sqrt{n}$ , se puede tomar este diagrama como monitoreo de la operación de la turbina con un nivel de confianza del 95% para el coeficiente de correlación.
- De la gráfica N°3, corresponde a una **correlación fuerte positiva** con un coeficiente de determinación igual a 0,9871, en la cual nos indica que el 98,71% de los valores de “Y” (Flujo de vapor) están justificados por la línea de regresión con una estimación de error estándar igual a 0,17%.

Sabiendo que  $|r| > 2/\sqrt{n}$ , se puede tomar este diagrama como monitoreo de la operación de la turbina con un nivel de confianza del 95% para el coeficiente de correlación.

En esta gráfica podemos apreciar por medio de la ecuación de la línea de Williams que el consumo de vapor en vacío es de 8,3563 Tn/h el cual representa el 7,96% del flujo máximo de vapor. Para valores mayores a 8,3563 Tn/h se desarrolla una potencia útil de entrega para la generación eléctrica. Lo mencionado corresponde solo para este tipo de distribución de vapor de la Turbina TGM, que es por medio de válvulas reguladoras.

3. Realizando el estudio sobre las gráficas N°4 y N°5 se puede observar lo siguiente:

- En la ilustración N°1 (proveniente de la gráfica N°4) las dispersiones en la zona cuyo marco es de color rojo presentan un funcionamiento inadecuado de la operación de la turbina, debido a que tienen rendimientos  $< 70\%$ , a causa de tener cargas del generador  $< 50\%$  de la carga nominal y/o presentar variaciones de los parámetros de vapor fuera del rango de estabilidad. Las dispersiones en la zona cuyo marco es de color naranja presentan rendimientos  $> 70\%$  con cargas del generador eléctrico  $< 50\%$  de la carga nominal, debido a que estas dispersiones presentan una baja presión de salida de vapor de la turbina ( $P_{sal} < 1,3$  bar g), lo cual ofrece un mayor salto térmico. Pero esto ocasiona una deficiencia en los procesos de elaboración de azúcar, por lo cual estas bajas presiones no son considerados dentro de las condiciones de estabilidad.
- En esta misma ilustración N°1, las dispersiones en la zona cuyo marco es de color verde podemos apreciar que para cargas del generador  $> 50\%$  de la carga nominal, la turbina presenta rendimientos  $> 70\%$ , pero debemos acotar que dentro de esta zona también se encuentran dispersiones cuyos parámetros de vapor no cumplen con las condiciones de estabilidad.
- En la ilustración N°2 (proveniente de la gráfica N°5) las dispersiones en la zona cuyo marco es de color rojo presentan un funcionamiento

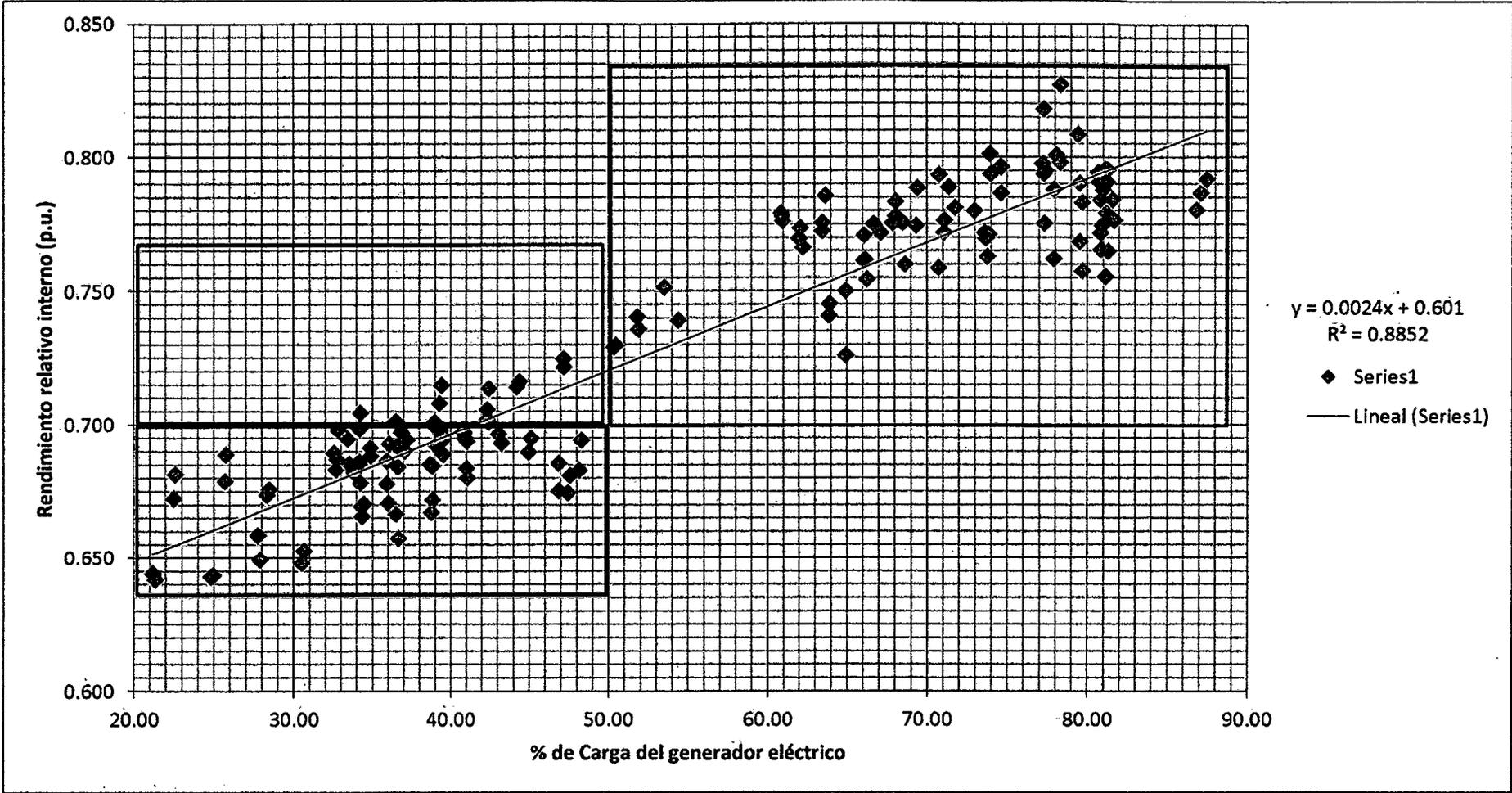
inadecuado de la operación de la turbina, debido a que tienen rendimientos  $< 70\%$ , a causa de tener cargas del generador  $< 50\%$  de la carga nominal y/o presentar variaciones de los parámetros de vapor fuera del rango de estabilidad.

- En esta misma ilustración N°2, las dispersiones en la zona cuyo marco es de color verde presentan rendimientos  $> 70\%$ , pero se debe tomar en cuenta que en esta zona también se tienen dispersiones cuyo parámetros de vapor no son considerados dentro las condiciones de estabilidad, tal es el caso de la presión de salida de vapor  $< 1,3 \text{ bar(g)}$ .
4. En las gráficas de estudio considerando únicamente los parámetros de vapor en las condiciones de estabilidad, establecemos las condiciones de operación en las ilustraciones N°3, N°4 y N°5, en lo cual se indica lo siguiente:
- De la ilustración N°3 (proveniente de la gráfica N°6) observamos que para obtener un rendimiento relativo interno de la turbina  $> 70\%$  se debe de tener una carga del generador eléctrico  $> 50\%$  de la carga nominal y también podemos observar que dentro de la zona cuyo marco es de color azul no se presentan dispersiones, recordemos que este estudio se ha realizado en condiciones óptimas de la turbina (mantenimiento y limpieza de la carcasa y rotor), por lo cual se considera que el estado interno de la turbina presenta anomalías y/o daños cuando se tienen puntos dispersos en esta zona delimitada.
  - De la ilustración N°4 (proveniente de la gráfica N°7) observamos que para obtener un rendimiento relativo interno de la turbina  $> 70\%$  se debe de tener un consumo específico de vapor (CEV)  $< 0,96 \text{ kg/kWh}$ .
  - De la ilustración N°5 (proveniente de la gráfica N°8) con relación a las dos ilustraciones anteriores podemos afirmar que trabajando con cargas del generador eléctrico  $> 50\%$  de la carga nominal y con CEV  $< 9,6 \text{ kg/kWh}$ , obtenemos un rendimiento relativo interno de la turbina  $> 70\%$ . También podemos observar que dentro de la zona cuyo marco es de color azul no se presentan dispersiones, por lo cual se considera que el

estado interno de la turbina presenta anomalías y/o daños cuando se tienen puntos dispersos en esta zona delimitada.

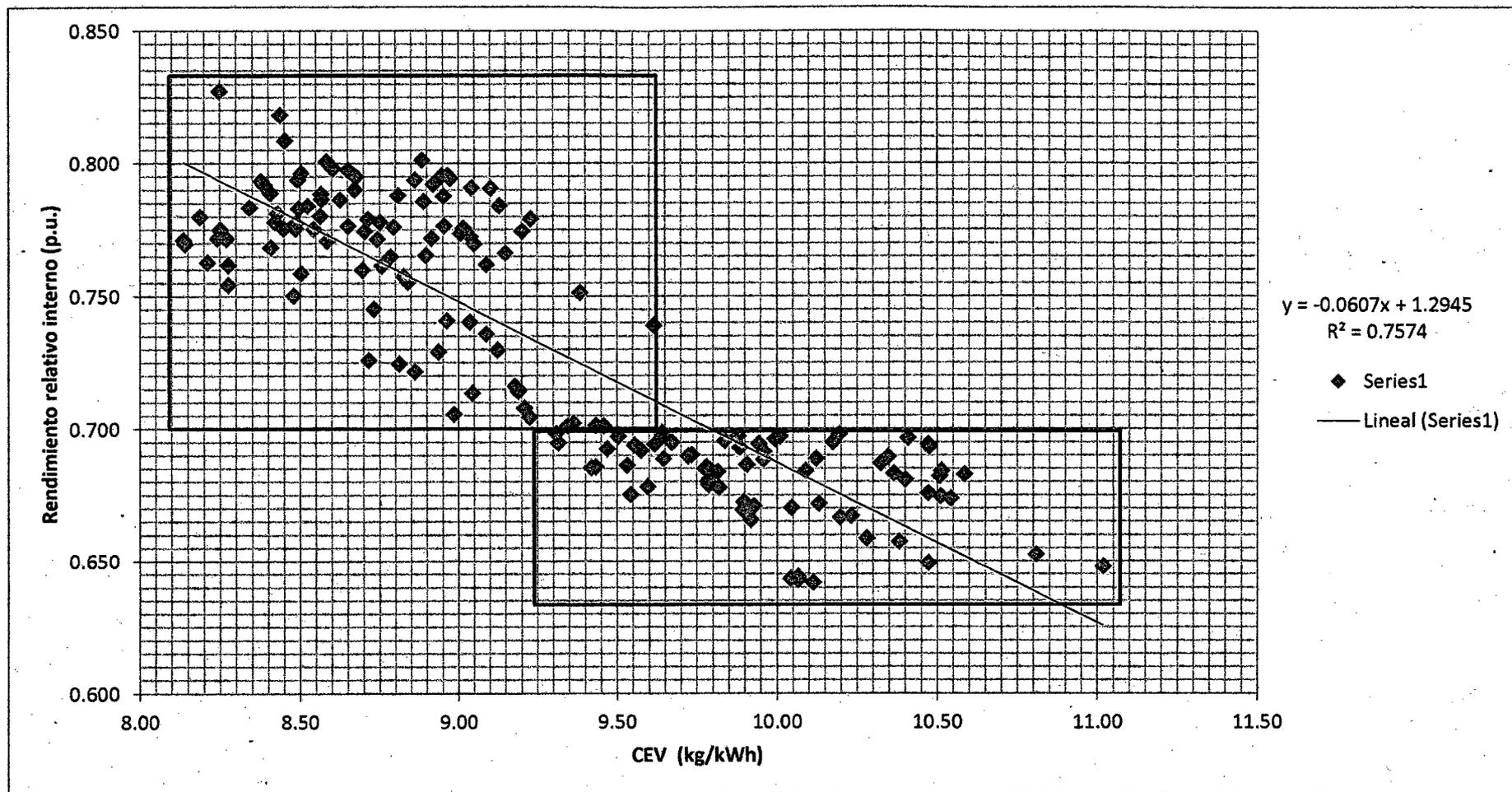
5. De las gráficas de monitoreo para diagnosticar el estado interno de la turbina en base a los parámetros de operación, se describe lo siguiente:
  - De la gráfica N°9, corresponde a una **correlación fuerte positiva** con un coeficiente de determinación igual a 0,9518, en la cual nos indica que el 95,18% de los valores de “Y” (Potencia del generador eléctrico) están justificados por la línea de regresión con una estimación de error estándar igual a 0,74%. Sabiendo que  $|r| > 2/\sqrt{n}$  (“n” es igual a 42, que corresponde al número de datos correlacionados), se puede tomar este diagrama como monitoreo de la operación de la turbina con un nivel de confianza del 95% para el coeficiente de correlación.
  - De la gráfica N°10, corresponde a una **correlación fuerte positiva** con un coeficiente de determinación igual a 0,9697, en la cual nos indica que el 96,97% de los valores de “Y” (Potencia del generador eléctrico) están justificados por la línea de regresión con una estimación de error estándar igual a 0,47%. Sabiendo que  $|r| > 2/\sqrt{n}$ , se puede tomar este diagrama como monitoreo de la operación de la turbina con un nivel de confianza del 95% para el coeficiente de correlación.

Ilustración N°1: Zonas de comportamiento de operación en la Curva %Carga vs Rendimiento relativo interno, bajo las condiciones de estabilidad y de no estabilidad.



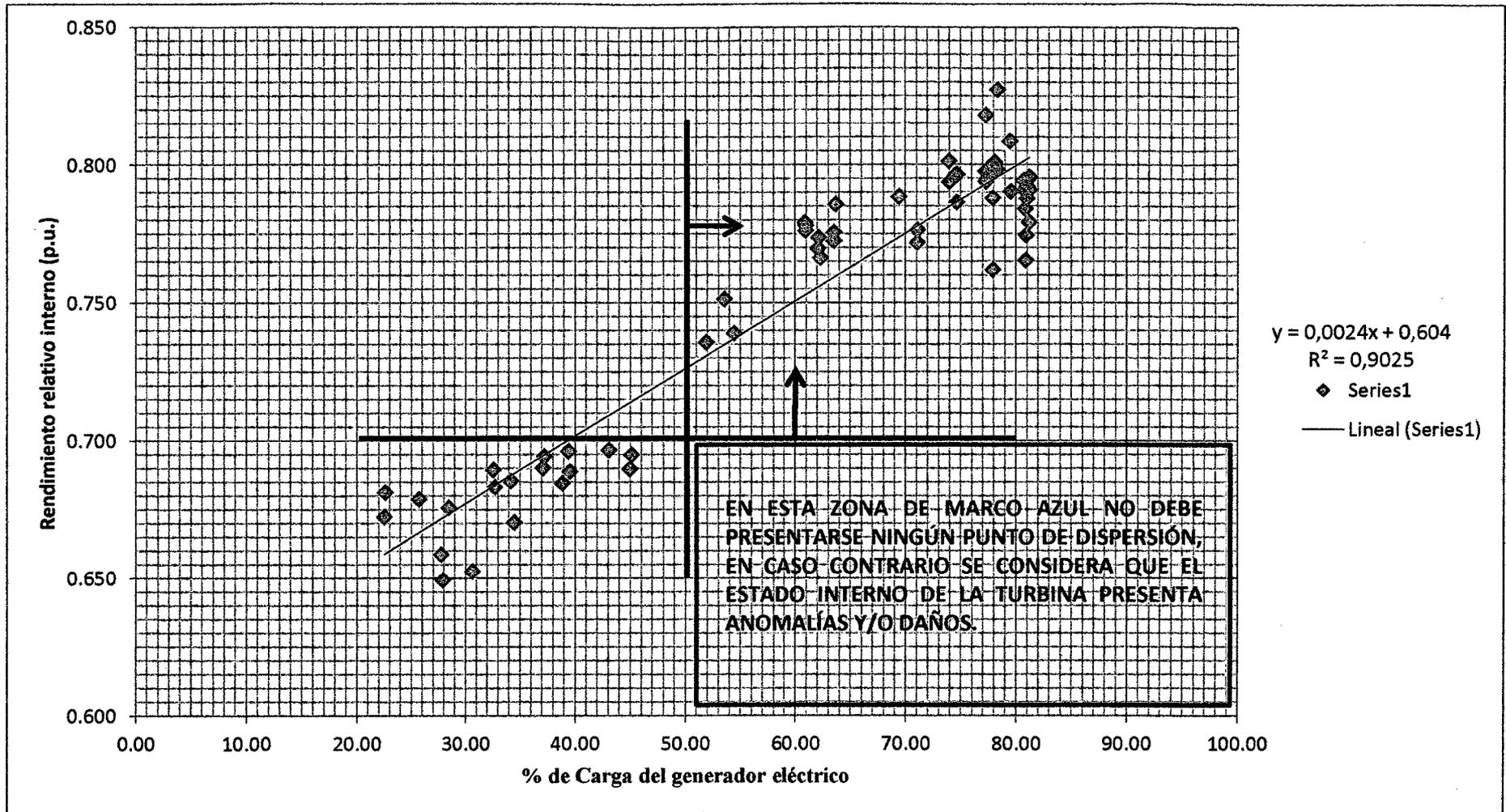
Fuente: Elaboración propia

Ilustración N°2: Zonas de comportamiento de operación en la Curva CEV vs Rendimiento relativo interno, bajo las condiciones de estabilidad y de no estabilidad.



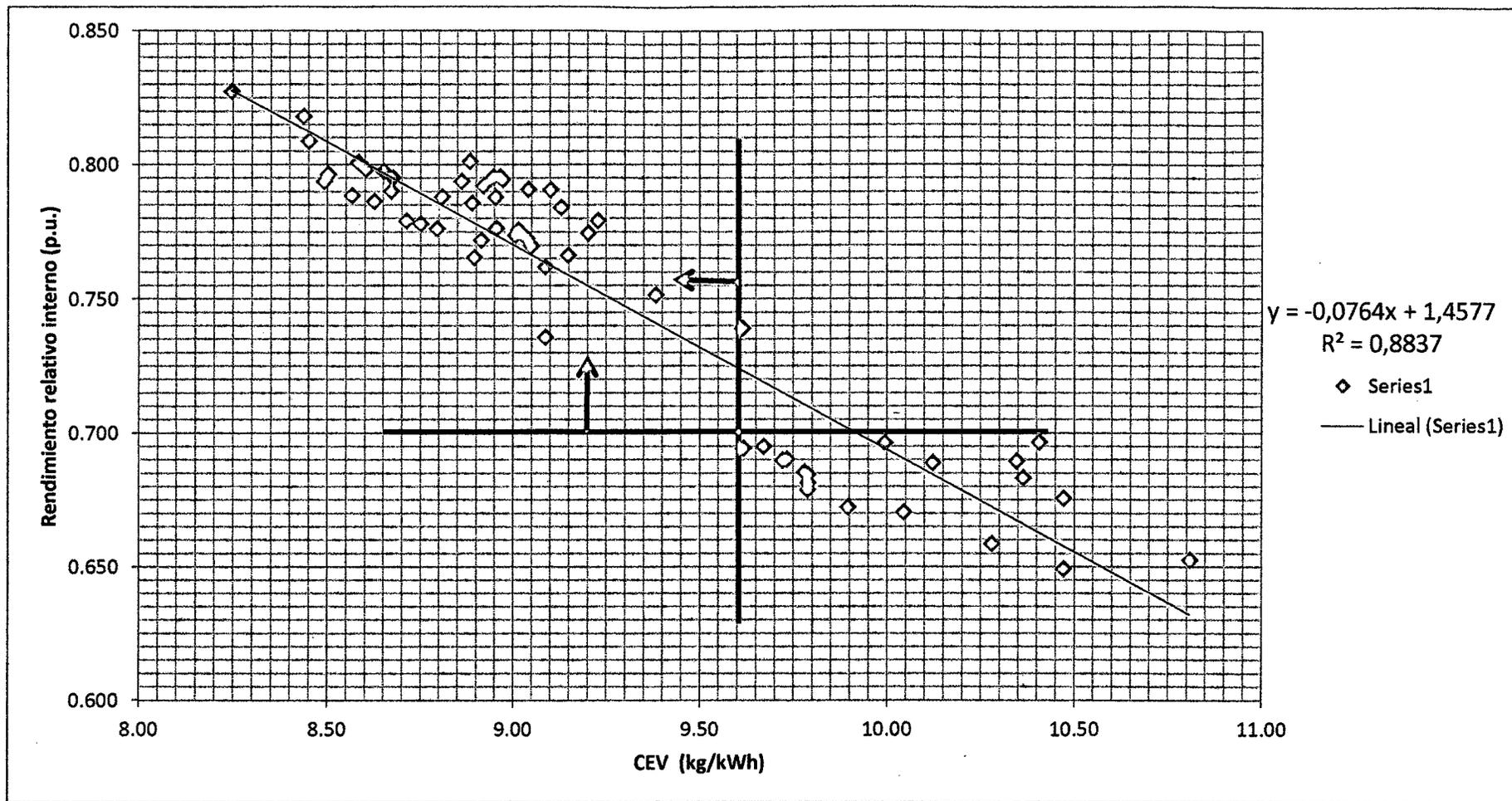
Fuente: Elaboración propia

Ilustración N°3: Delimitación de la Curva %Carga vs Rendimiento relativo interno, en condiciones de estabilidad.



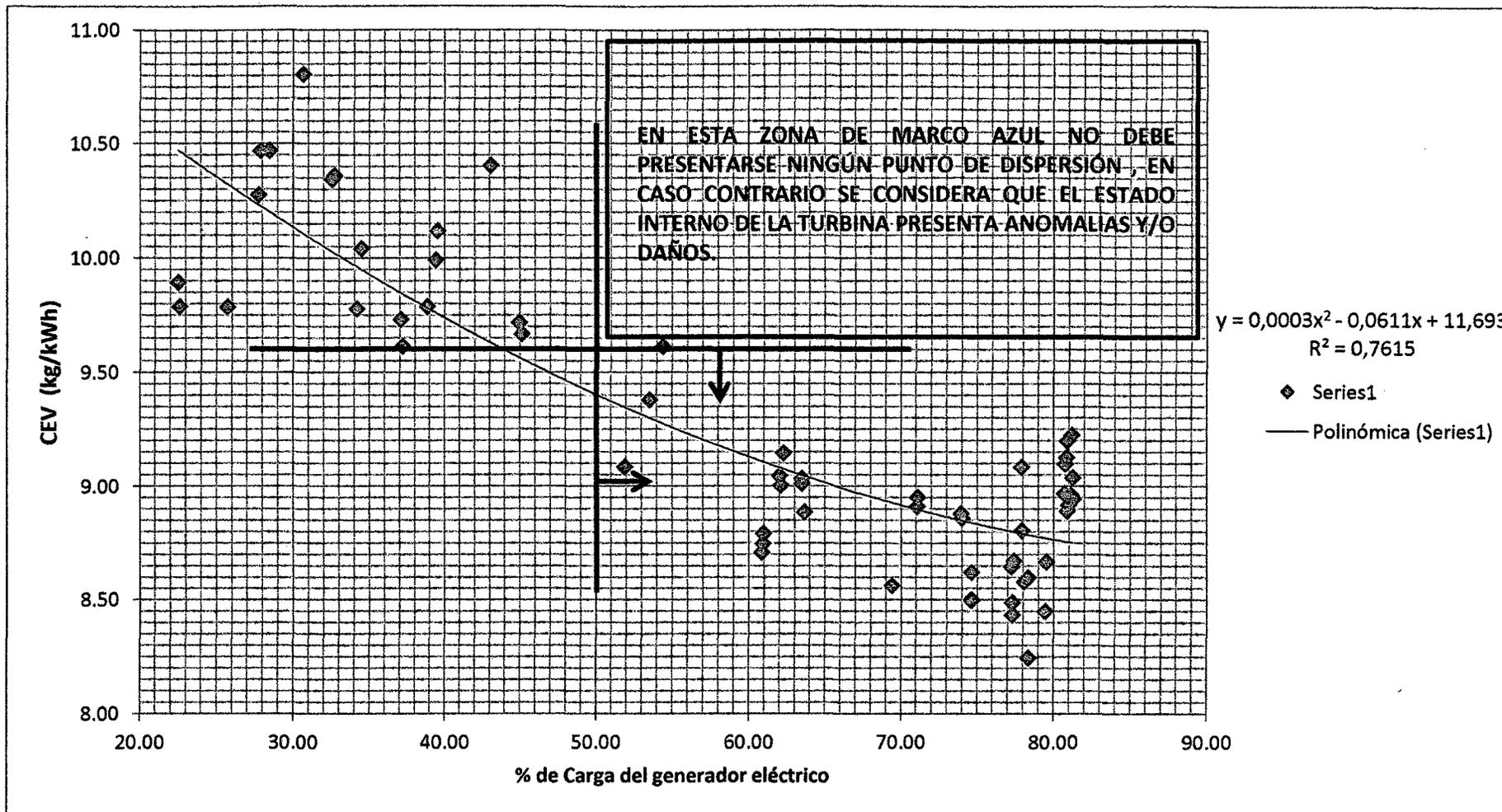
Fuente: Elaboración propia

Ilustración N°4: Delimitación de la Curva CEV vs Rendimiento relativo interno, en condiciones de estabilidad.



Fuente: Elaboración propia

Ilustración N°5: Delimitación de la Curva %Carga vs CEV, en condiciones de estabilidad.



Fuente: Elaboración propia

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

## CONCLUSIONES

- Con Cargas del Generador  $\geq 50\%$  de la Carga nominal, manteniendo la presión de salida de vapor  $P_{sat} \geq 1,3$  bar(g) y un CEV  $\leq 9,6$  kg/kWh, se logran rendimientos de la turbina  $\eta_{ri} \geq 70\%$ .
- La Curva Presión de cámara de regulación vs Potencia del generador eléctrico, en condiciones de estabilidad tiene un error estándar igual a 0,28% y una confianza del 95% para el coeficiente de correlación, por lo tanto se toma esta Curva para el monitoreo de la operación de la turbina.
- La Curva Presión de cámara de regulación vs Flujo másico de vapor, en condiciones de estabilidad tiene un error estándar igual a 0,22% y una confianza del 95% para el coeficiente de correlación, por lo tanto se toma esta Curva para el monitoreo de la operación de la turbina.
- La Línea de Williams, en condiciones de estabilidad tiene un error estándar igual a 0,17% y una confianza del 95% para el coeficiente de correlación, por lo tanto se toma esta Curva para el monitoreo de la operación y como monitoreo para diagnosticar el estado interno de la turbina.
- La Curva Presión de cámara de regulación vs Potencia del generador eléctrico, con %Carga  $\geq 50\%$  tiene un error estándar igual a 0,74% y una confianza del 95% para el coeficiente de correlación, por lo tanto se toma esta Curva como monitoreo para diagnosticar el estado interno de la turbina.
- La Curva Presión cámara de rueda regulación vs Flujo de vapor, con %Carga  $\geq 50\%$  tiene un error estándar igual a 0,47% y una confianza del 95% para el coeficiente de correlación, por lo tanto se toma esta Curva como monitoreo para diagnosticar el estado interno de la turbina.

## RECOMENDACIONES

- Monitorear y registrar diariamente la calidad del vapor de ingreso y salida de la turbina para evitar incrustaciones o corrosión en los álabes, que producto de esto ocasionan problemas mecánicos tales como la vibración y que a su vez ocasionan daños en los bujes de los cojinetes. Mantener las condiciones bajo lo recomendado en el manual de la Turbina TGM.
- Realizar el monitoreo de la variación de la Presión de la cámara de regulación semanalmente, de preferencia con cargas del generador  $> 50\%$  de la carga nominal con la finalidad de tener mayor exactitud y así evitar influencias indirectas como por ejemplo la pérdida por ventilación y el grado de parcialidad.
- Referente al vapor de salida (vapor de contrapresión), verificar mediante la presión y temperatura de vapor el título del vapor, pues siempre debe resultar fuera de la campana en el diagrama de vapor, para evitar pérdidas por la influencia de la humedad en la última etapa, específicamente en la cuarta rueda móvil y también para evitar daños por erosión.
- Mantener los parámetros del vapor de ingreso a la turbina en las condiciones de estabilidad para un óptimo desempeño de la turbina. Para esto debemos incrementar la carga de las calderas cuando se presenten demandas de energía eléctrica y vapor para fábrica, pues incrementando la carga de los calderos logramos obtener mayor presión y consecuentemente mayor temperatura.
- En el diagnóstico del estado interno de la turbina también es necesario considerar los probables daños ocasionados en los sellos laberintos frontal y posterior, por ejemplo de ocurrir alguna fisura u holguras mayores, el vapor pasaría con mayor libertad ocasionando reducción en el flujo de vapor hacia los álabes y esto conllevaría a una disminución en el rendimiento de la turbina y un mayor CEV.
- Cuando se realice el desmontaje de la turbina para su inspección y mantenimiento es recomendable la verificación interna de las válvulas reguladoras de vapor, pues de tener incrustaciones en los álabes es porque también se tienen incrustaciones en las válvulas reguladoras de flujo de vapor, y de no ser removidos ocasionarían una mala operación y fluctuaciones de los parámetros de vapor y regulación de la turbina TGM.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Fernández Díez, Pedro (2009). Turbinas de vapor de acción [En línea]. Libro de Ingeniería Energética. Disponible en: <http://libros.redsauce.net/>
- Gaffert, G.A. (1981). Centrales de Vapor (1ra. ed.) España: Editorial REVERTE.S.A.
- Gómez, J., De Armas, M., Monteagudo, J., Ramos, F. (2008). Diagnóstico del Mantenimiento centrado en la eficiencia de Turbinas de Contrapresión aplicando RNA. [En línea]. Cuba: Centro de estudios de energía y medio ambiente – Universidad de Cienfuegos – Cuba. Disponible en: <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/9364/1/P32.pdf> [2012, 02 de abril].
- Harper, Gilberto E. (1982). Elementos de Centrales Eléctricas I (1ra. ed.) México: Editorial LIMUSA S.A.
- Morse, Frederick T. (1983). Centrales Eléctricas (Teoría y Práctica de las Plantas Generadoras eléctricas estacionarias) (3ra. ed.) México: CIA. Editorial Continental S.A.
- Schegliáiev, A.V. (1985). Turbinas de Vapor (5ta. ed.). Rusia: Editorial Mir.
- SIEMENS, Turbina de condensación-extracción (2008). Manual de Mantenimiento (43051) – Depósitos minerales en turbinas de vapor (Brasil)
- TGM, Turbinas (2008). Manual de Instrucciones TGM Turbinas TM 10000 – OS 40790 (Brasil)
- Zaragoza García, A. (2005). Análisis de las desviaciones en el comportamiento termodinámico en las Turbinas de Vapor. [En línea]. Tesis de Maestría en Ciencias con especialidad en Ingeniería Mecánica, Instituto Politécnico Nacional de Querétaro, México D.F. Disponible en: [http://itzamna.bnct.ipn.mx:8080/dspace/bitstream/123456789/2265/1/150\\_2005\\_ESIME-ZAC\\_MAESTRIA\\_arturo\\_zaragoza.pdf](http://itzamna.bnct.ipn.mx:8080/dspace/bitstream/123456789/2265/1/150_2005_ESIME-ZAC_MAESTRIA_arturo_zaragoza.pdf) [2012, 07 de abril].

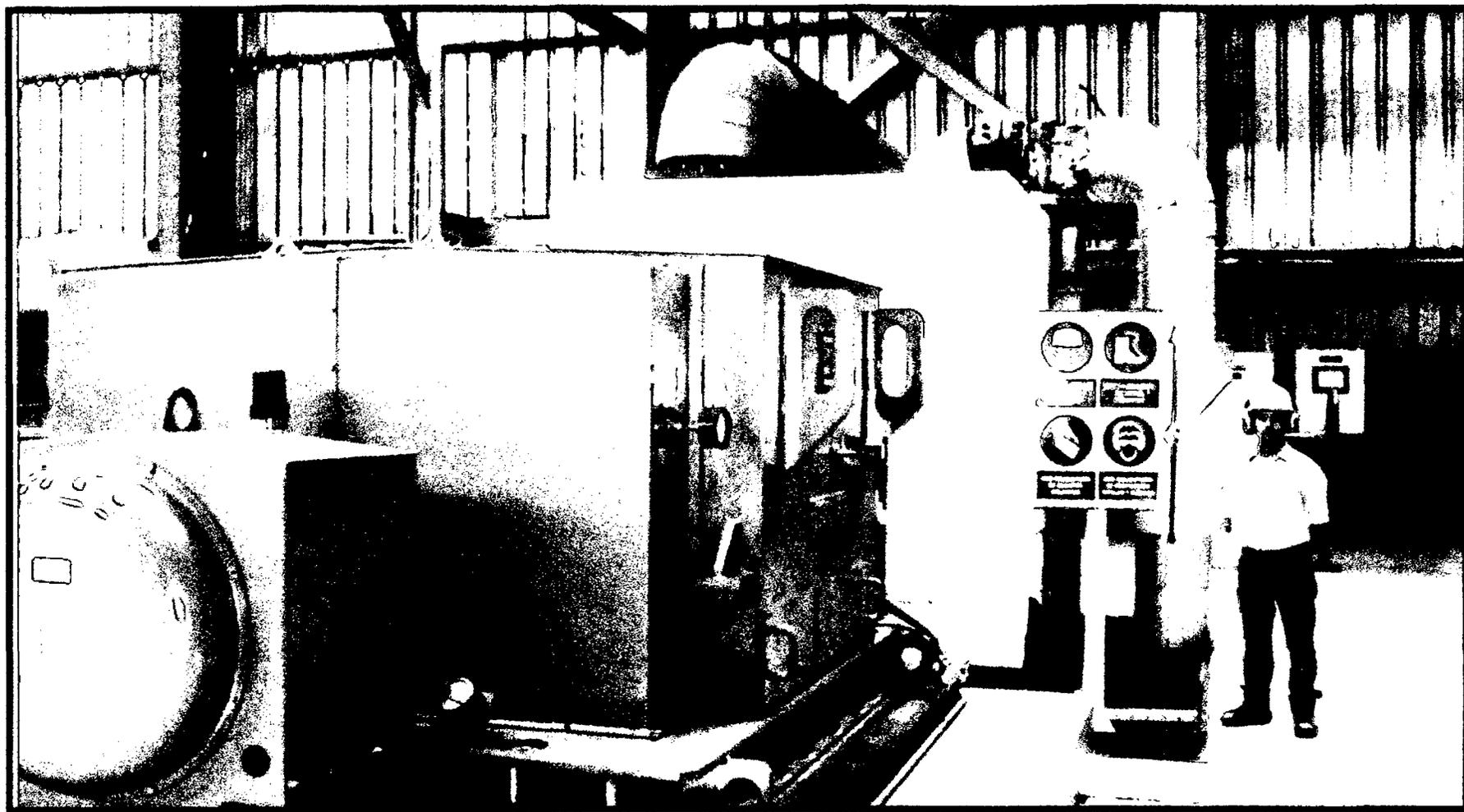
# ANEXOS

## RELACION DE ANEXOS

- Anexo N°1 : Turbogenerador TGM 12MW.
- Anexo N°2 : Turbina TGM descubierta del aislamiento.
- Anexo N°3 : Vista de perfil de la Turbina.
- Anexo N°4 : Desmontaje de la Turbina.
- Anexo N°5 : Vista del rotor de la turbina TGM después de retirar la carcasa superior.
- Anexo N°6 : Desmontaje del rotor de la turbina.
- Anexo N°7 : Vista de perfil del rotor de la turbina con presencia de incrustaciones.
- Anexo N°8 : Rueda de regulación con incrustaciones en los álabes.
- Anexo N°9 : Anillos laberintos lado frontal, con incrustaciones.
- Anexo N°10 : Álabes móviles con incrustaciones en la tercera y cuarta etapa.
- Anexo N°11 : Álabes móviles con incrustaciones en la primera etapa.
- Anexo N°12 : Vista completa de las cuatro ruedas móviles con incrustaciones.
- Anexo N°13 : Vista de planta de la carcasa inferior, con incrustaciones en la cámara de regulación, asiento de anillos lado frontal y en los cuatro diafragmas.
- Anexo N°14 : Incrustaciones en los álabes fijos de los cuatro diafragmas.
- Anexo N°15 : Vista de los álabes del primer diafragma con incrustaciones.
- Anexo N°16 : Toberas distribuidoras de vapor con incrustaciones.
- Anexo N°17 : Vista de planta de la carcasa inferior después de ser lavada.
- Anexo N°18 : Vista de los cuatro diafragmas de álabes fijos después de ser lavado.
- Anexo N°19 : Montaje del rotor lavado en la carcasa inferior de la turbina.
- Anexo N°20 : Vista de perfil del montaje del rotor entre los diafragmas de la carcasa.
- Anexo N°21 : Montaje de la carcasa superior de la turbina después del mantenimiento.

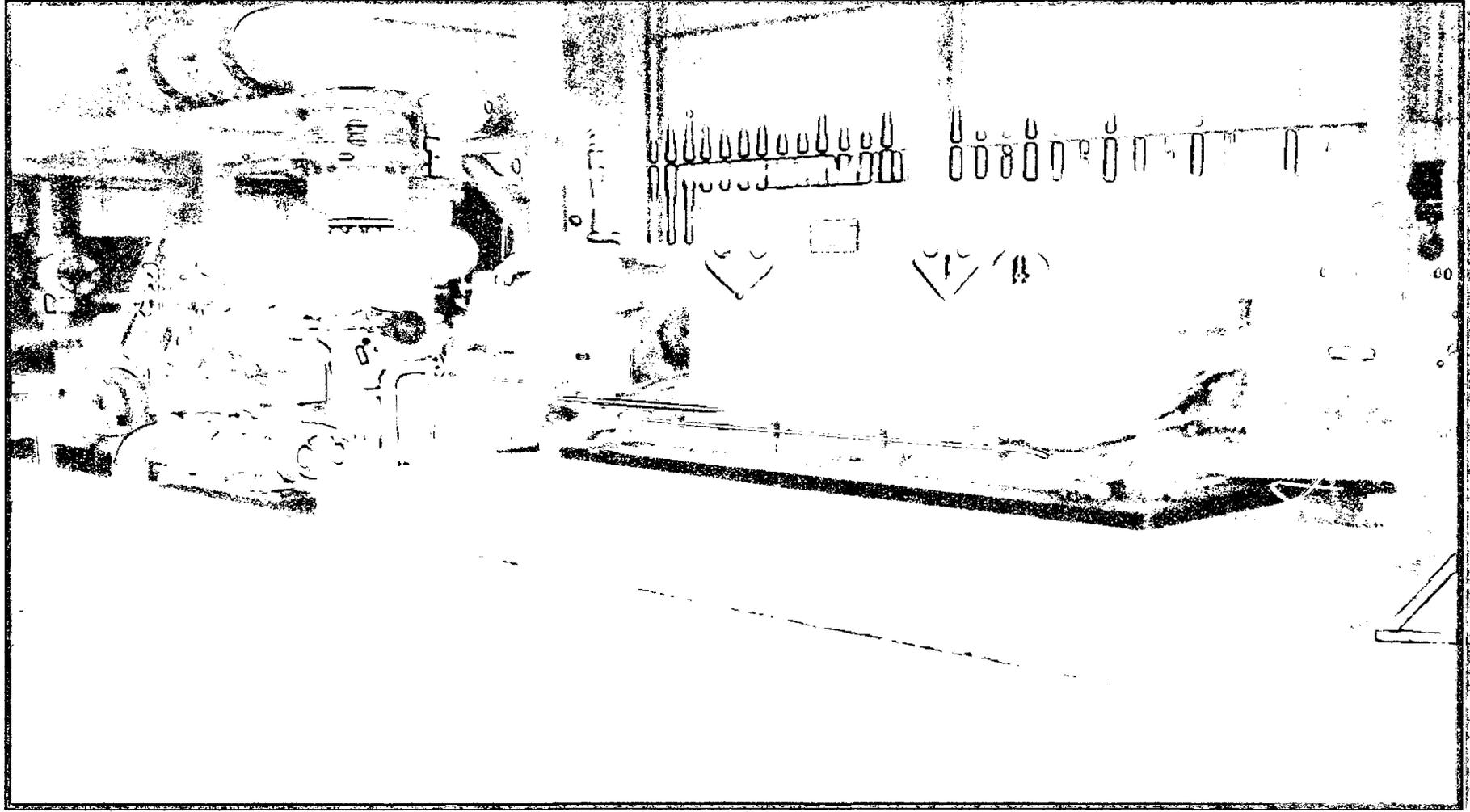
- Anexo N°22 : Esquema de circuito de vapor de la Turbina de contrapresión TGM.
- Anexo N°23 : Esquema de circuito de aceite de la Turbina de contrapresión TGM.
- Anexo N°24 : Esquema del sistema de seguridad y regulación.
- Anexo N°25 : Esquema de la válvula de cierre rápido
- Anexo N°26 : Esquema del disparador de cierre rápido
- Anexo N°27 : Esquema del relé de cierre rápido
- Anexo N°28 : Esquema de la válvula de regulación
- Anexo N°29 : Esquema del Regulador de velocidad –Servomotor
- Anexo N°30 : Imagen de la Pantalla de operación del circuito de vapor de la turbina
- Anexo N°31 : Cuadro general de los parámetros y ratios energéticos determinados en base a todos los datos registrados durante el estudio.

Anexo N°1: Turbogenerador TGM 12MW.



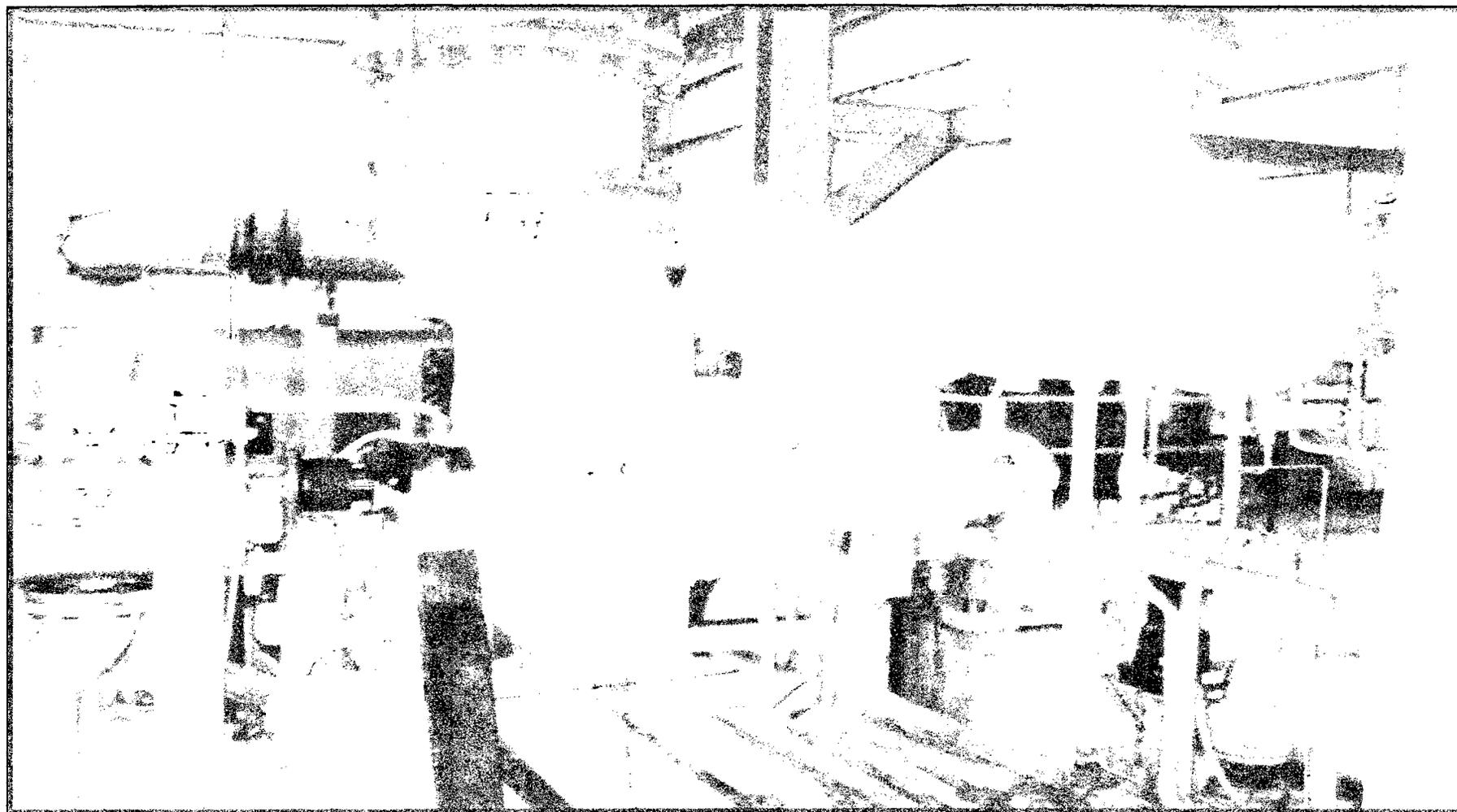
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°2: Turbina TGM descubierta del aislamiento.



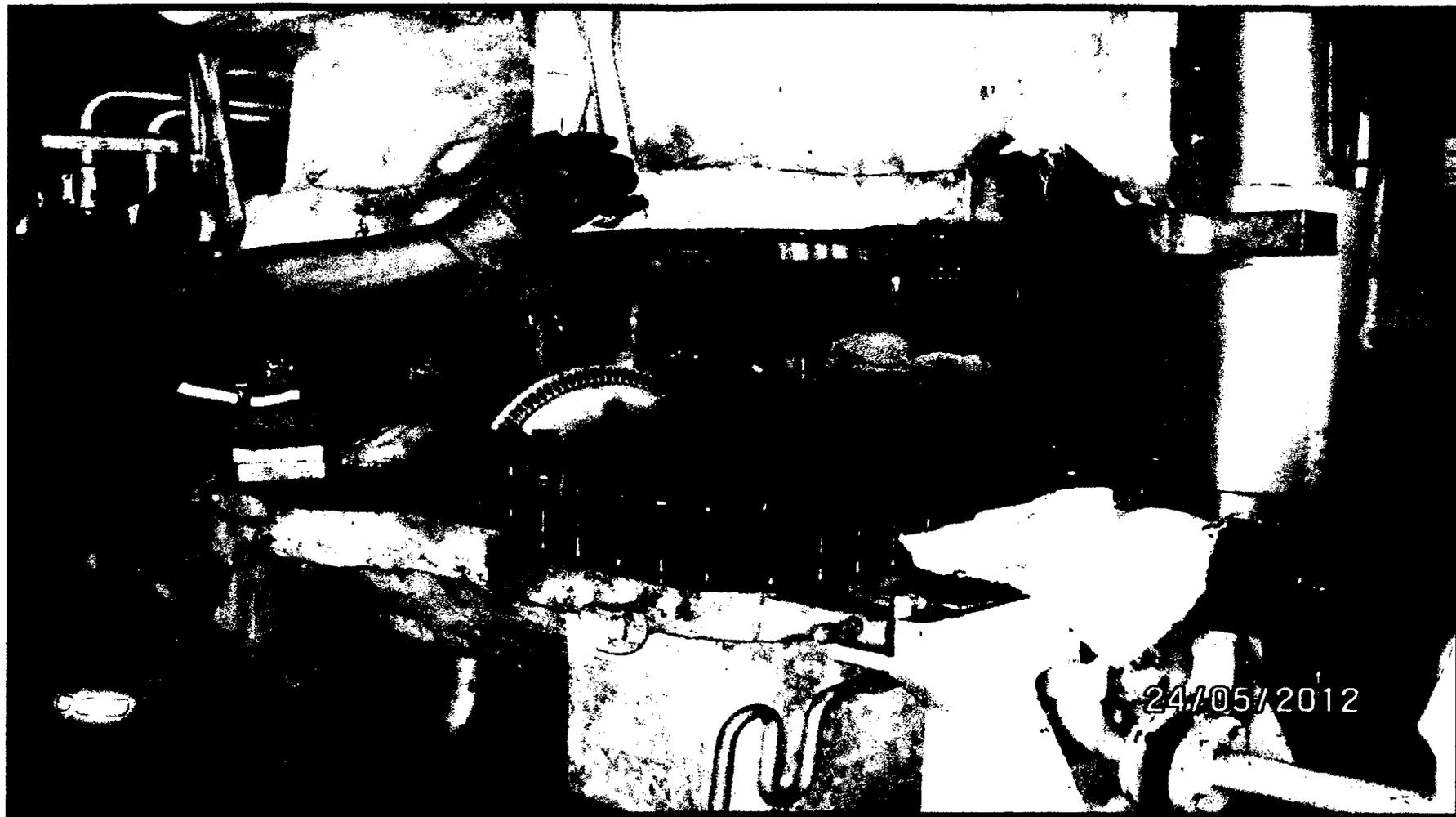
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°3: Vista de perfil de la Turbina.



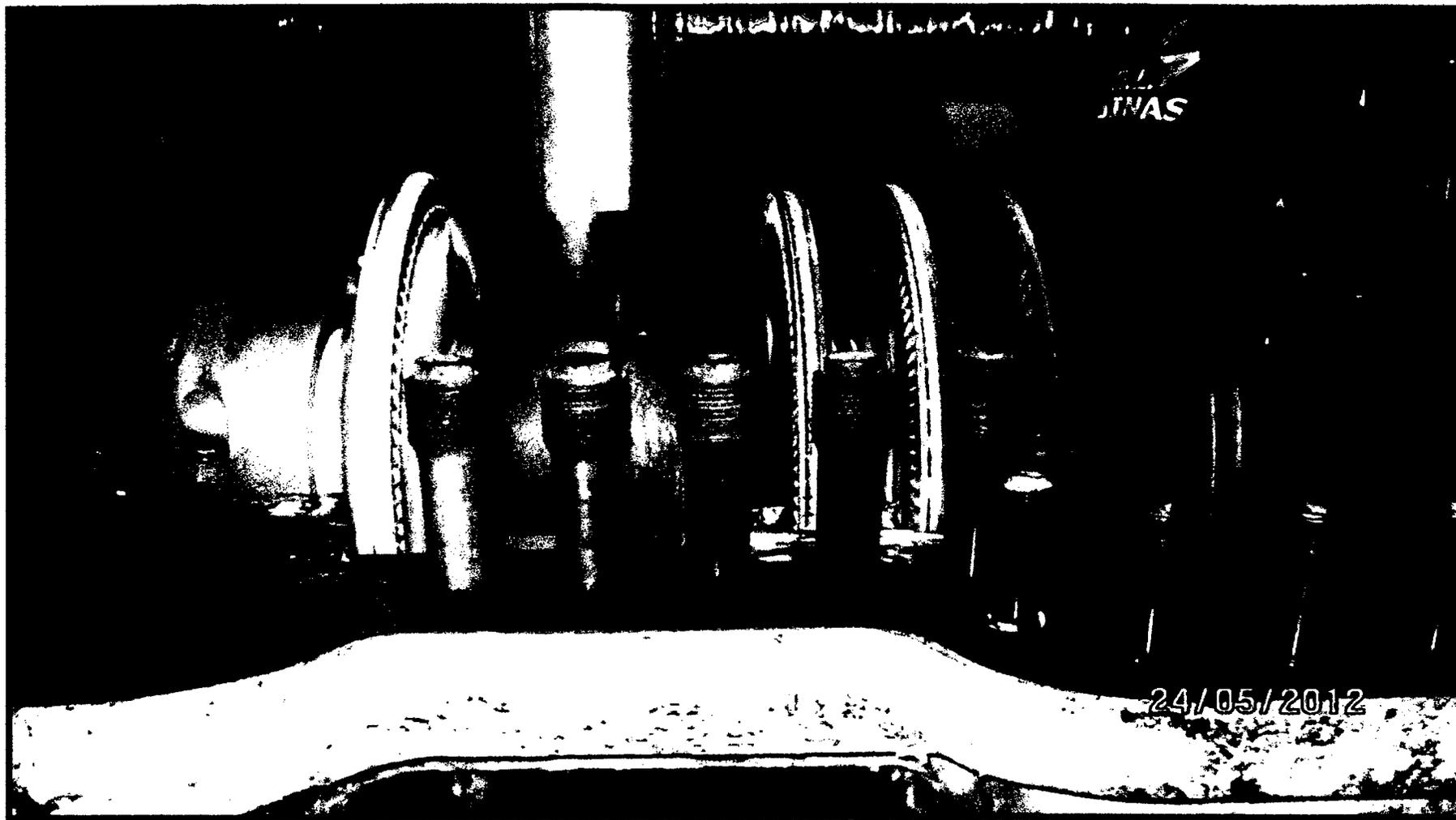
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°4: Desmontaje de la Turbina.



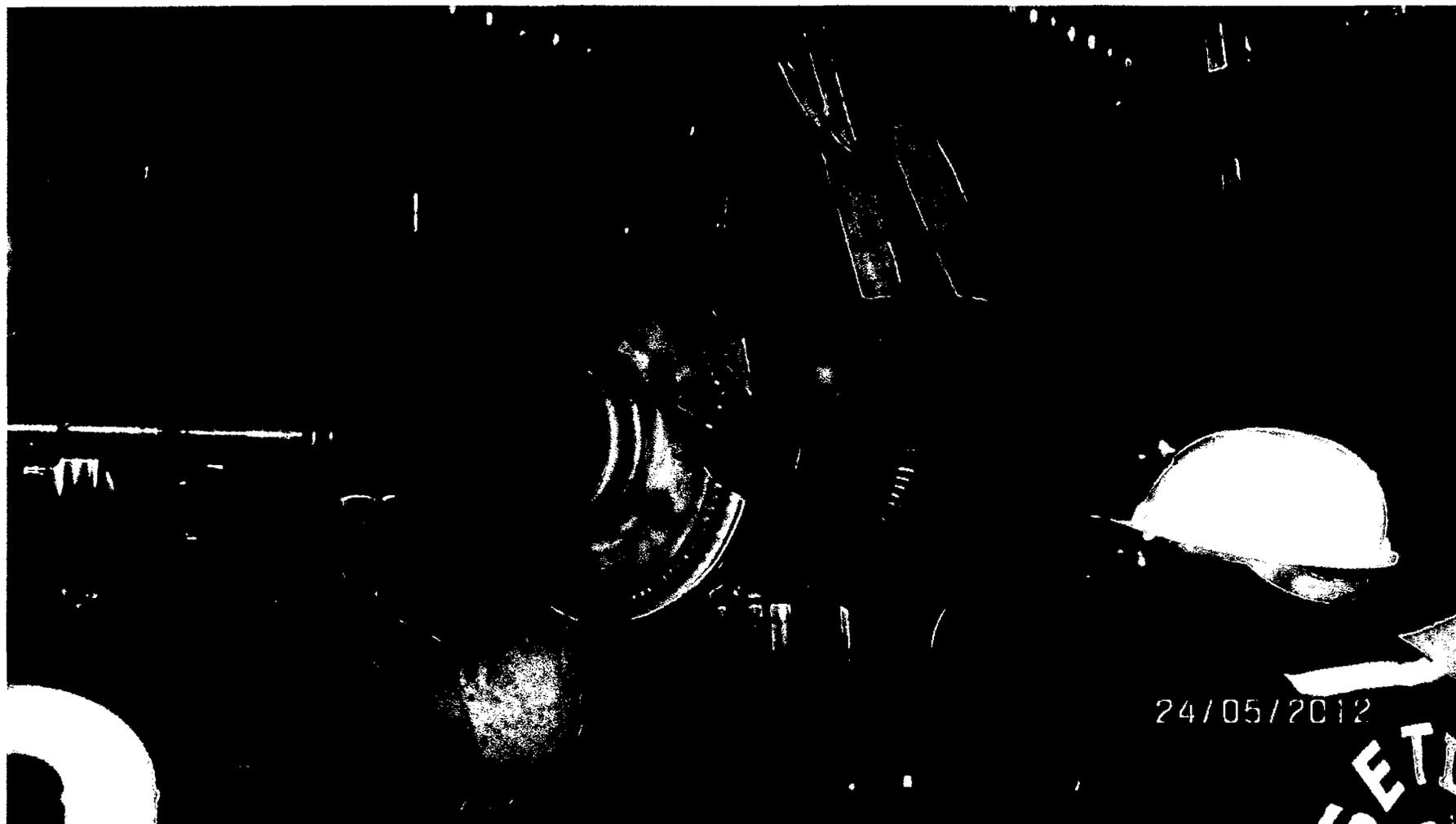
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°5: Vista del rotor de la turbina TGM después de retirar la carcasa superior.



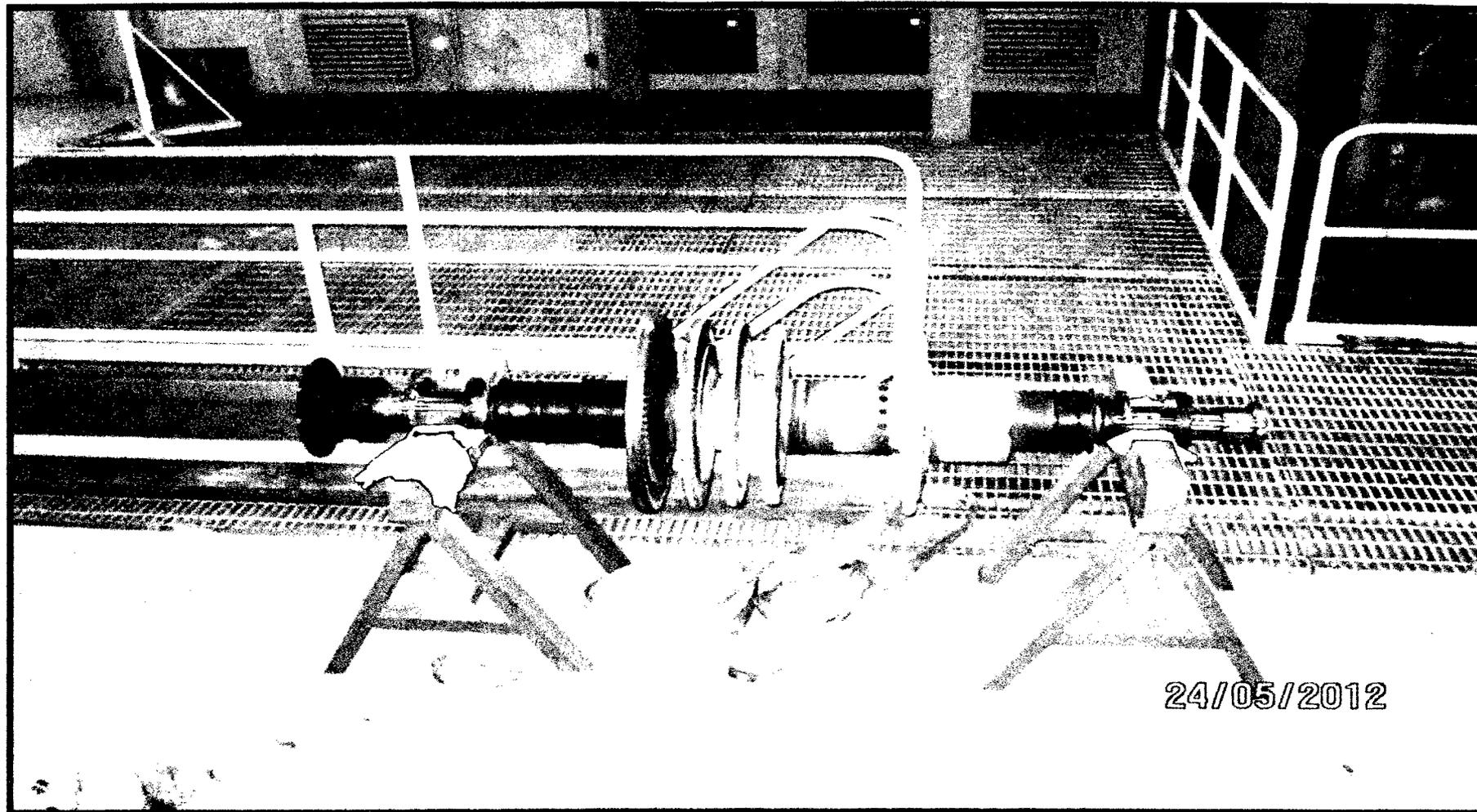
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°6: Desmontaje del rotor de la turbina.



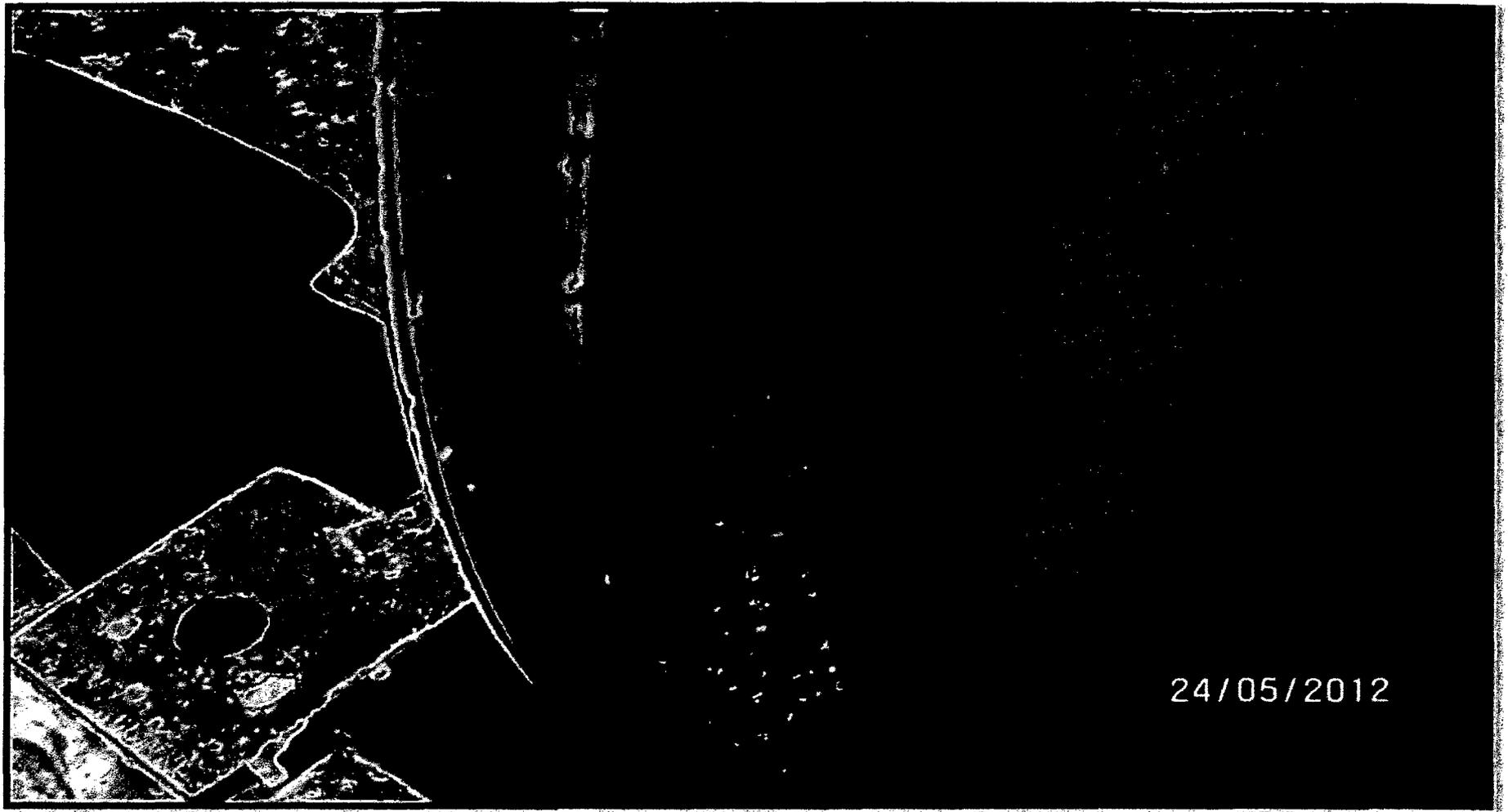
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°7: Vista de perfil del rotor de la turbina con presencia de incrustaciones.



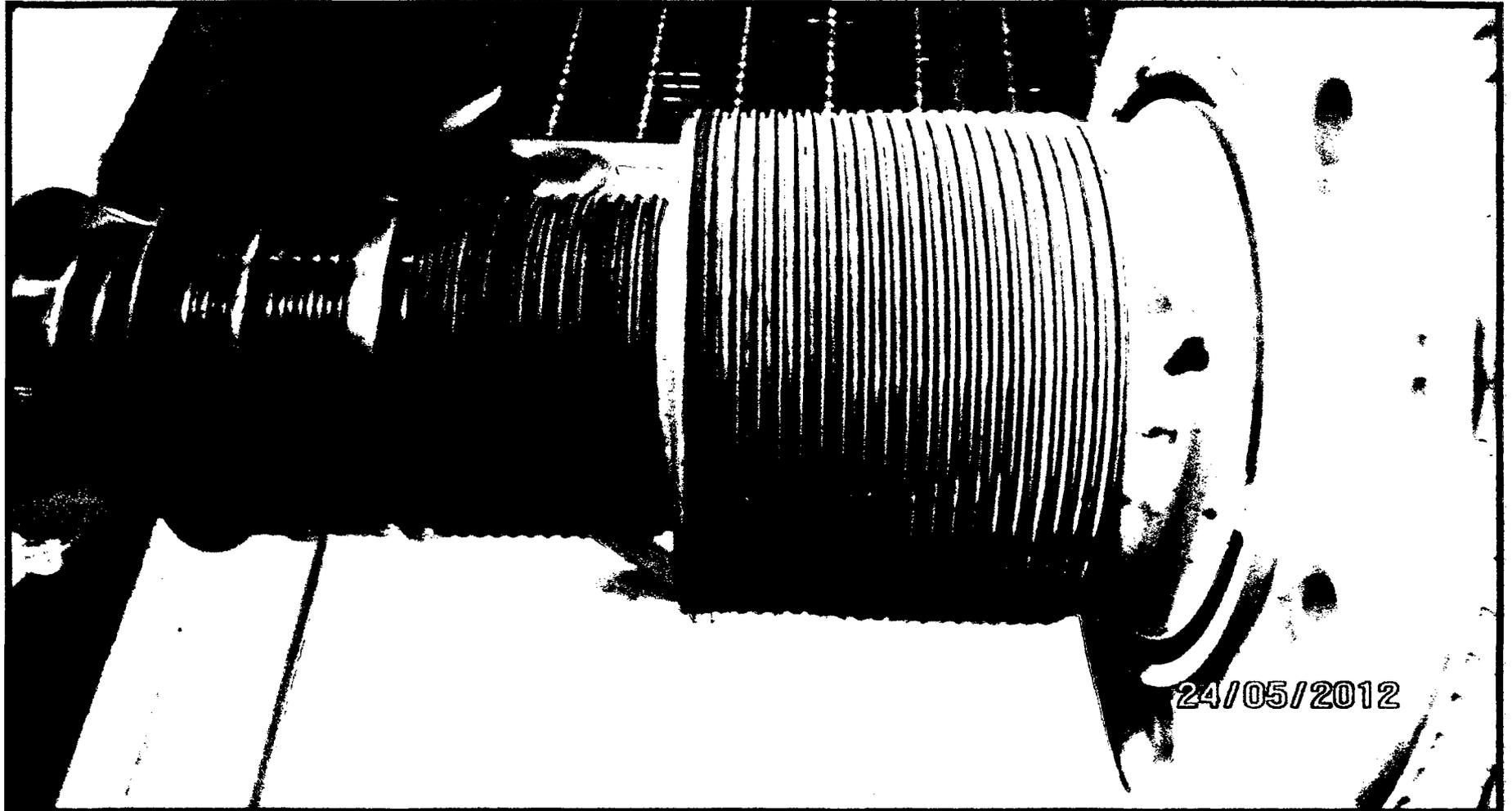
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°8: Rueda de regulación con incrustaciones en los álabes.



Fuente: Elaboración propia

Anexo N°9: Anillos laberintos lado frontal, con incrustaciones.



Fuente: Elaboración propia

Anexo N°10: Álabes móviles con incrustaciones en la tercera y cuarta etapa.



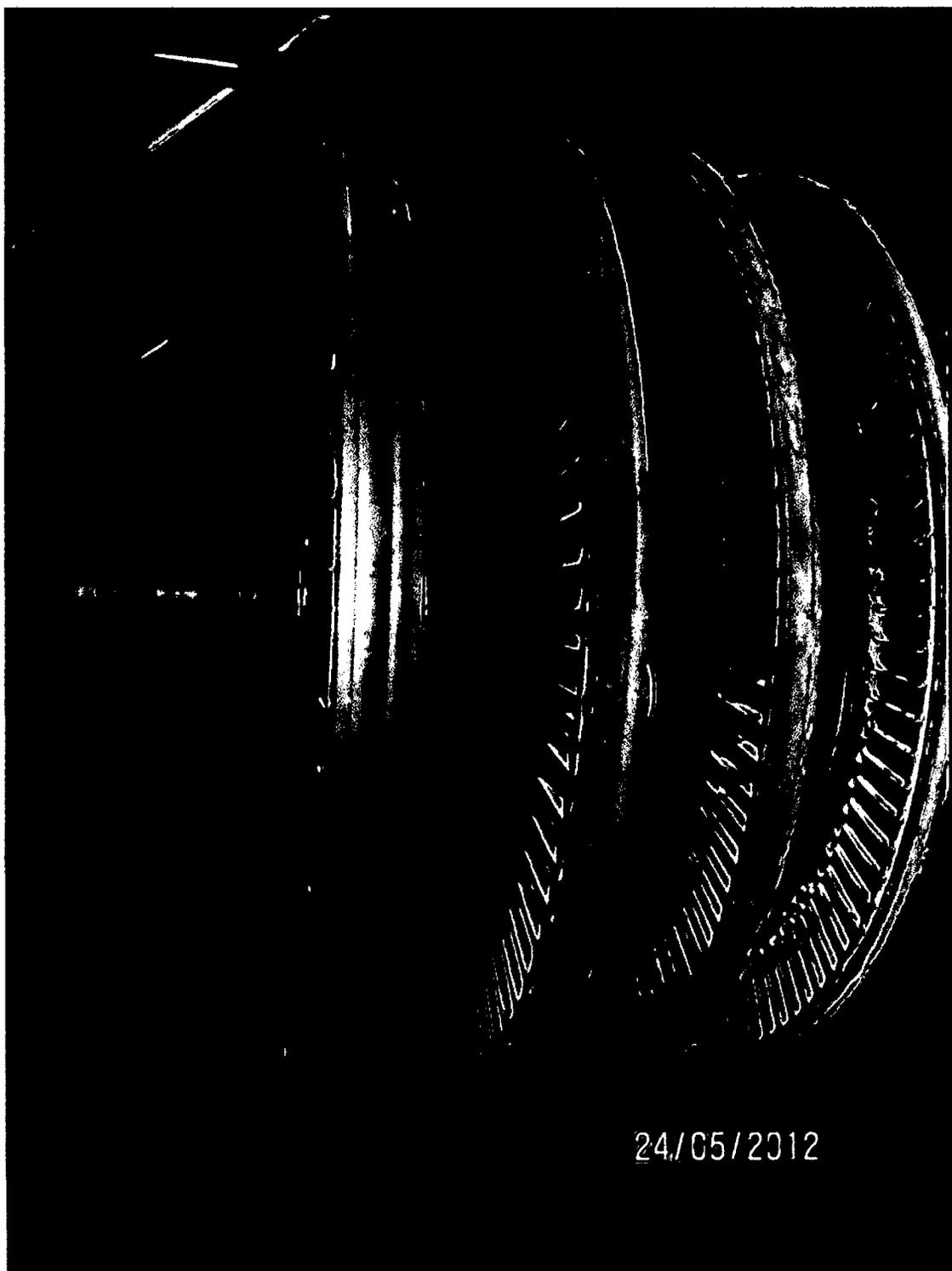
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°11: Álabes móviles con incrustaciones en la primera etapa.



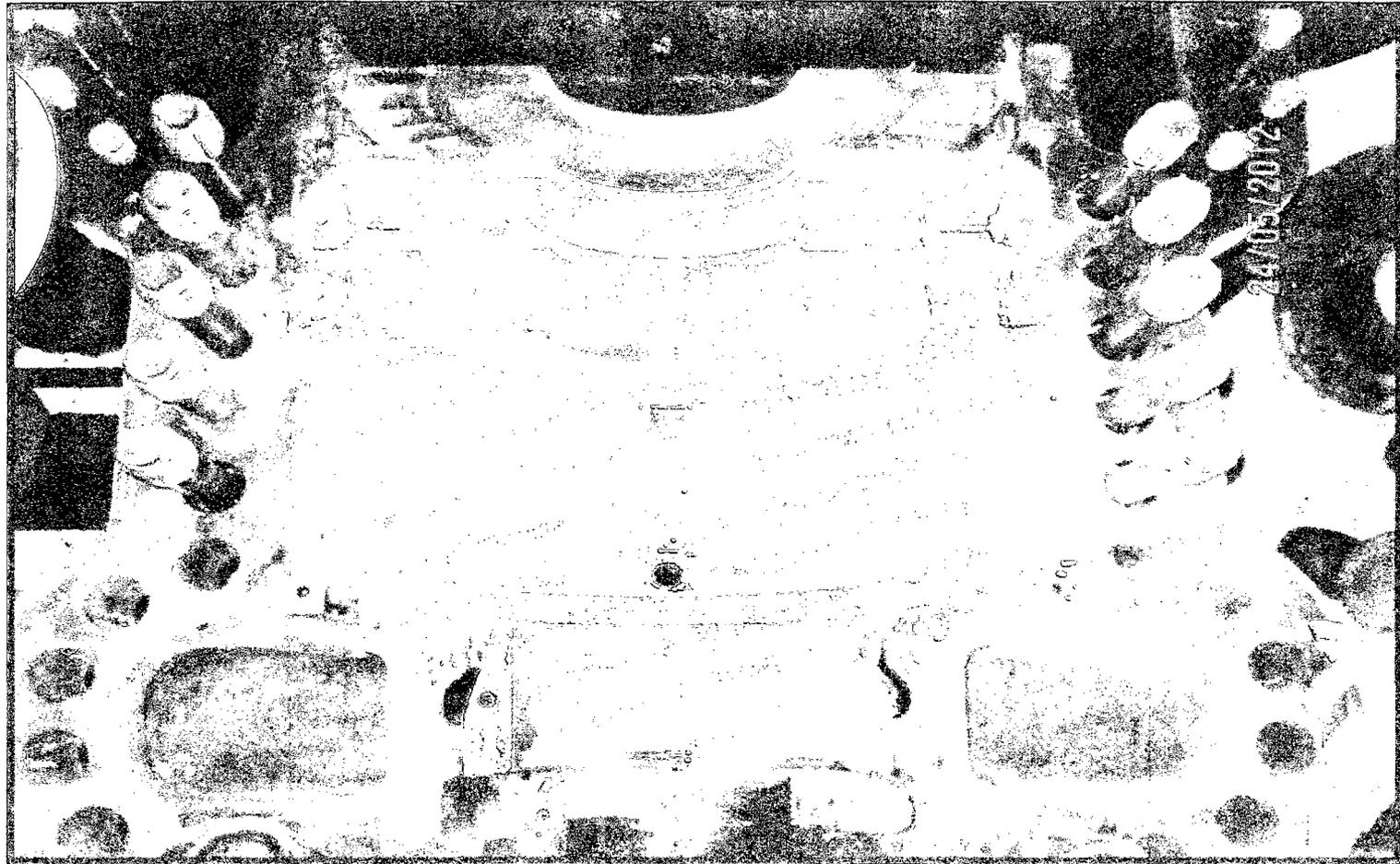
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°12: Vista completa de las cuatros ruedas móviles con incrustaciones.



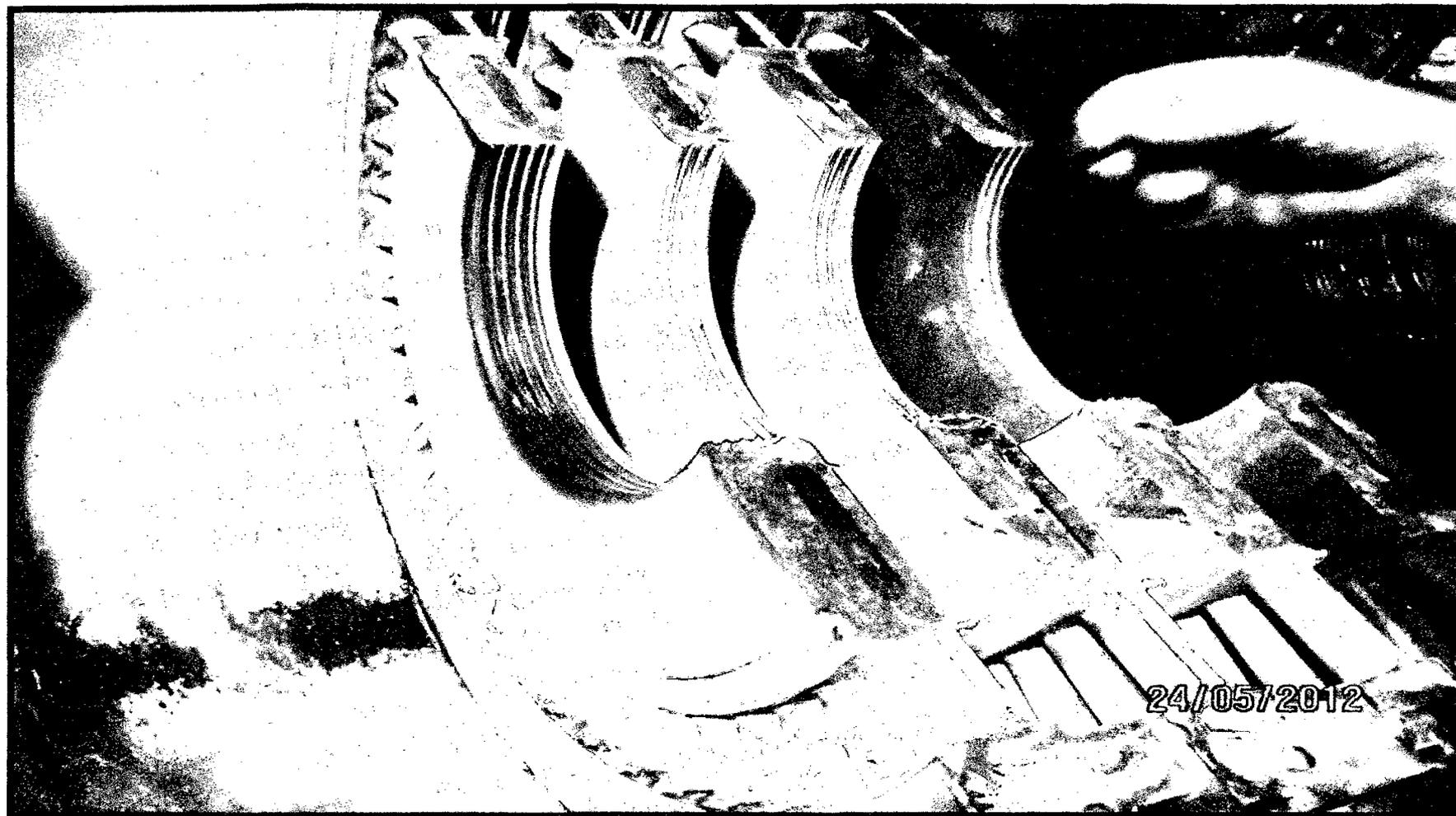
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°13 : Vista de planta de la carcasa inferior, con incrustaciones en la cámara de regulación, asiento de anillos lado frontal y en los cuatro diafragmas.



Fuente: Elaboración propia

Anexo N°14: Incrustaciones en los álabes fijos de los cuatro diafragmas.



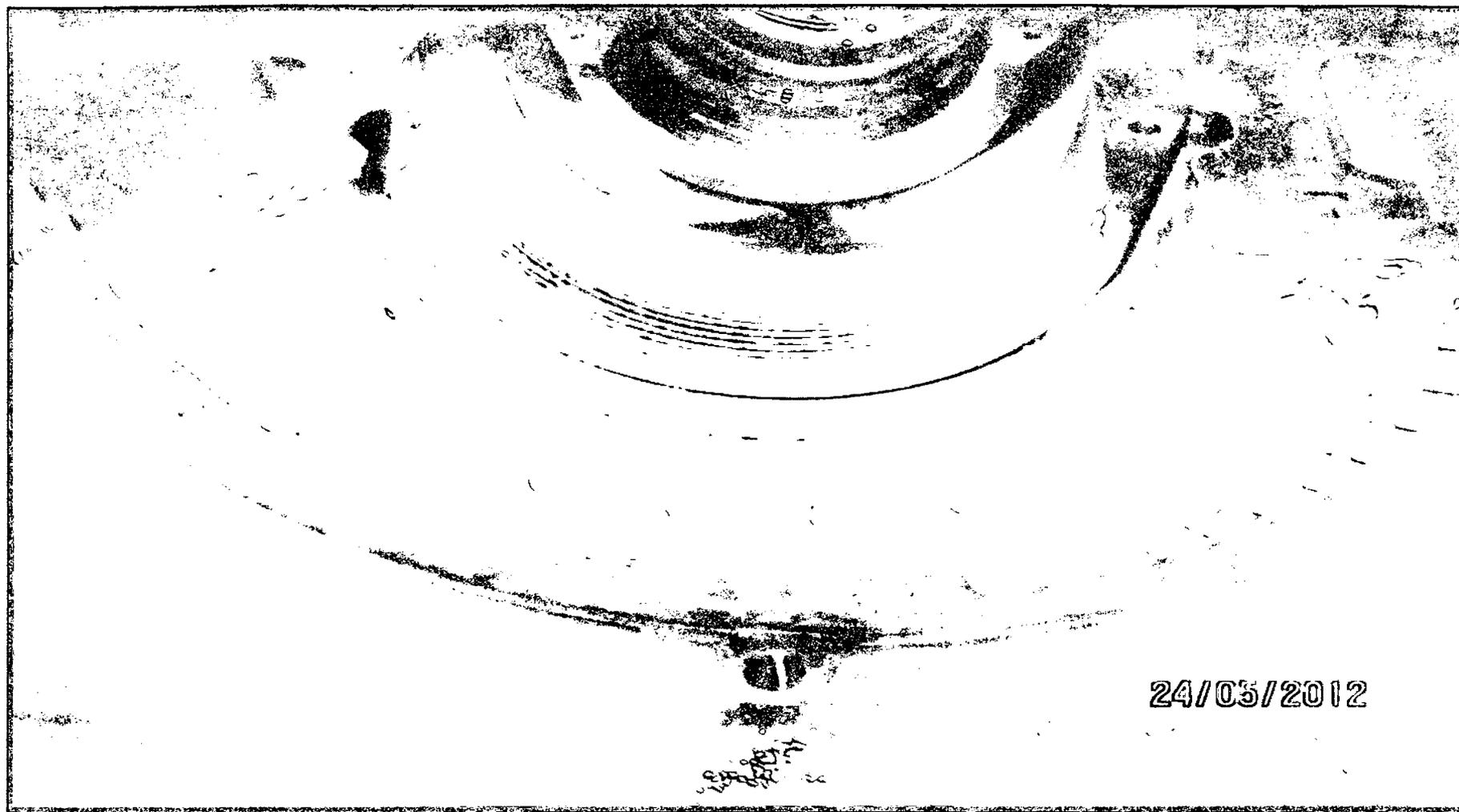
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°15: Vista de los álabes del primer diafragma con incrustaciones.



Fuente: Elaboración propia

Anexo N°16: Toberas distribuidoras de vapor con incrustaciones.



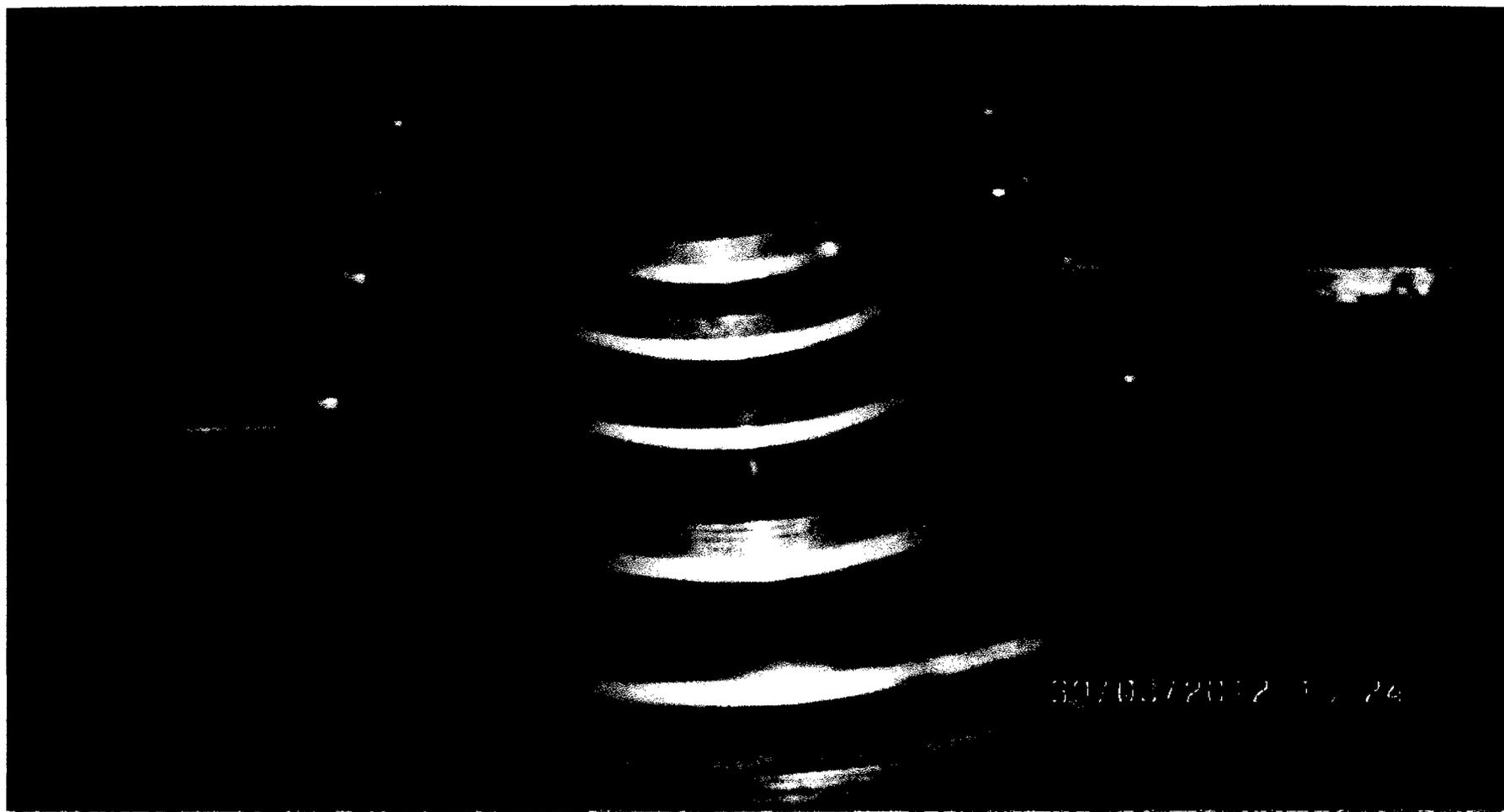
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°17: Vista de planta de la carcasa inferior después de ser lavada.



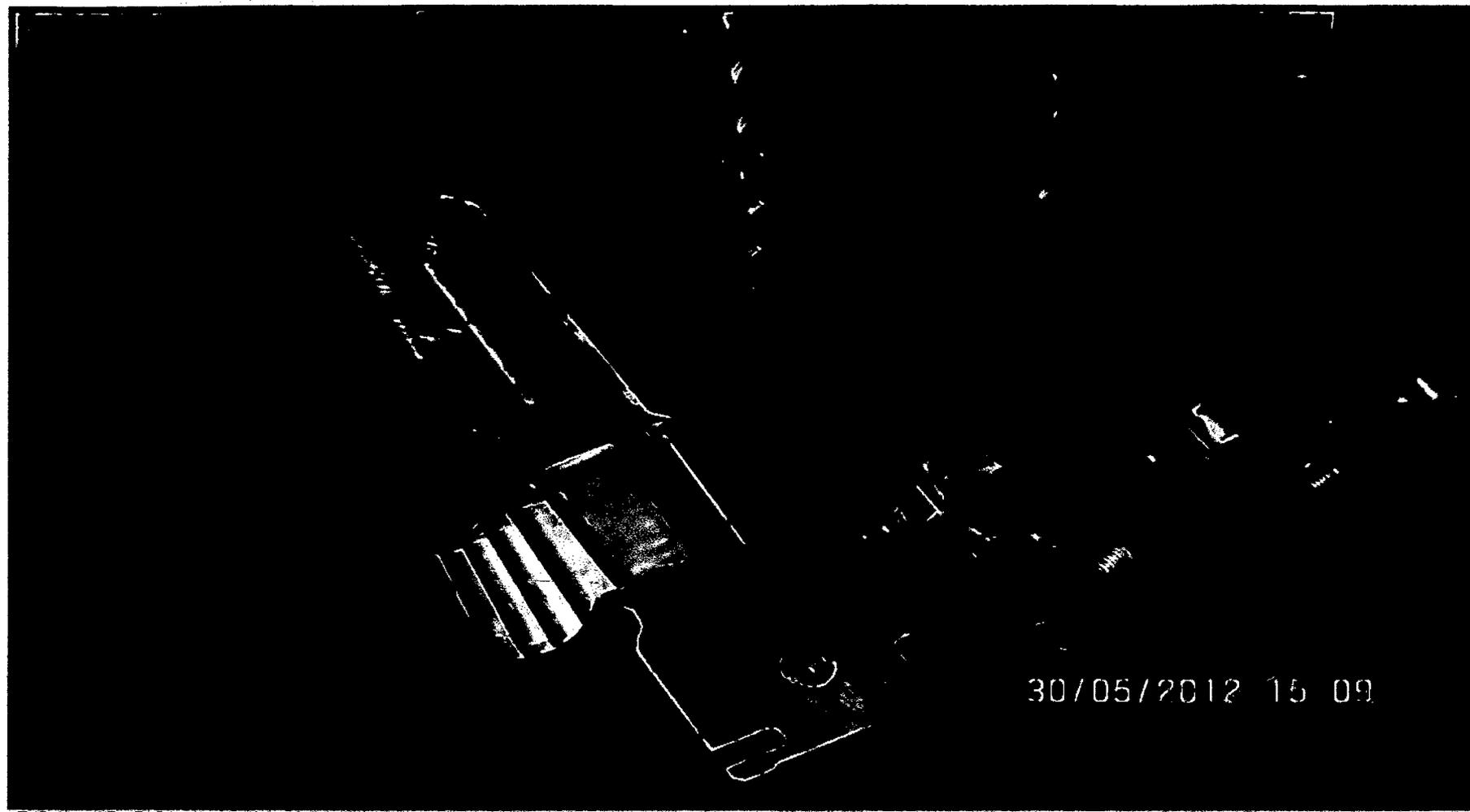
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°18: Vista de los cuatro diafragmas de álabes fijos después de ser lavado.



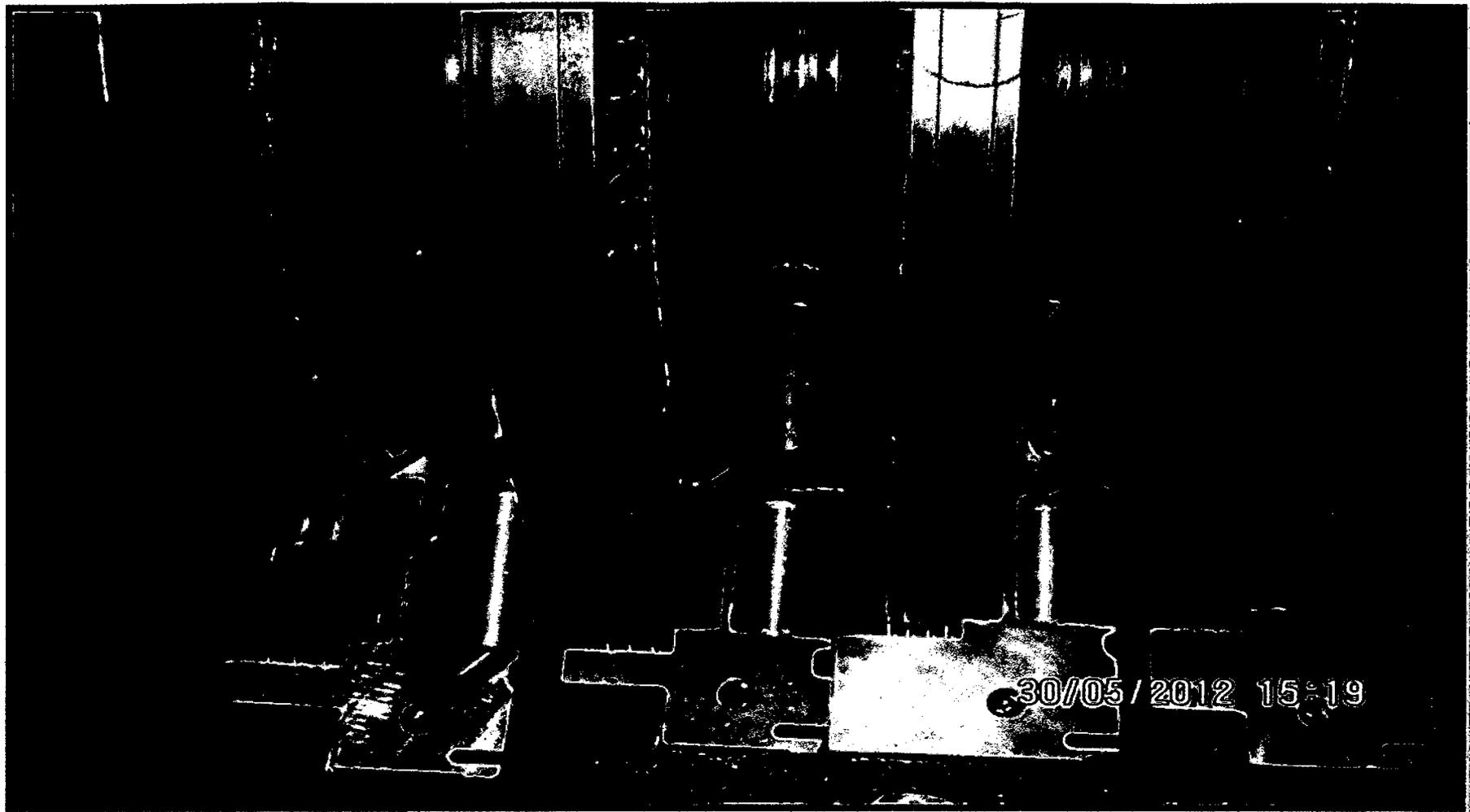
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°19: Montaje del rotor lavado en la carcasa inferior de la turbina.



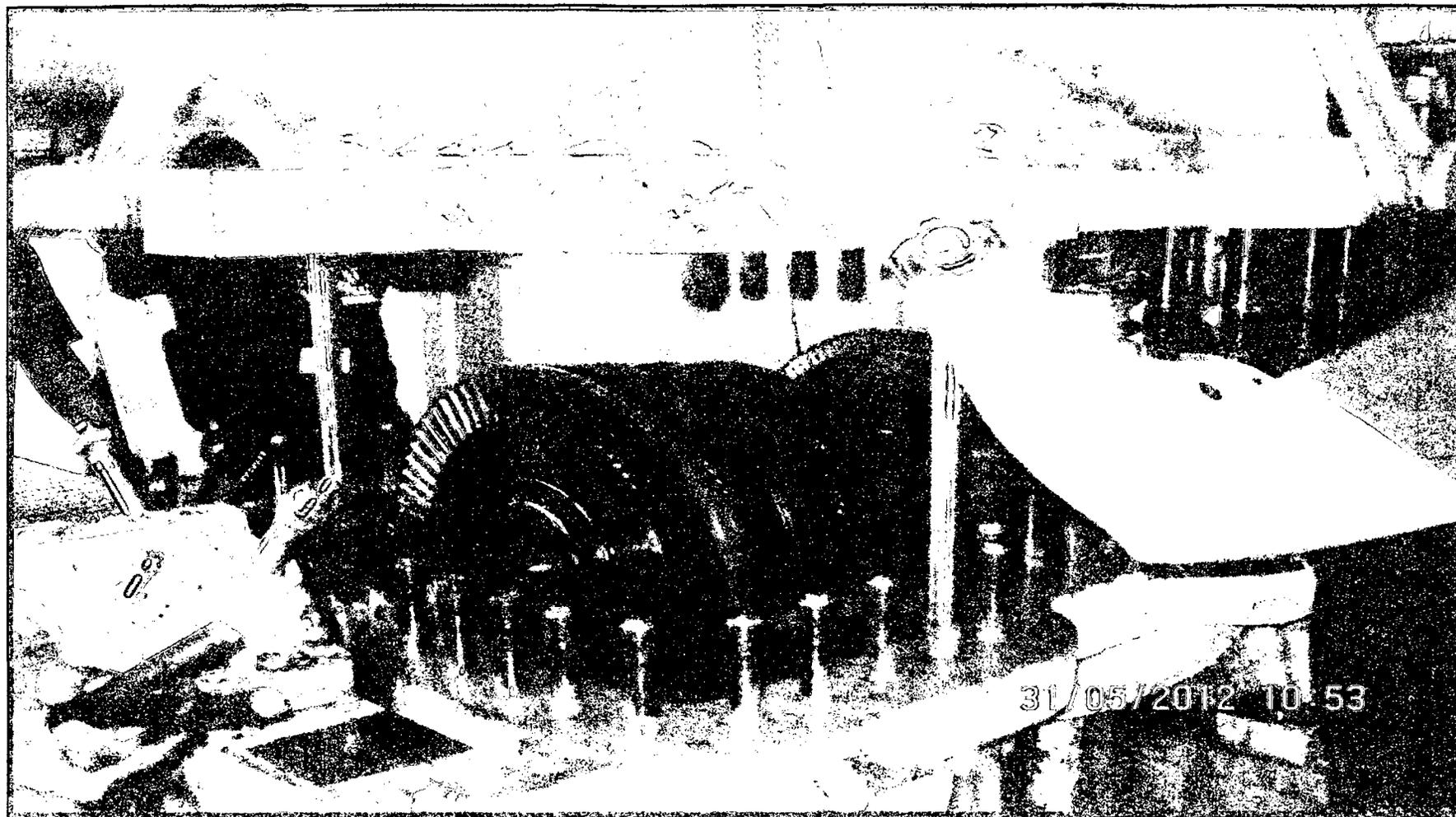
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°20: Vista de perfil del montaje del rotor entre los diafragmas de la carcasa.



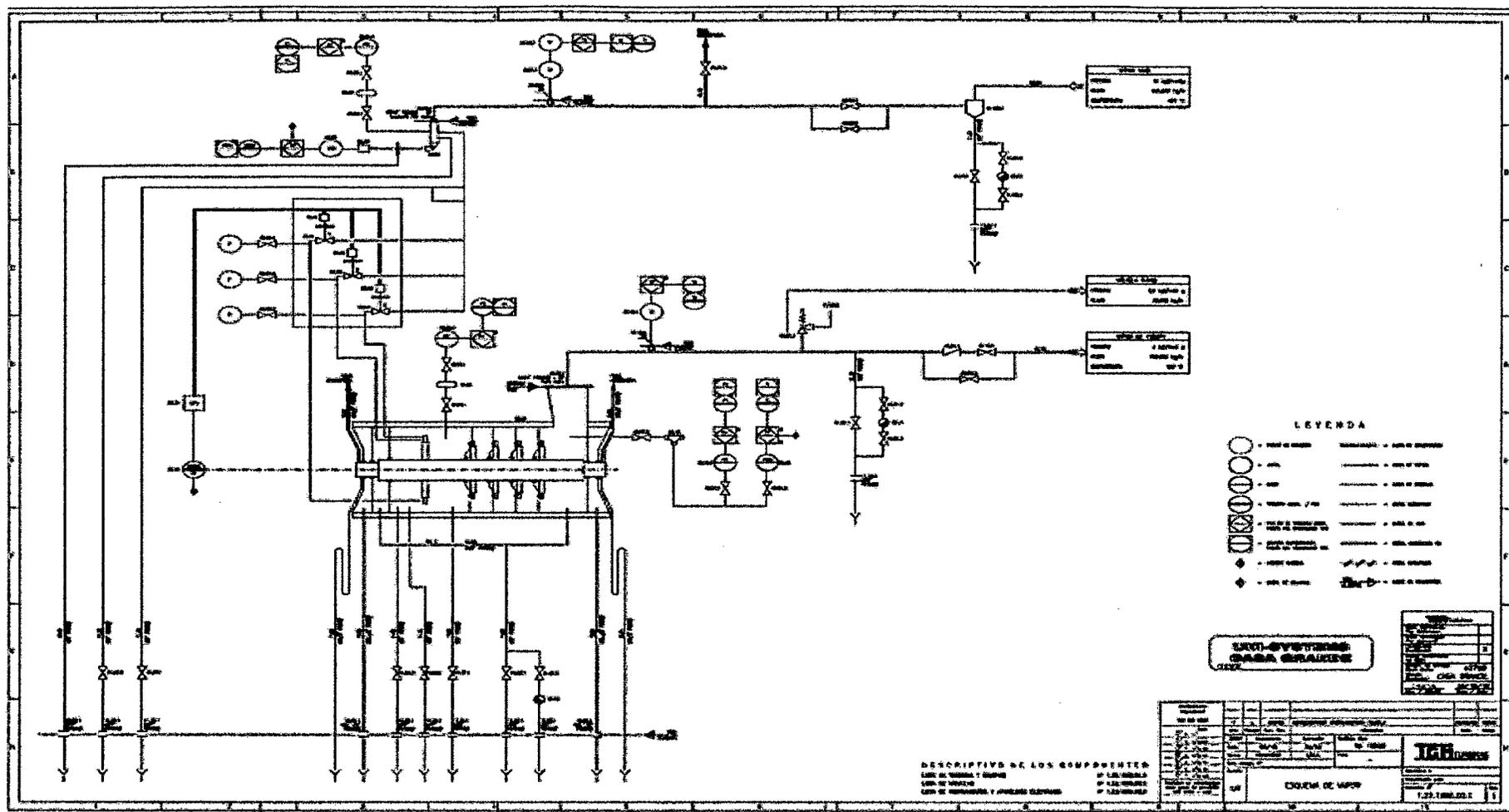
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°21: Montaje de la carcasa superior de la turbina después del mantenimiento.



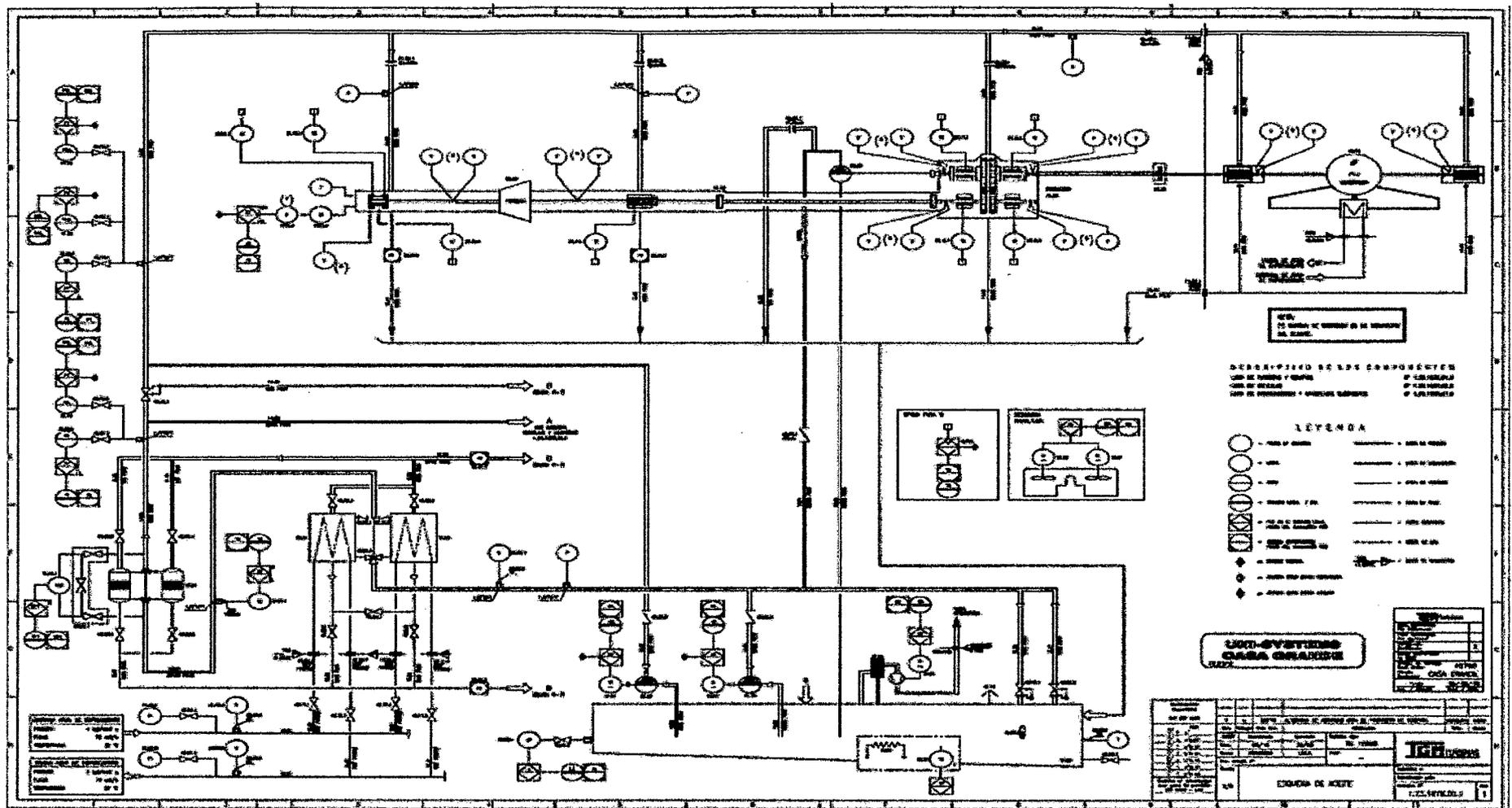
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°22: Esquema de circuito de vapor de la Turbina de contrapresión TGM.



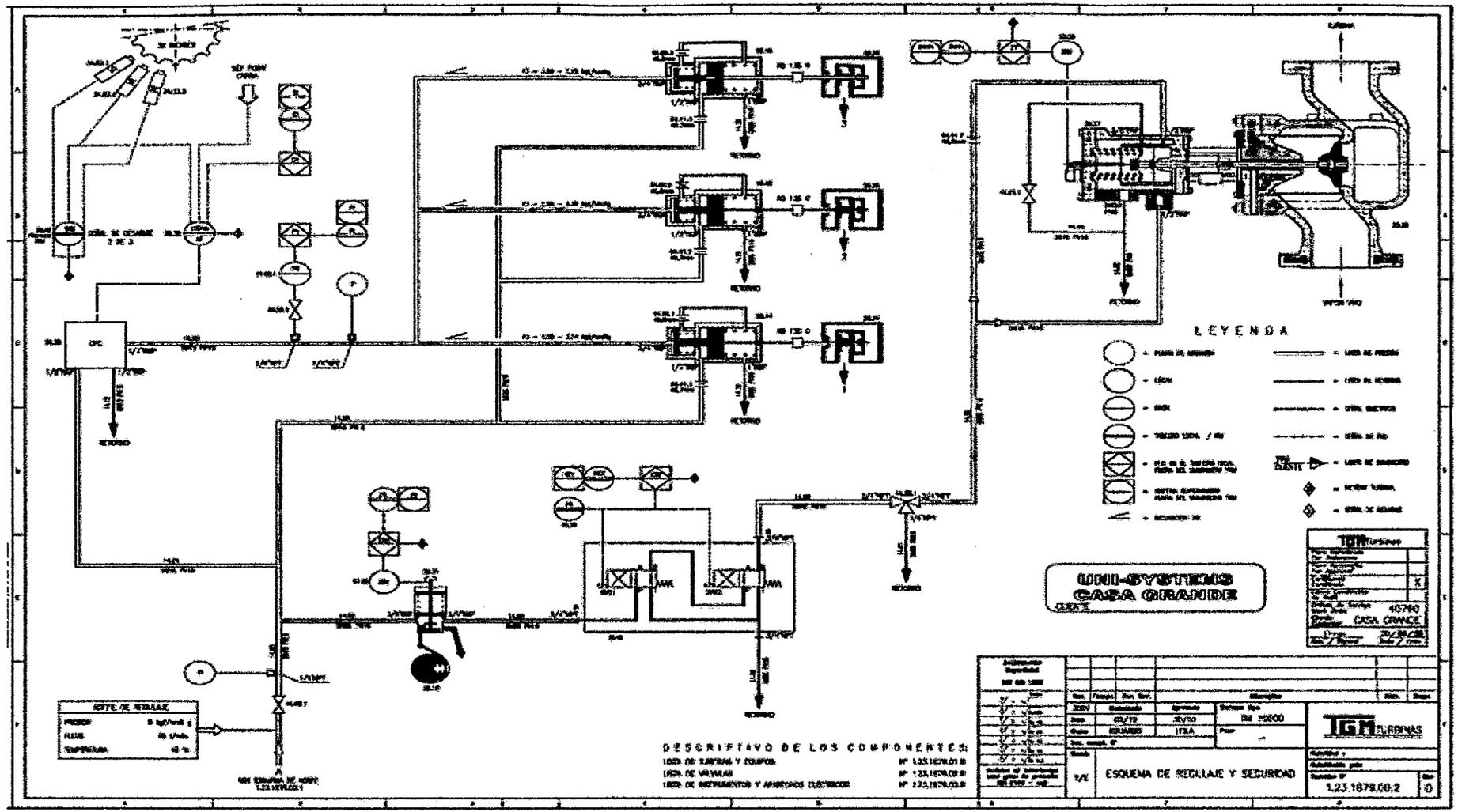
Fuente: Manual de Instrucciones TGM Turbinas TM 10000 – OS 40790

Anexo N°23: Esquema de circuito de aceite de la Turbina de contrapresión TGM.



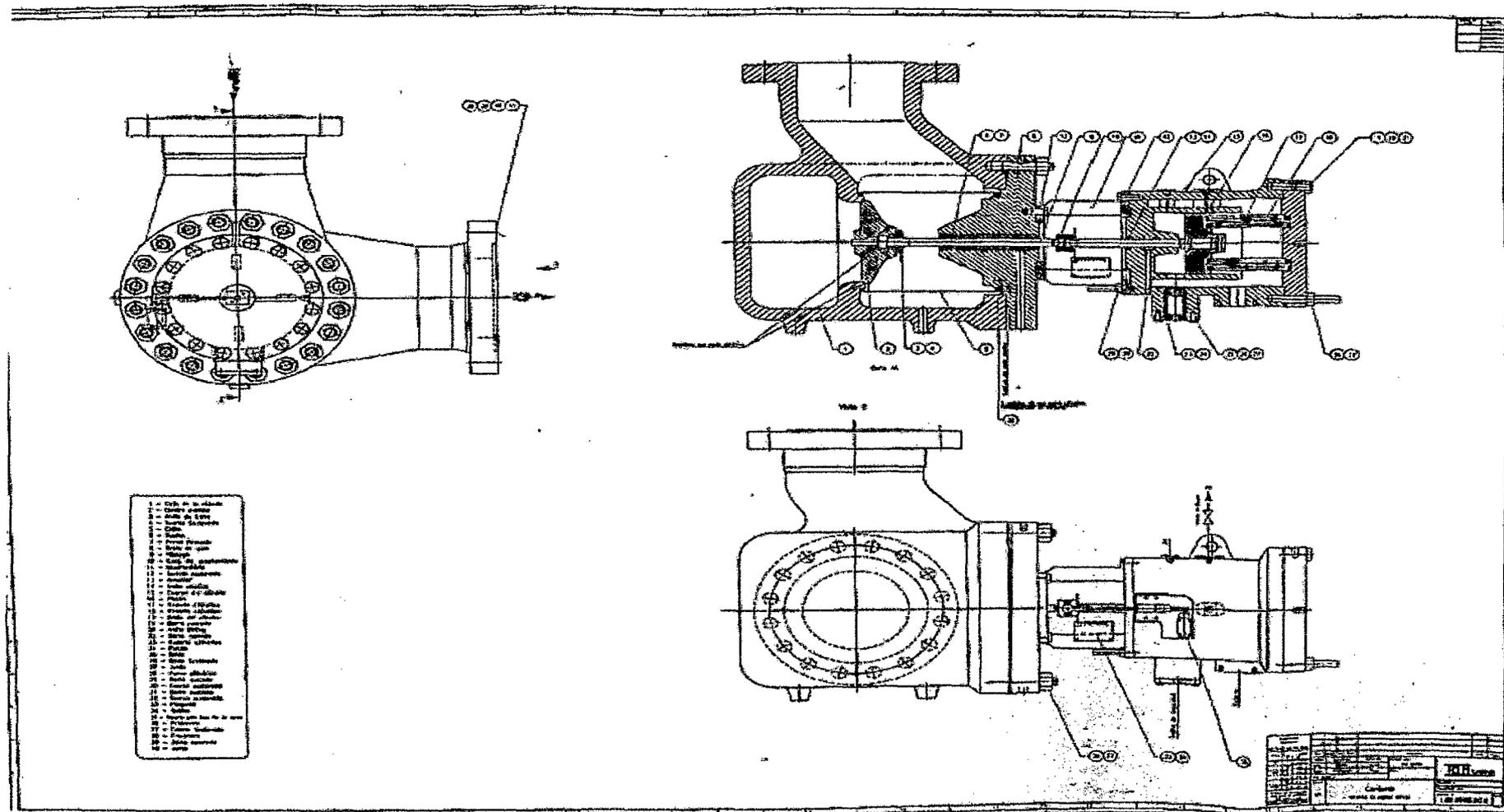
Fuente: Manual de Instrucciones TGM Turbinas TM 10000 – OS 40790

Anexo N°24: Esquema del sistema de seguridad y regulación.



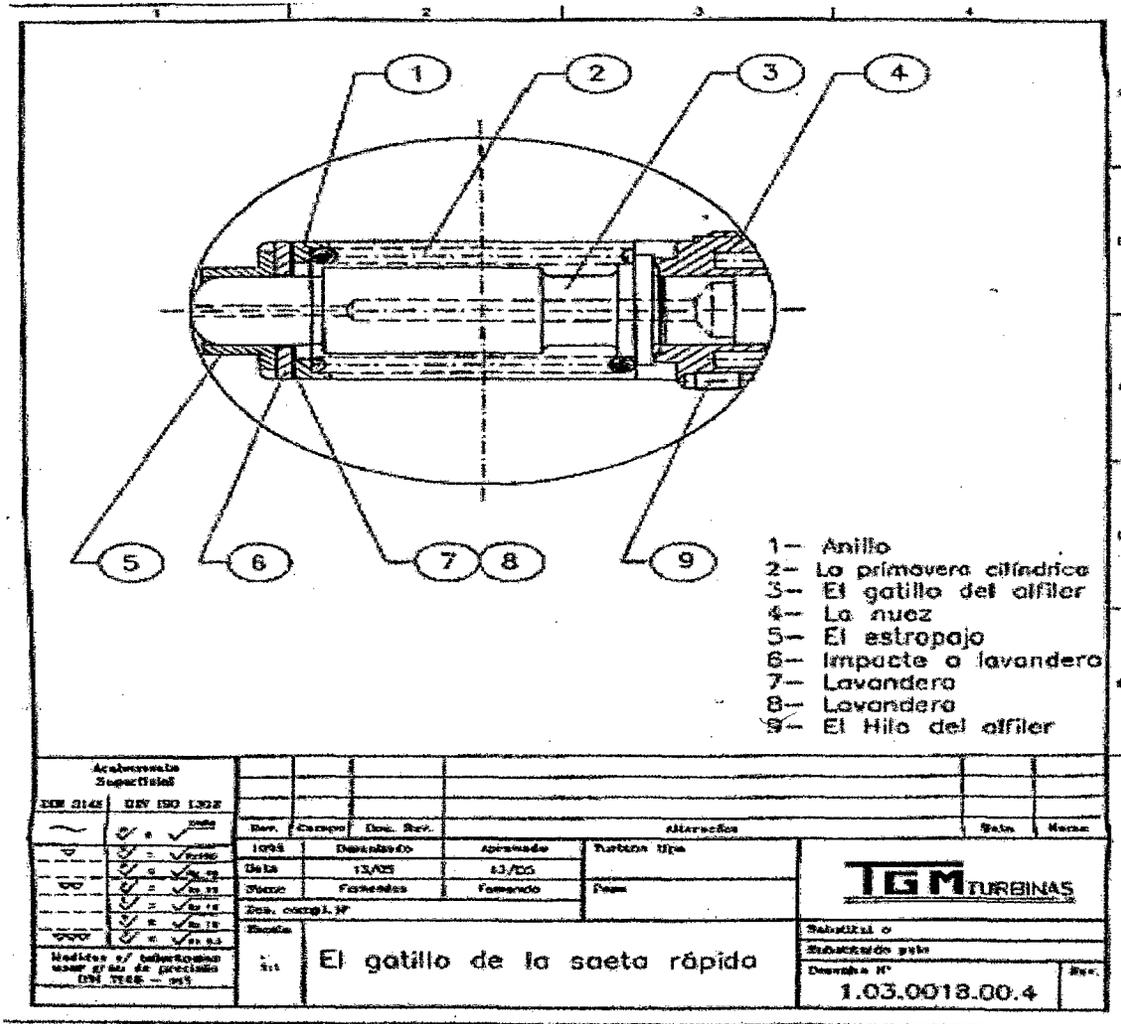
Fuente: Manual de Instrucciones TGM Turbinas TM 10000 – OS 40790

Anexo N°25: Esquema de la válvula de cierre rápido



Fuente: Manual de Instrucciones TGM Turbinas TM 10000 – OS 40790

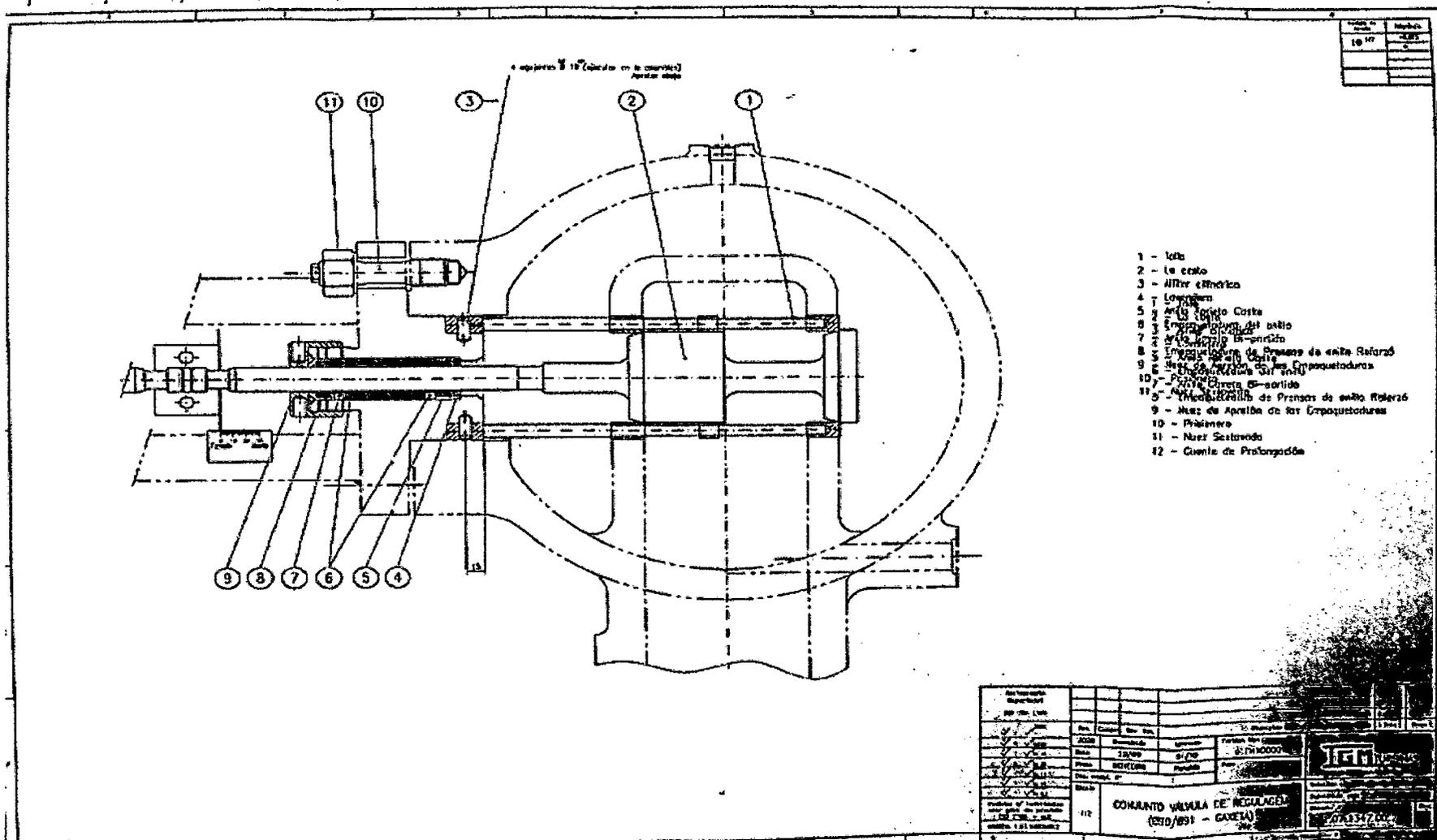
Anexo N°26: Esquema del disparador de cierre rápido



Fuente: Manual de Instrucciones TGM Turbinas TM 10000 – OS 40790

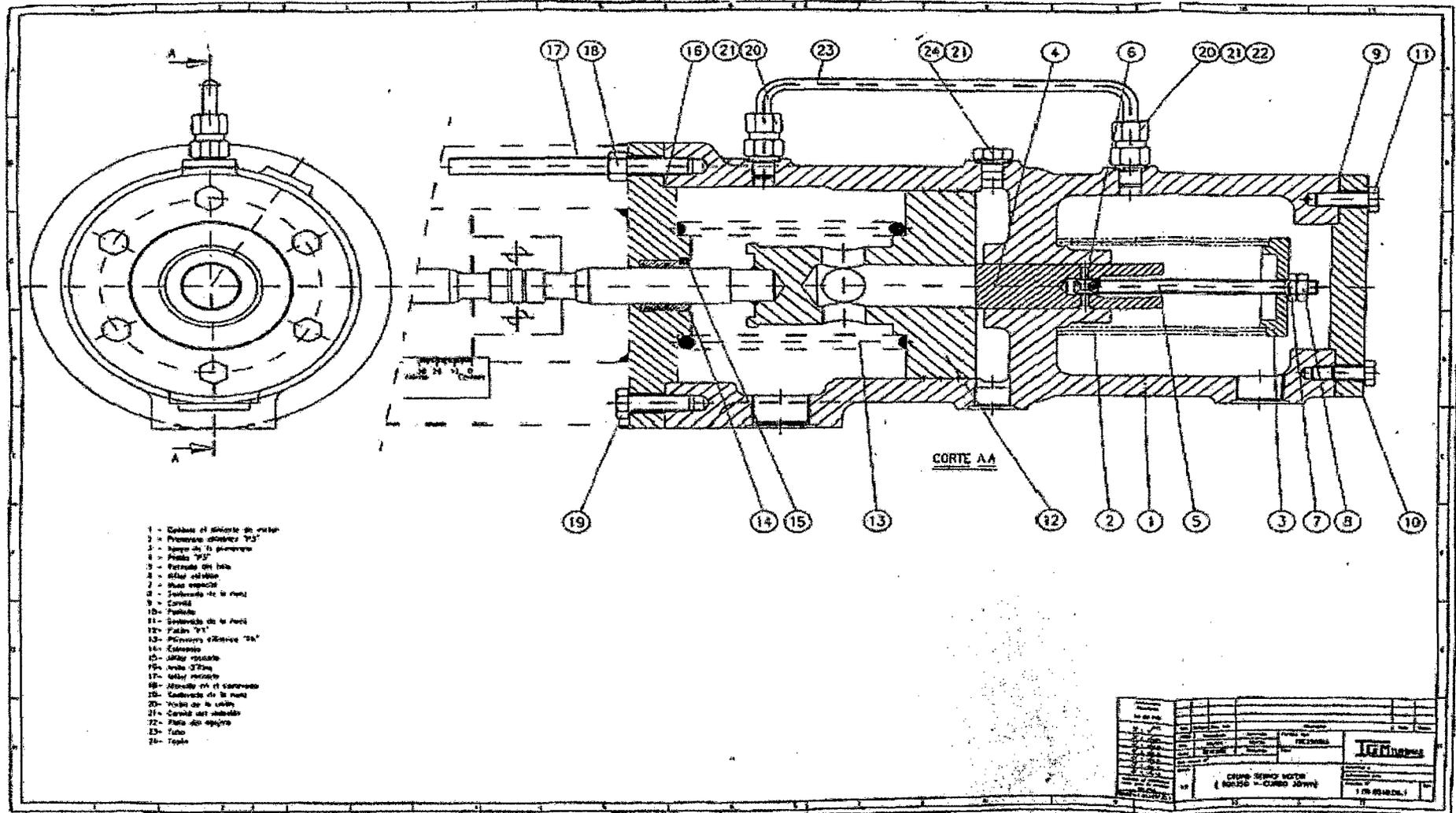


Anexo N°28: Esquema de la válvula de regulación



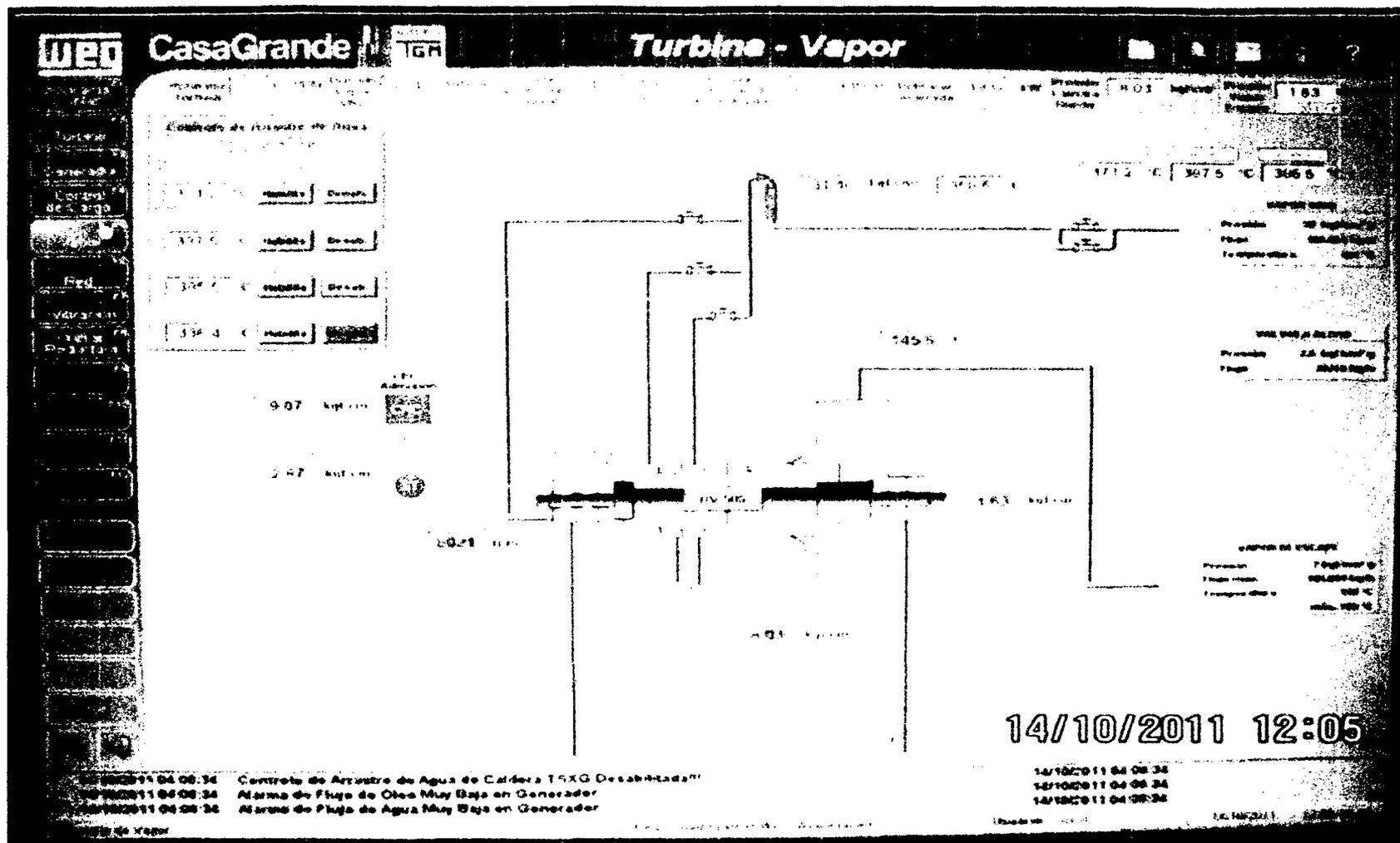
Fuente: Manual de Instrucciones TGM Turbinas TM 10000 – OS 40790

Anexo N°29: Esquema del Regulador de velocidad –Servomotor



Fuente: Manual de Instrucciones TGM Turbinas TM 10000 – OS 40790

Anexo N°30: Imagen de la Pantalla de operación del circuito de vapor de la turbina



Fuente: Elaboración propia

Anexo N°31: Cuadro general de los parámetros y ratios energéticos determinados en base a todos los datos registrados durante el estudio.

MES	JUNIO	PARAMETROS RECOLECTADOS						VARIACION DE PARAMETROS RESPECTO A DISEÑO			PARAMETROS DETERMINADOS					RATIOS DETERMINADOS		
DIA	HORA	Presión admisión	Presión salida	T° admisión	T° Salida	P.Cámara Rueda	Pot. Gener.	ΔP admisión	ΔT entrada	ΔP salida	% Carga	h. entrada	h. salida	Hi	Flujo Vapor Real	CEV	η ri	
		(bar abs.)	(bar abs.)	(°C)	(°C)	(bar man.)	(kW)	%	%	%	%	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kg/seg)	(Ton/hr)	(kg/kWh)	(p.u.)
18	8:00	33,1	2,17	385	135	10,3	8154	0,30	-3,75	-27,67	66,08	3192,9	2735,8	457,1	19,45	70,00	8,59	0,771
	9:00	33,1	1,9	372	123	9,92	7884	0,30	-7,00	-36,67	63,89	3162,7	2713,2	449,5	19,12	68,83	8,73	0,745
	10:00	32,9	2,12	379	123	10,81	8730	-0,30	-5,25	-29,33	70,75	3179,4	2710,9	468,5	20,31	73,12	8,38	0,793
	11:00	33,8	2,67	382	140	12,92	9126	2,42	-4,50	-11,00	73,95	3184,7	2741,8	442,9	22,46	80,86	8,86	0,794
	12:00	32,8	2,33	375	133	12,04	8766	-0,61	-6,25	-22,33	71,04	3170,3	2730	440,3	21,70	78,13	8,91	0,772
	13:00	31	1,84	389	129	11,16	9000	-6,06	-2,75	-38,67	72,93	3205,8	2726,4	479,4	20,46	73,67	8,19	0,780
	14:00	32,4	2,19	384	133	12,75	10062	-1,82	-4,00	-27,00	81,54	3191,9	2731,4	460,5	23,82	85,75	8,52	0,784
	15:00	32,7	2,14	384	133	12,76	9540	-0,91	-4,00	-28,67	77,31	3191,3	2731,9	459,4	22,64	81,49	8,54	0,775
	16:00	31,7	1,93	393	135	10,07	8226	-3,94	-1,75	-35,67	66,66	3213,7	2738	475,7	18,85	67,86	8,25	0,775
	17:00	31,6	1,76	393	135	9,7	8172	-4,24	-1,75	-41,33	66,22	3213,9	2739,6	474,3	18,78	67,61	8,27	0,755
18:00	32,3	2,06	378	123	11,35	8802	-2,12	-5,50	-31,33	71,33	3178,4	2711,5	466,9	20,55	73,98	8,40	0,789	
19	8:00	33,4	2,4	386	140	9,82	7506	1,21	-3,50	-20,00	60,83	3194,7	2744,2	450,5	18,16	65,38	8,71	0,779
	9:00	32,9	2,18	380	135	13,41	9810	-0,30	-5,00	-27,33	79,50	3202,5	2735,7	466,8	22,91	82,47	8,41	0,769
	10:00	32,9	2,16	379	128	15,1	10710	-0,30	-5,25	-28,00	86,79	3179,4	2721,1	458,3	25,47	91,71	8,56	0,780
	11:00	33,5	2,54	386	139	13,71	9526	1,52	-3,50	-15,33	77,20	3194,5	2740,8	453,7	22,89	82,39	8,65	0,798
	12:00	33,2	2,39	388	137	12,77	9198	0,61	-3,00	-20,33	74,54	3199,6	2738	461,6	21,72	78,20	8,50	0,796
	13:00	31,9	2,4	376	138	10,7	7830	-3,33	-6,00	-20,00	63,45	3174,3	2740	434,3	19,65	70,75	9,04	0,773
	14:00	32,3	2,41	376	138	10,31	7650	-2,12	-6,00	-19,67	61,99	3173,6	2739,9	433,7	19,23	69,22	9,05	0,770
	15:00	31,5	2,35	384	136	13	9630	-4,55	-4,00	-21,67	78,04	3193,5	2736,2	457,3	22,95	82,64	8,58	0,801
	16:00	32,4	2,05	380	127	10,55	8406	-1,82	-5,00	-31,67	68,12	3182,6	2720,1	462,5	19,81	71,32	8,48	0,778
	17:00	32,5	1,95	375	120	10,31	8370	-1,52	-6,25	-35,00	67,83	3170,9	2706,3	464,6	19,64	70,70	8,45	0,776
18:00	30,3	1,71	392	131	10,83	9090	-8,18	-2,00	-43,00	73,66	3213,9	2731,8	482,1	20,55	73,99	8,14	0,770	

20	8:00	32,6	2,28	387	143	14,26	10028	-1,21	-3,25	-24,00	81,26	3198,4	2751,6	446,8	24,47	88,08	8,78	0,765
	9:00	33,1	2,27	381	135	13,51	9972	0,30	-4,75	-24,33	80,81	3183,7	2734,8	448,9	24,22	87,17	8,74	0,772
	10:00	33	2,4	382	135	13,6	9810	0,00	-4,50	-20,00	79,50	3186,2	2733,6	452,6	23,63	85,06	8,67	0,790
	11:00	33	2,53	384	141	13,56	9612	0,00	-4,00	-15,67	77,89	3190,8	2745,2	445,6	23,51	84,65	8,81	0,788
	12:00	33,2	2,28	382	135	10,99	8550	0,61	-4,50	-24,00	69,29	3185,8	2734,8	451	20,67	74,40	8,70	0,775
	13:00	32	2,6	379	140	14,74	10026	-3,03	-5,25	-13,33	81,25	3181,1	2742,4	438,7	24,91	89,68	8,95	0,796
	14:00	29,7	1,64	378	125	9,63	8010	-10,00	-5,50	-45,33	64,91	3183	2720,1	462,9	18,86	67,90	8,48	0,750
	15:00	32,1	2,63	377	142	14,64	9972	-2,73	-5,75	-12,33	80,81	3176,3	2746,4	429,9	25,29	91,03	9,13	0,784
	16:00	32,1	2,68	383	145	14,71	10008	-2,73	-4,25	-10,67	81,10	3190,1	2752,3	437,8	24,92	89,71	8,96	0,796
	17:00	32,3	2,69	383	145	14,52	9954	-2,12	-4,25	-10,33	80,66	3189,7	2752,3	437,4	24,81	89,30	8,97	0,795
18:00	32,8	2,65	384	145	14,32	9990	-0,61	-4,00	-11,67	80,96	3191,1	2752,7	438,4	24,84	89,42	8,95	0,788	
21	8:00	30,6	2,45	377	166	5,92	4032	-7,27	-5,75	-18,33	32,67	3179,1	2798,97	380,13	11,56	41,62	10,32	0,687
	9:00	32,1	2,53	371	170	5,32	3762	-2,73	-7,25	-15,67	30,49	3162,3	2806,1	356,2	11,51	41,45	11,02	0,648
	10:00	34	2,58	370	158	8,34	5850	3,03	-7,50	-14,00	47,41	3154,8	2781,4	373,4	17,08	61,48	10,51	0,675
	11:00	34	2,71	367	157	8,63	5940	3,03	-8,25	-9,67	48,14	3149,2	2778,4	370,8	17,46	62,86	10,58	0,683
	12:00	32,7	2,1	372	148	6,81	5058	-0,91	-7,00	-30,00	40,99	3163,5	2763,6	399,9	13,79	49,63	9,81	0,684
	13:00	32,6	2,51	383	165	6,73	4860	-1,21	-4,25	-16,33	39,38	3189,2	2796,5	392,7	13,49	48,57	9,99	0,696
	14:00	31,5	2,7	388	178	6,16	4014	-4,55	-3,00	-10,00	32,53	3201,55	2822,21	379,34	11,53	41,52	10,34	0,690
	15:00	32,9	2,68	381	156	9,04	6708	-0,30	-4,75	-10,67	54,36	3184	2775,8	408,2	17,91	64,49	9,61	0,739
	16:00	33,1	2,62	370	160	6,16	4168	0,30	-7,50	-12,67	33,78	3158,1	2784,6	373,5	12,16	43,79	10,51	0,682
	17:00	33,5	2,57	370	160	5,46	3492	1,52	-7,50	-14,33	28,30	3157,3	2785	372,3	10,22	36,81	10,54	0,674
18:00	32,9	2,72	372	160	8,09	5310	-0,30	-7,00	-9,33	43,03	3161,7	2784,6	377,1	15,35	55,26	10,41	0,697	
22	8:00	30,8	2,18	398	171	6,11	4500	-6,67	-0,50	-27,33	36,47	3226,6	2810,5	416,1	11,79	42,44	9,43	0,702
	9:00	30,4	1,94	390	159	5,33	4212	-7,88	-2,50	-35,33	34,13	3209,1	2787,5	421,6	10,89	39,21	9,31	0,699
	10:00	31,2	2	390	150	8	6210	-5,45	-2,50	-33,33	50,32	3207,7	2768,5	439,2	15,41	55,49	8,93	0,729
	11:00	32,9	2,14	398	182	4,33	3060	-0,30	-0,50	-28,67	24,80	3223,1	2833,2	389,9	8,56	30,80	10,06	0,643
	12:00	33	2,16	398	182	3,79	2610	0,00	-0,50	-28,00	21,15	3223	2833,1	389,9	7,30	26,27	10,06	0,644
	13:00	31,1	2,07	393	163	6,53	4806	-5,76	-1,75	-31,00	38,95	3214,8	2794,8	420	12,47	44,90	9,34	0,701

	14:00	32	2,28	399	173	6,98	5040	-3,03	-0,25	-24,00	40,84	3226,9	2813,9	413	13,30	47,89	9,50	0,697
	15:00	32,7	2	400	161	6,95	5220	-0,91	0,00	-33,33	42,30	3228	2791,2	436,8	13,03	46,90	8,98	0,706
	16:00	31,6	2,17	398	165	7,41	5454	-4,24	-0,50	-27,67	44,20	3225,3	2798,2	427,1	13,92	50,11	9,19	0,714
	17:00	31,6	2,31	395	173	6,3	4572	-4,24	-1,25	-23,00	37,05	3217,5	2814,28	403,22	12,36	44,50	9,73	0,690
	18:00	33,1	2,33	396	174	4,61	3168	0,30	-1,00	-22,33	25,67	3217,18	2816,2	400,98	8,61	31,00	9,79	0,679
25	8:00	33,2	2,09	400	158	7,71	5822	0,61	0,00	-30,33	47,18	3227,2	2784,3	442,9	14,33	51,58	8,86	0,722
	9:00	32,1	2,15	398	165	6,57	4842	-2,73	-0,50	-28,33	39,24	3224,5	2798,3	426,2	12,38	44,58	9,21	0,708
	10:00	32,2	2,18	398	172	5,72	4212	-2,42	-0,50	-27,33	34,13	3224,3	2812,5	411,8	11,15	40,14	9,53	0,686
	11:00	32,6	2,22	396	166	7,2	5220	-1,21	-1,00	-26,00	42,30	3219,1	2799,9	419,2	13,57	48,87	9,36	0,702
	12:00	33	2,1	394	162	5,6	4122	0,00	-1,50	-30,00	33,40	3213,8	2792,5	421,3	10,67	38,39	9,31	0,695
	13:00	31	2,34	393	181	6,5	4500	-6,06	-1,75	-22,00	36,47	3214,9	2830	384,9	12,74	45,88	10,20	0,667
	14:00	30,7	2,33	393	180	6,85	4788	-6,97	-1,75	-22,33	38,80	3215,4	2828	387,4	13,47	48,50	10,13	0,672
	15:00	31,8	2,18	392	173	5,74	4230	-3,64	-2,00	-27,33	34,28	3211,3	2814,6	396,7	11,62	41,84	9,89	0,670
	16:00	30,8	2,4	395	176	6,95	4860	-6,67	-1,25	-20,00	39,38	3218,9	2819,9	399	13,28	47,80	9,84	0,696
	17:00	30,6	2,47	400	185	6,32	4302	-7,27	0,00	-17,67	34,86	3231,5	2837,4	394,1	11,90	42,84	9,96	0,689
18:00	31,6	2,06	398	170	7,27	5778	-4,24	-0,50	-31,33	46,82	3225,3	2809,2	416,1	15,14	54,49	9,43	0,686	
26	8:00	32,8	2,28	392	171	5,77	4428	-0,61	-2,00	-24,00	35,88	3209,5	2809,8	399,7	12,08	43,47	9,82	0,678
	9:00	30,2	2,39	392	178	6,49	4518	-8,48	-2,00	-20,33	36,61	3213,1	2824,1	389	12,66	45,58	10,09	0,684
	10:00	32	2,28	393	156	8,47	6390	-3,03	-1,75	-24,00	51,78	3213,2	2778,8	434,4	16,03	57,73	9,03	0,740
	11:00	33	2,34	396	177	4,24	2774	0,00	-1,00	-22,00	22,48	3218,4	2821,8	396,6	7,62	27,45	9,89	0,673
	12:00	33	2,43	392	180	5,17	3420	0,00	-2,00	-19,00	27,71	3209,2	2827,4	381,8	9,76	35,15	10,28	0,659
	13:00	32,4	2,28	390	168	6,75	4770	-1,82	-2,50	-24,00	38,65	3205,7	2804,2	401,5	12,95	46,62	9,77	0,685
	14:00	30,8	2,33	399	177	6,82	4824	-6,67	-0,25	-22,33	39,09	3228,9	2821,8	407,1	12,92	46,50	9,64	0,699
	15:00	30,5	2,57	397	183	7,36	5022	-7,58	-0,75	-14,33	40,70	3224,9	2832,8	392,1	13,96	50,26	10,01	0,697
	16:00	32,2	2,4	400	180	6,17	4212	-2,42	0,00	-20,00	34,13	3228,9	2827,6	401,3	11,44	41,19	9,78	0,686
	17:00	30,8	2,38	397	180	6,22	4428	-6,67	-0,75	-20,67	35,88	3224,4	2828,2	396,2	12,18	43,86	9,90	0,687
18:00	32,1	2,32	394	172	7,54	5544	-2,73	-1,50	-22,67	44,93	3215,3	2811,6	403,7	14,97	53,89	9,72	0,690	
27	8:00	30,8	1,81	390	131	11,21	9080	-6,67	-2,50	-39,67	73,58	3207,4	2731,2	476,2	20,78	74,83	8,24	0,772

	9:00	32,3	2,4	377	136	12,1	8770	-2,12	-5,75	-20,00	71,07	3174,6	2736,3	438,3	21,81	78,52	8,95	0,777
	10:00	33,4	2,71	380	138	12,9	9120	1,21	-5,00	-9,67	73,91	3179,5	2737,7	441,8	22,50	81,01	8,88	0,801
	11:00	32,9	2,15	380	133	10,28	8151	-0,30	-5,00	-28,33	66,05	3180,4	2732,2	448,2	19,82	71,37	8,76	0,762
	12:00	33	2	369	125	9,89	7879	0,00	-7,75	-33,33	63,85	3154,5	2716,6	437,9	19,61	70,61	8,96	0,741
	13:00	32,5	1,9	381	127	10,7	8725	-1,52	-4,75	-36,67	70,71	3183,5	2721,9	461,6	20,60	74,17	8,50	0,759
	14:00	32,6	2,2	381	132	12,8	10077	-1,21	-4,75	-26,67	81,66	3183,3	2729,6	453,7	24,21	87,16	8,65	0,777
	15:00	32,6	2,3	387	135	12,71	9535	-1,21	-3,25	-23,33	77,27	3197,2	2735	462,2	22,49	80,96	8,49	0,794
	16:00	32	1,96	396	138	10,1	8280	-3,03	-1,00	-34,67	67,10	3219,1	2744,5	474,6	19,02	68,46	8,27	0,772
	17:00	31,8	1,8	390	131	9,69	8159	-3,64	-2,50	-40,00	66,12	3205,6	2731,3	474,3	18,75	67,51	8,27	0,762
	18:00	31,9	2	380	125	11,4	8850	-3,33	-5,00	-33,33	71,72	3182,3	2716,6	465,7	20,72	74,57	8,43	0,781
28	8:00	32,57	2,2	385	141	14,24	10010	-1,30	-3,75	-26,67	81,12	3192,7	2748,7	444	24,58	88,47	8,84	0,755
	9:00	32,9	2,31	380	137	13,5	9975	-0,30	-5,00	-23,00	80,83	3180,4	2739,2	441,2	24,65	88,72	8,89	0,766
	10:00	32,5	2,68	387	147	14,3	9988	-1,52	-3,25	-10,67	80,94	3197,4	2757,4	440	24,74	89,08	8,92	0,792
	11:00	33,3	2,31	383	132	10,87	8560	0,91	-4,25	-23,00	69,37	3186,7	2728,5	458,2	20,36	73,31	8,56	0,789
	12:00	31,96	2,59	376	138	14,7	10021	-3,15	-6,00	-13,67	81,21	3172,9	2738,8	434,1	25,16	90,59	9,04	0,791
	13:00	33	2,41	385	132	13,4	9798	0,00	-3,75	-19,67	79,40	3191,9	2727,5	464,4	23,00	82,79	8,45	0,809
	14:00	33,2	2,49	382	144	13,45	9610	0,61	-4,50	-17,00	77,88	3184,5	2752,6	431,9	24,25	87,32	9,09	0,762
	15:00	32,4	2,58	375	140	14,61	9980	-1,82	-6,25	-14,00	80,88	3169,7	2743,2	426,5	25,51	91,83	9,20	0,775
	16:00	31,89	2,7	381	148	14,69	10015	-3,36	-4,75	-10,00	81,16	3184,6	2759,3	425,3	25,67	92,41	9,23	0,779
	17:00	32,1	2,71	380	144	14,5	9960	-2,73	-5,00	-9,67	80,71	3181,9	2750,7	431,2	25,18	90,64	9,10	0,791
18:00	30	1,62	378	130	9,59	8011	-9,09	-5,50	-46,00	64,92	3181,3	2731	450,3	19,39	69,81	8,71	0,726	
29	8:00	33,1	2,07	400	156	7,69	5818	0,30	0,00	-31,00	47,15	3226,4	2781	445,4	14,24	51,26	8,81	0,725
	9:00	32,8	2,1	397	167	5,8	4130	-0,61	-0,75	-30,00	33,47	3220	2803,3	416,7	10,80	38,89	9,42	0,685
	10:00	32	2,15	400	175	5,7	4220	-3,03	0,00	-28,33	34,20	3228,3	2819,3	409	11,25	40,49	9,59	0,678
	11:00	31,4	2,04	400	174	7,23	5780	-4,85	0,00	-32,00	46,84	3229,3	2818	411,3	15,32	55,15	9,54	0,675
	12:00	31,9	2,18	397	163	6,6	4860	-3,33	-0,75	-27,33	39,38	3221,6	2794,6	427	12,41	44,66	9,19	0,715
	13:00	32,8	2,27	394	165	7,4	5235	-0,61	-1,50	-24,33	42,42	3213,1	2798,1	415	13,75	49,50	9,46	0,701
	14:00	30,5	2,31	391	179	6,9	4778	-7,58	-2,25	-23,00	38,72	3210,2	2826,6	383,6	13,58	48,88	10,23	0,667

	15:00	32	2,2	395	176	5,71	4233	-3,03	-1,25	-26,67	34,30	3216,8	2821,1	395,7	11,66	41,98	9,92	0,666
	16:00	30,6	2,42	392	175	6,97	4870	-7,27	-2,00	-19,33	39,47	3212,4	2817,7	394,7	13,45	48,42	9,94	0,695
	17:00	30,8	2,49	398	182	6,3	4300	-6,67	-0,50	-17,00	34,85	3225,8	2831,7	394,1	11,89	42,82	9,96	0,692
	18:00	31,3	2,35	390	180	6,45	4520	-5,15	-2,50	-21,67	36,63	3206,5	2828,4	378,1	13,03	46,91	10,38	0,658
2 Julio	8:00	33,2	2,38	384	138	9,8	7515	0,61	-4,00	-20,67	60,90	3189,2	2740,7	448,5	18,26	65,75	8,75	0,778
	9:00	32	2,45	379	140	10,7	7830	-3,03	-5,25	-18,33	63,45	3179,8	2744,4	435,4	19,60	70,57	9,01	0,776
	10:00	32,57	1,98	378	122	10,26	8395	-1,30	-5,50	-34,00	68,03	3176,4	2710,3	466,1	19,63	70,68	8,42	0,778
	11:00	33,52	2,56	388	141	13,72	9550	1,58	-3,00	-14,67	77,39	3197,9	2745,5	452,4	23,01	82,84	8,67	0,795
	12:00	32,7	2,13	382	126	15,24	10790	-0,91	-4,50	-29,00	87,44	3185,4	2717,4	468	25,13	90,48	8,39	0,792
	13:00	33	2,2	382	137	13,45	9830	0,00	-4,50	-26,67	79,66	3184,9	2740,2	444,7	24,10	86,74	8,82	0,758
	14:00	32,27	2,39	375	135	10,26	7660	-2,21	-6,25	-20,33	62,07	3170	2734,2	435,8	19,16	68,98	9,00	0,774
	15:00	31,58	2,38	387	139	12,91	9660	-4,30	-3,25	-20,67	78,28	3199,1	2742,9	456,2	23,08	83,10	8,60	0,798
	16:00	32,36	2,01	379	125	10,6	8450	-1,94	-5,25	-33,00	68,48	3179,1	2716,5	462,6	19,91	71,68	8,48	0,776
	17:00	33,18	2,36	386	134	12,8	9210	0,55	-3,50	-21,33	74,64	3193,9	2732,3	461,6	21,75	78,30	8,50	0,797
18:00	30,23	1,68	390	130	10,8	9100	-8,39	-2,50	-44,00	73,74	3208,4	2730,4	478	20,75	74,71	8,21	0,763	
3 Julio	8:00	30,75	2,15	395	170	5,59	4510	-6,82	-1,25	-28,33	36,55	3219	2809,1	409,9	11,99	43,18	9,57	0,692
	9:00	32,9	2,14	400	162	6,53	5235	-0,30	0,00	-28,67	42,42	3226,8	2792,8	434	13,15	47,33	9,04	0,714
	10:00	31	2,12	388	152	7,41	6221	-6,06	-3,00	-29,33	50,41	3202,5	2772,3	430,2	15,76	56,75	9,12	0,730
	11:00	31,2	2,13	396	162	6,88	5474	-5,45	-1,00	-29,00	44,36	3220,5	2792,9	427,6	13,95	50,24	9,18	0,716
	12:00	31,8	2,23	396	170	6,39	5060	-3,64	-1,00	-25,67	41,00	3219,4	2808,6	410,8	13,43	48,34	9,55	0,694
	13:00	31,4	2,11	395	167	5,95	4814	-4,85	-1,25	-29,67	39,01	3217,8	2803,3	414,5	12,66	45,58	9,47	0,693
	14:00	32	2,35	400	176	5,75	4585	-3,03	0,00	-21,67	37,16	3228,3	2820,2	408,1	12,25	44,09	9,62	0,694
	15:00	30,45	1,98	394	161	4,8	4220	-7,73	-1,50	-34,00	34,20	3217,2	2791,8	425,4	10,81	38,93	9,22	0,705
	16:00	33,1	2,16	400	183	3,8	3075	0,30	0,00	-28,00	24,92	3226,41	2835,6	390,81	8,58	30,88	10,04	0,644
	17:00	32,8	2,13	396	180	3,23	2630	-0,61	-1,00	-29,00	21,31	3217,7	2829,6	388,1	7,39	26,59	10,11	0,642
18:00	33	2,31	395	170	4,06	3176	0,00	-1,25	-23,00	25,74	3215	2808,1	406,9	8,51	30,63	9,64	0,689	
4 Julio	8:00	30,3	2,42	375	161	5,39	4045	-8,18	-6,25	-19,33	32,78	3173,8	2788,8	385	11,45	41,23	10,19	0,698
	9:00	32,8	2,59	368	157	5,61	4173	-0,61	-8,00	-13,67	33,82	3152,5	2779,2	373,3	12,19	43,87	10,51	0,684

	10:00	32,8	2,56	385	168	6,19	4874	-0,61	-3,75	-14,67	39,50	3192,2	2804,46	387,74	13,70	49,33	10,12	0,689
	11:00	33,86	2,77	369	157	8	5955	2,61	-7,75	-7,67	48,26	3152,72	2777,92	374,8	17,32	62,35	10,47	0,694
	12:00	33	2,71	388	158	8,5	6600	0,00	-3,00	-9,67	53,48	3198,8	2780,5	418,3	17,20	61,92	9,38	0,752
	13:00	33,89	2,55	369	155	7,81	5867	2,70	-7,75	-15,00	47,54	3152,7	2775,3	377,4	16,95	61,01	10,40	0,681
	14:00	32,7	2,69	370	159	7,47	5332	-0,91	-7,50	-10,33	43,21	3157,4	2782,7	374,7	15,51	55,84	10,47	0,693
	15:00	32,5	2	370	144	6,29	5066	-1,52	-7,50	-33,33	41,05	3157,8	2756,7	401,1	13,77	49,56	9,78	0,680
	16:00	32,4	2,51	376	171	4,79	3776	-1,82	-6,00	-16,33	30,60	3172	2808,9	363,1	11,34	40,81	10,81	0,653
	17:00	33,9	2,61	374	162	4,92	3507	2,73	-6,50	-13,00	28,42	3164,4	2789,6	374,8	10,20	36,72	10,47	0,676
	18:00	31,68	2,65	388	178	5,63	4031	-4,00	-3,00	-11,67	32,67	3201,2	2822,5	378,7	11,60	41,77	10,36	0,683
5 Julio	8:00	32,05	2,37	396	180	5,59	4249	-2,88	-1,00	-21,00	34,43	3219	2828,3	390,7	11,85	42,68	10,04	0,670
	9:00	30,72	2,4	395	177	5,67	4447	-6,91	-1,25	-20,00	36,04	3219	2821,9	397,1	12,21	43,95	9,88	0,693
	10:00	32,5	2,31	392	170	6,2	4789	-1,52	-2,00	-23,00	38,81	3209	2808,1	400,9	13,02	46,88	9,79	0,685
	11:00	33,5	2,4	397	175	3,7	2783	1,52	-0,75	-20,00	22,55	3218,8	2817,9	400,9	7,57	27,24	9,79	0,682
	12:00	32,78	2,38	387	177	4,64	3438	-0,67	-3,25	-20,67	27,86	3196,9	2822,1	374,8	10,00	36,00	10,47	0,649
	13:00	32,6	2,23	389	169	5,21	4441	-1,21	-2,75	-25,67	35,99	3201,9	2806,6	395,3	12,25	44,09	9,93	0,671
	14:00	30,75	2,29	397	174	6,28	4852	-6,82	-0,75	-23,67	39,32	3223,6	2816,5	407,1	12,99	46,77	9,64	0,698
	15:00	30,4	2,6	392	180	6,81	5042	-7,88	-2,00	-13,33	40,86	3212,7	2827	385,7	14,25	51,30	10,17	0,695
	16:00	30,52	2,42	394	176	5,92	4542	-7,52	-1,50	-19,33	36,81	3217,1	2819,8	397,3	12,46	44,86	9,88	0,697
	17:00	31,98	2,3	392	168	6,96	5564	-3,09	-2,00	-23,33	45,09	3209,9	2804,1	405,8	14,95	53,81	9,67	0,695
18:00	31,89	2,23	390	153	7,92	6400	-3,36	-2,50	-25,67	51,86	3205,5	2773,6	431,9	16,15	58,15	9,09	0,736	
6 Julio	8:00	32,12	2,39	372	135	9,77	7681	-2,67	-7,00	-20,33	62,24	3163,2	2734,2	429	19,52	70,26	9,15	0,766
	9:00	33,2	2,21	385	132	12,89	9832	0,61	-3,75	-26,33	79,68	3191,5	2729,5	462	23,20	83,51	8,49	0,783
	10:00	31,8	2,13	377	126	14,3	10745	-3,64	-5,75	-29,00	87,07	3175,5	2717,4	458,1	25,57	92,05	8,57	0,787
	11:00	33,6	2,57	388	135	13,19	9534	1,82	-3,00	-14,33	77,26	3197,7	2732,5	465,2	22,34	80,42	8,44	0,818
	12:00	33,15	2,36	385	136	12,22	9205	0,45	-3,75	-21,33	74,59	3191,6	2736,6	455	22,05	79,39	8,62	0,787
	13:00	31,61	2,37	390	133	12,43	9664	-4,21	-2,50	-21,00	78,31	3206	2730,1	475,9	22,14	79,69		
	14:00	30,2	1,69	390	128	10,24	9109	-8,48	-2,50	-43,67	73,82	3208,5	2726,1	482,4	20,58	74,10	8,13	0,771
	15:00	32	2,43	378	136	10,13	7852	-3,03	-5,50	-19,00	63,63	3177,5	2736	441,5	19,39	69,79	8,89	0,786

16:00	33,1	2,38	383	138	9,3	7518	0,30	-4,25	-20,67	60,92	3187	2740,7	446,3	18,36	66,10	8,79	0,776
17:00	32,52	1,97	379	121	9,78	8395	-1,45	-5,25	-34,33	68,03	3178,8	2708,3	470,5	19,45	70,02	8,34	0,784
18:00	32,38	2,01	376	127	10	8465	-1,88	-6,00	-33,00	68,60	3172,1	2720,8	451,3	20,45	73,61	8,70	0,760
MINIMO	29,7	1,62	367	120	3,23	2610	-10,00	-8,25	-46,00	21,15				7,30	26,27	8,13	0,64
MAXIMO	34	2,77	400	185	15,24	10790	3,03	0,00	-7,67	87,44				25,67	92,41	11,02	0,83
PROMEDIO	32,20	2,29	386,48	152,70			-2,43	-3,38	-23,67							9,279	0,7311

Fuente: Elaboración propia