



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA Y BIOTECNOLOGÍA

OPTIMIZACIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO EN EL SECADO DE PAPEL TISSUE CON CAPOTA DE AIRE CALIENTE

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERA CIVIL QUÍMICA

PILAR ANGELICA ESTRADA HERRERA

PROFESOR GUÍA:

FRANCISCO GRACIA CAROCA

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

JORGE CASTILLO GUZMÁN

SERGIO VERA POZO

SANTIAGO DE CHILE
ABRIL 2013

RESUMEN

El consumo energético, para las empresas productivas resulta ser una de sus principales contingencias, debido al sostenido aumento que han experimentado los precios de los combustibles.

Para el caso de las máquinas papeleras, el mayor consumo energético dentro de su proceso de fabricación ocurre en las etapas de secado, las cuales tienen como objetivo remover una gran cantidad de agua desde la hoja ya formada, mediante el uso de energía térmica. Esta etapa consta fundamentalmente de dos subprocesos. En primer lugar, cuenta con un sistema de vapor y condensado, en el cual el papel es secado por conducción, mediante el contacto con un cilindro secador alimentado con vapor, y posteriormente por una capota de aire caliente que en contacto con el papel, lo seca por convección.

El objetivo general de este trabajo es establecer los parámetros operacionales que permitan optimizar el consumo específico de combustible en procesos de secado de papel tissue, específicamente en la capota de aire caliente, en la Máquina Papelera N°2 de CMPC Tissue, Planta Talagante. Esta planta cuenta con una producción anual de 59.000 [ton/año], y sus productos terminados se identifican con las marcas Elite, Confort, Nova, Noble y Ladysoft, entre otros.

Para llevar a cabo esta tarea, se realiza un análisis teórico del proceso de secado, en el cual se identifican las siguientes variables relevantes para los fenómenos de transferencia de calor involucrados: velocidad, temperatura, flujo y humedad del aire. Operacionalmente, estas variables se pueden controlar mediante el manejo de parámetros de proceso, tales como la velocidad de los ventiladores de recirculación de aire y la apertura de *dampers* de entrada y de salida del sistema de capota de aire caliente.

Por lo anterior, se planifican dos fases experimentales a desarrollar. En la primera, se busca observar la influencia de la velocidad y flujo del aire en el proceso de secado, utilizando diversos valores de velocidad de los ventiladores de recirculación del aire. En la segunda, se exploran distintos valores de apertura en los *dampers* para controlar el flujo y humedad del aire.

Los resultados obtenidos indican un menor consumo específico de energía para el caso en que se opera con mayores velocidades en los ventiladores de recirculación, y por ende, cuando el sistema trabaja con un mayor flujo de aire, alcanzándose una disminución del 16% en el consumo específico de combustible.

La primera condición descrita se atribuye a que el sistema opera con un coeficiente de convección de calor mayor, debido al aumento en la velocidad del aire. En segundo lugar, una mayor apertura en los *dampers* de entrada y mayor cierre en los de salida, establecen una condición de operación con mayor flujo de aire, lo que favorece la transferencia por convección e intercambio másico.

TABLA DE CONTENIDO

1	<u>INTRODUCCIÓN</u>	1
1.1	HIPÓTESIS	4
1.2	OBJETIVO GENERAL	5
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	5
1.4	ALCANCES	5
2	<u>MARCO TEÓRICO</u>	6
2.1	CMPC TISSUE	6
2.2	PAPEL TISSUE	7
2.3	PROCESO DE FABRICACIÓN	8
2.4	PROCESOS DE SECADO	9
2.5	CILINDRO SECADOR	10
2.6	CAPOTA DE AIRE CALIENTE	13
2.7	TRANSFERENCIA DE CALOR	15
2.8	CONDUCCIÓN	15
2.8.1	CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE UN CILINDRO	16
2.9	CONVECCIÓN	17
2.10	COMBINACIÓN DE CONVECCIÓN Y CONDUCCIÓN	18
2.11	TRANSFERENCIA DE MASA	21
2.12	VAPOR DE AGUA	22
2.13	CONDENSADOS	23
2.14	HUMEDAD RELATIVA Y ABSOLUTA	24
3	<u>ANÁLISIS ETAPA DE SECADO</u>	25
3.1	ANÁLISIS TEÓRICO	25
3.2	ANÁLISIS OPERACIONAL	26
3.2.1	VARIABLES DE PRODUCCIÓN	26
3.2.2	SISTEMA DE CONTROL PARA CAPOTA DE AIRE CALIENTE	27
3.2.3	BALANCES DE MASA	29
3.2.4	BALANCES DE ENERGÍA	32
3.3	ANÁLISIS DIMENSIONAL PARA COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA	35
3.4	VELOCIDAD DEL AIRE	37
4	<u>DISEÑO EXPERIMENTAL</u>	38
4.1	DISEÑO FACTORIAL 2^k	39
4.2	PLANIFICACIÓN EXPERIMENTAL	40

5	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	43
5.1	ENSAYOS EN VENTILADORES DE RECIRCULACIÓN	43
5.2	ENSAYOS EN <i>DAMPERS</i>	48
5.3	ANÁLISIS ESTADÍSTICO EN VENTILADORES DE RECIRCULACIÓN	53
5.4	ANÁLISIS ESTADÍSTICO EN <i>DAMPERS</i>	55
6	CONCLUSIONES	58
7	RECOMENDACIONES	60
8	BIBLIOGRAFÍA	61
9	ANEXOS	64
9.1	ANEXO A	64
9.2	ANEXO B	66
9.3	ANEXO C	67
9.4	ANEXO D	68
9.5	ANEXO E	70
9.6	ANEXO F	73
9.7	ANEXO G	75
9.7.1	ENSAYO N°1	75
9.7.2	ENSAYO N°2	75
9.7.3	ENSAYO N°3	76
9.7.4	ENSAYO N°4	76
9.8	ANEXO H	77
9.8.1	ENSAYO N°1	77
9.8.2	ENSAYO N°2	77
9.8.3	ENSAYO N°3	78
9.8.4	ENSAYO N°4	78

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Costo de remoción de agua durante la producción de papel tissue (Fuente: Fabricante Voith)	2
Figura 2: Esquema Proceso de Fabricación de Papel [2].	9
Figura 3: Diagrama estructura cilindro secador.	11
Figura 4: Diagrama de proceso cilindro secador.	12
Figura 5: Diagrama de proceso para sistema de aire caliente con capota.	14
Figura 6: Conducción de calor en un cilindro	17
Figura 7: Transferencia de calor desde el interior del cilindro hacía la hoja de papel.	18
Figura 8: Transferencia de calor desde la capota hacía la hoja de papel.	19
Figura 9: Comportamientos del condensado al interior del cilindro secador	23
Figura 10: Sistema intercambiador aire/aire.	34
Figura 11: Número de Prandtl a distintas temperaturas y su relación matemática.	71
Figura 12: Esquema sistema de inyección de aire en las capotas.	73

ÍNDICE DE IMÁGENES

Imagen 1: Productos terminados tissue [5].	7
Imagen 2: Foto interior del cilindro secador.	11

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Precio gas natural para CMPC Tissue fijado por Metrogas (Fuente: CMPC Tissue, planta Talagante).	1
Gráfico 2: Consumo específico de gas natural mensual de MP-02 (Fuente: CMPC Tissue, Planta Talagante).	3
Gráfico 3: Calor entregado por el cilindro secador y la capota hacía el sistema (Fuente: CMPC Tissue, planta Talagante).	4
Gráfico 4: Efecto de la humedad sobre el consumo de combustible [20].	28
Gráfico 5: Humedad absoluta para el aire liberado a la atmósfera.	31
Gráfico 6: Coeficiente de convección para diferentes velocidades en los ventiladores y temperaturas.	36
Gráfico 7: Coeficiente de transferencia de masa para diferentes velocidades en los ventiladores y temperaturas.	37
Gráfico 8: Velocidad de impacto del aire caliente sobre el papel.	38
Gráfico 9: Promedio de la velocidad de impacto del aire para cada ensayo con ventiladores.	44

Gráfico 10: Temperatura promedio del aire establecida para cada ensayo en ventiladores.	45
Gráfico 11: Promedio del consumo energético alcanzado para cada ensayo con ventiladores.	46
Gráfico 12: Humedad absoluta del aire liberado a la atmósfera para cada ensayo con ventiladores.	47
Gráfico 13: Temperatura promedio del aire establecida para cada ensayo en <i>dampers</i> .	49
Gráfico 14: Promedio del consumo energético alcanzado para cada ensayo en <i>dampers</i> .	50
Gráfico 15: Humedad absoluta del aire liberado a la atmósfera para cada ensayo con <i>dampers</i> .	51
Gráfico 16: Medias y diferencias estadísticas para los consumos de gas natural entre los cuatro ensayos.	54
Gráfico 17: Interacción entre ventilador del lado húmedo y lado seco.	55
Gráfico 18: Medias y diferencias estadísticas para los consumos de gas natural entre los cuatro ensayos.	56
Gráfico 19: Interacción entre <i>dampers</i> de entrada y salida.	57

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Consumos específicos de vapor y gas natural, en Máquina Papelera N°2 de CMPC Tissue, Planta Talagante.	2
Tabla 2: Detalle de la capacidad de producción planta Talagante	6
Tabla 3: Conductividades térmicas a 1[atm] de presión [10].	16
Tabla 4: Magnitudes aproximadas de coeficientes de transferencia de calor [10].	18
Tabla 5: Consumo de vapor y gas para la producción de servilleta Abolengo.	25
Tabla 6: Parámetros y coeficientes utilizados para efectuar el balance de energía.	32
Tabla 7: Coeficientes de convección y transferencia de masa a diversas condiciones de operación.	36
Tabla 8: Condiciones estándar para cada tratamiento en un diseño 2 ² .	39
Tabla 9: Planificación experimental para ventiladores de recirculación.	40
Tabla 10: Parámetros a registrar durante la realización de ensayos en ventiladores.	41
Tabla 11: Apertura <i>dampers</i> para ensayo experimental en ventiladores de recirculación.	41
Tabla 12: Apertura promedio de <i>dampers</i> desde el año 2010.	42
Tabla 13: Planificación experimental para apertura <i>dampers</i> capota.	42
Tabla 14: Condiciones finales para <i>dampers</i> en la capota durante segunda serie de pruebas experimentales.	42
Tabla 15: Coeficientes de convección estimados para las condiciones presentadas por cada ensayo.	43
Tabla 16: Configuración experimental determinada para ensayos en <i>dampers</i> .	48
Tabla 17: Comparación de resultados entre condición actual de operación y condición de operación mejorada.	52
Tabla 18: Centerline operacional propuesto para Servilleta Nova Abolengo (767).	52

Tabla 19: Diferencia y significancia estadística en el consumo de gas natural para cada posición de los ventiladores.	53
Tabla 20: Diferencia y significancia estadística en el consumo de gas natural para cada porcentaje de cierre en los <i>dampers</i> .	56
Tabla 21: Precio mensual de gas natural (Fuente: CMPC Tissue, planta Talagante).	64
Tabla 22: Producción mensual de papel tissue, consumos de gas natural y costo mensual asociado a su consumo (Fuente: CMPC Tissue, planta Talagante).	65
Tabla 23: Propiedades del agua saturado: líquido - vapor.	66
Tabla 24: Propiedades del aire como gas ideal a presión atmosférica.	67
Tabla 25: Constantes para el número de Nusselt según el Reynolds.	71
Tabla 26: Resultados obtenidos para el ensayo N°1 de la primera fase experimental.	75
Tabla 27: Resultados obtenidos para el ensayo N°2 de la primera fase experimental.	75
Tabla 28: Resultados obtenidos para el ensayo N°3 de la primera fase experimental.	76
Tabla 29: Resultados obtenidos para el ensayo N°4 de la primera fase experimental.	76
Tabla 30: Resultados obtenidos para el ensayo N°1 de la segunda fase experimental.	77
Tabla 31: Resultados obtenidos para el ensayo N°2 de la segunda fase experimental.	77
Tabla 32: Resultados obtenidos para el ensayo N°3 de la segunda fase experimental.	78
Tabla 33: Resultados obtenidos para el ensayo N°4 de la segunda fase experimental.	78

1 INTRODUCCIÓN

El consumo energético, para las empresas productivas resulta ser una de sus principales contingencias, debido al sostenido aumento que han experimentado los precios de los combustibles. Esta tendencia se ve representada en el gráfico 1, el cual se construye en base a datos otorgados por la empresa CMPC Tissue. El hecho anterior, ha creado la necesidad de maximizar la eficiencia energética en los procesos considerando además, que este es un aspecto ambiental permanente, sobre el cual la norma vigente establece regulaciones que cada empresa debe cumplir.

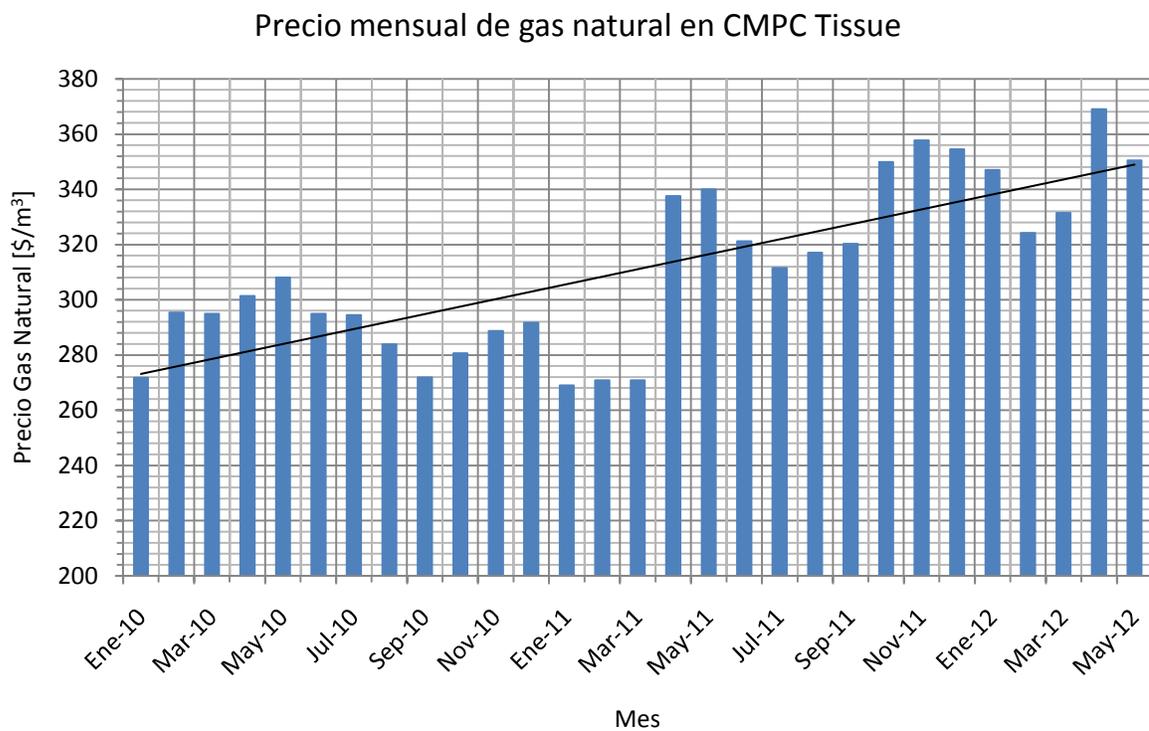


Gráfico 1: Precio gas natural para CMPC Tissue fijado por Metrogas (Fuente: CMPC Tissue, planta Talagante).¹

Para el caso de las máquinas papeleras, el mayor consumo energético dentro de su proceso de fabricación ocurre en las etapas de secado, las cuales tienen como objetivo remover una gran cantidad de agua desde la hoja ya formada, mediante el uso de energía térmica

Esta etapa consta fundamentalmente de dos subprocesos diseñados para reducir el contenido de agua desde un 61[%] a un 5[%]. En primer lugar, cuenta con un sistema de vapor y condensado,

¹ El detalle de los valores utilizados para la elaboración de este gráfico se puede encontrar en la sección de anexos (Anexo A).

en el cual el papel es secado por conducción, mediante el contacto con un cilindro secador alimentado con vapor, y posteriormente, por una capota de aire caliente que en contacto con el papel lo seca por convección. En la siguiente figura, se observan los costos operacionales de remoción de agua en la fabricación de papel, para Máquina Papelera N°2 de CMPC Tissue, Planta Talagante.

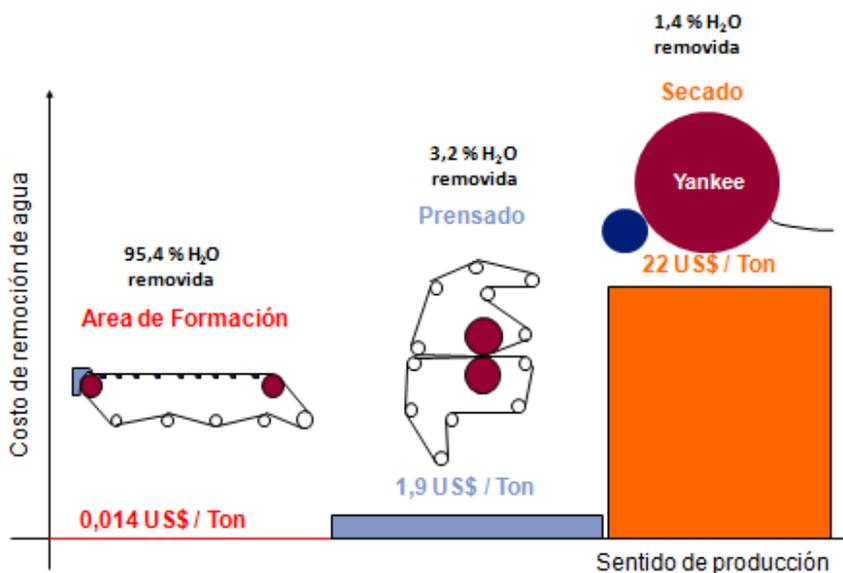


Figura 1: Costo de remoción de agua durante la producción de papel tissue (Fuente: Fabricante Voith)

Adicionalmente, dentro de todo proceso productivo existen parámetros entregados por el fabricante, los cuales conllevan a una operación segura y dentro de los estándares esperados. Lo anterior también es válido para el consumo energético asociado a los diversos procesos, y en el caso de la etapa de secado descrita inicialmente, se diferencian dos parámetros importantes: **consumo específico de vapor** por tonelada de papel para el cilindro secador, y **consumo específico de gas natural** por tonelada de papel para la capota. De esta forma, y en base a datos entregados por CMPC Tissue, Planta Talagante, es factible analizar la eficiencia de secado para la operación actual de Máquina Papelera N°2 en la siguiente tabla:

Tabla 1: Consumos específicos de vapor y gas natural, en Máquina Papelera N°2 de CMPC Tissue, Planta Talagante.

Año	Consumo específico de Vapor [Ton vapor/Ton papel]	Consumo específico de Gas Natural [m ³ N/Ton papel]
2010	1,29	125,0
2011	1,40	127,1
2012	1,62	156,6
Promedio	1,44	135,6
Parámetros Fabricante	1,50	111,6

En la última columna, se observa un mayor consumo real de gas natural asociado a la capota de aire caliente, en comparación al valor propuesto por el fabricante, lo que supone un problema de ineficiencia energética en este proceso de secado.

Por otro lado, analizando la variación del consumo específico de gas natural (Gráfico 2), se observa una alta variabilidad de este parámetro, lo que podría representar oportunidades de mejora en la operación de los subprocesos de secado.

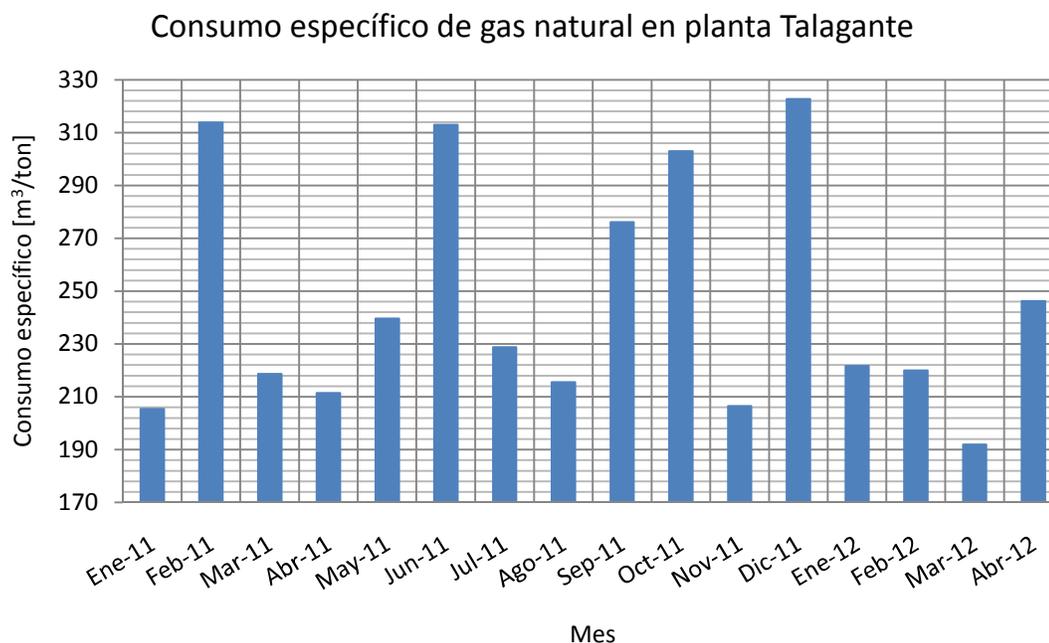


Gráfico 2: Consumo específico de gas natural mensual de MP-02 (Fuente: CMPC Tissue, Planta Talagante).²

Asimismo, es importante identificar el calor asociado a cada uno de los equipos involucrados en la etapa de secado, con la finalidad de determinar aquel que implique un mayor costo energético. En el gráfico 3, se observa el calor cedido por el cilindro secador y la capota de aire caliente hacía el sistema, concluyendo que es este último el que posee una participación mayor en la etapa de secado. En promedio, la capota de aire caliente proporciona 1.955 [BTU] más de calor que el cilindro secador, lo que concuerda con lo propuesto por el fabricante. El valor alcanzado por el cilindro secador durante el mes de octubre del año 2011, es una condición particular que no representa el comportamiento normal esperado para este equipo.

² El detalle de los valores utilizados para elaborar este gráfico se puede encontrar en la sección anexos (Anexo A).

Calor cedido en cada proceso de secado

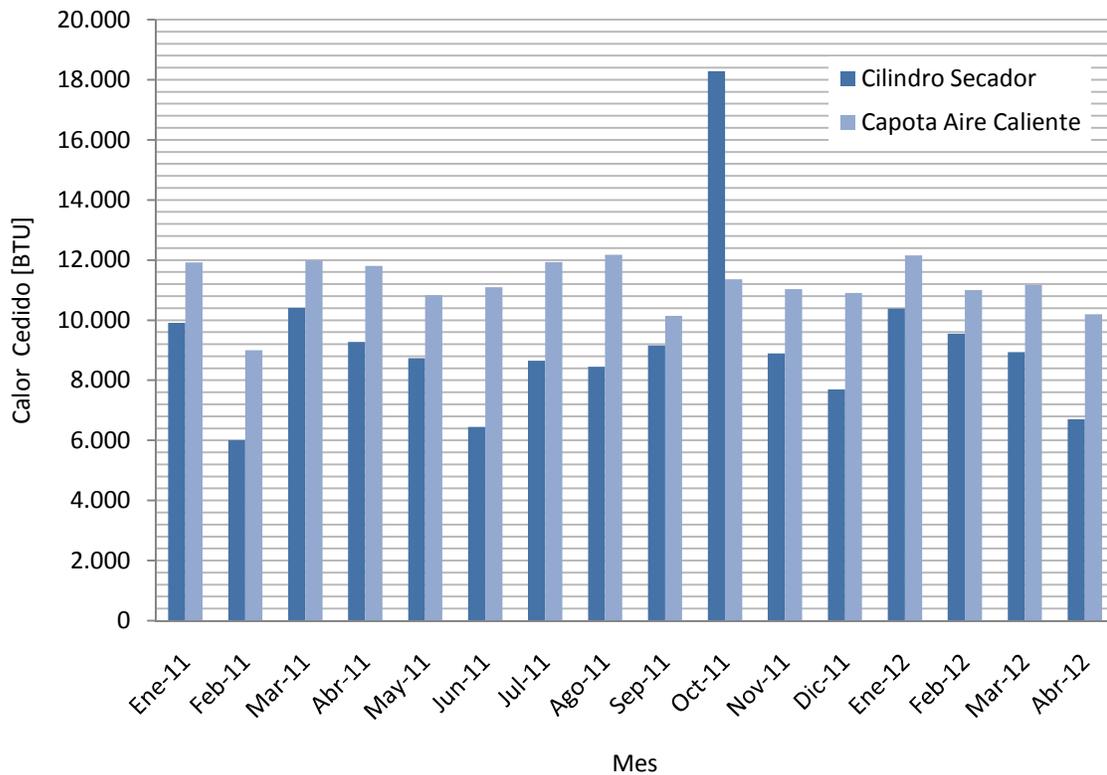


Gráfico 3: Calor entregado por el cilindro secador y la capota hacia el sistema (Fuente: CMPC Tissue, planta Talagante).³

Por todo lo anteriormente mencionado, resulta de gran utilidad realizar estudios sobre el proceso de secado, que busquen optimizar los parámetros de operación ya existentes, y la eficiencia de los equipos utilizados, con la finalidad de reducir los costos operacionales.

1.1 Hipótesis

El consumo específico de energía de la capota de Máquina Papelera N°2 (MP-02) de CMPC Tissue, Planta Talagante, puede ser disminuido mediante la operación de variables de proceso relevantes en la etapa de secado.

³ El detalle de los valores utilizados para la elaboración de este gráfico, se puede encontrar en la sección de anexos (Anexo A).

1.2 Objetivo General

Establecer los parámetros operacionales que permitan optimizar el consumo específico de combustible en procesos de secado de papel tissue, particularmente en la capota de aire caliente Máquina Papelera N°2 (MP-02) de CMPC Tissue, Planta Talagante.

1.3 Objetivos Específicos

- Conocer el funcionamiento del proceso de secado identificando variables operacionales y dependencias entre ellas.
- Determinar la condición actual de la capota de aire caliente e identificar las oportunidades de mejora.
- Explorar las variables de proceso relevantes en la etapa de secado y determinar su influencia en la principal variable de salida: consumo específico de combustible.
- Establecer las reales oportunidades de disminución de consumo específico de energía.

1.4 Alcances

Este análisis será realizado para la fabricación de papel base servilleta Nova Abolengo, de gramaje 19 [gr/m²], llevada a cabo en Máquina Papelera N°2 (MP-02) de CMPC Tissue, Planta Talagante.

2 MARCO TEÓRICO

2.1 CMPC Tissue

Esta área de CMPC, fabrica y comercializa productos tissue, es decir papeles destinados al uso doméstico y sanitario, objetivo para el cual cuenta con dos plantas en Chile, dos en Argentina, dos en Brasil, una planta productora en Perú, Uruguay, Colombia, Ecuador y tres en México [1].

CMPC Tissue tiene presencia en Chile con fábricas ubicadas en la Región Metropolitana dentro de las comunas de Puente Alto y Talagante.

Planta Tissue ubicada en la comuna de Puente Alto desde 1980, corresponde a una fábrica elaboradora de papel higiénico y pañales desechables, que cuenta con una instalación con dos máquinas papeleras, una planta de papel reciclado y líneas de conversión, con las cuales fabrica y convierte principalmente rollos higiénicos.

Por otro lado, Planta Tissue ubicada en la comuna de Talagante desde 1995, corresponde a una fábrica elaboradora de higiénicos, toallas de cocina, servilletas, faciales y pañuelos, que utiliza como materias primas celulosa virgen, fibra reciclada y papel reciclado. La producción anual de esta planta se encuentra alrededor de 59.000 [ton/año], que se comercializan tanto en el mercado interno como externo [2]. En sus instalaciones hay dos máquinas papeleras, una dedicada a la fabricación de productos premium y otra a la elaboración de papel tissue utilizando como parte de su materia prima papel reciclado.

La siguiente tabla muestra la capacidad de producción actual de planta Talagante, separada por línea de productos:

Tabla 2: Detalle de la capacidad de producción planta Talagante

Capacidad de Producción	
Papel Base para productos tissue	59.000 [ton/año]
Productos Doblados	18.000 [ton/año]
Productos en Rollos	50.000 [ton/año]

Fuente: Planta Tissue Talagante [2].

Hoy en día, esta planta divide todos sus productos terminados en las siguientes dos categorías:

- a) Productos Hogar [3]:
 - Elite
 - Confort
 - Nova
 - Noble

- b) Productos Institucionales [4]: productos de papel tissue y dispensadores especializados diseñados para satisfacer las necesidades higiénicas de todo tipo de empresa (hoteles, restaurantes, oficinas, instituciones, industrias y área de la salud).

2.2 Papel Tissue

El papel tissue es aquel que se caracteriza por sus propiedades de suavidad, elasticidad y absorción, que responden a las necesidades provenientes de su futuro uso doméstico y sanitario. Asimismo, se destaca por tener un bajo peso base o gramaje el cual varía entre los 14,5 y 32[gr/m²], y que a lo largo de toda su superficie base, presenta una micro-arruga llamada crepado, la que permite, entre otras cosas, disponer de un papel más suave y absorbente [5].



Imagen 1: Productos terminados tissue [5].

Para el caso del papel base, los principales parámetros a controlar en el proceso de fabricación son:

- Elongación: Se refiere a la capacidad de estiramiento que presenta el papel al ser sometido a una determinada tensión, hasta que se produce su ruptura.
- Humedad: Es la cantidad de agua que presenta el papel y se expresa en porcentaje sobre el peso original.
- Resistencia longitudinal y transversal: Se refiere a la fuerza de tracción necesaria para romper una probeta de papel, en el sentido longitudinal y transversal de la fibra.
- Crepado: Corresponde a una característica propia del papel tissue. Es una rugosidad generada por una diferencia de velocidad entre el cilindro secador y la enrolladora, donde además interviene un raspador que desprende el papel del cilindro secador.

2.3 Proceso de Fabricación

El proceso de elaboración de papel tissue consta de las siguientes cuatro etapas:

I. Ingreso de la materia prima:

Tanto productos químicos e insumos, como fardos de celulosa y papel reciclado, hacen ingreso a la planta a través de camiones, los cuales son debidamente pesados, registrados y clasificados.

II. Preparación de pastas:

La segunda etapa del proceso productivo corresponde a la preparación de pastas, en la cual se mezclan las materias primas (celulosa virgen, papel reciclado y fibras recicladas) hasta obtener las cantidades correspondientes a la dosificación requerida para cada tipo de papel. Esta etapa se realiza en tres líneas [2]:

a) Línea de Celulosa

La etapa consiste, básicamente, en mezclar la celulosa con agua, para disgregarla hasta obtener una pasta, que posteriormente se filtra con el fin de separar las impurezas provenientes del transporte y manipulación. Finalmente la pulpa es diluida en agua, pasando luego al circuito de entrada de la máquina papelera.

b) Línea de pasta de Papel Reciclado

En esta línea se obtiene pasta a partir de papel reciclado, en la que además se produce la separación de las fibras de aquellas sustancias contaminantes que no sirven en el proceso de fabricación del papel, y que pueden dañar equipos posteriores.

c) Línea de Recortes

En esta línea se procesan los recortes producidos en el proceso de fabricación y conversión de productos.

III. Fabricación de papel base:

Dependiendo del producto a elaborar se consume pasta de una, dos o de las tres líneas indicadas anteriormente, en las proporciones que la especificación del producto lo indique. A partir de esta mezcla, se forma una suspensión acuosa de fibras, la cual es impulsada hacia la máquina papelera, inyectándose en forma de chorro sobre una tela de malla sintética, en donde se produce el drenaje del agua y el entrelazamiento de las fibras que dan origen a la hoja de papel. Posteriormente la hoja de papel pasa a la sección de prensado, en la cual se remueve agua mediante estrujamiento entre una prensa de succión y un fieltro secador. Finalmente la hoja pasa al proceso de secado, que tiene como objetivo remover gran porcentaje del agua mediante el uso de energía térmica. En primera instancia, esta entra en contacto un cilindro secador de hierro de grandes dimensiones, el cual es alimentado por vapor a alta presión, con lo que se obtiene secado por conducción. Al mismo tiempo, la hoja es secada mediante la insuflación de aire caliente a una capota, la cual aporta calor a la superficie superior del cilindro secador, obteniendo un secado por convección. Finalmente, la hoja seca es desprendida del cilindro mediante un raspador (el cual genera en la hoja el crepado) y pasa a la sección de enrollado de la máquina papelera donde se obtiene rollos o jumbos, con un peso mayor a dos toneladas, los cuales son enviados a una bodega intermedia.

Este producto semi-elaborado denominado *papel base* es la principal materia prima para el siguiente proceso de Conversión.

IV. Conversión:

Corresponde a los procesos unitarios mediante los cuales los grandes rollos provenientes del proceso de fabricación del papel son desenrollados, cortados, envasados y embalados, generando así los distintos productos terminados. El proceso de conversión está dividido en dos grandes áreas:

- a) Conversión Rollos: Es aquella en la cual el producto terminado es un producto enrollado tales como higiénicos y toallas de cocina.
- b) Conversión Doblados: Es aquella en la cual el producto final es un producto plegado tales como servilletas, pañuelos y faciales.

Un esquema del proceso productivo de la fabricación de papel tissue se presenta en la siguiente figura:

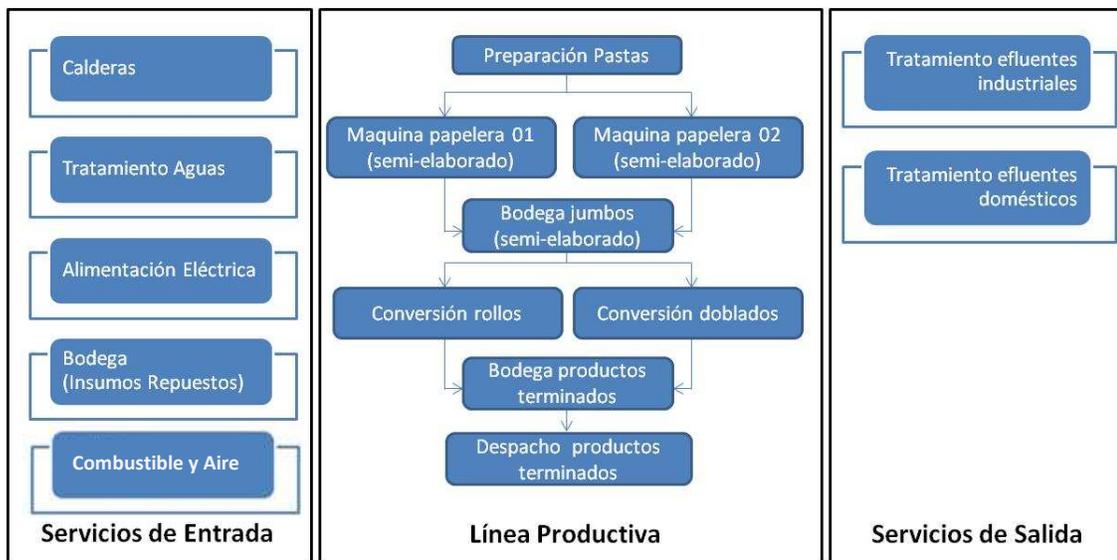


Figura 2: Esquema Proceso de Fabricación de Papel [2].

2.4 Procesos de Secado

Una de las principales funciones de la máquina papelera es retirar un alto porcentaje de agua desde la suspensión fibrosa hasta la hoja, para obtener un producto que cumpla con las especificaciones técnicas. Esta tarea se divide en tres etapas de operación, las que se basan en los siguientes principios:

a) Formación:

En la primera parte de la máquina papelera, la pasta es inyectada sobre una tela que permite tanto la formación de la hoja, como el drenaje de agua a través de sus orificios.

b) Prensado:

En esta segunda etapa la hoja es traspasada a un fieltro, junto con el cual ingresa a un rodillo que prensa la hoja reduciendo su contenido de agua.

c) Secado:

Consiste en aplicar una gran cantidad de calor a la hoja, con el propósito de elevar su temperatura hasta conseguir la evaporación del agua. En esta operación se produce:

- Transferencia de energía calórica.
- Transferencia de masa (agua en forma de vapor que se debe eliminar rápidamente hacia la atmosfera).

La dificultad para extraer agua y los costos relacionados con cada operación, aumentan en cada sección, por lo cual se deduce que es en la última etapa de secado la que presenta un mayor costo operacional, tal como se observa en la Figura 1.

Por lo anteriormente expuesto, este proyecto se centrará en el proceso de secado que involucra principalmente dos equipos: cilindro secador y capota de aire caliente.

2.5 Cilindro Secador

El objetivo de esta etapa es calentar el cilindro secador para producir el secado de papel tissue mediante conducción. Este sistema funciona con vapor de agua proveniente de la planta térmica, el cual al hacer ingreso al cilindro se expande y condensa, transfiriendo todo su calor latente al proceso. Básicamente es un intercambiador de doble naturaleza, ya que es un evaporador de agua en la superficie externa por donde va el papel, y un condensador de vapor en el interior. La capacidad del cilindro para evaporar agua en su superficie depende directamente de la temperatura que presenta ella, y de la capacidad que tiene la atmósfera del entorno por absorber el vapor producido.

El equipo consiste en un cilindro de acero de 4,5 [m] de diámetro [6] aproximadamente, que contiene una cañería central con orificios por los cuales hace ingreso el vapor de agua saturado hacia el sistema. Cuando este vapor hace contacto con las paredes del cilindro, su entalpía disminuye provocándose la condensación del vapor, cuyo calor latente es transferido hacia la hoja. Para asegurar el correcto funcionamiento del sistema y una alta eficiencia de operación, se debe evitar la acumulación del condensado en las paredes interiores del secador, ya que el intercambio de calor se vería disminuido por la existencia de una capa de agua. Para efectuar esta tarea, el cilindro se encuentra provisto de 98 ranuras, en las cuales se deposita el condensado, el que a su vez es retirado del sistema mediante 6 sifones. Finalmente, el condensado es almacenado

en un estanque separador donde se retiran los vapores arrastrados por la succión, para ser posteriormente recirculados al cilindro secador.

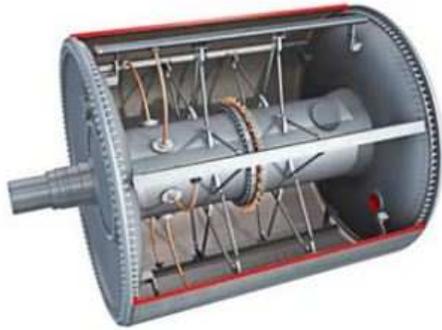


Figura 3: Diagrama estructura cilindro secador.



Imagen 2: Foto interior del cilindro secador.

El cilindro secador permite una presión máxima de operación de 8,5 [bar]. Sin embargo, para asegurar la obtención de un papel tissue suave y con una superficie pareja, opera alrededor de los 6 [bar] de presión [6].

Es importante mencionar que el circuito relacionado con el cilindro secador está compuesto por los siguientes equipos principales [6]:

- Cilindro secador
- Estanque separador de condensado (S-1)
- Dos bombas centrífugas (BC-1 y BC-2)
- Termocompresor (FV PDV 5508A)

Todos estos equipos se detallan en la siguiente figura 4 donde es factible observar un diagrama de proceso:

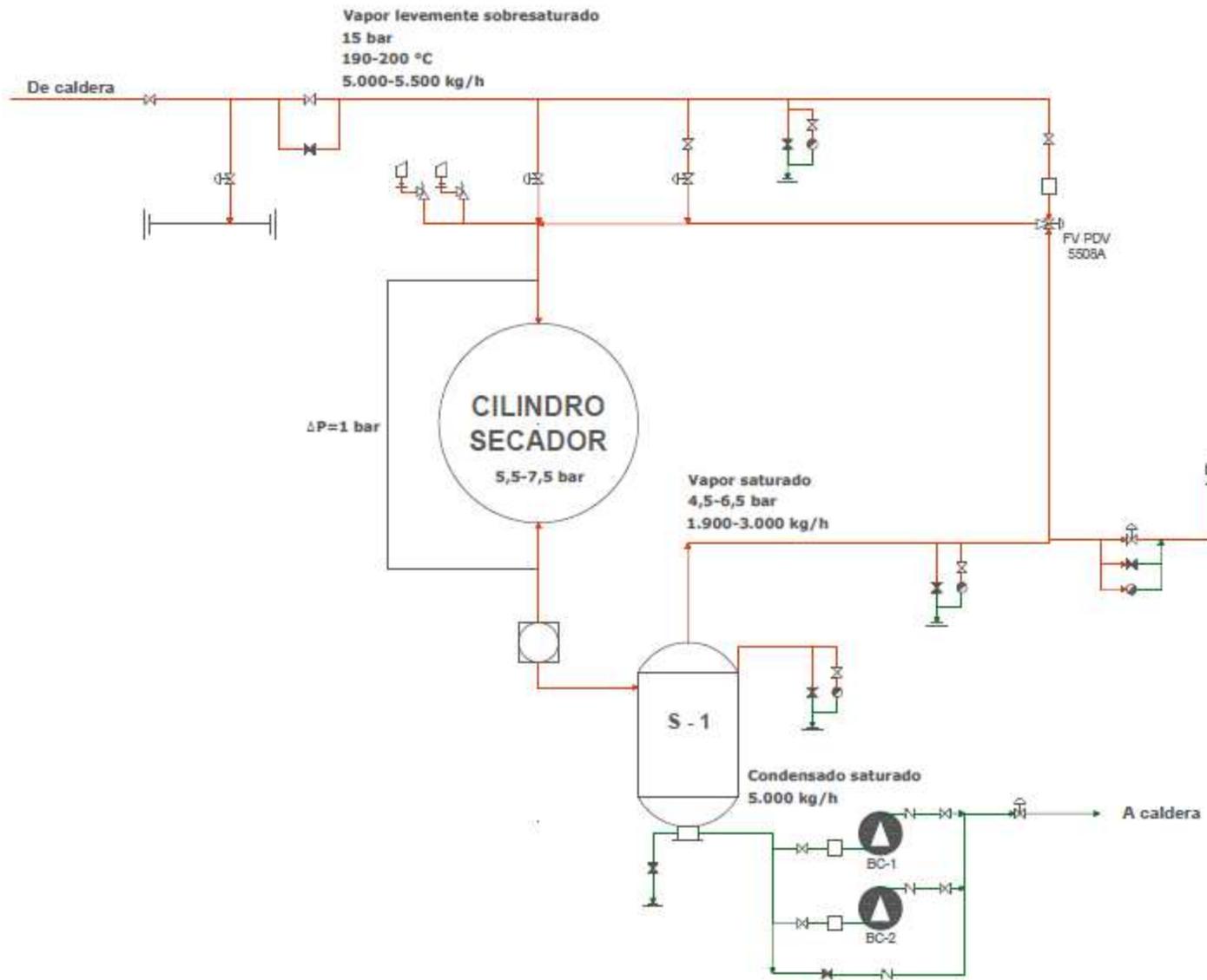


Figura 4: Diagrama de proceso cilindro secador.

2.6 Capota de Aire Caliente

El objetivo de esta etapa es complementar el secado de la hoja mediante la insuflación de aire caliente al interior de una capota, a través de una serie de aspersores, que llevan a cabo la transferencia por convección.

El sistema está compuesto principalmente de los siguientes equipos [7]:

- Capota dividida en dos partes: lado húmedo y lado seco.
- Dos quemadores: uno para el lado húmedo y otro para el lado seco (Q01-Q02).
- Dos ventiladores de recirculación (VE01 y VE02).
- Ventilador de salida (VE03).
- Dos ventiladores de combustión (VE08 y VE09).
- Intercambiador aire/aire (IC-01).
- Dos *dampers* de entrada (D01-D02)
- Dos *dampers* de salida (D03-D04)

El circuito se divide en lado húmedo (LH) y lado seco (LS) para referenciar cada mitad de la capota. Lado húmedo es el sector por el cual hace ingreso la hoja al sistema de secado y, por ende, el lado en el cual el papel viene con un mayor porcentaje de humedad. Lado seco es la zona de salida, ya que en este caso el papel se encuentra con un menor porcentaje de humedad.

El equipo funciona básicamente captando aire desde la atmósfera, calentándolo a través del uso de quemadores y posteriormente, insuflándolo en cada uno de los lados de la capota. Esta mezcla de aire y gases de combustión, debe permanecer cierto periodo al interior de la capota para asegurar tanto la transferencia de calor, como la transferencia de masa. Cierta porcentaje de la mezcla es purgada hacia la atmósfera y el resto es recirculado en el mismo lado del sistema, como complemento del aire fresco utilizado en la entrada, con el objetivo de aprovechar la capacidad del aire para contener humedad. Por otra parte, este sistema cuenta con un mecanismo de recuperación de calor, en el cual se aprovecha la temperatura del aire de salida, el que pasa a través de un intercambiador aire/aire que pre-calienta el suministro que ingresará a los quemadores. Este sistema funciona mediante la manipulación de *dampers* que permiten regular el aire de entrada, de recirculación y salida a la atmósfera. En la figura 5, es posible observar un diagrama de proceso que identifica los equipos involucrados en este sistema:

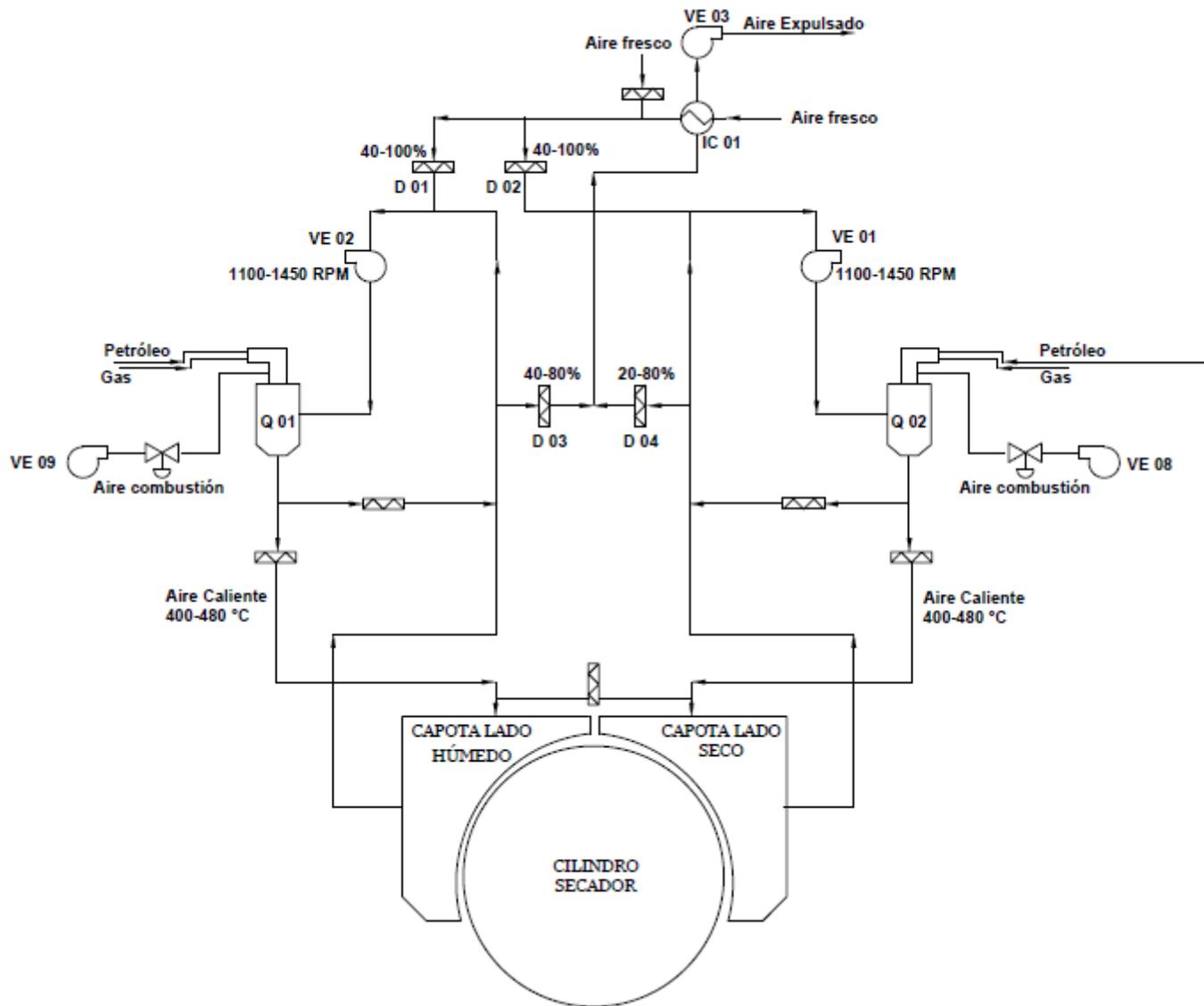


Figura 5: Diagrama de proceso para sistema de aire caliente con capota.

2.7 Transferencia de Calor

Resulta fundamental para esta memoria describir el fenómeno de transferencia de calor, que permite esclarecer los conceptos básicos en los cuales se sustenta el proceso de secado.

Cuando se presenta una diferencia de temperatura entre dos cuerpos, se tiene el potencial necesario para que la transferencia de calor se lleve a cabo. Puesto que la transferencia de calor considera un intercambio en un sistema, la pérdida de calor por un cuerpo deberá ser igual al calor absorbido por otro dentro de los límites del mismo sistema, siempre y cuando este sea adiabático.

Se conocen tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de una fuente a un cuerpo receptor [8]:

- a) Por conducción: es la transferencia de calor a través de un cuerpo, mediante la transferencia de energía de movimiento entre moléculas adyacentes.
- b) Por convección: es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de mezcla. Los fluidos, al calentarse tienen menos densidad que cuando están fríos, y tienden a subir. Este tipo de transferencia puede clasificarse en convección libre y convección forzada siendo esta la que ocurre en presencia de agitación.
- c) Por radiación: involucra la transferencia de energía radiante desde una fuente a un receptor y no requiere de un medio físico.

Dentro del proceso productivo en estudio se presentan dos de estos fenómenos, conducción y convección, los cuales serán tratados en mayor detalle en las siguientes secciones.

2.8 Conducción

La transferencia de calor por conducción obedece a la ley de Fourier en fluidos y sólidos, la cual queda descrita por la siguiente ecuación [9]:

$$\frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Donde,

- q_x : transferencia de calor en la dirección x [W]
- A: área de la sección transversal normal a la dirección del flujo de calor [m²]
- T: temperatura [K]
- x: distancia [m]
- k: conductividad térmica [W/m·K]

Con respecto a la conductividad térmica de los materiales, los gases tienen valores bastante bajos, los líquidos intermedios y los sólidos abarcan un amplio rango, desde elementos metálicos con altas conductividades, hasta sustancias aislantes con valores similares a la del aire, por su gran contenido de espacios vacíos. En la siguiente tabla se puede observar la conductividad térmica para algunos materiales:

Tabla 3: Conductividades térmicas a 1[atm] de presión [9].

SUSTANCIA	TEMPERATURA [K]	k [W/m·K]
Gases		
Aire	273	0,0242
	373	0,0316
Hidrogeno	273	0,167
Butano	273	0,0135
Líquidos		
Agua	273	0,569
	366	0,68
Benceno	303	0,159
	303	0,151
Sólidos		
Hielo	273	2,25
Ladrillo de Arcilla	473	1
Caucho duro	273	0,151
Lana Mineral	266	0,029
Acero	291	45,3
	373	45
Cobre	273	388
	373	377
Aluminio	273	202

2.8.1 Conducción a través de un Cilindro

Para el caso del cilindro secador se observa transferencia de calor por conducción a través de su pared, motivo por el cual resulta importante analizar este fenómeno térmico, en un cuerpo geométrico de estas características.

En primer lugar se debe considerar un cilindro hueco con radio interior r_1 , donde la temperatura es T_1 ; un radio externo r_2 con temperatura T_2 y una longitud L ; entonces la velocidad de transferencia queda definida de la siguiente manera:

$$q = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad (2)$$

Siendo R la resistencia térmica:

$$R = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi kL} \quad (3)$$

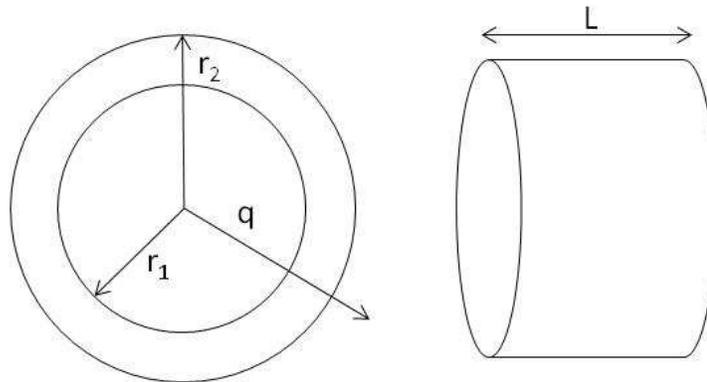


Figura 6: Conducción de calor en un cilindro

2.9 Convección

En el caso de transferencia de calor por convección, la velocidad del movimiento convectivo tanto natural, como forzado se expresa mediante la siguiente ecuación [9]:

$$q = hA(T_w - T_f) \quad (4)$$

Donde,

- q : transferencia de calor [W]
- A : área de intercambio [m^2]
- T_w : temperatura de la superficie del sólido [K]
- T_f : temperatura promedio o general del fluido [K]
- h : coeficiente convectivo de la transferencia de calor [$W/m^2 \cdot K$]

El coeficiente h es una función de la geometría del sistema, propiedades del fluido, velocidad del flujo y de la diferencia de temperaturas. En muchos casos existen correlaciones empíricas para predecir este coeficiente, pues es común que no pueda determinarse por medios teóricos. En la tabla 4 se presentan intervalos en los que este coeficiente se mueve en algunos fenómenos:

Tabla 4: Magnitudes aproximadas de coeficientes de transferencia de calor [9].

MECANISMO	INTERVALO DE VALORES DE $h[W/m^2 \cdot K]$
Condensación de vapor	5.700-28.000
Agua en movimiento	280-17.000
Aire en reposo	2,8-23
Corrientes de aire	11,3-55

2.10 Combinación de Convección y Conducción

Para el caso de la etapa de secado de papel tissue, se presenta tanto el fenómeno de conducción, como de convección. La presencia de fluidos alrededor del cilindro secador, indican la ocurrencia de transferencia de calor por medio de convección, en cambio la pared de acero de este equipo sostiene el fenómeno de conducción. El proceso de secado puede ser observado como dos secciones separadas donde ocurre intercambio de calor: desde el interior del cilindro secador hacia la hoja de papel y desde el aire caliente de la capota hacia la hoja de papel.

Para la primera transferencia indicada anteriormente, se tiene flujo de calor por conducción desde el condensado hasta la pared exterior del cilindro. En este caso, y dada la alta velocidad de giro del cilindro, se considera que el condensado tiene un comportamiento similar a una sustancia sólida (anillo de condensado), y por ende, se caracteriza con un coeficiente de transferencia de calor por conducción. La siguiente figura es un esquema de este fenómeno descrito:

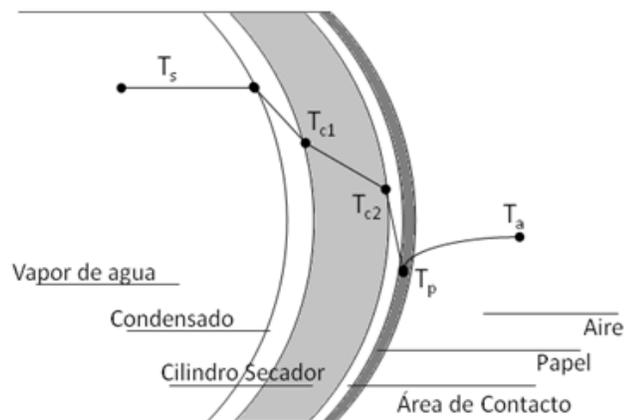


Figura 7: Transferencia de calor desde el interior del cilindro hacia la hoja de papel.

En esta situación, la transferencia de calor queda descrita por la siguiente ecuación, obtenida a partir de la suma de las resistencias asociadas a la conducción a través del cilindro y condensado, y a la convección que se tiene por el espacio existente entre el papel y el cilindro:

(5)

$$q_i = \frac{(T_s - T_p)}{\frac{\delta_s}{k_s} + \frac{\delta_c}{k_c} + \frac{1}{h_{cp} \cdot \varphi_p}} \cdot A_c$$

Donde,

- q_i : transferencia de calor interna [W].
- T_s : temperatura del fluido al interior del cilindro [K].
- T_p : temperatura del papel [K].
- A_c : área externa del cilindro [m²].
- δ_s : espesor capa de condensado [m].
- δ_c : espesor cilindro secador [m].
- k_s : coeficiente de conducción del condensado [W/m·K].
- k_c : coeficiente de conducción del cilindro [W/m·K].
- h_{cp} : coeficiente de convección del espacio entre el cilindro y el papel [W/m²·K].
- φ_p : fracción superficial del cilindro que se encuentra en contacto con el papel [] .

Para el segundo caso, se tiene el calor que es transferido por el aire caliente de la capota a la hoja de papel. En este sistema se debe considerar además, la influencia que ejerce el fenómeno de transferencia de masa. Comúnmente, el coeficiente convectivo utiliza la diferencia de temperatura desde el seno del fluido a la superficie, sin embargo, la existencia de un flujo de vapor de agua proveniente del papel en esta situación, propone el siguiente cambio [10]:

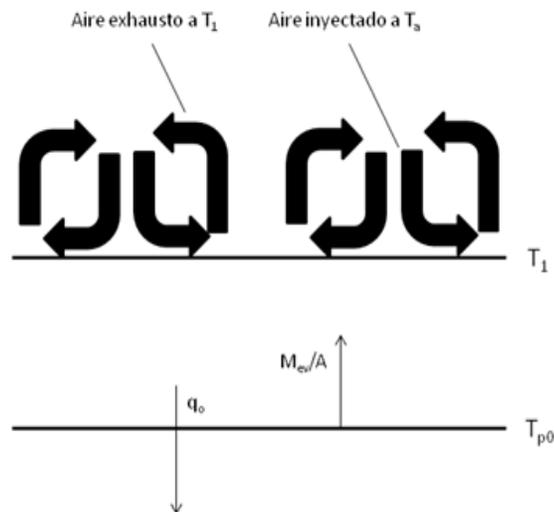


Figura 8: Transferencia de calor desde la capota hacia la hoja de papel.

Entonces la ecuación relevante es:

$$q_o = h_o(T_a - T_p) \cdot \frac{E}{1 - e^E} - \frac{\dot{m}_{ev}}{A} C_v(T_1 - T_p) \quad (6)$$

Donde,

- q_o : transferencia de calor externa [W]
- h_o : coeficiente de convección externo [$W/m^2 \cdot K$]
- T_a : temperatura del fluido al exterior del cilindro [K]
- T_p : temperatura del papel [K]
- E : coeficiente de corrección de Ackermann []
- \dot{m}_{ev} : flujo de agua evaporada [kg/h]
- A : área de transferencia [m^2]
- C_v : calor específico del vapor de agua [$W \cdot h/kg \cdot K$]
- T_1 : temperatura del fluido liberado a la atmósfera [K]

Asimismo, se definen los siguientes parámetros:

$$E = \frac{\dot{m}_{ev}}{A} \left(\frac{C_v}{h_o} \right) \frac{T_1 - T_p}{T_a - T_p} \quad (7)$$

$$T_1 \approx T_a - \frac{h_o(T_a - T_p)}{\frac{\dot{m}_a}{A} \cdot C_a} \quad (8)$$

Donde:

- \dot{m}_a : flujo de aire caliente [kg/h]
- C_a : calor específico del aire [$W \cdot h/kg \cdot K$]

Finalmente, el calor recibido por la hoja de papel durante el proceso de secado, queda determinado por la suma de la velocidad de transferencia de calor externa e interna.

2.11 Transferencia de Masa

Es importante analizar el concepto de transferencia de masa para entender a cabalidad el fenómeno que se presenta al interior de la capota.

Durante el proceso de secado, el vapor que se forma al evaporarse el agua contenida en el papel, se mezcla con el aire al interior de la capota. A medida que este aire absorbe agua, tiende a saturarse, disminuyendo el flujo de transferencia de masa asociado al proceso de secado. Por esta razón, resulta necesario mantener el aire caliente y relativamente seco, lo que se puede lograr extrayendo cierta cantidad desde el sistema, o aumentando su temperatura para elevar su capacidad de absorber vapor de agua. Este proceso de transferencia anteriormente explicado, es provocado por la combinación de dos fenómenos [11]: el movimiento macroscópico del fluido que da origen a un mezclado mecánico, y el transporte molecular de vapor de agua desde una región a otra por diferencias de concentración. Estos procesos son conocidos, respectivamente, como convección y difusión molecular.

Un parámetro representativo de la existencia de ambos fenómenos es el coeficiente de transferencia de masa, denotado por k_c , el cual se define como la razón entre el flux molar y la diferencia de concentración [12]. De esta forma, el fenómeno de transferencia de masa queda descrito por la siguiente ecuación:

$$N_A = k_c(C_s - C_\infty) \quad (9)$$

Donde:

- N_A : flux molar de A [$\text{mol}/\text{m}^2\text{s}$]
- k_c : coeficiente de transferencia de masa [$\text{m}^3/\text{m}^2\cdot\text{s}$]
- C_s : concentración de A en la superficie [mol/m^3]
- C_∞ : concentración de A en el seno del fluido [mol/m^3]

Por otra parte, para estimar el coeficiente de transferencia de masa, existen diversos principios que lo relacionan tanto con el coeficiente de difusión molecular, como con otras propiedades del fluido. Una de las analogías más utilizadas en la actualidad es la de Chilton-Colburn [13], ya que proporciona un cálculo a partir de información relacionada con transferencia de calor, la cual generalmente es conocida. Las ecuaciones involucradas en este sistema son:

Factor j Transferencia de Calor
$$j_H = \frac{h_a}{\rho_a \cdot C_{p_a} \cdot u_0} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (10)$$

Factor j Transferencia de Masa
$$j_D = \frac{k_c}{u_0} Sc^{\frac{2}{3}} \quad (11)$$

Analogía
$$j_H = j_D \quad (12)$$

Donde:

- h_a : coeficiente de convección del aire [$W/m^2 \cdot s$]
- ρ_a : densidad del aire [kg/m^3]
- C_{p_a} : calor específico del aire [$kJ/kg \cdot K$]
- Pr : número de Prandtl []
- k_c : coeficiente de transferencia de masa [$m^3/m^2 \cdot s$]
- u_0 : velocidad del fluido [m/s]
- Sc : número de Schmidt []

2.12 Vapor de Agua

Una de las principales características del vapor es la gran capacidad que tiene para transferir energía. Además, es fácil de obtener, es económico y controlable (a cada temperatura le corresponde una energía específica y un volumen específico).

Asimismo, es relevante comprender que el vapor saturado es aquel que se encuentra a la temperatura de saturación, a la cual el agua ejerce una presión de vapor igual a la presión parcial del vapor de agua que hay en la mezcla [14].

En relación a los equipos que utilizan vapor de agua para operar, es importante mencionar que este vapor no debe contener gotas de agua (vapor húmedo), ya que producen corrosión en las cañerías del sistema. Para evitar condensaciones en las tuberías durante la conducción del vapor hasta el cilindro secador, se utiliza vapor sobrecalentado.

Finalmente, es importante establecer la diferencia entre calor latente y sensible para entender lo ocurrido al interior del cilindro secador. Cuando se calienta el agua a una presión determinada, su temperatura se eleva hasta alcanzar el punto de ebullición. El calor necesario para realizar este aumento de temperatura se denomina calor sensible. Una vez alcanzado el punto de ebullición, todo el calor que se le entregue a partir de entonces será utilizado para realizar el cambio de estado líquido a vapor, el cual se produce a una temperatura constante. Este calor se denomina

calor latente [15]. En el caso particular del cilindro, es esta última energía la relevante para el proceso, ya que la transferencia de calor en su interior ocurre gracias a la condensación del vapor de agua, que se origina por una diferencia de temperatura. En la tabla adjunta en la sección de anexos (Anexo B), se puede observar el calor de vaporización para diferentes condiciones de saturación, el cual disminuye a medida que aumenta la presión y temperatura.

2.13 Condensados

Al interior del cilindro secador, el vapor de agua se condensa al transferir calor a las paredes de este equipo. El vapor condensado al interior del cilindro presenta distintos comportamientos dependiendo de la velocidad de la máquina [15]:

- a) Régimen de balsa: Se da cuando la velocidad de rotación del secador es lenta. Los condensados se acumulan en el fondo del secador por efecto de la gravedad.
- b) Régimen de cascada: Al aumentar la velocidad, los condensados comienzan a subir adheridos a la pared del secador, aunque vuelven a caer por su propio peso, ya que la velocidad de rotación no es lo suficientemente elevada.
- c) Régimen de anillo: A velocidad de rotación alta, los condensados se adhieren a la pared debido a la fuerza centrífuga, formando una capa de espesor uniforme en forma de anillo por la pared interna del secador.

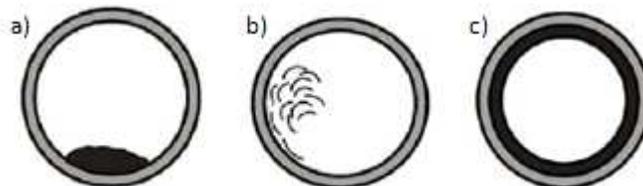


Figura 9: Comportamientos del condensado al interior del cilindro secador

Por otra parte, es importante retirar los condensados del equipo, ya que éstos pueden perjudicar el funcionamiento de los secadores produciendo [15]:

- Un aumento de peso en el cilindro entorpeciendo la marcha y aumentando el consumo de energía demandado.
- Una reducción en la efectividad de transmisión de calor.

2.14 Humedad Relativa y Absoluta

Debido a la ocurrencia de evaporación durante el proceso de secado, es importante analizar aquellos conceptos que resulten fundamentales para clasificar el tipo de aire caliente con el cual se está trabajando.

La humedad relativa (h_r) corresponde a la relación que existe entre la presión parcial del vapor de agua presente en el aire, con la presión parcial del vapor de agua saturado a la misma presión y temperatura [16]. La humedad relativa se expresa en por ciento.

$$h_r = \frac{\textit{presión parcial de H}_2\textit{O}}{\textit{presión de vapor saturado de H}_2\textit{O}} \cdot 100[\%] \quad (13)$$

Cuando la humedad es cercana al 100[%], el aire está reteniendo el máximo de vapor de agua que puede.

Por otro lado la humedad absoluta (h_a), se refiere al peso de vapor de agua presente en una unidad másica de aire seco. Las unidades más utilizadas en este caso son g/kg o kg/kg [17].

$$h_a = \frac{\textit{kilogramos de vapor de agua}}{\textit{kilogramos de aire seco}} \quad (14)$$

3 ANÁLISIS ETAPA DE SECADO

Es importante mencionar que el hecho de realizar un estudio operacional sobre el funcionamiento de la capota de aire caliente, si se llegara a establecer una condición de consumo cercana a la propuesta por el fabricante, permitiría reducir los costos energéticos asociados a esta operación. Tomando en cuenta los promedios de consumo específico y precio de gas natural desde el año 2010, durante la operación de la capota en MP-02 para la producción de servilleta Abolengo presentados en la tabla 5, se estima que el gasto en que incurre actualmente CMPC Tissue, es un 3% más grande que el valor teórico propuesto por el fabricante. En consecuencia, este estudio analizará la operación actual en la máquina, e identificará las variables operacionales que originan ineficiencia energética, para así sugerir medidas que permitan optimizar el consumo de gas natural.

Tabla 5: Consumo de vapor y gas para la producción de servilleta Abolengo.

Año	Consumo de Vapor [Ton vapor/Ton papel]	Consumo Gas Natural [m ³ N/Ton papel]
2010	1,26	118,2
2011	1,34	108,1
2012	1,29	115,9
Promedio	1,30	114,1

3.1 Análisis Teórico

Como se vio anteriormente, el proceso de secado está compuesto por fenómenos de conducción y convección para la transferencia de calor, y de difusión molecular y convección para la transferencia de masa, los cuales quedan descritos a partir de las ecuaciones 5, 6 y 9 explicitadas en el marco teórico. En base a cada una de ellas es factible identificar aquellas variables relevantes y que permiten mejorar los procesos de transferencia.

Para el caso de la conducción de calor se tienen parámetros fijos que dependen del sistema físico en el cual se está trabajando y no de las condiciones a las que está sometido, como por ejemplo el área de transferencia, los coeficientes de conducción y los espesores. De manera opuesta, se identifican aquellas variables que sí cambian con las condiciones físicas del sistema y que son relevantes a la hora de buscar mejoras los fenómenos, como lo es la temperatura del fluido que se encuentra al interior del cilindro.

Por otra parte, la convección de calor esta principalmente influenciada por aquellos parámetros que también dependen de las condiciones del sistema, como son el coeficiente de convección

externo, la temperatura del fluido exterior al cilindro y el flujo de aire caliente. En el caso del coeficiente de convección, se encuentra definido principalmente por la velocidad y temperatura del fluido, si se considera que su cálculo depende del número de Reynolds y Nusselt.

Finalmente, se tienen el coeficiente de transferencia de masa y la humedad del aire, como variables relevantes del fenómeno transferencia de masa. Adicionalmente, este coeficiente queda determinado nuevamente por la velocidad y temperatura del fluido, si se considera la relación de Chilton-Colburn.

Cabe recordar que este estudio no considera el trabajo sobre el cilindro secador, por lo que las variables relevantes para este proceso serán constantes durante la fase experimental, con tal de no alterar el secado proporcionado por la capota. En consecuencia, son la velocidad, temperatura, flujo y humedad del aire, las variables que afectan el proceso de secado y su desempeño. Por este motivo resulta fundamental centrarse en estos parámetros a la hora de realizar cambios en la operación de la máquina papelera.

3.2 Análisis Operacional

A continuación se entrega un detallado análisis de cómo afectan las variables operacionales relacionadas con el proceso en estudio, sobre el consumo de combustible; y se desarrollan los balances de masa y energía pertinentes al sistema.

3.2.1 Variables de Producción

Dentro de esta categoría se encuentran aquellos parámetros relacionados con la cantidad de papel tissue a producir, y la calidad del producto obtenido. Específicamente, hace referencia a las velocidades de la máquina y enrolladora, y a la humedad final del papel.

En cuanto a las velocidades anteriormente mencionadas, no es posible modificarlas como medida de ahorro energético, ya que sus magnitudes influyen directamente en el ritmo de producción de papel. Si se disminuyera la velocidad de la máquina, se obtendría un proceso de secado más lento, y por ende, consumir menos combustible al requerir menos flujo de vapor en el cilindro, y menos temperaturas en la capota. Sin embargo, ambas velocidades deben operarse cercanas a sus valores más altos, ya que existen metas de productividad.

En relación a la humedad final del producto, esta se caracteriza por tener un valor estándar y un límite superior definido. Para servilleta Nova Abolengo el valor estándar es de un 5,5[%], y el superior de 6,5[%]. Claramente, la elaboración de un producto con mayor porcentaje de agua permitiría reducir los requerimientos de secado de la máquina, sin embargo, el producto se encontraría fuera de la norma técnica. En el caso contrario, CMPC Tissue no define un límite

inferior para el producto, aunque se debe tener claro que una humedad bajo el estándar, implicaría un secado excesivo durante la operación, y como consecuencia un aumento innecesario en el consumo de combustible.

3.2.2 Sistema de Control para Capota de Aire Caliente

En esta sección se darán a conocer aquellos parámetros operacionales que son factibles de manipular en la capota, y como cada uno de ellos afecta al consumo de combustible.

3.2.2.1 *Temperatura de aire insuflado*

Este factor se puede modificar de manera independiente para cada lado del equipo, y es medido a la entrada del sistema. Para la situación específica en que la hoja de papel presenta una humedad mayor a la deseada, la temperatura de las capotas es aumentada con la finalidad de incrementar la cantidad de calor que se transfiere mediante convección. Cabe recordar que este fenómeno de intercambio depende directamente de la temperatura a la que se encuentra el medio exterior. Por otra parte, la capacidad del aire para extraer del sistema el vapor que se genera desde el papel, también se ve aumentada gracias al efecto de la temperatura, permitiendo una mayor extracción de vapor, antes de que el aire alcance su punto de saturación. Adicionalmente, se debe mencionar que cualquier acción sobre esta variable, afecta de manera directa la cantidad de combustible que se consume desde los quemadores, ya que estos equipos son los encargados de calentar el aire a insuflar [18]. Sin embargo, este parámetro es directamente controlado para ajustar la humedad del papel, y su alteración no puede estar determinada arbitrariamente, sino que dependerá básicamente de la velocidad de recirculación del aire y las variables del cilindro secador. Adicionalmente, se debe mencionar que esta variable es la encargada de regular la temperatura del fluido exterior al cilindro, el cual es uno de los parámetros relevantes mencionados en el análisis teórico.

3.2.2.2 *Velocidad de los ventiladores de recirculación*

Este parámetro también se manipula de manera independiente a cada lado de la capota, y su alteración influye directamente sobre el comportamiento del fluido que pasa a través de él. A mayor velocidad de recirculación, se obtiene un fluido más turbulento, y por ende, un coeficiente de convección forzado más alto [19], punto que favorece la transferencia de calor tal como lo muestra la ecuación 6. Por otra parte, este parámetro influye directamente sobre el consumo eléctrico de la planta, sin embargo, un aumento en su valor permitiría operar, teóricamente, con una temperatura menor, y por ende, disminuir en el consumo de combustible. Así lo demuestra un estudio realizado el año 2009 dentro del Departamento de Fabricación, en el cual, al aumentar la velocidad desde 1.250[RPM] a 1.400[RPM], se detectó una reducción en el consumo de combustible cercano al 10[%], gracias a la disminución de la temperatura en los quemadores al detectar un secado excesivo del papel [20]. Por otra parte, es la alteración de los ventiladores de

recirculación, el factor operacional que permite controlar la velocidad del fluido exterior al cilindro, el cual como se mencionó, anteriormente, es uno de los factores relevantes en el secado.

3.2.2.3 Apertura dampers de entrada y salida

Este parámetro de operación, resulta ser fundamental para regular la humedad del aire en el sistema, cuanto aire ingresa o es expulsado hacia la atmósfera, y cuanto es recirculado al sistema. En teoría, cuando se desea disminuir el consumo de combustible en la capota, se debe controlar la apertura de los *dampers* de salida, ya que con ellos es factible controlar la saturación del aire caliente. El hecho de aumentar la humedad del aire de extracción, se traduce en una mayor recirculación del aire, y por ende, en altas temperaturas con menor cantidad de combustible [21]. Por otra parte, al reducir el volumen de aire liberado a la atmósfera, se disminuye la cantidad de aire de entrada requerido por el sistema, lo que también aporta al ahorro energético permitiendo alcanzar la misma temperatura con menos combustible [20]. En el gráfico 4, se observa la relación entre el costo asociado al consumo de combustible, y la humedad del aire a la salida de la máquina papelera. En él es factible observar un claro descenso del consumo de combustible a medida que aumenta la humedad del aire de salida, comportamiento esperado para el caso en estudio.

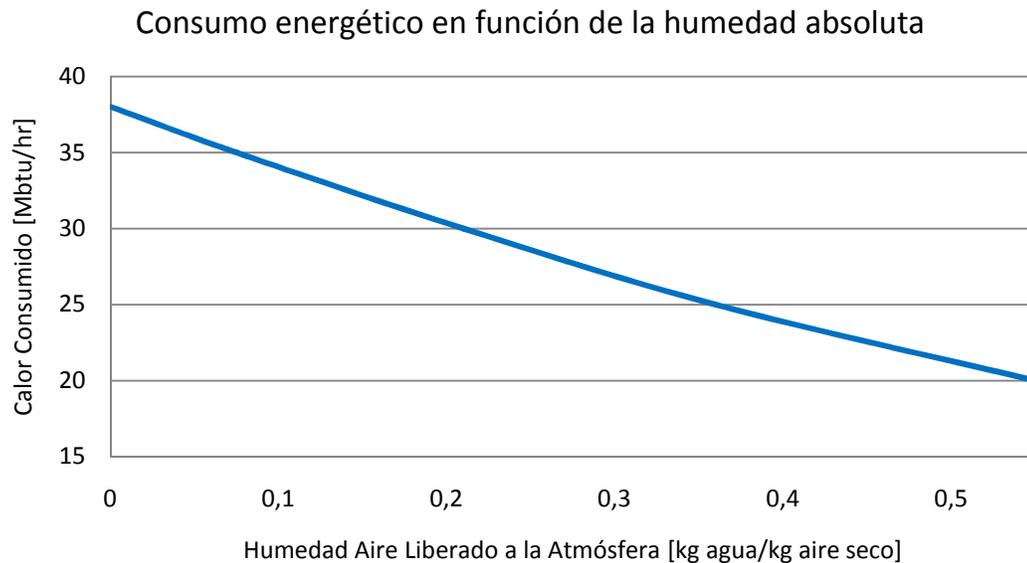


Gráfico 4: Efecto de la humedad sobre el consumo de combustible [20].

Teóricamente existe un límite de humedad para el aire de salida en la capota. En este caso particular, el fabricante (Andritz) sugiere una humedad absoluta entre 0,45 y 0,5 [kg H₂O/kg Aire Seco] [22].

Finalmente, se infiere que es a partir de estas válvulas que se puede controlar la humedad del aire, variable relevante para el proceso de secado.

3.2.3 Balances de Masa

En esta sección se busca estimar la humedad absoluta con la que el aire liberado hacía la atmósfera está dejando el sistema actualmente, y ver si se detecta la presencia de una operación ineficiente para los dampers con respecto a este valor.

Como se vio en un principio, el cilindro secador se encuentra operando dentro de las condiciones diseñadas por el fabricante, por ende, se puede considerar que su capacidad de evaporación es el valor teórico propuesto en el manual, es decir 2.323[kg/h] [21]. Por otro lado, para estimar la cantidad de agua evaporada por la capota, se deben realizar los siguientes cálculos:

$$F_{papel} = Gr \cdot V_{maq} \cdot A_{papel} \quad (15)$$

Donde:

- F_{papel} : flujo de papel [kg/h]
- Gr : gramaje papel [gr/m²]
- V_{maq} : velocidad de la máquina [m/min]
- A_{papel} : ancho papel [m]

De esta forma se estima que el flujo de papel que sale desde la etapa de secado, el cual contiene un 5 [%] de humedad final, es aproximadamente:

$$F_{papel,5\%} = 19 \left[\frac{gr}{m^2} \right] \cdot 1550 \left[\frac{m}{min} \right] \cdot 2,73[m] \cdot 60 \left[\frac{min}{h} \right] \cdot \frac{1}{1000} \left[\frac{kg}{gr} \right] = 4.824 \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (16)$$

A partir de este valor, se puede calcular la cantidad de fibra que entra y sale al sistema, considerando que este parámetro permanece constante durante la operación:

$$F_{fibra} = 4.824 \left[\frac{kg}{h} \right] * 0,95 = 4.583 \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (17)$$

Para obtener la cantidad de agua que se evapora durante el secado, se debe tener en cuenta que el papel ingresa al equipo con una humedad teórica del 61[%], y sale con un 5[%] [21]. En consecuencia, la cantidad evaporada en la capota es:

$$F_{agua,in} = F_{fibra} \cdot \frac{\% agua}{\% fibra} = 4.583 \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot \frac{61[\%]}{39[\%]} = 7.168 \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (18)$$

$$F_{agua,out} = F_{papel,5\%} - F_{fibra} = 241 \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (19)$$

$$F_{evap} = F_{agua,in} - F_{agua,out} = 6.927 \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (20)$$

$$F_{evap,capota} = F_{evap} - F_{evap,cilindro} = 4.604 \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (21)$$

En el caso del equipo en estudio, no todo el aire que ingresa al sistema es liberado a la atmósfera; cierto porcentaje es recirculado para aprovechar mejor el poder calorífico del combustible. Tomando en cuenta los valores promedio de operación desde el año 2010, se puede estimar que la mitad del aire que ingresa a la capota, deja el equipo. Para calcular el valor de estos flujos, se utilizan las curvas características de los ventiladores de recirculación y extracción, obteniéndose los siguientes resultados para dos diferentes condiciones en la velocidad del aire.

$$F_{aire,in}(1250 [RPM]) = 74.426 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$F_{aire,in}(1350 [RPM]) = 80.634 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$F_{aire,out}(1250 [RPM]) = 37.213 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$F_{aire,out}(1350 [RPM]) = 40.317 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Se estudian dos condiciones diferentes para los ventiladores de recirculación, con la finalidad de analizar el efecto de esta variable en la operación de la máquina y valor de humedad absoluta, porque como se mencionó anteriormente, su velocidad influye sobre la capacidad del aire para secar y transferir calor.

Teniendo en cuenta estos datos, es factible estimar la humedad absoluta del aire del aire liberado a la atmósfera, y verificar si la operación del equipo es correcta, suponiendo nuevamente, que la mitad del agua evaporada es liberada hacia la atmósfera:

$$h_a(1.250 [RPM]) = \frac{F_{evap,out}}{F_{aire,out}} = \frac{3.464 \left[\frac{kg}{h} \right]}{37.213 \left[\frac{kg}{h} \right]} = 0,09$$

$$h_a(1.350 [RPM]) = \frac{F_{evap,out}}{F_{aire,out}} = \frac{3.464 \left[\frac{kg}{h} \right]}{40.317 \left[\frac{kg}{h} \right]} = 0,085$$

Como se observa, este resultado se encuentra debajo del valor propuesto por el fabricante, con lo cual se concluye que existe un consumo energético ineficiente en la capota de aire caliente. En consecuencia, se infiere que los *dampers* no son utilizados de manera óptima, y que para alcanzar un valor cercano al esperado, se debe, principalmente, aumentar la cantidad de aire que está siendo recirculado. Asimismo, este comportamiento teórico es factible comprobarlo realizando mediciones reales en la máquina papelera. El cálculo de la humedad absoluta se efectúa mediante la medición de las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo, utilizando una Termocupla tipo K y un paño mojado. En primera instancia, el instrumento de medición se introduce en el ducto de salida del aire proveniente desde ambos lados de la capota, para registrar la temperatura de bulbo seco. Luego se repite el proceso con la Termocupla cubierta por el paño, y se registra el valor de bulbo húmedo. El procedimiento para estimar la humedad absoluta se especifica en el Anexo D, de acuerdo al libro Perry's Chemical Engineer's [23]. De esta manera, se realizan tres mediciones preliminares obteniéndose los siguientes resultados:

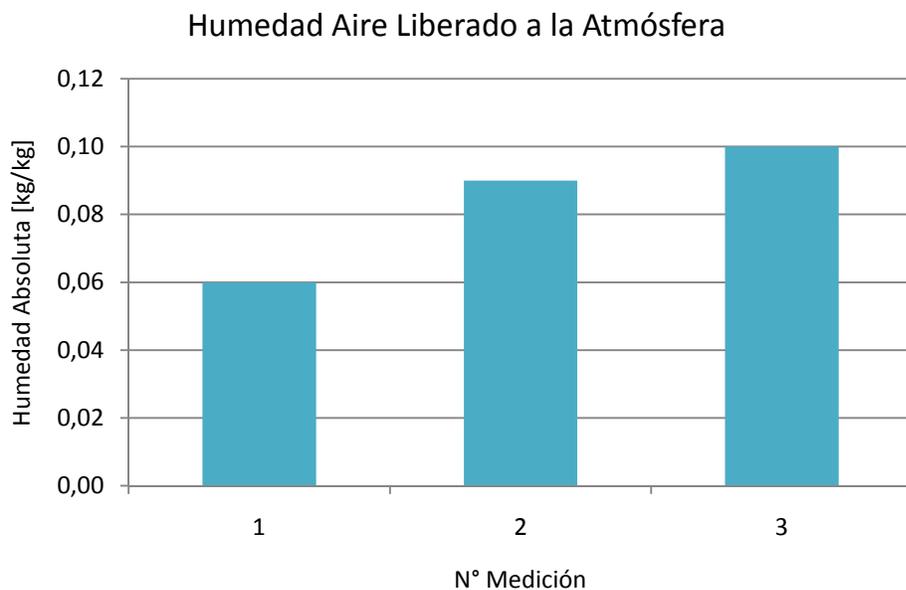


Gráfico 5: Humedad absoluta para el aire liberado a la atmósfera.

A partir del gráfico es factible observar que el valor registrado, resulta estar muy por debajo de la cifra esperada, lo que corrobora lo indicado por el balance de masa desarrollado.

3.2.4 Balances de Energía

A continuación se estima el calor asociado al flujo de aire liberado hacia la atmósfera, y que se pierde debido a su no uso en otras secciones de la máquina.

Para resolver los balances de energía del sistema, se utilizan las ecuaciones 5, 6, 7 y 8, descritas en la sección 2.10. Los parámetros y coeficientes empleados para resolver el balance, están dados para dos condiciones de velocidad del aire, con la finalidad de estudiar a mayor profundidad su influencia en el sistema.

Tabla 6: Parámetros y coeficientes utilizados para efectuar el balance de energía.

Parámetros para transferencia interna		Parámetros para transferencia externa	
δ_s	6 [mm]	h_o^4	351,8 [W/m ² ·K] (1.250 [RPM])
k_s	0,68 [W/m·K]		368,3 [W/m ² ·K] (1.350 [RPM])
δ_c	38 [mm]	T_a	689,15 [K]
k_c	59 [W/m·K]	m_{ev} (o F_{evap})	6.927 [kg/h]
h_{cp} [24]	5.000[W/m ² ·K]	m_a (o $F_{aire,in}$)	80.634 [kg/h] (1.350 [RPM])
ϕ_p	0,75 []		74.426 [kg/h] (1.250 [RPM])
T_s	433,15 [K]	A	29,73 [m ²]
A_c	39,64 [m ²]	C_v [24]	0,54 [W·h/kg·K]
λ_{vap}	539 [kcal/kg]	C_a [25]	0,299 [W·h/kg·K]
		F_{GN}	463 [Nm ³ /h]
		PC_{GN}	9.266 [kcal/m ³]

Considerando el papel como volumen de control, y una operación en estado estacionario, se tiene el siguiente balance en el sistema de secado, en base a las ecuaciones 5 y 6:

$$q_i + q_o = 0 \quad (22)$$

A partir de esta expresión, es factible estimar la temperatura en la superficie del papel (T_p), y la temperatura con la que el aire sale de la capota (T_1), las cuales son dos variables desconocidas hasta este momento:

⁴ Calculo explicitado en Anexo E

Caso I: 1.250 [RPM]

$$T_p = 406,3 [K] = 133,75[^\circ C]$$
$$T_1 = 556,2 [K] = 283[^\circ C]$$

Caso II: 1.350 [RPM]

$$T_p = 404,9 [K] = 131,8[^\circ C]$$
$$T_1 = 560 [K] = 286,8[^\circ C]$$

Ahora con estos datos, se puede determinar el consumo teórico de energía en la capota de aire caliente (Q_{cap}), utilizando la ecuación 6.

$$q_o = h_o(T_a - T_p) \cdot \frac{E}{1 - e^E} - \frac{m_{ev}}{A} C_v(T_1 - T_p) \quad Q_{cap} = q_o \cdot A \quad (23)$$

$$\text{Caso I} \quad q_o(1.250[RPM]) = 109.255 \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad Q_{cap}(1.250[RPM]) = 2,79 \cdot 10^6 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$\text{Caso II} \quad q_o(1.350[RPM]) = 114.752 \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad Q_{cap}(1.350[RPM]) = 2,93 \cdot 10^6 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

Adicionalmente, es factible estimar el calor real consumido (Q_{GN}), empleando el valor promedio de combustible utilizado por este equipo, obteniéndose el siguiente resultado:

$$Q_{GN} = F_{GN} \cdot PC_{GN} \quad (24)$$

$$Q_{GN} = 4,29 \cdot 10^6 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

De esta forma, se observa pérdida de calor para ambos casos en estudio, siendo menor cuando la velocidad del aire es mayor. Sin embargo, parte de esta energía es utilizada, posteriormente, en el intercambiador aire/aire que permite recuperar cierta parte de ella. La siguiente figura representa el sistema en cuestión:

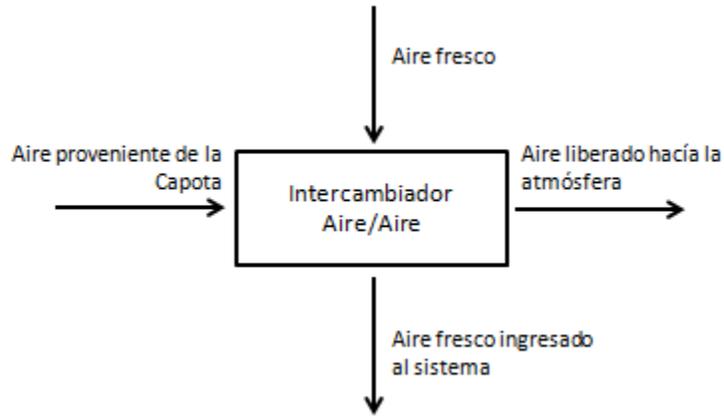


Figura 10: Sistema intercambiador aire/aire.

Para estimar el calor consumido durante esta operación (Q_{inter}) en ambos casos de estudio, se tiene la siguiente ecuación basada en el flujo ($F_{aire,out}$) y temperaturas ($T_{aire,in}$ y $T_{aire,out}$) del aire proveniente de la capota:

$$Q_{inter} = F_{aire,out} \cdot C_a \cdot (T_{aire,in} - T_{aire,out}) \quad (25)$$

$$Q_{inter}(1.350[RPM]) = 564.164 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$Q_{inter}(1.250[RPM]) = 367.181 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

De esta manera, solo queda calcular el calor que finalmente se pierde del sistema ($Q_{perdido}$), en base a los resultados obtenidos anteriormente, y considerando que solo la mitad del aire de sistema es liberado hacia la atmósfera:

$$Q_{perdido} = \frac{(Q_{GN} - Q_{cap})}{2} - Q_{inter} \quad (26)$$

$$Q_{perdido}(1.350[RPM]) = 1,15 \cdot 10^5 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$Q_{perdido}(1.250[RPM]) = 3,83 \cdot 10^5 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

Ambos valores obtenidos representan ineficiencias en el consumo energético, ya que constituye energía que podría ser aprovechada dentro del mismo sistema. Por otra parte, para el caso de la capota, no es factible disminuir el consumo de gas natural, con la finalidad de que este sea igual a la energía que se requiere para evaporar el agua en ella, ya que la cantidad de combustible que se utiliza está determinada por la temperatura del aire que se debe alcanzar. Este último parámetro resulta ser de gran importancia, si se considera que el tiempo de permanencia del papel en la etapa de secado son 0,2 [s], motivo por el cual es necesaria la presencia de un gradiente de temperatura alto en la interface aire-papel que asegure una rápida transferencia. Se debe recordar que la transferencia de calor está determinada por la siguiente ecuación, la cual depende tanto del valor del coeficiente de convección, como de la diferencia de temperatura; y es la influencia de este último punto la que también se utiliza en este caso para mejorar el intercambio energético.

$$Q_{conv} = h_o \cdot A_o \cdot (T_o - T_s)$$

Por esta razón, y para evitar una pérdida de combustible considerable, se opta por utilizar el aire liberado a la atmósfera para calentar algún otro flujo dentro del proceso. Sin embargo, en base a los balances anteriormente realizados, se observa que las etapas de intercambio hoy en día existentes en el proceso, no son suficientes para reaprovechar totalmente el calor asociado a este flujo de salida. Adicionalmente, se observa una mayor pérdida de calor para el caso en que los ventiladores de recirculación trabajan a menor velocidad.

3.3 Análisis Dimensional para Coeficientes de Transferencia

A partir de los cálculos efectuados en la sección anterior, es posible observar la gran influencia que tienen las variables flujo de vapor, velocidad y temperatura del aire caliente, en la transferencia de calor y desempeño del proceso de secado. Por este motivo, es importante analizar la sensibilidad de los coeficientes que comprenden estas variables, y describen los principales fenómenos de transferencia involucrados en el proceso. Específicamente, se estudia cómo afecta la temperatura y velocidad del aire insuflado sobre los coeficientes de convección y transferencia de masa. Para estimar estos parámetros, se utilizan la ecuación de Nusselt (Anexo E), y la analogía de Chilton Colburn (Sección 2.11), respectivamente.

Las condiciones analizadas para la temperatura corresponden a los valores mínimo, promedio y máximo que han sido utilizados desde el año 2010 en adelante. En cambio, para el caso de la velocidad, se toma un valor mínimo y máximo empleado actualmente en los ventiladores de recirculación. De esta forma se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 7: Coeficientes de convección y transferencia de masa a diversas condiciones de operación.

Temperatura [°C]	Ventiladores [RPM]	h [W/m ² ·K]	kc [m ³ /m ² ·s]
360	1.250	361,8	0,845
400	1.250	353,4	0,872
440	1.250	345,8	0,890
360	1.350	378,7	0,885
400	1.350	369,9	0,912
440	1.350	362,0	0,932

En relación al coeficiente de convección de calor, se puede observar que mientras más alta es la velocidad de los ventiladores, mayor será el coeficiente convectivo, por lo que se favorecería el intercambio calórico. En cuanto a la temperatura, se observa que mientras menor sea el valor de este parámetro, mayor será el coeficiente y por ende se facilitaría la transferencia. En general, se puede decir que estos dos aspectos se encuentran relacionados, ya que en teoría, un aumento en la velocidad de los ventiladores, permitiría disminuir de manera simultánea la temperatura alcanzada por los quemadores, sin verse afectada la humedad del papel. Todo lo anteriormente descrito, se observa en el siguiente gráfico:

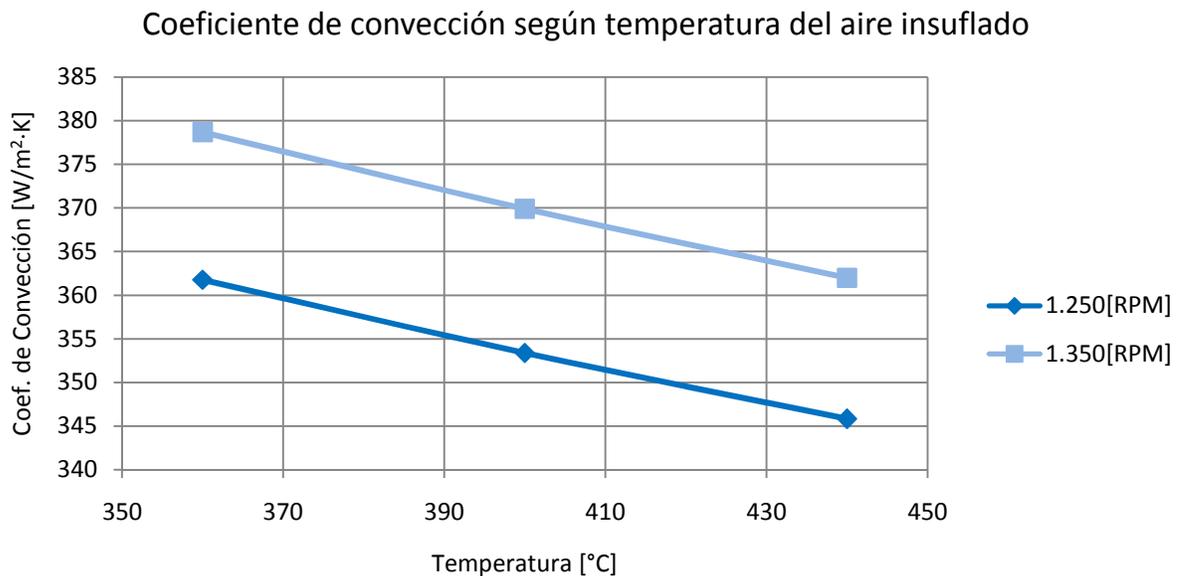


Gráfico 6: Coeficiente de convección para diferentes velocidades en los ventiladores y temperaturas.

Con respecto al coeficiente de transferencia de masa, es factible observar en el gráfico 7 que mientras se utilizan mayores velocidades en los ventiladores de recirculación y mayores temperaturas en la capota, aumenta el valor de este parámetro, lo que implica una mejora en el fenómeno relacionado con el transporte de masa.

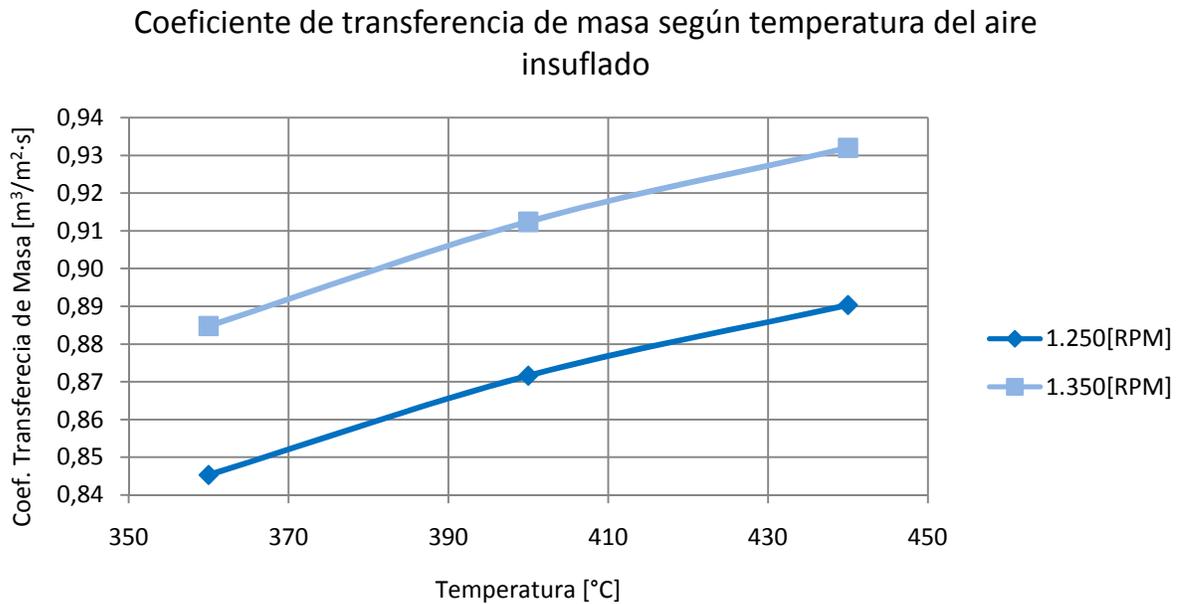


Gráfico 7: Coeficiente de transferencia de masa para diferentes velocidades en los ventiladores y temperaturas.

3.4 Velocidad del Aire

En base a los análisis que se efectúan en las secciones anteriores, se propone realizar mediciones para estimar la velocidad del aire, al ser este un parámetro relevante en el sistema.

Como se mencionó previamente, la velocidad de los ventiladores de recirculación influye en la rapidez con que se inyecta el aire caliente a la capota. Este parámetro posee un valor teórico propuesto por el fabricante, el cual debe ser 175 [m/s] [21] para asegurar la calidad y capacidad de secado del aire que se está insuflando en el proceso. En este caso, para registrar los valores de velocidad de inyección existen unos orificios en la capota diseñados, específicamente, para cuantificar este factor. En el caso del lado húmedo se tienen ocho tomas de muestras, y para el lado seco se tienen cuatro. En cada una de estas aperturas se mide la presión utilizando un barómetro, y luego se emplea la metodología de cálculo descrita en el Anexo F. De esta forma, se realizan las siguientes mediciones a diversas velocidades en los ventiladores:

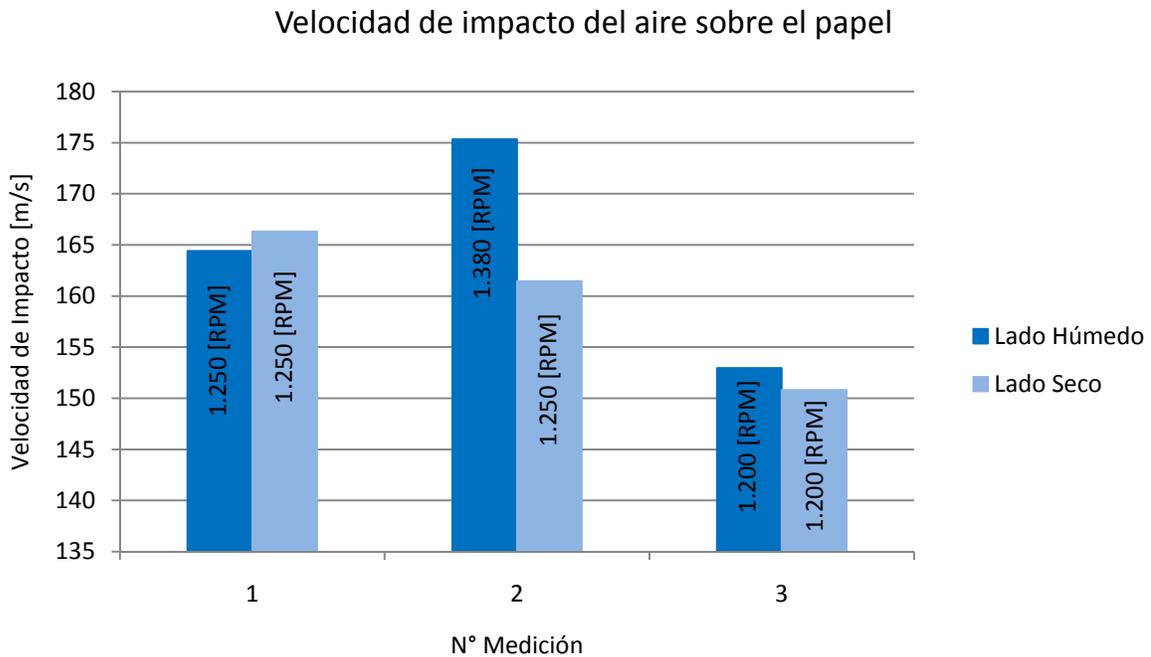


Gráfico 8: Velocidad de impacto del aire caliente sobre el papel.

Para la máquina papelera en estudio, la velocidad óptima de inyección de aire en la capota se obtiene cuando la velocidad de los ventiladores de recirculación se encuentra cercana a las 1.380 [RPM], sin embargo, este valor fluctúa entre las 1.250 y 1.350 [RPM] generalmente, por lo que existen variadas ocasiones en que no se cumple con la condición esperada.

4 DISEÑO EXPERIMENTAL

En base al análisis realizado anteriormente, donde es factible detectar las deficiencias operacionales hoy en día existentes en la capota, se planifican una serie de experimentos sobre los parámetros más influyentes en el consumo de combustible, que permitan explorar el efecto que provoca cada uno de ellos sobre la variable de salida en estudio, además de implementar diversas condiciones de operación para establecer la combinación más óptima de parámetros.

Para cumplir con los objetivos recientemente mencionados, existe un diseño experimental que permite estudiarlos y alcanzarlos. Este es el diseño factorial 2^k , al cual a continuación se le detallan sus conceptos más importantes.

4.1 Diseño Factorial 2^k

Se puede definir el diseño estadístico de experimentos o diseño experimental, como una metodología basada en herramientas matemáticas y estadísticas cuyo objetivo es ayudar a [26]:

- Seleccionar la estrategia experimental óptima, que permita obtener la información buscada con el mínimo costo.
- Evaluar los resultados experimentales obtenidos, garantizando la máxima fiabilidad en las conclusiones que se obtengan.

El diseño experimental es aplicado ampliamente al estudio de los procesos de producción. Un proceso puede considerarse como una “caja negra” a la cual ingresan diversas variables que interactúan para producir un resultado. Las variables que ingresan al proceso se denominan variables de entrada, y el resultado, variable de salida. La búsqueda de combinaciones óptimas de las variables de entrada da lugar al diseño experimental, que es una prueba durante la cual se realizan cambios sistemáticos y controlados en estas, para medir el efecto sobre la variable de salida [26].

El diseño factorial 2^k corresponde a una de estas metodologías, y propone experimentos adecuados para conocer simultáneamente qué efecto tienen k factores sobre una respuesta, y descubrir si interactúan entre ellos. Específicamente, se tienen k factores, cada uno con dos niveles, los que pueden ser cuantitativos o cualitativos. Una réplica completa de tal diseño requiere que se recopilen $2 \cdot 2 \cdot \dots \cdot 2 = 2^k$ observaciones. Estos experimentos están planeados de forma que se varían simultáneamente varios factores, pero se evita que se cambien siempre en la misma dirección. Por ejemplo, se consideran dos factores en estudio, A y B, cada uno con dos niveles, "alto" y "bajo". El nivel alto se denota por el signo "+", y el nivel bajo con el signo "-". En este diseño de dos factores, habrá cuatro combinaciones de tratamiento:

Tabla 8: Condiciones estándar para cada tratamiento en un diseño 2^2 .

Tratamiento	A	B	Representación
#1	-	-	(1)
#2	+	-	a
#3	-	+	b
#4	+	+	ab

En general una combinación de tratamiento se representa por una serie de letras minúsculas, tal como se muestra en la tabla anterior.

La realización de los experimentos, no se deben realizar en el orden indicado en la matriz de experimentos, para evitar que se introduzca sesgo en los valores de los efectos [27].

De esta forma, y con la utilización de esta metodología, es factible determinar cuáles son las variables que tienen mayor influencia en el parámetro respuesta, y establecer el mejor valor para las variables controlables, de manera que esta tenga casi siempre un valor cercano al nominal deseado.

4.2 Planificación Experimental

El diseño experimental se basa en la metodología descrita en la sección anterior, considerando en primer lugar, ensayos que permitan establecer una apropiada condición de operación para los ventiladores de recirculación. Específicamente, se trabaja con la magnitud de la velocidad de recirculación en ambos lados de la capota, por ende se define un diseño factorial 2^2 . El objetivo es determinar aquella condición que permita disminuir en mayor cantidad el consumo de combustible, y desde ella comenzar la experimentación con la apertura de dampers. En este caso, los ensayos se distribuyen tal como se muestra en la tabla 9:

Tabla 9: Planificación experimental para ventiladores de recirculación.

Ensayo	A	B	Recirculación LH	Recirculación LS	Representación
#1	-	-	1.200 [RPM]	1.200 [RPM]	(1)
#2	+	-	1.350 [RPM]	1.200 [RPM]	a
#3	-	+	1.200 [RPM]	1.350 [RPM]	b
#4	+	+	1.350 [RPM]	1.350 [RPM]	ab

Durante cada una de estas pruebas, las condiciones operacionales del cilindro secador se mantienen estables, de tal manera que su funcionamiento no altere los resultados obtenidos. Asimismo, no se varían la apertura de *dampers*, ni las velocidades de máquina y pope.

En relación a la variable temperatura, es importante mencionar que su modificación depende directamente de la humedad que presenta el papel a la salida de la máquina. Si el producto está húmedo, la temperatura debe aumentar para así cumplir con los estándares de calidad exigidos. En el caso contrario, la temperatura puede ser disminuida para evitar un consumo excesivo del gas natural utilizado para secar el papel.

Por otra parte, el procedimiento experimental considera el registro de las condiciones de operación, tomando en cuenta los siguientes parámetros:

Tabla 10: Parámetros a registrar durante la realización de ensayos en ventiladores.

PARÁMETROS CAPOTA AIRE CALIENTE			
<i>Dampers</i>	HIC 180A	Ventilador	Torque LH
	HIC 180B		Torque LS
	HIC 160A	Capota	Velocidad Inyección LH y LS
	HIC 160B		Flujo Gas Natural
Quemador	Temperatura LH		Humedad Absoluta
	Temperatura LS		Separación Cilindro
Ventilador	RPM LH RPM LS	Papel	Humedad Seco Prensa

Para el valor de apertura de *dampers*, se utilizan las magnitudes actuales de operación en la planta, es decir:

Tabla 11: Apertura *dampers* para ensayo experimental en ventiladores de recirculación.

HIC 180A	HIC 180B	HIC 160A	HIC 160B
90 [%]	45 [%]	40 [%]	20 [%]

Para efectuar las mediciones de velocidad de impacto y humedad absoluta, se siguen los mismos procedimientos descritos en las secciones anteriores. Ahora, para el cálculo de contenido seco en la prensa⁵, se extrae una muestra de hoja directamente desde la máquina, al inicio del cilindro secador, la cual se sella rápidamente para impedir la evaporación del agua contenida. Luego, el peso de este ejemplar se registra, y la muestra se lleva a un horno hasta que su peso sea constante. Finalmente, se vuelve a anotar el peso, y calculando la diferencia entre estos dos valores, se estima el porcentaje de contenido seco o humedad presente en el papel antes de ingresar a la etapa de secado. Este dato es un indicador de la eficiencia en las etapas de secado previas al cilindro secador y la capota, y su valor es, aproximadamente, 39[%] de contenido seco.

A partir de los resultados obtenidos en estos ensayos, se selecciona aquel tratamiento que permite reducir en mayor cantidad el consumo de gas natural en las capotas. Con las velocidades de ventiladores ya establecidas, se realizan los ensayos sobre los dampers del sistema. Para esto, también se sigue un diseño experimental basado en el método factorial 2^k, el cual entrega un total de 4 tratamientos considerando las siguientes 2 variables: porcentaje de cierre en *dampers* de entrada y porcentaje de cierre en *dampers* de salida. Los valores bajos y altos seleccionados para operar cada uno de ellos, se encuentran dentro de los límites establecidos por el manual, y se basan en las condiciones promedio que han adoptado estos valores desde el año 2010 (tabla 12). De esta forma, la segunda parte de la planificación consta de cuatro ensayos, los cuales se detallan en las tablas 13 y 14.

⁵ Porcentaje de fibra presente en la hoja de papel a la entrada del cilindro secador.

Tabla 12: Apertura promedio de *dampers* desde el año 2010.

HIC 180A (<i>Damper</i> entrada LH)	HIC 180B (<i>Damper</i> entrada LS)	HIC 160A (<i>Damper</i> salida LH)	HIC 160B (<i>Damper</i> salida LS)
90 [%]	70 [%]	60 [%]	40 [%]

Tabla 13: Planificación experimental para apertura *dampers* capota.

Ensayo	A	B	Cierre <i>dampers</i> de entrada	Cierre <i>dampers</i> de salida	Representación
#1	+	+	20%	20%	(1)
#2	-	+	10%	20%	a
#3	+	-	20%	10%	b
#4	-	-	10%	10%	ab

Tabla 14: Condiciones finales para *dampers* en la capota durante segunda serie de pruebas experimentales.

Ensayo	HIC 180A (<i>Damper</i> entrada LH)	HIC 180B (<i>Damper</i> entrada LS)	HIC 160A (<i>Damper</i> salida LH)	HIC 160B (<i>Damper</i> salida LS)
#1	70%	50%	40%	20%
#2	80%	60%	40%	20%
#3	70%	50%	50%	30%
#4	80%	60%	50%	30%

Para cada uno de estos casos se miden los mismos parámetros señalados en la tabla 10, y las condiciones operacionales del cilindro secador se mantienen estables. Asimismo, no se varían las velocidades de los ventiladores, máquina y pope.

A partir de los resultados obtenidos, se realizan análisis estadísticos en programa Statgraphics Centurion XVII.I., con la finalidad de identificar aquellos parámetros o combinaciones de ellos, relevantes en el consumo de combustible.

5 Resultados y Discusión

5.1 Ensayos en Ventiladores de Recirculación

En esta primera fase experimental se trabaja con la variación de la velocidad del aire, es decir, con la modificación de la velocidad de rotación a la que operan los ventiladores de recirculación. Lo anterior se debe a la importancia detectada para esta variable en el análisis, y busca encontrar aquella condición que permita disminuir el consumo energético.

En primera instancia, se mide la velocidad del aire asociada a cada uno de los cuatro ensayos, con lo que se observa una dependencia entre la velocidad de cada ventilador y este parámetro. En este caso, se tienen mayores velocidades del fluido a 1.350[RPM], lo que como consecuencia genera coeficientes de convección más altos. En la siguiente tabla se encuentran los valores de este parámetro asociado a la velocidad y temperatura de cada ensayo, y tal como se menciona anteriormente, se identifican valores más altos con la cuarta configuración:

Tabla 15: Coeficientes de convección estimados para las condiciones presentadas por cada ensayo.

Ensayo	Recirculación LH	Coef. de Convección LH	Recirculación LS	Coef. de Convección LS
#1	1.200 [RPM]	321,0 [W/m ² ·K]	1.200 [RPM]	321,5 [W/m ² ·K]
#2	1.350 [RPM]	368,6 [W/m ² ·K]	1.200 [RPM]	327,3 [W/m ² ·K]
#3	1.200 [RPM]	324,1 [W/m ² ·K]	1.350 [RPM]	365,6 [W/m ² ·K]
#4	1.350 [RPM]	368,5 [W/m ² ·K]	1.350 [RPM]	371,1 [W/m ² ·K]

Lo anterior se traduce en una mejor condición para la transferencia de calor y evaporación desde el papel. Por otra parte, es importante recordar que el fabricante sugiere un valor para este parámetro, que asegura una operación de secado eficiente, la cual se da cuando los ventiladores de recirculación operan cercano a las 1.350[RPM], obteniendo una velocidad promedio de 173[m/s], valor cercano a los 175[m/s] sugeridos.

Velocidad de impacto del aire sobre el papel según velocidad en ventiladores

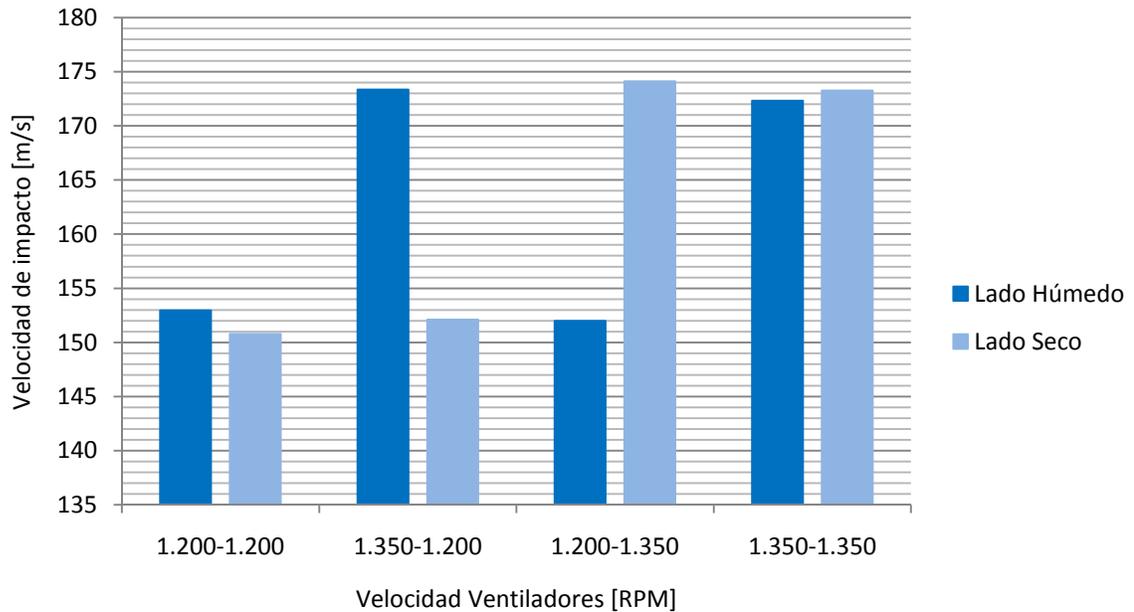


Gráfico 9: Promedio de la velocidad de impacto del aire para cada ensayo con ventiladores.

El segundo resultado que se puede observar, son las temperaturas promedio alcanzadas por cada lado de la capota. Estos valores están dados por un estado en que la humedad del papel a la salida del proceso es relativamente constante, entre 5,4 y 5,7 [%], lo que permite asegurar en cada ensayo una tasa de secado invariable, obteniéndose un consumo de combustible asociado, solamente, a cambios en la velocidad del aire. En el gráfico presentado a continuación se observa la necesidad de altas temperaturas cuando las velocidades en los ventiladores son menores, condición que se traduce como una velocidad más baja para el aire. Teóricamente, velocidades menores en el fluido, conllevan a un número de Reynolds más pequeño, y por ende a un flujo menos turbulento. Este punto se ve reflejado en la disminución del coeficiente de convección, tal como se observa en la tabla anterior, el cual afecta directamente la ecuación de calor, y como consecuencia, conlleva a la necesidad de establecer un mayor gradiente de temperatura para alcanzar la condición de secado deseada. Para el caso contrario en que las velocidades de los ventiladores son más altas, se observa el comportamiento opuesto en que las temperaturas promedio obtenidas son más bajas. Lo anterior se explica mediante el aumento en la velocidad del aire, y por ende, un aumento del coeficiente de convección asociado, lo que se traduce en una mayor capacidad del aire para secar, y por consiguiente, en un menor requerimiento para el gradiente de temperatura.

Temperatura del aire insuflado en función de la velocidad de los ventiladores

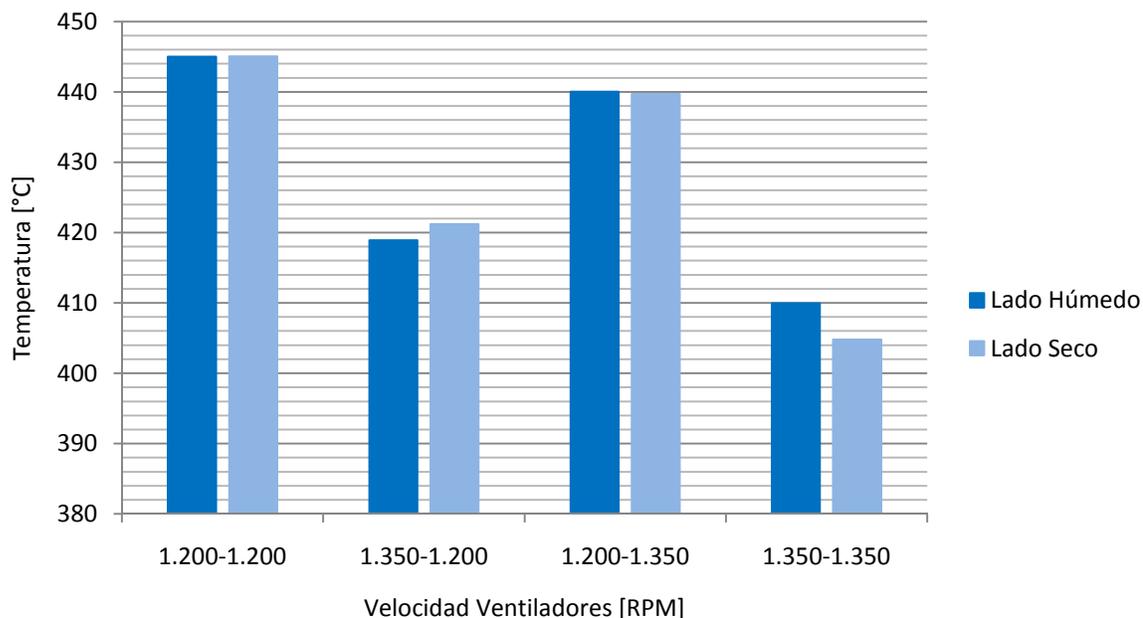


Gráfico 10: Temperatura promedio del aire establecida para cada ensayo en ventiladores.

Todo lo recientemente descrito se respalda con el gráfico 6 presentado en la sección 3.3, donde se observa que a mayor velocidad del aire y menor temperatura, se tienen coeficientes de convección más alto.

Adicionalmente, se tienen dos casos en que las velocidades mínimas y máximas de los ventiladores se alternan para al lado húmedo y seco de la capota. Cuando el lado húmedo de la capota tiene asociado una velocidad de inyección mayor, la temperatura necesaria para secar el papel resulta ser menor. Este fenómeno puede ser explicado teniendo presente que es la primera parte de la capota (LH) la que se encuentra en primera instancia con el papel más húmedo, y por ende, la que proporciona la mayor tasa de secado. Lo anterior se debe a que entre menos contenido de agua se tiene en el papel, mas difícil resulta extraerla, por lo que el lado seco del equipo es el que menos cantidad retira [28]. Teniendo esto presente, se establece que resulta ser de mayor importancia las características del aire en el lado húmedo de la capota para así asegurar un buen proceso de secado, lo que en esta fase experimental lleva a preferir una mayor velocidad en el aire asociado a esta sección. De esta forma, y en base a todo lo anteriormente mencionado, se espera que la condición con menores temperaturas para el aire insuflado sea la que esté asociada al menor consumo de combustible, tal cual se expresa en la sección 3.2.2.

En el gráfico 11 se observa el promedio en consumo de gas natural para cada uno de los ensayos realizados. En él es factible notar que con la condición caracterizada por una velocidad de aire mayor, se obtiene un consumo energético menor, y en el otro extremo, que a velocidades más

bajas en los ventiladores se tiene un consumo mayor. Adicionalmente, para el caso en que las condiciones se alternan en cada lado de la capota, se observa una menor utilización de combustible cuando el lado húmedo presenta una mayor velocidad del fluido, pero, claramente, sin mejorar el resultado entregado por el último ensayo. Todo lo anterior se justifica a partir del comportamiento visto en los dos gráficos anteriores, donde se tiene que para el caso de 1.200 [RPM] la velocidad del aire es la más baja, lo que se traduce en un coeficiente de convección menor, y como consecuencia provoca la necesidad de aumentar la temperatura para alcanzar la humedad deseada en el papel. Esto último, conlleva a los quemadores a proporcionar una mayor cantidad de combustible para alcanzar el valor deseado, lo que representa el comportamiento observado en el gráfico.

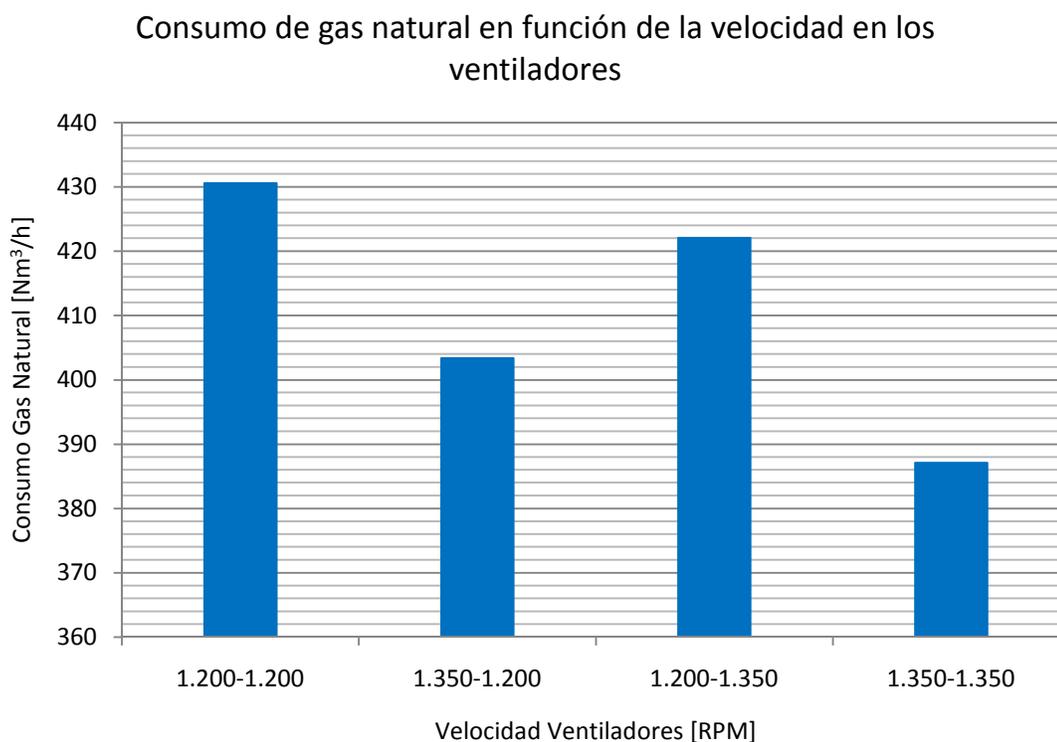


Gráfico 11: Promedio del consumo energético alcanzado para cada ensayo con ventiladores.

En el caso de segundo ensayo, su consumo resulta ser menor al anterior debido al aumento en la velocidad del ventilador LH, lo que implica una mayor velocidad en el aire de ese lado, lo que permite disminuir la temperatura y la cantidad de combustible en los quemadores. Para el tercer ensayo, la condición anterior es invertida y en este caso el consumo aumenta, ya que la mayor velocidad para el fluido está asociada el lado seco de la capota, el cual como se menciono anteriormente, tiene una tasa de evaporación menor a su etapa antecesora. Esto provoca que el lado húmedo esté caracterizado por bajas velocidades de impacto, y por ende, en la necesidad de mayores temperaturas para completar el secado, estableciendo un mayor consumo de gas natural.

Por último, para el caso de los ventiladores a 1.350[RPM] se tiene una mayor velocidad asociada a cada lado de la capota, y como consecuencia una menor temperatura para el aire, lo que implica un menor consumo de combustible en los quemadores.

Finalmente, en el gráfico 12 se tiene la humedad absoluta medida en cada ensayo para el aire liberado a la atmósfera. Este valor se encuentra asociado a la cantidad de combustible consumido por la capota durante la operación de la máquina, tal como se menciona en una de las secciones anteriores. Se espera que a mayor consumo de gas natural, se tenga una menor humedad en el aire liberado a la atmósfera, lo que indica que se está perdiendo cierta capacidad del aire para secar por su poca recirculación en el sistema. Gráficamente, es factible observar que el comportamiento expuesto por la humedad absoluta concuerda con el consumo energético asociado, siendo mayor la cantidad de agua en aire seco para el caso con mayor velocidad de aire para ambos lados de la capota. Se debe recordar que en estos ensayos, la cantidad de agua evaporada desde el papel es constante, motivo por el cual una mayor humedad se produce por el uso de temperaturas más bajas que disminuyen la capacidad de saturación del fluido (mayor humedad relativa), y por la mayor capacidad para arrastrar vapor que caracteriza a las altas velocidades del aire, lo que concuerda con las características presentadas por el último ensayo.

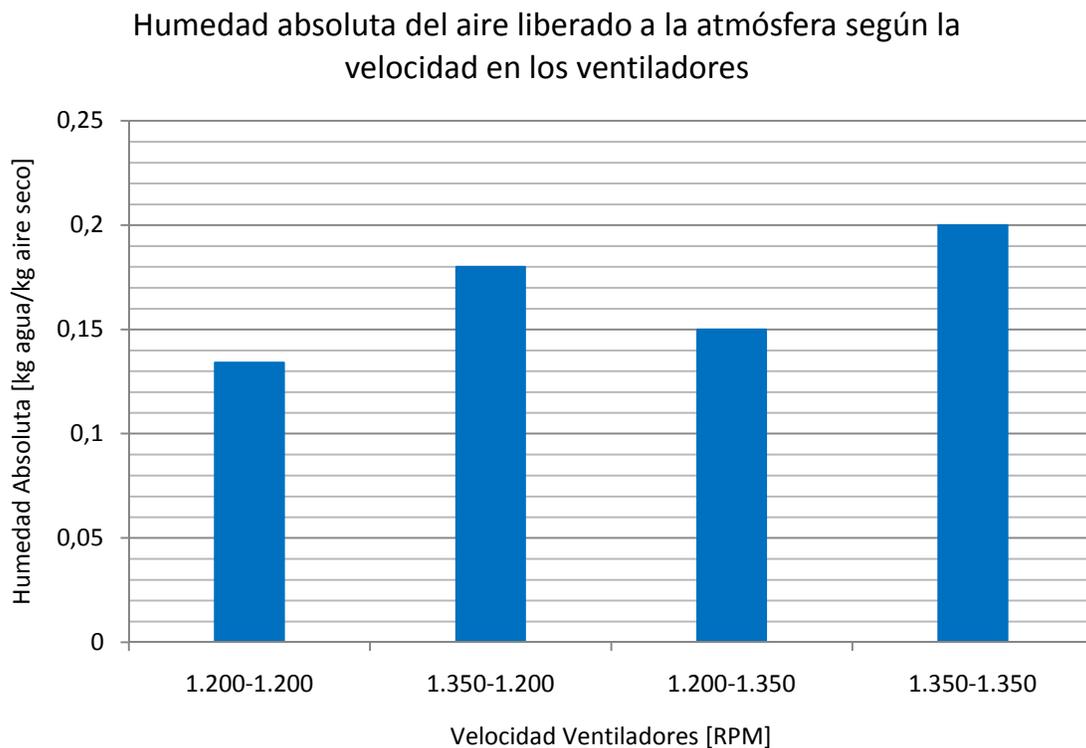


Gráfico 12: Humedad absoluta del aire liberado a la atmósfera para cada ensayo con ventiladores.

Sin embargo, aún cuando se utiliza la configuración en que la velocidad de impacto del aire es cercana al valor teórico de 175[m/s], la humedad absoluta obtenida se encuentra muy por debajo del rango sugerido por el fabricante, lo que señala una ineficiencia en la operación del equipo. Tomando en cuenta que la velocidad del aire se encuentra bajo control, se puede deducir que la causa corresponde a la cantidad de aire que está siendo recirculado en el sistema, es decir a la posición de los dampers del equipo.

Claramente, y en base a todo lo anteriormente mencionado, se decide escoger la configuración operativa en que la velocidad de los ventiladores de recirculación es mayor para ambos lados, para continuar con la segunda fase de experimentación asociada a los dampers, debido al menor consumo energético asociado para este caso. El ahorro logrado a partir de esta configuración es de un 12%.

El detalle de los resultados obtenidos para cada uno de los ensayos se encuentra en el Anexo G.

5.2 Ensayos en *Dampers*

En base a la planificación experimental propuesta en la sección anterior, se realizan cuatro ensayos que difieren en la apertura de *dampers* para ambos lados de la capota. En cada una de las mediciones se busca registrar el consumo de combustible asociado a una tasa de secado relativamente constante, con la finalidad de establecer, qué tratamiento resulta ser el más eficiente. Para recordar la configuración de cada uno de ellos, se presenta la siguiente tabla:

Tabla 16: Configuración experimental determinada para ensayos en *dampers*.

Ensayo	HIC 180A (<i>Damper</i> entrada LH)	HIC 180B (<i>Damper</i> entrada LS)	HIC 160A (<i>Damper</i> salida LH)	HIC 160B (<i>Damper</i> salida LS)
#1	70%	50%	40%	20%
#2	80%	60%	40%	20%
#3	70%	50%	50%	30%
#4	80%	60%	50%	30%

En el gráfico presentado a continuación se observa la temperatura promedio alcanzada en cada uno de los ensayos, y para ambos lados de la capota. Este parámetro se determina cuando se fija una humedad final del papel cercana a su valor estándar, y por ende, los valores varían para cada tratamiento.

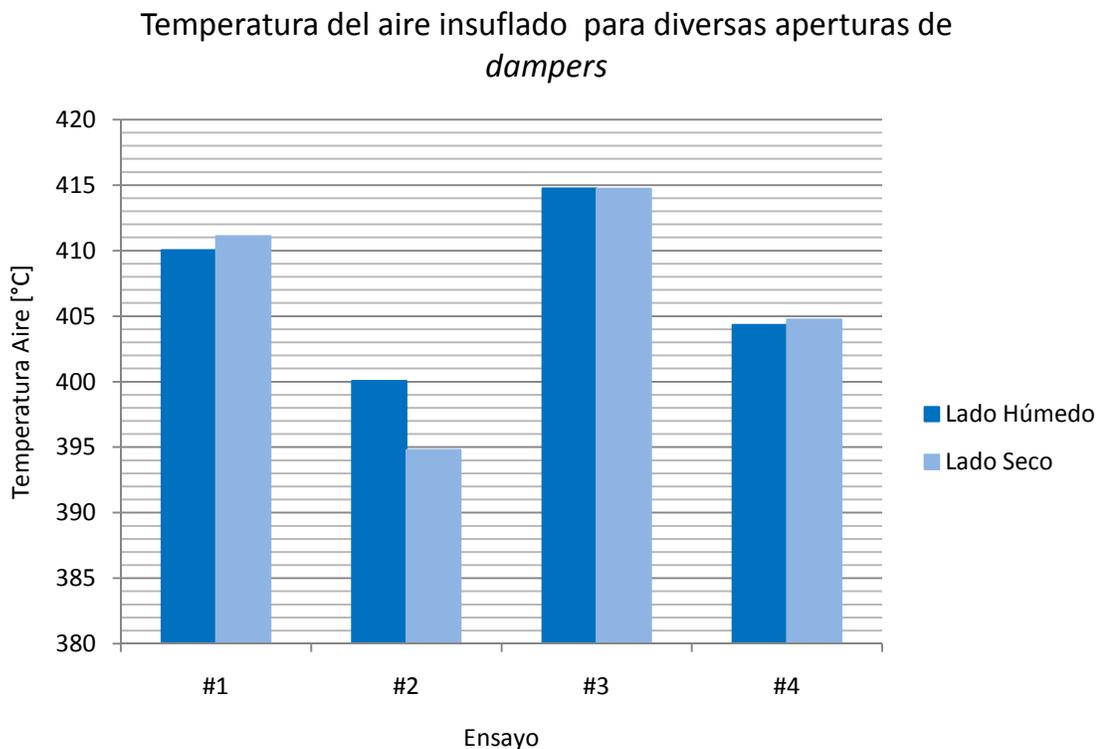


Gráfico 13: Temperatura promedio del aire establecida para cada ensayo en dampers.

Si se comparan los experimentos uno-dos, y tres-cuatro entre ellos, estos solo se diferencian en la cantidad de aire que ingresa al sistema y no en el que se recircula. En consecuencia, las menores temperaturas alcanzadas por los ensayos dos y cuatro están asociadas a la mayor cantidad de aire fresco integrado al sistema, es decir, a un mayor flujo de entrada y menor concentración de vapor (si se considera una tasa de evaporación constante para cada prueba), punto que favorece tanto la transferencia de calor como de masa, permitiendo operar a estas menores condiciones. Por otra parte, al comparar las pruebas uno-tres, y dos-cuatro entre ellas, se observa que las más altas temperaturas están relacionadas con aquellos experimentos en que la cantidad de aire recirculado es menor, lo que indica una mayor cantidad de aire liberado a la atmósfera y en consecuencia, menor fluido en el sistema. De esta forma, el menor valor se encuentra asociado al ensayo número dos, y el mayor al ensayo tres. Ambas pruebas difieren en la cantidad de aire que ingresa y se recircula en el sistema, siendo el experimento dos en el cual se registra un mayor flujo de aire, lo que conlleva a necesitar menos temperatura para alcanzar el secado.

En relación al consumo de gas natural obtenido para cada ensayo, los resultados alcanzados se observan en el gráfico presentado a continuación. En este caso, las pruebas se pueden ordenar de mayor a menor consumo de combustible de la siguiente forma: 3, 1, 4 y 2. Esta disposición concuerda con la presentada por las temperaturas promedio del aire insuflado, lo que nuevamente indica la estrecha relación presente entre estos dos parámetros. A medida que disminuye la temperatura necesaria para secar el papel, se tienen consumos más bajos de combustible, debido a

que los quemadores requieren menos gas natural para calentar el aire hasta la temperatura deseada. En consecuencia, se prefieren aquellas condiciones en los *dampers* que favorezcan la transferencia de calor y masa en el sistema, con tal de aumentar la posibilidad de establecer una disminución en la temperatura de secado. Estas condiciones, tal cual como se menciona anteriormente, tienen relación con la cantidad de aire que ingresa y se recircula en el sistema, siendo la mejor combinación de aperturas, la obtenida durante el ensayo dos. Asimismo, los resultados obtenidos para los otros ensayos, quedan justificados en base a las explicaciones efectuadas en el párrafo anterior, sobre el porqué de las magnitudes de las temperaturas alcanzadas.

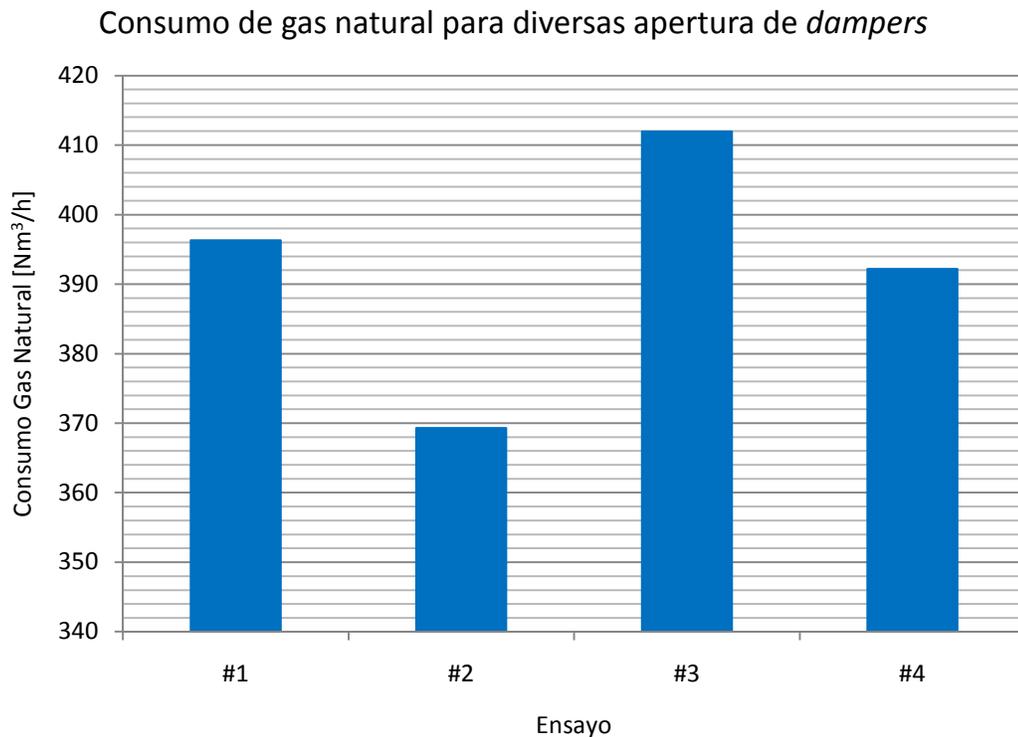


Gráfico 14: Promedio del consumo energético alcanzado para cada ensayo en *dampers*.

Por otra parte, se miden las humedades absolutas del aire liberado a la atmósfera para cada una de estas pruebas, y sus resultados se exponen en el gráfico presentado más abajo.

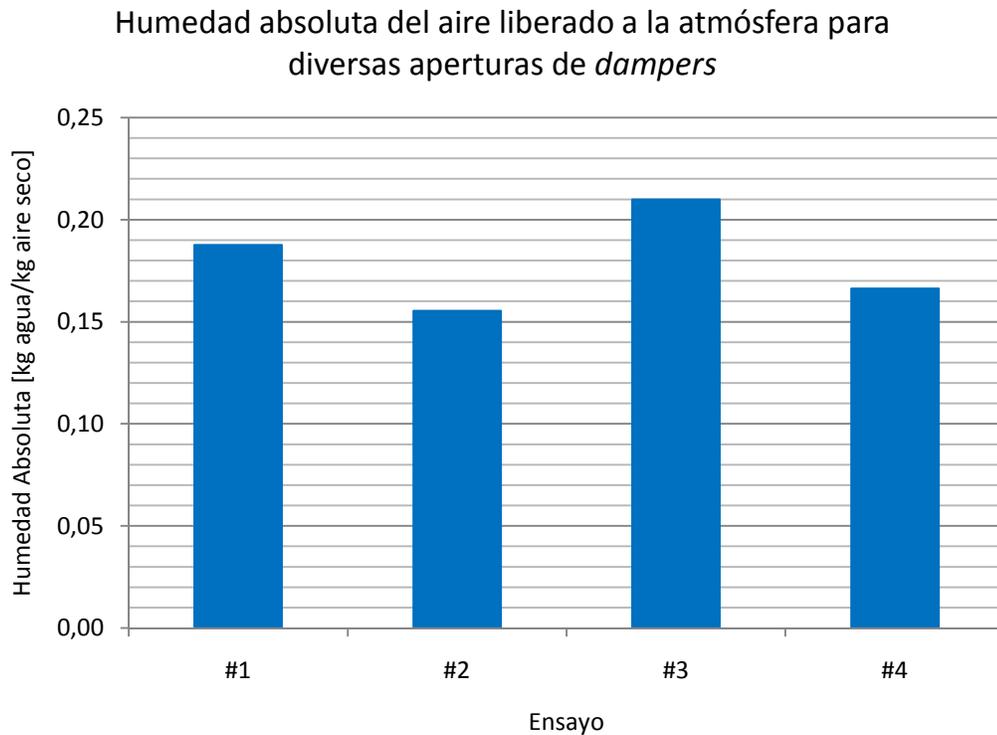


Gráfico 15: Humedad absoluta del aire liberado a la atmósfera para cada ensayo con *dampers*.

Si se comparan los ensayos uno-dos y tres-cuatro entre ellos, se verifica que cuando ingresa un menor flujo de aire al sistema la humedad absoluta es mayor, lo que resulta ser esperado si se considera que la tasa de evaporación es constante, y por ende con menor cantidad de aire se obtiene un mayor valor para este parámetro. Ahora, si se comparan los ensayos uno-tres y dos-cuatro entre ellos, se tiene un resultado más grande para aquellas pruebas en que la cantidad de aire recirculado es menor, lo que también implica un flujo más bajo de aire en el sistema, y nuevamente lleva a obtener una mayor humedad.

Por otra parte, si se ordenan de mayor a menor los ensayos en base a sus humedades absolutas, no se observa el comportamiento decreciente esperado para el consumo de gas natural, y descrito por el fabricante Andritz. Pero si se analiza la forma de la planificación experimental se llega a entender por qué ocurre este fenómeno. Como se ha observado a lo largo de este trabajo, la relación que existe entre el consumo energético y la temperatura del aire es directamente proporcional. Entonces al fijar diversas temperaturas en cada una de estas pruebas se consiguen resultados coherentes entre estas dos variables. Sin embargo, al probar diversas condiciones para los dampers, se altera la cantidad de aire que participa en el sistema, y por ende, la temperatura necesaria para mantener una humedad del papel constante debe ser alterada. Este factor resulta ser relevante en la capacidad que tiene el aire para absorber vapor de agua, y en consecuencia, su variación altera el valor final obtenido.

Finalmente, si se considera una producción de 92,7 [ton papel/día] para un papel de 19[gr/m²] [29], se estima un empleo de 95,6 [Nm³/ton papel] de gas natural, lo que se encuentra muy por debajo del valor sugerido por el fabricante. De la misma forma se puede calcular este valor para el cilindro secador, teniendo como resultado para estos ensayos un consumo de 1,36 [ton vapor/ton papel] que también es menor al valor teórico.

Considerando el precio promedio de gas natural desde el año 2010, se puede estimar cuanto sería el porcentaje de ahorro si se utilizan las mejores condiciones operacionales encontradas, durante la producción de papel. Para esto se construye la siguiente tabla:

Tabla 17: Comparación de resultados entre condición actual de operación y condición de operación mejorada.

	Condición Actual	Mejor Condición Encontrada
Precio Gas Natural	326 [\$/m ³]	326 [\$/m ³]
Consumo de Gas Natural	114,1 [Nm ³ /ton papel]	95,6[Nm ³ /ton papel]
Costo	37.353 [\$/ton papel]	31.166 [\$/ton papel]
Porcentaje de Ahorro		16 [%]

Con las variables operacionales que permitieron establecer el mayor ahorro energético es factible disminuir el consumo de combustible en un 16%, lo que diariamente se traduciría en 574 mil pesos diarios menos de gasto.

Finalmente, se propone el siguiente centerline de operación para la producción de papel servilleta Abolengo, el cual asegura la obtención de un producto con una humedad final de 5,6[%] aproximadamente y menor consumo de combustible:

Tabla 18: Centerline operacional propuesto para Servilleta Nova Abolengo (767).

Datos Capota MP-02				Datos Cilindro Secador MP-02		
<i>Dampers</i>	HIC 180A	80	%	Presión Yankee	6,5	kg/cm ²
	HIC 180B	60	%	Diferencial de Presión	1,2	kg/cm ²
	HIC 160A	40	%	Velocidad Máquina	1.650	m/min
	HIC 160B	20	%	Velocidad Pope	1.460	m/min
Quemador	Temperatura L.H	400	°C			
	Temperatura L.S	400	°C			
Ventilador	RPM L.H	1.350	RPM			
	RPM L.S	1.350	RPM			

El detalle de los resultados obtenidos para cada uno de estos ensayos se encuentra en el Anexo H.

5.3 Análisis Estadístico en Ventiladores de Recirculación

El diseño factorial planteado, admite elaborar un análisis estadístico sobre los resultados obtenidos en los ventiladores de recirculación, permitiendo establecer si existe una diferencia significativa entre los tratamientos realizados.

La primera tabla muestra las medias obtenidas para cada condición establecida en los ventiladores. Las letras a y b denotan que los dos valores de velocidad fijados en cada ventilador entregan resultados estadísticamente distintos, y el grado de significancia caracterizado por un asterisco, indica que estos resultados además son diferentes con un grado de confianza del 95[%]. Todo lo anterior corrobora la importante influencia que tiene la magnitud a la que trabajan los ventiladores de recirculación, tanto lado húmedo como lado seco, en el consumo de gas natural registrado por el sistema.

Por otra parte, se analiza el grado de interacción que tienen ambos ventiladores sobre su consumo energético. En este caso, el resultado muestra que los dos equipos no interactúan de manera estadísticamente significativa, es decir, la operación fijada para el ventilador LH no influye en el consumo de combustible que emplea el ventilador LS, y viceversa. Esto concuerda con lo esperado si se considera que ambos lados de la capota tienen una estructura y operación independiente.

Tabla 19: Diferencia y significancia estadística en el consumo de gas natural para cada posición de los ventiladores.

	Consumo Gas Natural [Nm ³ /h]	
Ventilador LH		
1.200 [RPM]	426,551	a
1.350 [RPM]	393,281	b
Significancia	*	
Ventilador LS		
1.200 [RPM]	414,741	a
1.350 [RPM]	405,092	b
Significancia	*	
Interacción		
Significancia	ns	

Adicionalmente, se grafican las medias del consumo de gas natural para cada ensayo, y nuevamente se utilizan las letras a, b, c y d, para indicar que estos resultados son significativamente diferentes unos con otros, lo que permite indicar que el mejor resultado se obtiene con la ultima configuración, tal cual se explica en las discusiones anteriores.

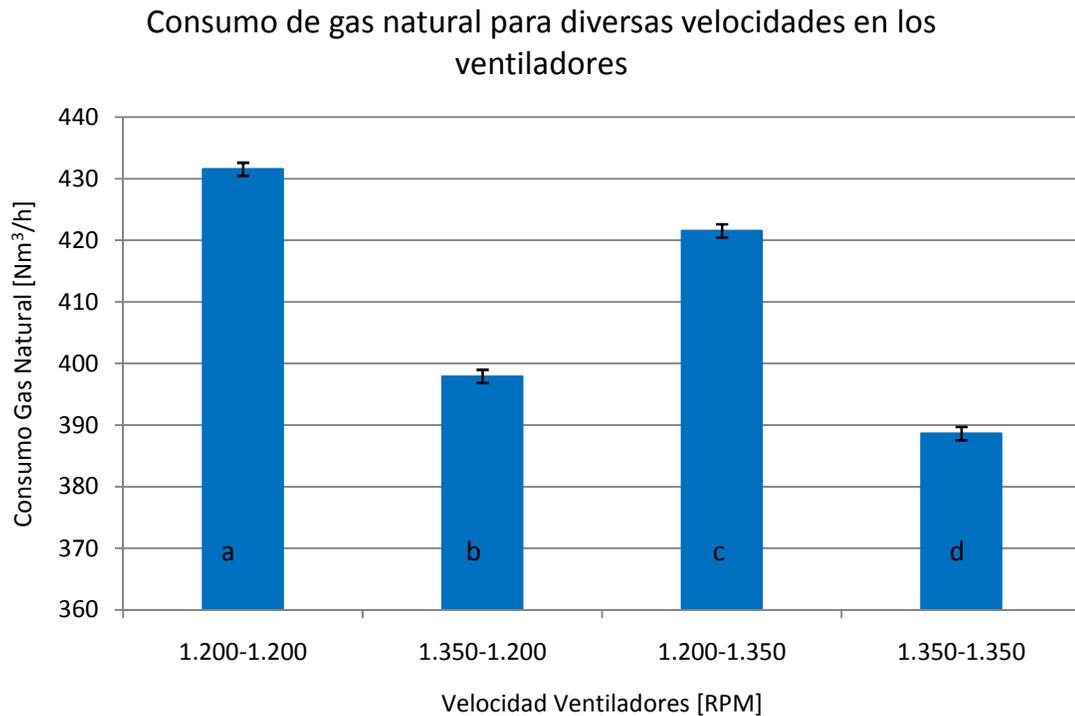


Gráfico 16: Medias y diferencias estadísticas para los consumos de gas natural entre los cuatro ensayos.

Por último, es factible observar la ausencia de interacción significativa que se establece entre ambos factores. Para esto se construye el gráfico presentado más abajo, donde se dividen los resultados obtenidos en las dos condiciones del ventilador del lado húmedo como variable independiente. Luego, se deben trazar dos rectas que unan las medias de cada condición establecida para el ventilador del lado seco, y si estas líneas son paralelas, se confirma que ambos lados de la capota no interactúan estadísticamente entre sí.

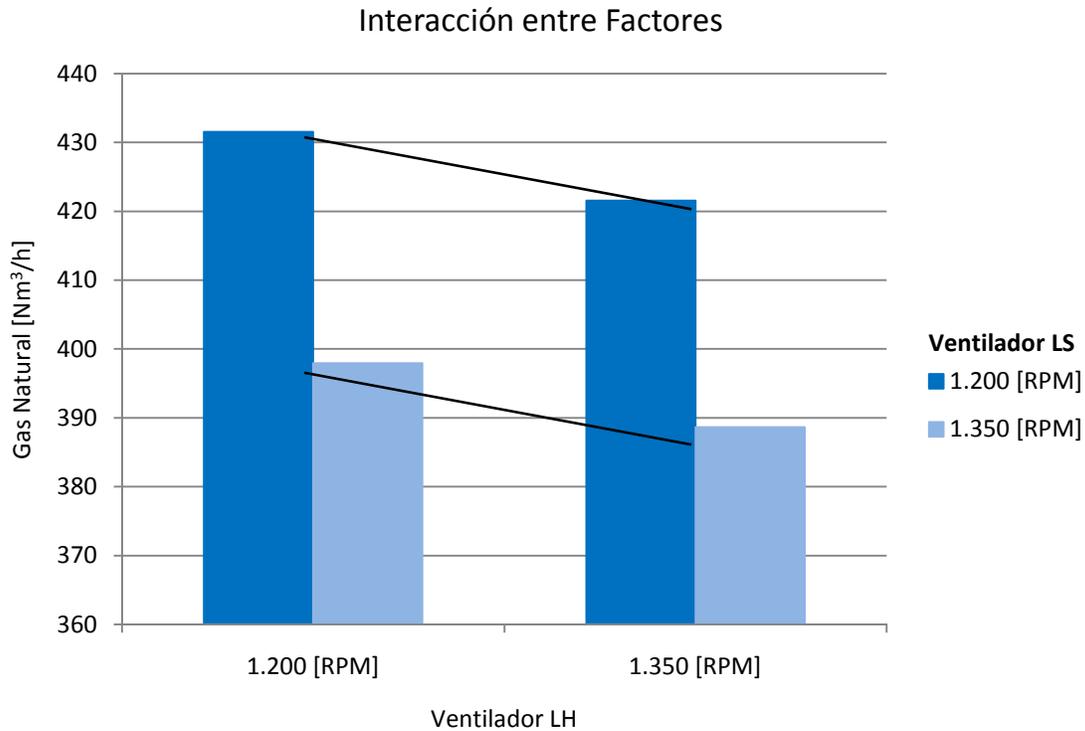


Gráfico 17: Interacción entre ventilador del lado húmedo y lado seco.

5.4 Análisis Estadístico en *Dampers*

El mismo procedimiento realizado para los ensayos sobre los ventiladores, se efectúa en los tratamientos que involucran la posición de los *dampers*.

La primera tabla muestra las medias obtenidas para cada condición establecida en los *dampers*. Las letras a y b denotan que los dos porcentajes de cierre fijados en los *dampers* de salida y entrada, entregan resultados estadísticamente distintos, y el grado de significancia caracterizado por un asterisco, indica que estos resultados presentan una diferencia estadísticamente significativa. Lo anterior corrobora la importancia que tiene la magnitud a la que trabajan los *dampers*, y que los porcentajes de aperturas que adoptan, entregan resultados distintos entre sí para el consumo de gas natural.

Por otra parte, se analiza el grado de interacción que tienen los *dampers* de entrada y salida sobre el empleo de combustible. En este caso, el resultado muestra que ambos factores no interactúan de manera estadísticamente significativa, es decir, la operación fijada para los dispositivos de entrada no influyen en el consumo de combustible que emplean los de salida. Esto último no se puede corroborar, ya que no se tiene la instrumentación necesaria para diferenciar el ahorro de combustible que proporciona cada uno de estos *dampers*.

Tabla 20: Diferencia y significancia estadística en el consumo de gas natural para cada porcentaje de cierre en los *dampers*.

	Consumo Gas Natural [Nm ³ /h]	
Dampers de Entrada		
Cierre 20[%]	404,289	a
Cierre 10[%]	378,786	b
Significancia	*	
Dampers de Salida		
Cierre 20[%]	381,298	a
Cierre 10[%]	401,777	b
Significancia	*	
Interacción		
Significancia	ns	

Adicionalmente, se grafican las medias del consumo de gas natural para cada ensayo, y nuevamente se utilizan las letras a, b, c y d, para indicar que estos resultados son significativamente diferentes unos con otros, lo que permite indicar que el mejor resultado se obtiene con la segunda configuración, tal cual se explicita en las discusiones anteriores.

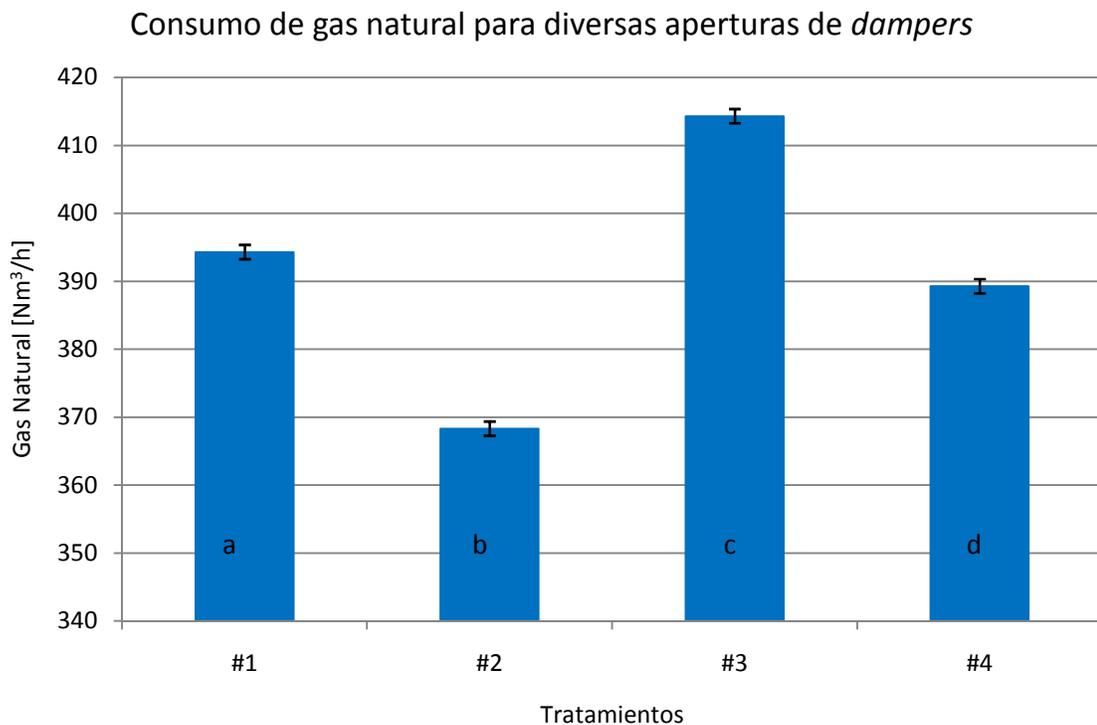


Gráfico 18: Medias y diferencias estadísticas para los consumos de gas natural entre los cuatro ensayos.

Por último, es factible observar la ausencia de interacción significativa que se establece entre ambos factores. Para esto, se construye el gráfico presentado más abajo, donde se dividen los resultados obtenidos en las dos condiciones de los *dampers* de entrada como variable independiente. Luego, se deben trazar dos rectas que unan las medias de cada condición establecida para los *dampers* de salida, y si estas líneas son paralelas, se confirma que estos factores no interactúan estadísticamente entre sí.

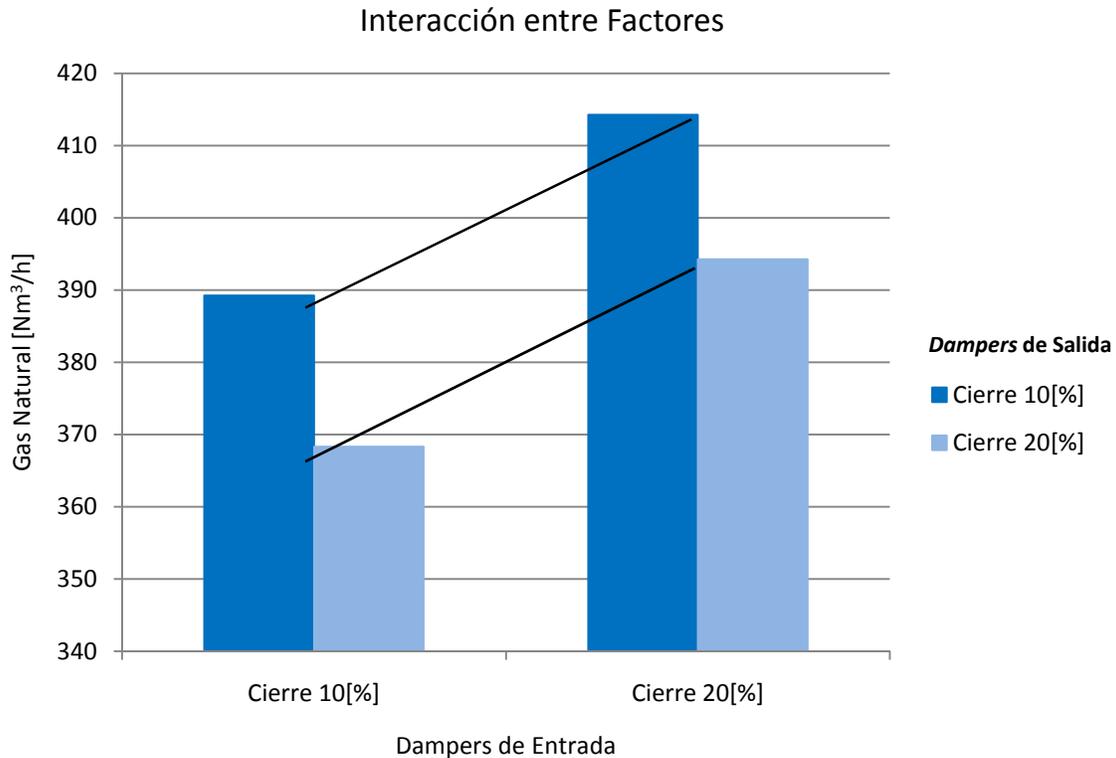


Gráfico 19: Interacción entre *dampers* de entrada y salida.

6 Conclusiones

Mediante el estudio de las variables operacionales más influyentes en el proceso de secado con aire caliente, se logra disminuir el consumo energético de la capota. En este trabajo se concluyó que estos parámetros son la velocidad, temperatura, caudal y humedad del aire.

En base a los análisis teóricos, operacionales y dimensionales que se realizan, se identifican los dos principales focos de estudio en el equipo, que son la velocidad y humedad que caracterizan al fluido.

En la primera fase experimental, se determinó la condición que entrega un mejor ambiente para la transferencia de calor, la cual se traduce en ventiladores de recirculación que trabajan a mayores velocidades.

Asimismo, se reconoce que la velocidad del aire insuflado influye directamente en la transferencia de calor por convección, y en la temperatura a la cual deberá operar el fluido.

En la segunda parte experimental, se determinó el porcentaje de apertura de dampers, que permite establecer un menor consumo de gas natural. En este caso, se observó que al trabajar con un mayor flujo de aire en el sistema se alcanzó el menor empleo energético en la capota, alcanzando una temperatura de trabajo cercana a los 400[°C] para el aire que se está insuflando.

Se reconoce que la operación del sistema con una mayor cantidad de flujo de aire, proporciona mejores condiciones de secado sobre la lámina de papel.

Es importante recordar, que esta configuración permite alcanzar una humedad del papel cercana al 5,5[%], pero no entrega un valor de humedad absoluta para el aire liberado a la atmósfera dentro del rango esperado (4,5-5 [kg agua/kg aire seco]), por lo que todavía es factible mejorar esta condición

Adicionalmente, y en base a los resultados obtenidos durante cada uno de los ensayos, se verificó una relación inversamente proporcional entre la velocidad del aire y la temperatura de este, y directamente proporcional entre la temperatura y el flujo de gas natural consumido.

En base al análisis estadístico, se dedujo que la magnitud a la que trabajan cada uno de los ventiladores de recirculación, (1.200 y 1.350 [RPM]) es un parámetro estadísticamente significativo para el consumo de combustible, al igual que la posición de los dampers de entrada y salida.

Asimismo, se obtuvo que cada uno de los ensayos realizados en ambas fases experimentales presentan diferencias estadísticamente significativas, motivo por el cual se puede concluir que tratamiento entrega una mejor condición de ahorro de manera veraz.

En base a los valores operacionales que entregan una mayor disminución en el empleo de gas natural, se obtuvo un consumo energético, tanto para la capota como para el cilindro, menor a los valores propuestos por el fabricante de la máquina papelera. Se pasa de un consumo promedio para la capota desde 114,1 [Nm³/ton papel] a 92,7 [Nm³/ton papel] con la mejor condición de operación encontrada, lo que supone un ahorro del 16%. Específicamente, la alteración de la velocidad del aire provoca un ahorro del 12% y el movimiento de los *dampers* el 4% restante.

El centerline de operación, finalmente definido es:

Datos Capota MP-02				Datos Cilindro Secador MP-02		
<i>Dampers</i>	HIC 180A	80	%	Presión Yankee	6,5	kg/cm ²
	HIC 180B	60	%	Diferencial de Presión	1,2	kg/cm ²
	HIC 160A	40	%	Velocidad Máquina	1.650	m/min
	HIC 160B	20	%	Velocidad Pope	1.460	m/min
Quemador	Temperatura L.H	400	°C			
	Temperatura L.S	400	°C			
Ventilador	RPM L.H	1.350	RPM			
	RPM L.S	1.350	RPM			

Es importante indicar que los resultados obtenidos a partir de este estudio son extrapolables a otros tipos de papel, ya que cumplen con los principios básicos del secado. Manteniendo altas velocidades y flujos de aire, se podrían replicar las disminuciones en consumo de combustible vistas en esta memoria para productos de diferentes gramajes.

7 Recomendaciones

En relación a mejorar el consumo energético en la etapa de secado, es factible recomendarle a la empresa utilizar una fuente de calor ya existente al interior del proceso, para pre-calentar el aire utilizado en la combustión de los quemadores. Una opción para efectuar esta tarea es el aire liberado a la atmósfera proveniente de la capota, luego de su paso por el intercambiador. De esta manera también es factible disminuir el consumo energético de gas natural [30] [31].

Por otra parte, se recomienda revisar y ajustar de manera periódica, la separación existente entre el cilindro secador y la capota de aire caliente, para evitar posibles fugas de aire caliente provenientes desde el equipo, y por ende un consumo excesivo de gas natural. En teoría, este parámetro debe tener un valor aproximado de 2[cm] [21].

Asimismo, se propone realizar controles periódicos para la humedad del papel justo antes de su contacto con el cilindro secador (ingreso a la etapa de secado). De esta manera, se podrá comprobar si los anteriores procesos de secado están operando de acuerdo a lo esperado, y por ende, que la capota y el cilindro no están siendo sobre exigidos, para alcanzar la humedad teórica del papel a la salida de la máquina.

A partir de la importancia que demuestra tener la humedad del papel para ajustar la operación, se sugiere instaurar un sistema de mediciones en línea con la finalidad de tener siempre en consideración la cantidad de secado que se está proporcionando al sistema, y así contar con un control más fino del consumo energético.

Adicionalmente, se sugiere realizar una regulación en las válvulas de razón de combustible, ya que durante el desarrollo de la memoria surgieron situaciones en que el control de la temperatura de insuflación, implicó la sobre apertura de estas válvulas.

8 Bibliografía

- [1] Empresas CMPC, «Chile,» [En línea]. Available: <http://www.cmpc.cl/empresas-filiales/tissue/chile>. [Último acceso: 23 mayo 2012].
- [2] Gestión Ambiental Consultores , «Declaración de Impacto Ambiental del proyecto “Máquina Papelera 03”,» Santiago, Chile, [En línea]. Available: https://www.e-seia.cl/archivos/DIA_Máquina_Papelera_3.pdf. [Último acceso: 21 mayo 2012].
- [3] CMPC Tissue, «Productos Hogar,» [En línea]. Available: <http://www.cmpctissue.cl/clsite/personas/index.html>. [Último acceso: 23 mayo 2012].
- [4] CMPC Tissue, «Productos Empresas,» [En línea]. Available: <http://www.cmpctissue.cl/clsite/empresas/index.html>. [Último acceso: 23 mayo 2012].
- [5] Empresas CMPC, «Papel Tissue: ¿Qué es el Papel Tissue?,» [En línea]. Available: <http://www.papelnet.cl/tissue/index.html>. [Último acceso: 23 mayo 2012].
- [6] CMPC Tissue, «Circuito de Vapor y Condensado,» p. 7, Manual.
- [7] CMPC Tissue, «Sistema Aire Caliente Capota,» p. 5, Manual.
- [8] D. Q. KERN, «Procesos de transferencia de calor,» de *Procesos de transferencia de calor*, 1 ed., Compañía editorial Continental S.A, 1965, pp. 14-16.
- [9] C. J. GEANKOPLIS, «Principios de Transferencia de Calor de Estado Estable,» de *Procesos de transporte y operaciones unitarias*, 1 ed., Compañía editorial Continental S.A, 1982, pp. 178-191.
- [10] J. y. P. H. GULLICHSEN, «Fundamentals of paper drying,» de *Papermaking Part 2, Drying*, 2000, pp. 70-71.
- [11] Y. y. G. A. CENGEL, «Transferencia de masa,» de *Transferencia de Calor y Masa* , 3 ed., McGraw-Hill Interamericana, 2011, p. 773.
- [12] D. W. y. P. R. H. GREEN, «Heat and Mass Transfer,» de *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 8 ed., McGraw-Hill, 2008, pp. 5-45.
- [13] D. W. y. P. R. H. GREEN, «Heat and Mass Transfe,» de *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 8 ed., McGraw-Hill, 2008, pp. 5-83.

- [14] A. DE LUCAS, «Psicrometría,» de *Termotecnia básica para ingenieros químicos: Bases de Termodinámica Aplicada*, 1 ed., Servicio de Publicaciones de la Universidad de Castilla-La Mancha, 2004, p. 293.
- [15] Torras Papel, «Formación: Fabricación de papel,» [En línea]. Available: <http://www.torraspapel.com/Conocimiento%20Tcnico/FormacionFabricacionPapel.pdf>. [Último acceso: 05 junio 2012].
- [16] C. D. GIANCOLI, «Temperatura y teoría cinética,» de *Física: Principios con aplicaciones*, 6 ed., Pearson Educación, 2006, p. 375.
- [17] D. W. y. P. R. H. GREEN, «Psychrometry,» de *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, McGraw-Hill, 2008, pp. 12-4.
- [18] A. SARLI, «Yankee Hood: Energy Optimization Study.,» [En línea]. Available: <http://www.paperadvance.com/process/power-and-energy/537-yankee-hood-energy-optimization-study.html>. [Último acceso: 30 julio 2012].
- [19] F. AZOCAR, «Efectos del aumento de velocidad de impacto del aire Capota MP-02,» Departamento de Fabricación, Planta Talagante, Abril 2009.
- [20] A. SARLI, «Energy optimization on yankee dryer hoods: saving on gas and steam,» [En línea]. Available: <http://www.paperadvance.com/index.php/mills-a-technologies/power-and-energy/537-yankee-hood-energy-optimization-study.html>. [Último acceso: 30 junio 2012].
- [21] Andraitz, «Operating and Maintenance Dossier, CMPC Talagante Mill Project,» *Manual*, 2005.
- [22] D. W. y. P. R. H. GREEN, «Psychrometry,» de *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 8 ed., McGraw-Hill, 2008, pp. 12-5 a 12-14.
- [23] J. y. P. H. GULLICHSEN, «Multicylinder dryer,» de *Papermaking Part 2, Drying*, Finlandia, 2000, p. 110.
- [24] The Engineering Toolbox, «Water vapor – specific heat,» [En línea]. Available: http://www.engineeringtoolbox.com/water-vapor-d_979.html. [Último acceso: 22 octubre 2012].
- [25] The Engineering Toolbox, «Air Properties,» [En línea]. Available: http://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-d_156.html. [Último acceso: 20 noviembre 2012].

- [26] A. y. M. P. LOPEZ, «Análisis crítico del diseño factorial 2k sobre casos aplicados,» *Scientia et Technica*, Abril 2011.
- [27] J. FERRÉ, «El Diseño Factorial Completo 2k,» Universidad Rovira i Virgili, Tarragona, Italia. [En línea]. Available: <http://www.quimica.urv.es/quimio/general/doecast.pdf>. [Último acceso: 21 agosto 2012].
- [28] C. VALIENTE Mendez, « Modelamiento del proceso de secado de papel tissue: caso real planta Talagante, CMPC,» Santiago, 2013.
- [29] Voith, «Principales datos de MP-02,» Ficha Técnica.
- [30] METSO, «Energy saving platform: Environmentally efficient solutions for the tissue drying process,» [En línea]. Available: [http://www.metso.com/pulpandpaper/MPwTissue.nsf/WebWID/WTB-110211-2256F-D298E/\\$File/Energyscenter180205.pdf](http://www.metso.com/pulpandpaper/MPwTissue.nsf/WebWID/WTB-110211-2256F-D298E/$File/Energyscenter180205.pdf). [Último acceso: 6 noviembre 2012].
- [31] J. y. P. H. GULLICHSEN, « Air impingement drying,» de *Papermaking Part 2, Drying*, 2000, p. 140.
- [32] «Empresas CMPC Chile,» [En línea]. Available: <http://www.cmpc.cl/empresas-filiales/tissue/chile/>. [Último acceso: 23 mayo 2012].
- [33] R. S. W. y. L. E. BIRD, «Transporte de interfase en sistemas no isotérmicos,» de *Fenómenos de Transporte*, 2 ed., Barcelona, Editorial Reverté S.A, 1992, pp. 13-5.
- [34] T. E. Toolbox, « Air properties,» [En línea]. Available: http://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-d_156.html. [Último acceso: 22 octubre 2012].
- [35] Andraitz, «Operating and Maintenance Dossier, CMPC Talagante Mill Project,» *Manual*, 2005.
- [36] J. F. CORONEL, « Colección de Tablas Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor,» Departamento de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos, Universidad de Sevilla, [En línea]. Available: <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/1786/1/CD-2378.pdf>. [Último acceso: 20 noviembre 2012].

9 Anexos

9.1 Anexo A

A partir de datos entregados por la empresa, se elaboran las siguientes tablas donde se detallan los promedios mensuales de todos los valores relacionados tanto con el precio de gas natural, como los costos y volúmenes asociados a su consumo.

Tabla 21: Precio mensual de gas natural (Fuente: CMPC Tissue, planta Talagante).

	USD/MMBTU	USD/M ³	Dólar	\$/M ³ GN
nov-09	12,04	0,44	507,78	225,48
dic-09	12,36	0,46	501,42	228,47
ene-10	14,72	0,54	500,66	271,76
feb-10	15,04	0,55	532,56	295,40
mar-10	15,28	0,56	523,16	294,88
abr-10	15,70	0,58	520,62	301,36
may-10	15,66	0,58	533,21	308,02
jun-10	14,90	0,55	536,67	294,88
jul-10	15,02	0,55	531,72	294,50
ago-10	15,11	0,56	509,32	283,84
sep-10	14,92	0,55	493,93	271,83
oct-10	15,72	0,58	484,04	280,66
nov-10	16,23	0,60	482,32	288,65
dic-10	16,66	0,61	474,78	291,65
ene-11	14,94	0,55	487,98	269,04
feb-11	15,38	0,57	477,23	270,81
mar-11	15,38	0,57	479,08	270,81
abr-11	19,35	0,71	472,69	337,52
may-11	19,74	0,73	466,83	340,02
jun-11	18,54	0,68	469,53	321,20
jul-11	18,22	0,67	463,33	311,50
ago-11	18,41	0,68	473,96	317,08
sep-11	18,09	0,67	479,69	320,28
oct-11	18,48	0,68	512,96	349,91
nov-11	19,26	0,71	503,20	357,71
dic-11	18,55	0,68	517,87	354,49
ene-12	18,64	0,69	504,55	347,01
feb-12	18,22	0,67	482,11	324,24
mar-12	18,49	0,68	485,63	331,42
abr-12	20,56	0,76	486,40	369,05
may-12	19,19	0,71	495,40	350,42

Tabla 22: Producción mensual de papel tissue, consumos de gas natural y costo mensual asociado a su consumo (Fuente: CMPC Tissue, planta Talagante).

	Producción	GN Consumido	GN Consumido	Consumo total	Costo Consumo
	[ton]	[m³]	[m³]	[m³/ton]	[\$]
ene-11	2.882,3	268.607	323.372	205,4	159.263.802
feb-11	1.296,4	162.695	244.074	313,8	110.157.018
mar-11	2.776,9	282.232	324.968	218,7	164.435.907
abr-11	2.703,2	251.376	320.219	211,4	192.923.314
may-11	2.213,6	236.759	293.613	239,6	180.336.636
jun-11	1.520,0	174.936	300.901	313,0	152.841.064
jul-11	2.439,7	234.412	323.646	228,7	173.835.480
ago-11	2.596,2	229.167	330.276	215,5	177.390.433
sep-11	1.895,8	248.391	275.113	276,1	167.670.116
oct-11	2.653,0	495.710	308.098	303,0	281.261.444
nov-11	2.616,0	241.139	299.004	206,5	193.213.871
dic-11	1.563,0	208.636	295.761	322,7	178.805.760
ene-12	2.757,7	281.563	329.625	221,6	212.089.987
feb-12	2.532,7	258.832	298.405	220,0	180.676.932
mar-12	2.840,8	242.217	302.864	191,9	180.650.206
abr-12	1.860,0	181.651	276.407	246,3	169.047.950
Promedio	2.321	249.895	302.896	245,9	179.662.495

9.2 Anexo B

En la siguiente tabla se especifican las principales propiedades del vapor de agua.

Tabla 23: Propiedades del agua saturado: líquido - vapor.

P (kPa)	T (°C)	v (m ³ /kg)		u (kJ/kg)		h (kJ/kg)			s (kJ/kg K)	
		Líquido saturado v _{ls} x 10 ³	Vapor saturado v _{vs}	Líquido saturado u _{ls}	Vapor saturado u _{vs}	Líquido saturado h _{ls}	Vaporización λ	Vapor saturado h _{vs}	Líquido saturado s _{ls}	Vapor saturado s _{vs}
0,611	0,01	1,0002	206,136	0,00	2375,3	0,000611	2501,3	2501,4	0,0000	9,1562
1	6,98	1,0000	129,21	29,3	2385,0	29,30	2484,9	2514,2	0,1059	8,9756
2	17,50	1,0010	67,000	73,48	2399,5	73,48	2460,0	2533,5	0,2607	8,7237
4	28,96	1,0040	34,800	121,45	2415,2	121,46	2432,9	2554,4	0,4226	8,4746
6	36,16	1,0064	23,739	151,53	2425,0	151,53	2415,9	2567,4	0,5210	8,3304
8	41,51	1,0084	18,103	173,87	2432,2	173,88	2403,1	2577,0	0,5926	8,2287
10	45,81	1,0102	14,674	191,82	2437,9	191,83	2392,8	2584,7	0,6493	8,1502
20	60,06	1,0172	7,649	251,38	2456,7	251,40	2358,3	2609,7	0,8320	7,9085
30	69,10	1,0223	5,229	289,20	2468,4	289,23	2336,1	2625,3	0,9439	7,7686
40	75,87	1,0265	3,993	317,53	2477,0	317,58	2319,2	2636,8	1,0259	7,6700
50	81,33	1,0300	3,240	340,44	2483,9	340,49	2305,4	2645,9	1,0910	7,5939
60	85,94	1,0331	2,732	359,79	2489,6	359,86	2293,6	2653,5	1,1453	7,5320
70	89,95	1,0360	2,365	376,63	2494,5	376,70	2283,3	2660,0	1,1919	7,4797
80	93,50	1,0380	2,087	391,58	2498,8	391,66	2274,1	2665,8	1,2329	7,4346
90	96,71	1,0410	1,869	405,06	2502,6	405,15	2265,7	2670,9	1,2695	7,3949
100	99,63	1,0432	1,694	417,36	2506,1	417,46	2258,0	2675,5	1,3026	7,3594
150	111,4	1,0528	1,159	466,94	2519,7	467,11	2226,5	2693,6	1,4336	7,2233
200	120,2	1,0605	0,8857	504,49	2529,5	504,70	2201,9	2706,7	1,5301	7,1271
250	127,4	1,0672	0,7187	535,10	2537,2	535,37	2181,5	2716,9	1,6072	7,0527
300	133,6	1,0732	0,6058	561,15	2543,6	561,47	2163,8	2725,3	1,6718	6,9919
350	138,9	1,0786	0,5243	583,95	2546,9	584,33	2148,1	2732,4	1,7275	6,9405
400	143,6	1,0836	0,4625	604,31	2553,6	604,74	2133,8	2738,6	1,7766	6,8959
450	147,9	1,0882	0,4140	622,25	2557,6	623,25	2120,7	2743,9	1,8207	6,8565
500	151,9	1,0926	0,3749	639,68	2561,2	640,23	2108,5	2748,7	1,8607	6,8212
600	158,9	1,1006	0,3157	669,90	2567,4	670,56	2086,3	2756,8	1,9312	6,7600
700	165,0	1,1080	0,2729	696,44	2572,5	697,22	2066,3	2763,5	1,9922	6,7080
800	170,4	1,1148	0,2404	720,22	2576,8	721,11	2048,0	2769,1	2,0462	6,6628
900	175,4	1,1212	0,2150	741,83	2580,5	742,83	2031,1	2773,9	2,0946	6,6226
1000	179,9	1,1273	0,1944	761,68	2583,6	762,81	2015,3	2778,1	2,1387	6,5863
1500	198,3	1,1539	0,1318	843,16	2594,5	844,84	1947,3	2792,2	2,3150	6,4448
2000	212,4	1,1767	0,09963	906,44	2600,3	908,79	1890,7	2799,5	2,4474	6,3409

9.3 Anexo C

En la siguiente tabla se encuentran las principales propiedades del aire a presión atmosférica:

Tabla 24: Propiedades del aire como gas ideal a presión atmosférica.

T (K), h y u (kJ/kg), s (kJ/kgK)											
T	h	p _r	u	v _r	s ^o	T	h	p _r	u	v _r	s ^o
200	199,97	0,3363	142,56	1707,0	1,29559	550	554,74	11,86	396,86	133,1	2,31809
210	209,97	0,3987	149,69	1512,0	1,34444	560	565,17	12,66	404,42	127,0	2,33685
220	219,97	0,4690	156,82	1346,0	1,39105	570	575,59	13,50	411,97	121,2	2,35531
230	230,02	0,5477	164,00	1205,0	1,43557	580	586,04	14,38	419,55	115,7	2,37348
240	240,02	0,6355	171,13	1084,0	1,47824	590	596,52	15,31	427,15	110,6	2,39140
250	250,05	0,7329	178,28	979,0	1,51917	600	607,02	16,28	434,78	105,8	2,40902
260	260,09	0,8405	185,45	887,8	1,55848	610	617,53	17,30	442,42	101,2	2,42644
270	270,11	0,9590	192,60	808,0	1,59634	620	628,07	18,36	450,09	96,92	2,44356
280	280,13	1,0889	199,75	738,0	1,63279	630	638,63	19,84	457,78	92,84	2,46048
285	285,14	1,1584	203,33	706,1	1,65055	640	649,22	20,64	465,50	88,99	2,47716
290	290,16	1,2311	206,91	676,1	1,66802	650	659,84	21,86	473,25	85,34	2,49364
295	295,17	1,3068	210,49	647,9	1,68515	660	670,47	23,13	481,01	81,89	2,50985
300	300,19	1,3860	214,07	621,2	1,70203	670	681,14	24,46	488,81	78,61	2,52589
305	305,22	1,4686	217,67	596,0	1,71865	680	691,82	25,85	496,62	75,50	2,54175
310	310,24	1,5546	221,25	572,3	1,73498	690	702,52	27,29	504,45	72,56	2,55731
315	315,27	1,6442	224,85	549,8	1,75106	700	713,27	28,80	512,33	69,76	2,57277
320	320,29	1,7375	228,42	528,6	1,76690	710	724,04	30,38	520,23	67,07	2,58810
325	325,31	1,8345	232,02	508,4	1,78249	720	734,82	32,02	528,14	64,53	2,60319
330	330,34	1,9352	235,61	489,4	1,79783	730	745,62	33,72	536,07	62,13	2,61803
340	340,42	2,1490	242,82	454,1	1,82790	740	756,44	35,50	544,02	59,82	2,63280
350	350,49	2,379	250,02	422,2	1,85708	750	767,29	37,35	551,99	57,63	2,64737
360	360,58	2,626	257,24	393,4	1,88543	760	778,18	39,27	560,01	55,54	2,66176
370	370,67	2,892	264,46	367,2	1,91313	770	789,11	41,31	568,07	53,39	2,67595
380	380,77	3,176	271,69	343,4	1,94001	780	800,03	43,35	576,12	51,64	2,69013
390	390,88	3,481	278,93	321,5	1,96633	790	810,99	45,55	584,21	49,86	2,70400
400	400,98	3,806	286,16	301,6	1,99194	800	821,95	47,75	592,30	48,08	2,71787
410	411,12	4,153	293,43	283,3	2,01699	820	843,98	52,59	608,59	44,84	2,74504
410	421,26	4,522	300,69	266,6	2,04142	840	866,08	57,60	624,95	41,85	2,77170
430	431,43	4,915	307,99	251,1	2,06533	860	888,27	63,09	641,40	39,12	2,79783
440	441,61	5,332	315,30	236,8	2,08870	880	910,56	68,98	657,95	36,61	2,82344
450	451,80	5,775	322,62	223,6	2,11161	900	932,93	75,29	674,58	34,31	2,84856
460	462,02	6,245	329,97	211,4	2,13407	920	955,38	82,05	691,28	32,18	2,87324
470	472,24	6,742	337,32	200,1	2,15604	940	977,92	89,28	708,08	30,22	2,89748
480	482,49	7,268	344,70	189,5	2,17760	960	1000,55	97,00	725,02	28,40	2,92128
490	492,74	7,824	352,08	179,7	2,19876	980	1023,25	105,2	741,98	26,73	2,94468
500	503,02	8,411	359,49	170,6	2,21952	1000	1046,04	114,0	758,94	25,17	2,96770
510	513,32	9,031	366,92	162,1	2,23993	1020	1068,89	123,4	776,10	23,72	2,99034
520	523,63	9,684	374,36	154,1	2,25997	1040	1091,85	133,3	793,36	22,39	3,01260
530	533,98	10,37	381,84	146,7	2,27967	1060	1114,86	143,9	810,62	21,14	3,03449
540	544,35	11,10	389,34	139,7	2,29906	1080	1137,89	155,2	827,88	19,98	3,05608

9.4 Anexo D

Para el cálculo de la humedad absoluta se requiere tener en cuenta las siguientes formulas y procedimiento:

I. Presión Saturación (Antoine):

$$\ln(p_s) = 23,1963 - \frac{3816,44}{(T - 46,13)} \quad (27)$$

Donde,

- T: temperatura [K].
- p_s : presión de saturación [Pa].

II. Ecuación psicométrica para presión en función de bulbo húmedo:

$$p = p_{wb} - A \cdot P \cdot (T - T_{wb}) \quad (28)$$

$$A = \frac{(M_{aire} \cdot (C_{p,aire} + C_{p,agua} \cdot h_a))}{(M_{agua} \cdot \lambda_{wb})} \quad (29)$$

Donde,

- p: presión parcial [Pa].
- p_{wb} : presión de saturación a la temperatura de bulbo húmedo [Pa].
- T: temperatura de bulbo seco [K].
- T_{wb} : temperatura de bulbo húmedo [K].
- A: coeficiente psicométrico [1/K].
- M_{aire} : peso molecular aire seco [kg/kmol].
- M_{agua} : peso molecular agua [kg/kmol].
- $C_{p,aire}$: capacidad calorífica específica del aire seco [J/kmol*K].
- $C_{p,agua}$: capacidad calorífica específica del agua [J/kmol*K].
- h_a : humedad absoluta [kg/kg].
- λ_{wb} : calor latente del agua a T_{wb} [J/kg].
- P: presión total [Pa].

III. Humedad absoluta:

$$h_a = \frac{0,622 * p}{P - p} \quad (30)$$

Donde,

- P: presión total [Pa].
- p: presión parcial [Pa].

Entonces, el procedimiento a seguir es:

1. Encontrar presión de saturación para temperatura de bulbo húmedo utilizando la ecuación 27 (p_{wb}).
2. Encontrar presión parcial a la temperatura de bulbo seco utilizando ecuación número 28, y el resultado anterior.
3. Calcular el valor de humedad absoluta.

9.5 Anexo E

Para el cálculo del coeficiente de convección se utilizan las ecuaciones de Nusselt, Reynolds y el número de Prandtl.

El primer paso es estimar el número de Reynolds utilizando la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad (31)$$

Donde:

- Re: número de Reynolds []
- D: largo característico por donde atraviesa el fluido [m]
- v: velocidad del fluido [m/s]
- ρ : densidad del fluido [kg/m^3]
- μ : viscosidad [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]

Luego, se debe determinar el número de Nusselt mediante la siguiente ecuación⁶:

$$Nu = C * Re^m * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (32)$$

Donde:

- Nu: número de Nusselt []
- Re: número de Reynolds []
- Pr: número de Prandtl []
- C y m: constantes dependientes del valor de Reynolds []

Para conocer los valores de C y m se considera la siguiente tabla que depende del resultado obtenido con la primera ecuación:

⁶ CORONEL, Juan Francisco. Colección de Tablas Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor [en línea] Departamento de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos, Universidad de Sevilla, España
<<http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/1786/1/CD-2378.pdf>> [consulta: 20 noviembre 2012]

Tabla 25: Constantes para el número de Nusselt según el Reynolds.

Re	m	C
1-4	0,33	0,989
4-40	0,385	0,922
40-4x10 ³	0,466	0,683
4x10 ³ -4x10 ⁴	0,618	0,193
4x10 ⁴ -2.5x10 ⁵	0,805	0,0266

Por otra parte, es factible conocer el valor del número de Prandtl utilizando la siguiente relación matemática determinada a partir de valores definidos para el aire⁷:

Prandtl	
T	Pr []
-150	0,76
-100	0,74
-50	0,725
0	0,715
20	0,713
40	0,711
60	0,709
80	0,708
100	0,703
120	0,7
140	0,695
160	0,69
180	0,69
200	0,685
250	0,68
300	0,68
350	0,68
400	0,68

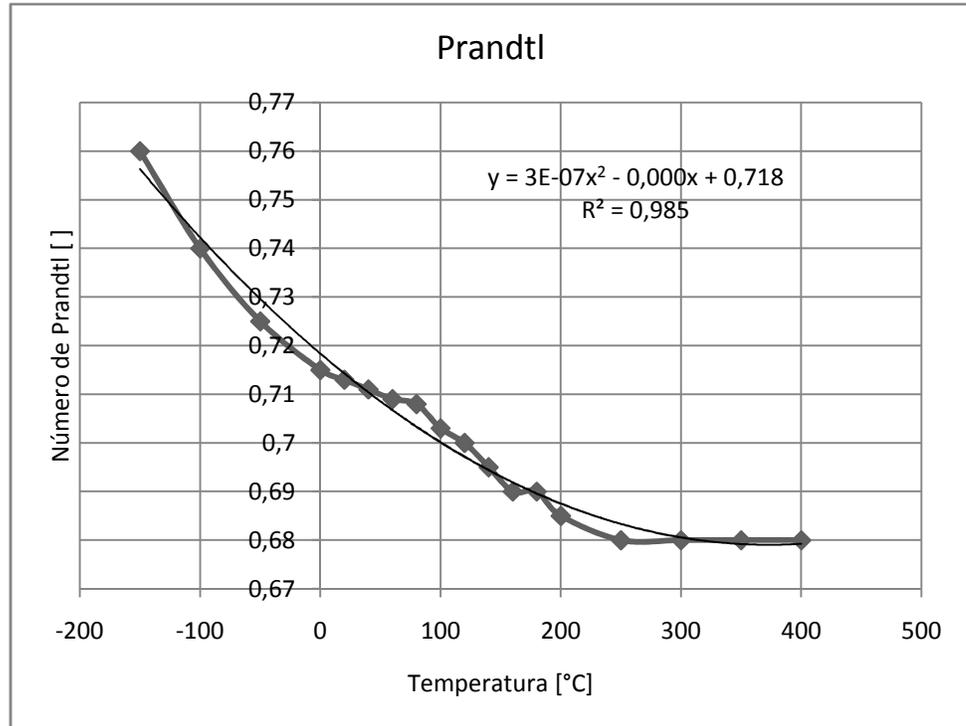


Figura 11: Número de Prandtl a distintas temperaturas y su relación matemática.

⁷ The Engineering Toolbox. Air Properties [en línea] <http://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-d_156.html> [consulta: 20 noviembre 2012]

Con todos estos parámetros determinados se resuelve la ecuación N°32, y se reemplaza el valor obtenido en la siguiente formula desde la cual se despeja el coeficiente de convección:

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (33)$$

Donde:

- h: coeficiente de convección [W/m²·K]
- L: largo característico [m]
- k: coeficiente de conducción [W/m·K]

9.6 Anexo F

Realizando un balance de energía mecánica sobre las boquillas de inyección de aire en la capota, es factible deducir la ecuación que permite estimar la velocidad de este fluido. Si se considera la ausencia de trabajo mecánico y fricción en el sistema, el balance corresponde, finalmente, a la ecuación de Bernoulli descrita a continuación:

$$\frac{v_1^2}{2} + z_1 \cdot g + \frac{p_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + z_2 \cdot g + \frac{p_2}{\rho} \quad (34)$$

Donde:

- v_i : velocidad del fluido en el punto i [m/s]
- z_i : altura en el punto i [m]
- p_i : presión en el punto i [Pa]
- ρ : densidad del fluido [kg/m^3]

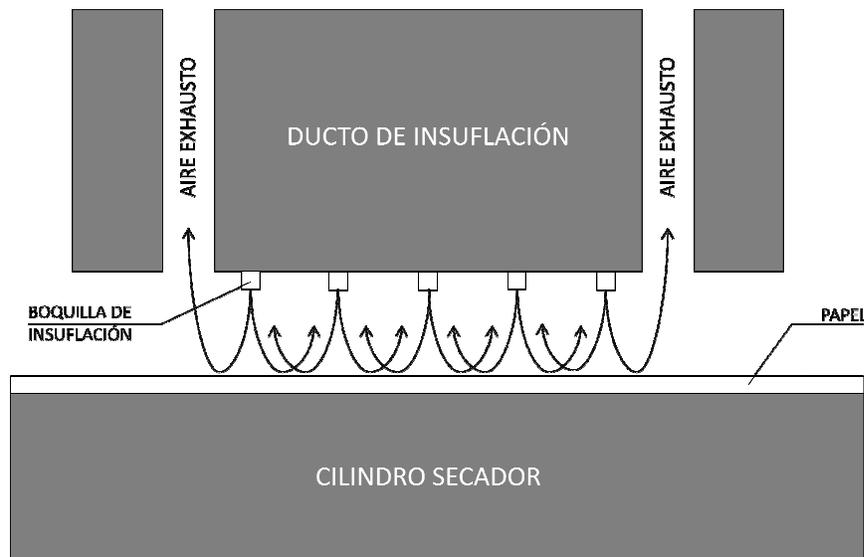


Figura 12: Esquema sistema de inyección de aire en las capotas.

Para la simplificación de esta ecuación, es importante considerar que la diferencia de altura entre el punto 1 y 2 es despreciable, ya que posee un valor teórico de 2[cm], y que la velocidad del aire cuando choca con el papel es cero ($v_2=0$), debido a la velocidad de giro del cilindro secador. De esta forma se obtiene que la velocidad de inyección es:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (35)$$

Por ende, las ecuaciones de velocidad para el lado húmedo y seco son:

$$v_{LH} = \sqrt{\frac{2 \cdot \left(\frac{p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5 + p_6 + p_7 + p_8}{8} \right)}{\rho}} \quad (36)$$

$$v_{LS} = \sqrt{\frac{2 \cdot \left(\frac{p_1 + p_2 + p_3 + p_4}{4} \right)}{\rho}} \quad (37)$$

9.7 Anexo G

9.7.1 Ensayo N°1

Tabla 26: Resultados obtenidos para el ensayo N°1 de la primera fase experimental.

Datos Capota MP-02				Datos Yankee MP-02		
<i>Dampers</i>	HIC 180A	90	%	Presión Yankee	6,5	kg/cm ²
	HIC 180B	45	%	Diferencial de Presión	1,2	kg/cm ²
	HIC 160A	40	%	Flujo Vapor Flash	2.200	kg/h
	HIC 160B	20	%	Velocidad Máquina	1.650	m/min
Quemador	Temperatura LH	445	°C	Velocidad Pope	1.460	m/min
	Temperatura LS	445,05	°C	Presión Vapor Caldera	15	kg/cm ²
Ventilador	RPM LH	1.200	RPM	Temperatura Vapor Caldera	200	°C
	RPM LS	1.200	RPM	Flujo Vapor Caldera	4987	kg/h
	Torque LH	50,5	%			
	Torque LS	57,6	%			
Capota	Velocidad Impacto LH	152,95	m/s			
	Velocidad Impacto LS	150,80	m/s			
	Humedad Absoluta	0,13	Kg/Kg			
	Flujo Gas Natural	430,578	Nm ³ /h			
Papel	Humedad	5,76	%			
	Seco Prensa	42,71	%			

9.7.2 Ensayo N°2

Tabla 27: Resultados obtenidos para el ensayo N°2 de la primera fase experimental.

Datos Capota MP-02				Datos Yankee MP-02		
<i>Dampers</i>	HIC 180A	90	%	Presión Yankee	6,5	kg/cm ²
	HIC 180B	45	%	Diferencial de Presión	1,2	kg/cm ²
	HIC 160A	40	%	Flujo Vapor Flash	2.200	kg/h
	HIC 160B	20	%	Velocidad Máquina	1.650	m/min
Quemador	Temperatura L.H	418,05	°C	Velocidad Pope	1.460	m/min
	Temperatura L.S	422,79	°C	Presión Vapor Caldera	15	kg/cm ²
Ventilador	RPM L.H	1.350	RPM	Temperatura Vapor Caldera	200	°C
	RPM L.S	1.200	RPM	Flujo Vapor Caldera	5.188	kg/h
	Torque L.H	66	%			
	Torque L.S	56,8	%			
Capota	Velocidad Impacto L.H	173,35	m/s			
	Velocidad Impacto L.S	152,12	m/s			
	Humedad Absoluta	0,18	Kg/Kg			
	Flujo Gas Natural	403,39	Nm ³ /h			
Papel	Humedad	5,4	%			
	Seco Prensa	41,73	%			

9.7.3 Ensayo N°3

Tabla 28: Resultados obtenidos para el ensayo N°3 de la primera fase experimental.

Datos Capota MP-02				Datos Yankee MP-02		
<i>Dampers</i>	HIC 180A	90	%	Presión Yankee	6,5	kg/cm ²
	HIC 180B	45	%	Diferencial de Presión	1,2	kg/cm ²
	HIC 160A	40	%	Flujo Vapor Flash	2.200	kg/h
	HIC 160B	20	%	Velocidad Máquina	1.650	m/min
Quemador	Temperatura LH	440,06	°C	Velocidad Pope	1.460	m/min
	Temperatura .S	439,71	°C	Presión Vapor Caldera	15	kg/cm ²
Ventilador	RPM LH	1.200	RPM	Temperatura Vapor Caldera	200	°C
	RPM LS	1.350	RPM	Flujo Vapor Caldera	5052	kg/h
	Torque LH	48,9	%			
	Torque LS	73,4	%			
Capota	Velocidad Impacto LH	151,99	m/s			
	Velocidad Impacto LS	174,13	m/s			
	Humedad Absoluta	0,15	Kg/Kg			
	Flujo Gas Natural	422,08	Nm ³ /h			
Papel	Humedad	5,5	%			
	Seco Prensa	39,91	%			

9.7.4 Ensayo N°4

Tabla 29: Resultados obtenidos para el ensayo N°4 de la primera fase experimental.

Datos Capota MP-02				Datos Yankee MP-02		
<i>Dampers</i>	HIC 180A	90	%	Presión Yankee	6,5	kg/cm ²
	HIC 180B	45	%	Diferencial de Presión	1,2	kg/cm ²
	HIC 160A	40	%	Flujo Vapor Flash	2.200	kg/h
	HIC 160B	20	%	Velocidad Máquina	1.650	m/min
Quemador	Temperatura LH	409,953	°C	Velocidad Pope	1.460	m/min
	Temperatura LS	404,811	°C	Presión Vapor Caldera	15	kg/cm ²
Ventilador	RPM LH	1.350	RPM	Temperatura Vapor Caldera	200	°C
	RPM LS	1.350	RPM	Flujo Vapor Caldera	4915	kg/h
	Torque LH	65,6	%			
	Torque LS	76,9	%			
Capota	Velocidad Impacto LH	172,34	m/s			
	Velocidad Impacto LS	173,28	m/s			
	Humedad Absoluta	0,20	Kg/Kg			
	Flujo Gas Natural	387,11	Nm ³ /h			
Papel	Humedad	5,7	%			
	Seco Prensa	42,98	%			

9.8 Anexo H

9.8.1 Ensayo N°1

Tabla 30: Resultados obtenidos para el ensayo N°1 de la segunda fase experimental.

Datos Capota MP-02			
<i>Dampers</i>	HIC 180A	70	%
	HIC 180B	50	%
	HIC 160A	40	%
	HIC 160B	20	%
Quemador	Temperatura L.H	410,05	°C
	Temperatura L.S	411,12	°C
Ventilador	RPM L.H	1.350	RPM
	RPM L.S	1.350	RPM
	Torque L.H	65,1	%
	Torque L.S	74	%
Capota	Humedad Absoluta	0,19	Kg/Kg
	Flujo Gas Natural	396,31	Nm ³ /h
Papel	Humedad	5,9	%
	Seco Prensa	41,8	%

Datos Yankee MP-02		
Presión Yankee	6,5	kg/cm ²
Diferencial de Presión	1,2	kg/cm ²
Flujo Vapor Flash	2.200	kg/h
Velocidad Máquina	1.650	m/min
Velocidad Pope	1.460	m/min
Presión Vapor Caldera	15	kg/cm ²
Temperatura Vapor Caldera	196	°C
Flujo Vapor Caldera	5456	kg/h

9.8.2 Ensayo N°2

Tabla 31: Resultados obtenidos para el ensayo N°2 de la segunda fase experimental.

Datos Capota MP-02			
<i>Dampers</i>	HIC 180A	80	%
	HIC 180B	60	%
	HIC 160A	40	%
	HIC 160B	20	%
Quemador	Temperatura L.H	400,05	°C
	Temperatura L.S	394,8	°C
Ventilador	RPM L.H	1350	RPM
	RPM L.S	1350	RPM
	Torque L.H	64,3	%
	Torque L.S	73	%
Capota	Humedad Absoluta	0,16	Kg/Kg
	Flujo Gas Natural	369,32	Nm ³ /h
Papel	Humedad	5,66	%
	Seco Prensa	41,8	%

Datos Yankee MP-02		
Presión Yankee	6,5	kg/cm ²
Diferencial de Presión	1,2	kg/cm ²
Flujo Vapor Flash	2.200	kg/h
Velocidad Máquina	1.650	m/min
Velocidad Pope	1460	m/min
Presión Vapor Caldera	15	kg/cm ²
Temperatura Vapor Caldera	196	°C
Flujo Vapor Caldera	5254	kg/h

9.8.3 Ensayo N°3

Tabla 32: Resultados obtenidos para el ensayo N°3 de la segunda fase experimental.

Datos Capota MP-02				Datos Yankee MP-02		
<i>Dampers</i>	HIC 180A	70	%	Presión Yankee	6,5	kg/cm ²
	HIC 180B	50	%	Diferencial de Presión	1,2	kg/cm ²
	HIC 160A	50	%	Flujo Vapor Flash	2200	kg/h
	HIC 160B	30	%	Velocidad Máquina	1650	m/min
Quemador	Temperatura L.H	414,755	°C	Velocidad Pope	1460	m/min
	Temperatura L.S	414,739	°C	Presión Vapor Caldera	15	kg/cm ²
Ventilador	RPM L.H	1350	RPM	Temperatura Vapor Caldera	196	°C
	RPM L.S	1350	RPM	Flujo Vapor Caldera	5306	kg/h
	Torque L.H	64	%			
	Torque L.S	75,2	%			
Capota	Humedad Absoluta	0,21	Kg/Kg			
	Flujo Gas Natural	411,967	Nm ³ /h			
Papel	Humedad	5,633	%			
	Seco Prensa	41,8	%			

9.8.4 Ensayo N°4

Tabla 33: Resultados obtenidos para el ensayo N°4 de la segunda fase experimental.

Datos Capota MP-02				Datos Yankee MP-02		
<i>Dampers</i>	HIC 180A	80	%	Presión Yankee	6,5	kg/cm ²
	HIC 180B	60	%	Diferencial de Presión	1,2	kg/cm ²
	HIC 160A	50	%	Flujo Vapor Flash	2200	kg/h
	HIC 160B	30	%	Velocidad Máquina	1650	m/min
Quemador	Temperatura L.H	404,337	°C	Velocidad Pope	1460	m/min
	Temperatura L.S	404,742	°C	Presión Vapor Caldera	15	kg/cm ²
Ventilador	RPM L.H	1350	RPM	Temperatura Vapor Caldera	196	°C
	RPM L.S	1350	RPM	Flujo Vapor Caldera	5544,5	kg/h
	Torque L.H	65,8	%			
	Torque L.S	75,4	%			
Capota	Humedad Absoluta	0,20	Kg/Kg			
	Flujo Gas Natural	392,204	Nm ³ /h			
Papel	Humedad	5,21	%			
	Seco Prensa	41,8	%			