

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la**

**Producción**

"Dimensionamiento, Selección y Montaje de dos ventiladores para  
incremento de capacidad de producción de una planta de polvo  
detergente"

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN**  
Examen Complexivo

Previo la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

Javier Miguel Rivera Flores

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2015

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios por darme cada amanecer.

A mis padres por hacer posible mi educación y ser mi guía.

A mi familia por su apoyo.

A mis seres queridos por su confianza.

A ESPOL por darme la oportunidad de ser politécnico.

# DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES

A MI FAMILIA

A MIS AMIGOS

A QUIENES CREEN

QUE TODO ES

POSIBLE...SI EXISTEN

LAS SEGUNDAS

OPORTUNIDADES.

## TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

---

Ing. José Hidalgo C.

VOCAL

---

Ing. Ernesto Martínez L.

VOCAL

## **DECLARACIÓN EXPRESA**

“La responsabilidad del contenido desarrollado en el presente Examen Complexivo me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

---

Javier Miguel Rivera Flores

## RESUMEN

El objetivo del presente trabajo es dimensionar e instalar equipos que permitan aumentar la capacidad de producción de una planta que manufactura polvo detergente. La planta tiene dos ventiladores centrífugos que son utilizados al 100% de su capacidad nominal: uno que aspira gases de salida, producto del secado de slurry detergente en una torre de secado y otro que transporta verticalmente el polvo “seco” para el proceso siguiente. El cambio implicó el dimensionamiento, selección y montaje de los equipos, correlacionando el caudal de aire con el volumen de producción y utilizando las leyes de semejanza para estimar las condiciones de trabajo de los nuevos equipos acorde al volumen de producción perseguido, considerando experiencias de mantenimiento (mantenibilidad, rotura de árboles de transmisión), reforzamientos estructurales requeridos en el edificio, dadas las nuevas cargas estáticas y dinámicas, tiempo de ejecución de las obras para montaje, balanceo dinámico, entre otras. De esta manera los equipos fueron adquiridos, los trabajos de preparación ejecutados para finalmente ser montados durante una parada de planta e integrados al sistema SCADA del área mostrando niveles de vibración aceptables. Se concluye que los modelos y las premisas adoptadas son aceptables y que los ventiladores al trabajar con 50 Hz y 45 Hz respectivamente, permitirían incrementar el volumen de producción a lo requerido.

# ÍNDICE GENERAL

|  | Pág. |
|--|------|
| RESUMEN .....  | II   |
| ÍNDICE GENERAL .....                                 | III  |
| ABREVIATURAS .....                                   | V    |
| SIMBOLOGÍA .....                                     | VI   |
| ÍNDICE DE FIGURAS .....                              | VII  |
| ÍNDICE DE TABLAS .....                               | IX   |
| ÍNDICE DE PLANOS .....                               | X    |
| INTRODUCCIÓN .....                                   | 1    |
| CAPÍTULO 1   |      |
| 1. BREVES SOBRE MANUFACTURA DE POLVO DETERGENTE..... | 2    |
| 1.1 Descripción General del proceso en estudio ..... | 2    |
| 1.2 Equipos involucrados en el estudio .....         | 5    |

## CAPÍTULO 2

### 2. DIMENSIONAMIENTO, SELECCIÓN Y MONTAJE DE VENTILADORES

|  |    |
|--|----|
| 2.1 Correlación Capacidad de Ventiladores vs Producción..... | 11 |
| 2.2 Dimensionamiento y Selección de Ventiladores.....        | 28 |
| 2.3 Montaje de Ventiladores.....                             | 33 |

## CAPÍTULO 3

|                     |    |
|---------------------|----|
| 3. RESULTADOS ..... | 37 |
|---------------------|----|

## CAPÍTULO 4

|  |    |
|--|----|
| 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... | 40 |
|--|----|

## APÉNDICES

## BIBLIOGRAFÍA



## ABREVIATURAS

|                 |   |
|-----------------|---|
| IVD<br>entrada) | Inlet Vane Damper (amortiguador direccionador de flujo de |
| VFD             | Variable Frequency Drive (variador de Frecuencia)         |
| HP              | Horsepower (potencia en caballos de fuerzas)              |
| CFM             | pies cúbicos/minuto                                       |
| RPM             | revoluciones/minuto                                       |
| mill            | milésimas de pulgada/segundo                              |
| PB              | polvo detergente base                                     |
| AMCA            | Air Movement and Control Association                      |
| AISC            | American Institute of Steel Construction                  |
| LRFD            | Load and Resistance Factor Design                         |
| ASME            | American Society of Mechanical Engineers                  |

## SIMBOLOGÍA

|                  |                                  |
|------------------|----------------------------------|
| $\rho$           | densidad                         |
| $\mu$            | viscosidad dinámica              |
| $\alpha$         | absortividad                     |
| $\epsilon$       | emisividad                       |
| $\eta$           | eficiencia                       |
| T                | temperatura                      |
| q                | calor/tiempo                     |
| m                | masa/tiempo                      |
| D                | diámetro                         |
| V                | velocidad lineal                 |
| H <sub>2</sub> O | agua                             |
| CO <sub>2</sub>  | dióxido de carbono               |
| Hc               | coeficiente de convección        |
| Pr               | número de Prandtl                |
| Nu               | número de Nusselt                |
| Re               | número de Reynolds               |
| mm c.a.          | milímetros de columna de agua    |
| m                | metro                            |
| Hz               | frecuencia en Hertz              |
| Pr sustancia     | Presión relativa de la sustancia |
| s                | Cantidad de humedad en el aire   |
| W                | watt                             |
| J                | Joule                            |
| C <sub>p</sub>   | Calor específico                 |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|             |  |    |
|-------------|--|----|
| Figura 1.1  | Proceso de secado de polvo detergente.....                       | 3  |
| Figura 1.2  | Esquema de sistema de aspiración de gases de salida .....        | 5  |
| Figura 1.3  | Esquema Torre de secado.....                                     | 6  |
| Figura 1.4  | Curvas originales de ventilador.....                             | 7  |
| Figura 1.5  | Curvas del ventilador @ 1425 rpm (digitalizadas) .....           | 8  |
| Figura 1.6  | Curvas características - ventilador de transporte vertical ..... | 9  |
| Figura 2.1  | Esquema de modelo del proceso .....                              | 12 |
| Figura 2.2  | Esquema – Pérdida por Convección .....                           | 13 |
| Figura 2.3  | Esquema – Pérdida Neta Radiación.....                            | 14 |
| Figura 2.4  | PB vs. Aire de Dilución .....                                    | 25 |
| Figura 2.5  | PB vs Gases de Salida .....                                      | 27 |
| Figura 2.6  | Mediciones Gases de Salida antes del cambio .....                | 29 |
| Figura 2.7  | Curvas nuevo equipo.....   | 30 |
| Figura 2.8  | Características operacionales-nuevo equipo .....                 | 30 |
| Figura 2.9  | Mediciones aire de elevación antes del cambio.....               | 31 |
| Figura 2.10 | Curvas – nuevo equipo .....                                      | 32 |
| Figura 2.11 | Características operacionales-nuevo equipo .....                 | 32 |
| Figura 2.12 | Estructura de soporte Ventilador de Gases de Salida .....        | 34 |
| Figura 2.13 | Estructura de soporte Ventilador de Transporte de Polvo .....    | 34 |
| Figura 2.14 | Izaje de Ventilador de Transporte de Polvo .....                 | 35 |
| Figura 2.15 | Izaje de Ventilador de Gases de Salida .....                     | 35 |
| Figura 2.16 | Balaceo Dinámico de Equipos .....                                | 36 |
| Figura 3.1  | Medición de Caudal y Presión – Gases de Salida.....              | 38 |
| Figura 3.2  | Medición de Caudal y Presión – Transporte de Polvo .....         | 38 |

## ÍNDICE DE TABLAS

|   |    |
|---|----|
| Tabla 1.1 Datos Torre de Secado .....                   | 6  |
| Tabla 1.2 Datos Ventilador Gases de Salida .....        | 7  |
| Tabla 1.3 Datos Filtro de Mangas – Gases de Salida..... | 8  |
| Tabla 1.4 Datos Ventilador Transporte de Polvo .....    | 9  |
| Tabla 1.5 Datos Filtro – Transporte de Polvo .....      | 10 |
| Tabla 2.1 Propiedades del Aire.....                     | 20 |
| Tabla 2.2 Masa y Cargas de nuevos equipos.....          | 32 |
| Tabla 3.1 Retorno de la Inversión.....                  | 39 |

# INTRODUCCIÓN

El presente trabajo es un resumen de la etapa de ingeniería e implementación de una de las fases de un proyecto para incrementar capacidad que se lleva a cabo en una planta de manufactura de detergentes.

Se encuentra organizado en cuatro capítulos: el primero busca describir en forma breve el proceso de manufactura de polvo detergente enfocándose en el área conocida como “proceso” de polvo base, y dar conocimiento general de los equipos que serán parte del estudio en el capítulo siguiente en el que se detalla la metodología a usar, el modelo teórico empleado con sus premisas y la estrategia de combinarlo con datos reales obtenidos de mediciones en campo para acercar el modelo más a la “realidad” del proceso, de esa manera se tiene como primer resultado la correlación entre dos parámetros de proceso para proceder a seleccionar los equipos con las capacidades adecuadas considerando una buena utilización de los activos adquiridos e instalados; ya en el tercer capítulo se mencionan los resultados logrados a través de datos de informes de trabajos y estudios contratados confirmando lo entregado; y en el capítulo final se comparten las conclusiones y recomendaciones derivadas del trabajo en mención.

# CAPÍTULO 1

## 1. BREVES SOBRE MANUFACTURA DE POLVO DETERGENTE

### 1.1 Descripción general del proceso en estudio

La planta en la que se implementa el proyecto está conformada de las siguientes áreas: 1. Preparación de “slurry” detergente y secado, 2. Post dosificación de materiales, y 3. Envasado de polvo detergente terminado.

El presente trabajo se desarrolla en el área de Preparación de “slurry” detergente y secado.

El “slurry” detergente consiste en una solución viscosa resultado de la mezcla de materiales como carbonato de calcio, sulfato de sodio, ácido sulfónico, agua, entre otros. El contenido de agua es aproximadamente 30% (masa) que debe ser removida para obtener polvo detergente. A continuación, en la etapa de secado, el “slurry” ingresa por la parte superior a una torre de secado a través de un anillo de boquillas que lo atomizan a manera de spray (pequeñas “gotas”). Estas gotas entran en

contacto con una mezcla ascendente de aire y gases de combustión que ingresa desde una sección inferior y que proviene de un horno.

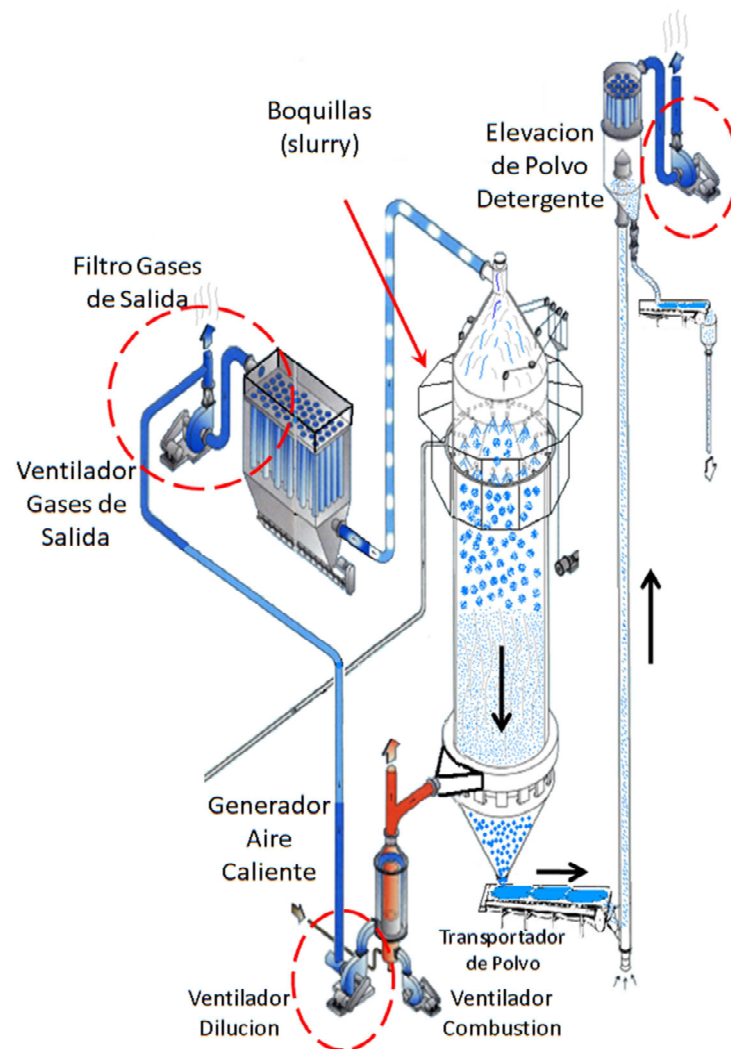


Figura 1.1 Proceso de secado polvo detergente [2].

De esta manera en el interior de la torre existe transferencia de calor hacia las “gotas” de slurry lo que provoca la evaporación del contenido de agua de acuerdo a la especificación final de polvo detergente “base”. Este es descargado por un transportador y elevado verticalmente por un ventilador en una corriente de aire atmosférico y lo retiene a través de un filtro de mangas que permite la descarga del PB en silos.

Concentrándonos en el flujo de aire-gases de combustión, el ascenso dentro de la torre se genera debido a que se mantiene una “depresión” que es el resultado de la interacción de un ventilador de gases de salida y un ventilador de aire de dilución. El ventilador de gases de salida realiza la aspiración dentro de la torre desde su parte superior, mientras el de dilución es el encargado de ingresar aire para diluir los gases de combustión del horno y así ingresar por un anillo de “aire caliente” en un nivel inferior de la torre. Durante el proceso el ventilador de salida aspira una mezcla de aire, gases de combustión, vapor de agua (producto del proceso de secado) y polvo “fino” en suspensión a través de un filtro de mangas para evitar descargar estos elementos a la atmósfera.



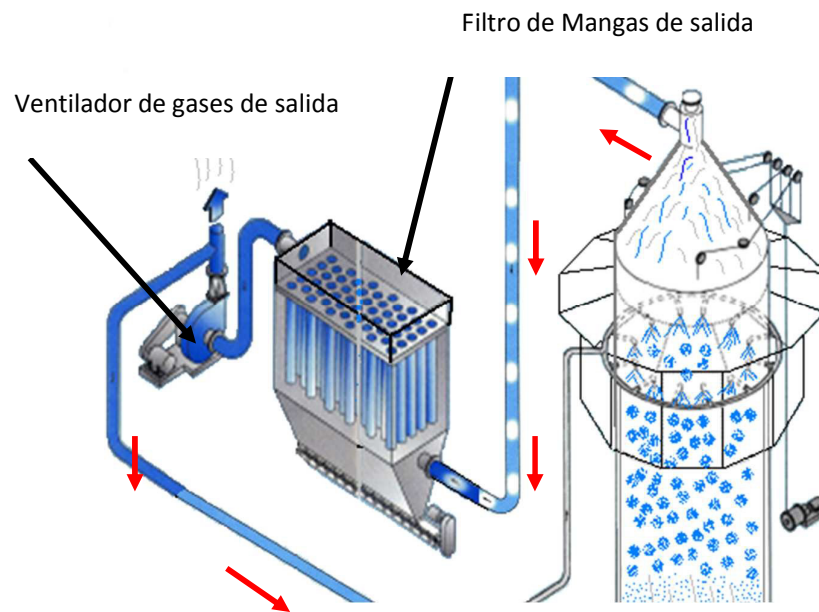


Figura 1.2. Esquema de sistema de aspiración de gases de salida [2].

## 1.2 Equipos involucrados en el estudio

Los equipos analizados en el estudio fueron:

- Torre de secado
- Ventilador gases de salida
- Filtro de mangas/gases de salida
- Ventilador transporte de polvo
- Filtro de mangas/transporte de polvo

## Torre de Secado

**Tabla 1.1 Datos Torre de Secado**

|        | Diámetro | Altura | T ingreso | T salida | Depresión interna |
|--------|----------|--------|-----------|----------|-------------------|
| Unidad | m        | m      | °C        | °C       | mm c.a.           |
| Valor  | 6        | 24     | 350 – 400 | 90 – 120 | -2 a -8           |

Tipo: contraflujo

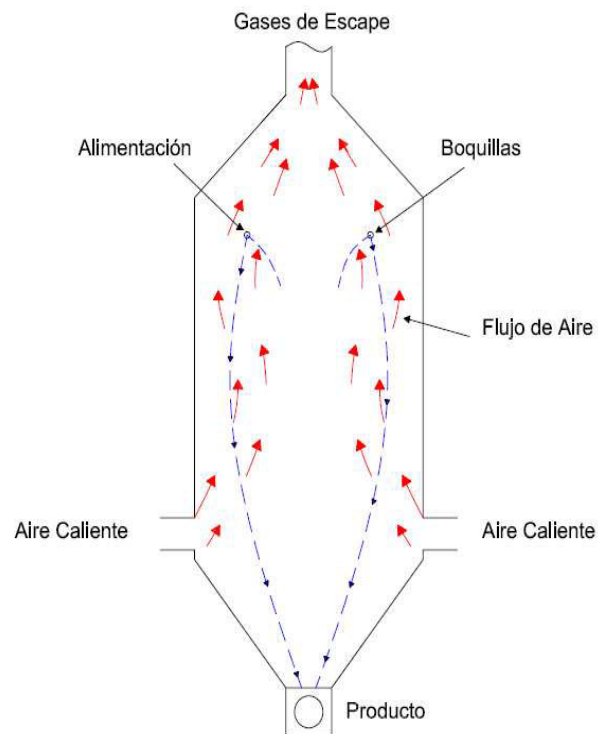


Figura 1.3. Esquema Torre de secado [4].

### Ventilador de gases de salida

Este equipo originalmente tenía las siguientes características:

Fluido: aire con contenido de polvo detergente

**Tabla 1.2 Datos Ventilador Gases de Salida**

|        | Caudal            | Presión estática | Potencia Consum. | Velocidad | Temperatura |
|--------|-------------------|------------------|------------------|-----------|-------------|
| Unidad | m <sup>3</sup> /h | mm c.a.          | HP               | rpm       | °C          |
| Valor  | 75000             | 320              | 123,5            | 1300      | 90          |

Tipo: orientado hacia atrás

Accesorios: IVD (inlet vane dämper)

Transmisión mecánica: Bandas

A este equipo le fue adaptado un variador de frecuencia y cambiada la relación de transmisión, incrementando su velocidad hasta 1425 rpm, lo que demandó que para el presente trabajo se actualicen las curvas para ésta nueva condición utilizando las leyes de similitud de los ventiladores.

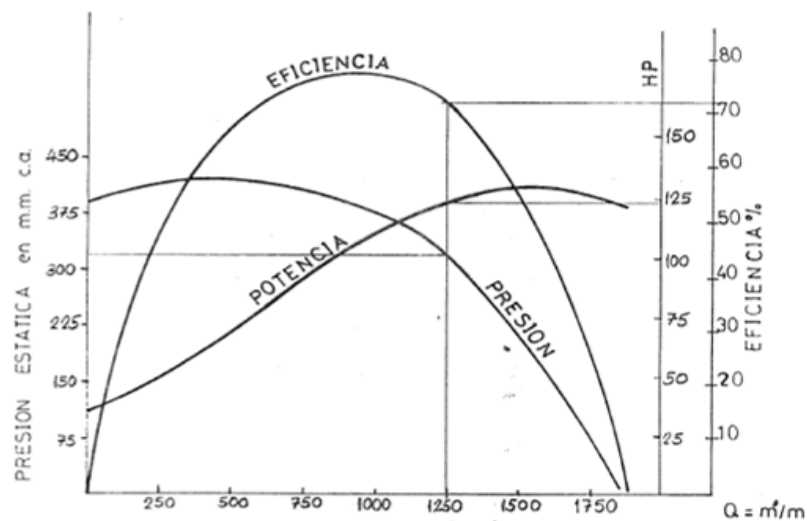


Figura 1.4. Curvas originales de ventilador

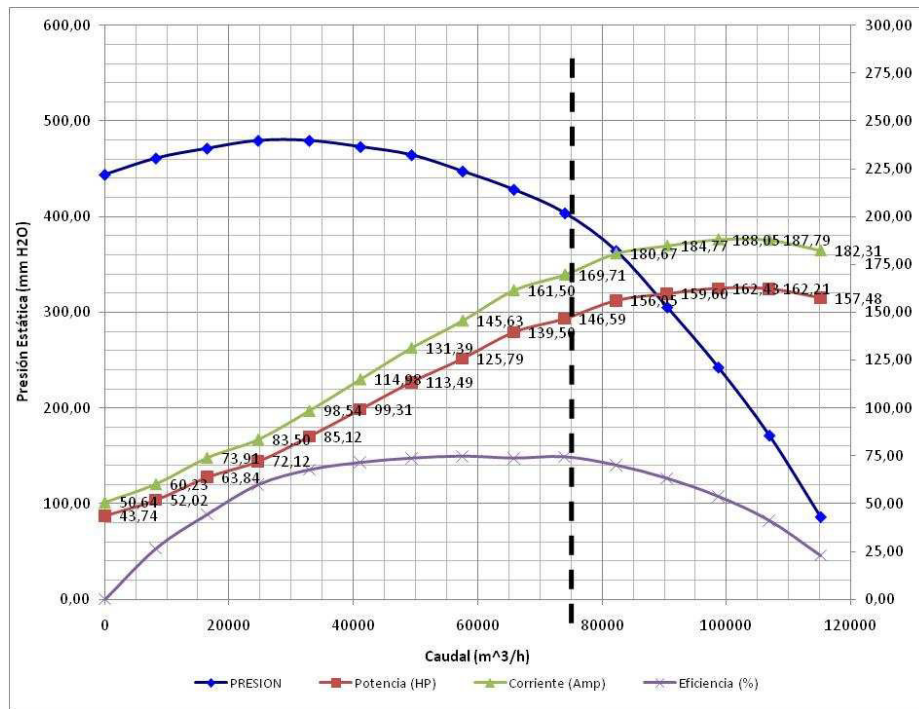


Figura 1.5. Curvas del ventilador @ 1425 rpm (digitalizadas)

### Filtro de Mangas para gases de salida

Tabla 1.3 Datos Filtro de Mangas – Gases de Salida

|        | Mangas | Cuerpos | T de fluido | Tamaño partícula | Diferencia de Presión |
|--------|--------|---------|-------------|------------------|-----------------------|
| Unidad | #      | #       | °C          | Micras           | mm c.a.               |
| Valor  | 720    | 6       | 90 - 120    | 300              | 120 – 150             |

Tipo de limpieza: pulso - jet

El material descargado es reingresado a la torre de secado.

### Ventilador de transporte de polvo

Fluido a manejar: aire con contenido de polvo detergente

**Tabla 1.4 Datos Ventilador Transporte de Polvo**

|        | Caudal            | Presión<br>estática | Potencia<br>Consum | Velocidad | Temperatura |
|--------|-------------------|---------------------|--------------------|-----------|-------------|
| Unidad | m <sup>3</sup> /h | mm c.a.             | HP                 | rpm       | °C          |
| Valor  | 25000             | 229                 | 30                 | 1504      | 45          |

Tipo: orientado hacia atrás

Transmisión mecánica: Bandas

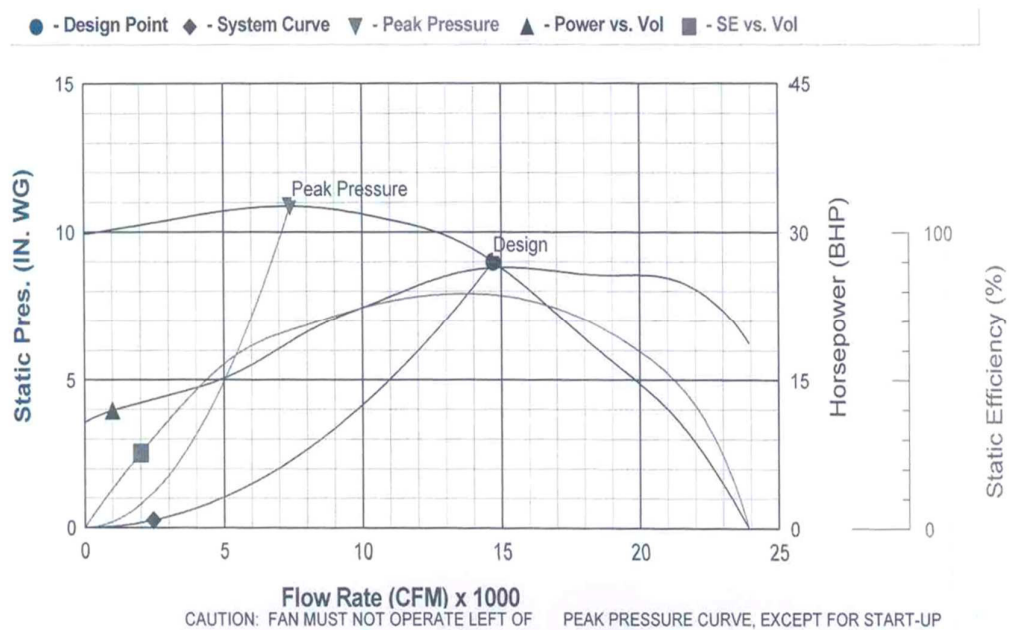


Figura 1.6. Curvas características - ventilador transporte vertical.

### Filtro de Mangas para transporte de polvo

**Tabla 1.5 Datos Filtro – Transporte de Polvo**

|        | Mangas | Cuerpos | T de fluido | Tamaño partícula | Diferencia de Presión |
|--------|--------|---------|-------------|------------------|-----------------------|
| Unidad | #      | #       | °C          | Micras           | mm c.a.               |
| Valor  | 190    | 1       | 45 - 60     | 500 - 1500       | 75 – 85               |

Tipo de limpieza: pulso - jet

El material descargado es entregado a una banda transportadora para almacenarlo en los silos.

# CAPÍTULO 2

## 2. DIMENSIONAMIENTO, SELECCIÓN Y MONTAJE DE VENTILADORES

### 2.1 Correlación capacidad de ventiladores vs producción

Esta correlación es resultado de usar modelos teóricos y mediciones en campo.

#### **Ventilador de Gases de Salida**

Para determinar una relación entre el caudal volumétrico del ventilador de gases de salida y el volumen de producción de polvo base se generó un modelo que relaciona el caudal volumétrico de aire que ingresa a la torre de secado (dado por un ventilador de aire de dilución y un ventilador de aire de combustión) vs el volumen de producción requerido y luego a través de mediciones de campo, se relaciona el caudal de ingreso de la torre con el caudal de salida, lo que generó la relación buscada.

El modelo lo generamos teniendo en cuenta las siguientes premisas:

- Gradiente lineal de temperatura respecto de la altura de la torre, tanto de la pared como de la mezcla de gases. Límites entre 350°C y 100°C.
- Existe una pérdida de calor por convección forzada entre la mezcla de gases calientes y la pared de la torre.
- Existe una pérdida de calor neta por radiación entre la mezcla de gases calientes y la pared de la torre.

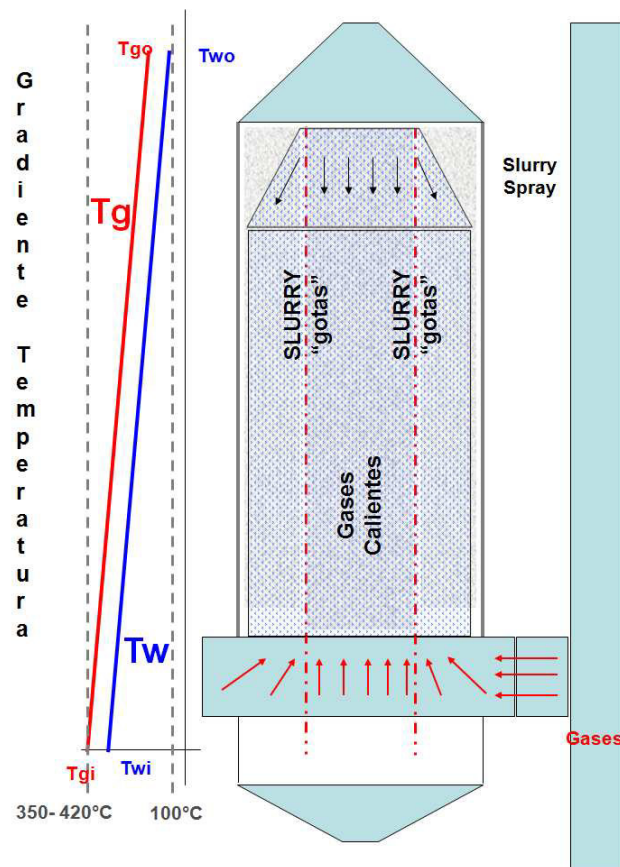


Figura 2.1. Esquema de modelo del proceso.



Siendo:

$T_{gi}$ : temperatura gas al ingreso

$T_{go}$ : temperatura gas a la salida

$T_{wi}$ : temperatura pared al ingreso

$T_{wo}$ : temperatura pared a la salida

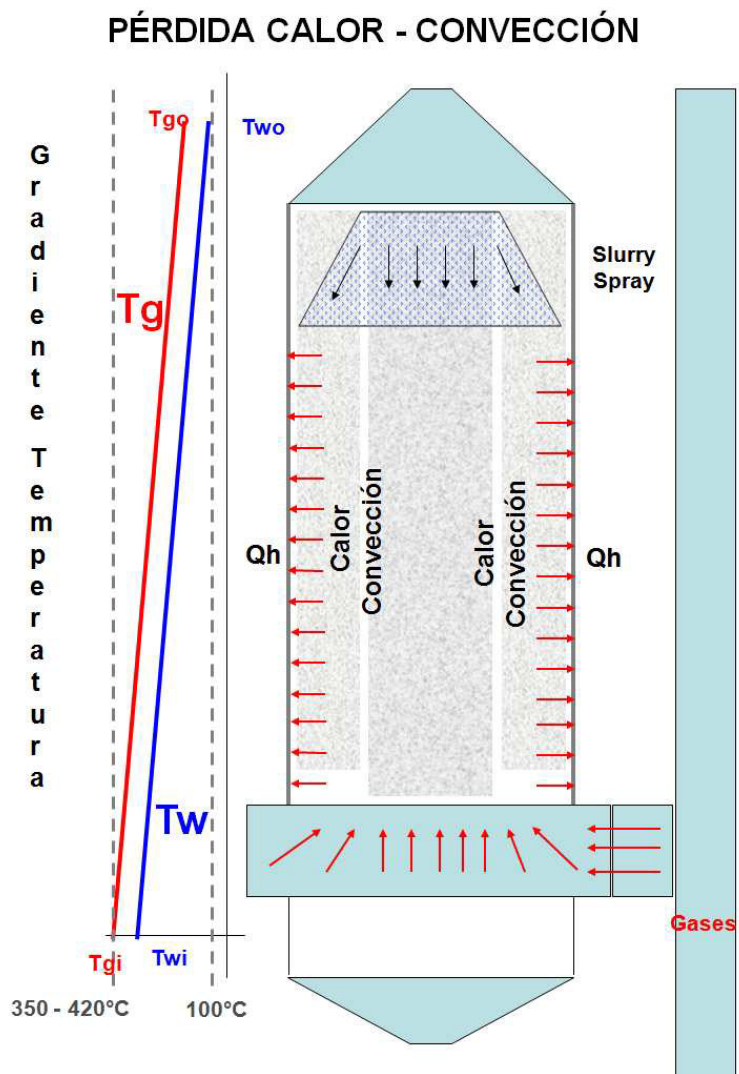


Figura 2.2. Esquema – Pérdida Convección.

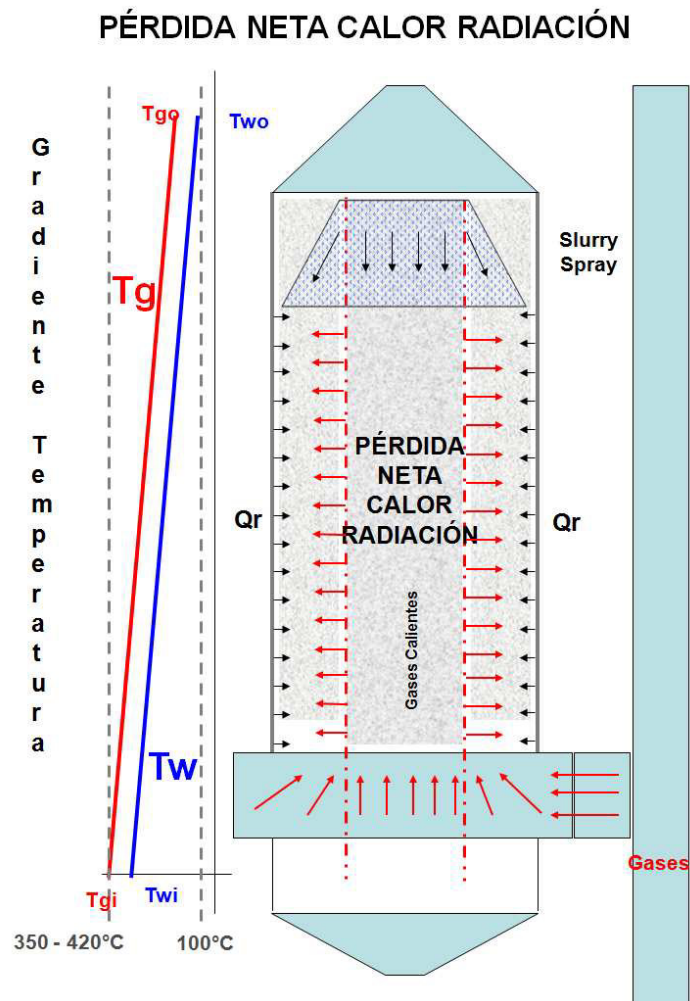


Figura 2.3. Esquema – Pérdida Neta Radiación.

Se definen las siguientes ecuaciones:

Se conoce que el gradiente de temperatura es función de la altura de la torre y de la cantidad de slurry detergente que desee secar y se asume una función lineal respecto a la altura,

$$\Delta T = f(\text{altura}_{\text{ torre}}, m_{\text{slurry}})$$

$$T_g(y) = Tg_i - y * \frac{(Tg_i - Tg_o)}{z}$$

$$T_w(y) = Tw_i - y * \frac{(Tw_i - Tw_o)}{z}$$

, z la altura de la torre igual a 24 m.

El área circunferencial, es decir de la pared de la torre es función de la altura de la torre.

$$A = g(\text{altura}_{\text{torre}})$$

El calor total requerido para secar es:

$$q_{\text{totalsecado}} = q_{\text{combustion}} + q_{\text{dilucion}}$$

$$q_{\text{dilucion}} = q_{\text{totalsecado}} - q_{\text{combustion}}$$

El calor total requerido para secar también es la suma del calor necesario para calentar y evaporar el agua dentro de las “gotas” de slurry.

$$q_{\text{secado}} = \dot{m}_{H_2O} * Cp_{H_2O} * \Delta T_{85^\circ c \rightarrow 100^\circ c} + \dot{m}_{H_2O} * h_{fg100^\circ C}$$

El calor total requerido para secar es igual al total para secar más las pérdidas de calor que consisten en la pérdida durante la combustión, por convección y radiación.

$$q_{total \text{ sec ado}} = q_{\text{sec ado}} + q_{\text{perdidascalor}}$$

$$q_{\text{perdidascalor}} = q_{\text{combustionperdidas}} + q_{\text{conveccion}} + q_{\text{radiacion}}$$

$$q_{\text{combustionperdidas}} = (1 - \eta_{\text{combustion}}) * \dot{m}_{\text{diesel}} * C_{p_{\text{diesel}}}$$

, siendo el calor cedido por el combustible:

$$q_{\text{combustion}} = \dot{m}_{\text{diesel}} * C_{p_{\text{diesel}}}$$

La pérdida de calor debido a la convección se define de acuerdo a la siguiente expresión, dónde se necesita integrar en toda la altura de la torre el área de la pared circunferencial,

$$q_{\text{conveccion}} = Hc * \int A * (T_g - T_w)$$

La pérdida de calor por radiación es “neta” debido a que tanto la pared irradia calor hacia los gases y los gases hacia la pared circunferencial siendo el área una función de la altura, se requiere integrar,

$$q_{\text{radiacion}} = \sigma * \int A * (\epsilon T_g^4 - \alpha T_w^4)$$

El caudal de aire de dilución se puede encontrar con:

$$q_{\text{dilucion}} = q_{\text{sec ado}} + q_{\text{perdidascalor}} - q_{\text{combustion}}$$

Estando el aire de dilución compuesto por una masa de aire con contenido de humedad:

$$m_{\text{aire seco}} * h_{\text{seco}} + m_{\text{humedad}} * h_{\text{humedo}} = q_{\text{seco}} + q_{\text{perdidas calor}} - q_{\text{combustion}}$$

$$\dot{m}_{\text{dilucion}} = \dot{m}_{\text{aire seco}} + \dot{m}_{\text{humedad}} = \frac{q_{\text{seco}} + q_{\text{perdidas calor}} - q_{\text{combustion}}}{h_{\text{seco}} + s * h_{\text{humedad}}}$$

siendo s,

$$s = \frac{m_{\text{humedad}}}{m_{\text{aire seco}}} = 0.037 \text{ ( contenido de kg de agua/kg de aire seco a } 50^{\circ}\text{C)}$$

Ejecutando el modelo planteado, se mostrará a continuación un ejemplo:

Se requiere calcular el flujo másico y caudal volumétrico del aire de dilución necesario para “secar” 13520 kg/h de slurry reduciendo humedad de 29% a 4%.

Para esto procedemos:

La cantidad de polvo detergente con el 4% de humedad es:

$$kg / h_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{slurry}} * \frac{\text{humedad slurry} - \text{humedad PB}}{1 - \text{humedad PB}}$$

$$kg / h_{\text{agua}} = 13520 * \frac{0,29 - 0,04}{1 - 0,04} = 3520,8$$

$$kg / h_{\text{polvobase}} = 13520 - 3520,8 = 10000$$

Para calcular el calor mínimo requerido para “secar” el agua dentro del slurry:

$$q_{\text{secado}} = \dot{m}_{H_2O} * C_{p_{H_2O}} * \Delta T_{85^\circ C \rightarrow 100^\circ C} + \dot{m}_{H_2O} * h_{fg_{100^\circ C}}$$

$$q_{\text{secado}} = 3520,8 * 4,2 * (100 - 85) + 3520 * (2676 - 419)$$

$$q_{\text{secado}} = 221760 + 7944640 = 8166400 \text{ kJ/h} = 1950000 \text{ kcal/h}$$

Ahora se calcula las pérdidas de calor identificadas:

$$q_{\text{perdidas calor}} = q_{\text{combustion perdidas}} + q_{\text{conveccion}} + q_{\text{radiacion}}$$

La pérdida de calor estimada de acuerdo a una eficiencia de combustión  $\eta=90\%$ , del quemador disponible en el sistema, además de un consumo de diesel medido de 261 kg/h para este régimen de producción, tenemos:

$$q_{\text{combustion perdidas}} = (1 - \eta_{\text{combustion}}) * \dot{m}_{\text{diesel}} * C_{p_{\text{diesel}}}$$

$$q_{\text{combustion perdidas}} = (1 - 0,9) * 261 * 10200 = 266220 \text{ kcal/h}$$

Para estimar la pérdida de calor por convección forzada y radiación neta debemos tener en cuenta el gradiente de la temperatura y asumir un valor promedio de las propiedades del fluido.

$$T_g(y) = T_{gi} - y * \frac{(T_{gi} - T_{go})}{z}$$

$$T_w(y) = Tw_i - y * \frac{(Tw_i - Tw_o)}{z}$$

Tenemos a continuación las funciones de temperatura en °C y K,

$$T_{g_i} = 380^\circ\text{C}; T_{g_o} = 100^\circ\text{C}; z = 24$$

$$T_g(y)|_{^\circ\text{C}} = 380 - 11,67 y$$

$$T_g(y)|_{^\circ\text{K}} = 653,15 - 11,67 y$$

$$T_{w_i} = 334^\circ\text{C}; T_{w_o} = 85^\circ\text{C}; z = 24$$

$$T_w(y)|_{^\circ\text{C}} = 334 - 10,38 y$$

$$T_w(y)|_{^\circ\text{K}} = 607,15 - 10,38 y$$

Recordando que,

$$q_{conveccion} = Hc * \int A * (T_g - T_w)$$

Definimos la diferencia Tg-Tw, como:

$$T_g - T_w(y) = 46 - 1,3 y$$

$$q_{conveccion} = Hc * \pi * D \int_0^{24} y * (T_g - T_w) dy$$

$$q_{conveccion} = Hc * \pi * D \int_0^{24} (46 y - 1,3 y^2) dy$$

Para el coeficiente convectivo debemos calcular los números de Re, Nu y Pr, tomando en cuenta que la temperatura de intercambio de calor sea 300°C en promedio para utilizar las propiedades, viscosidad dinámica  $\mu = 0,000025 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ; densidad de aire caliente  $\rho = 0,6 \text{ kg}/\text{m}^3$ .

**Tabla 2.1 Propiedades del aire**

| °C  | Cp<br>(J/kg°K) | K<br>(W/m°K) |
|-----|----------------|--------------|
| 100 | 1022           | 0,0307       |
| 200 | 1035           | 0,037        |
| 300 | 1047           | 0,0429       |
| 400 | 1059           | 0,0485       |

Es necesario realizar una iteración, dado que para estimar la velocidad del fluido necesitamos asumir un primer valor de caudal, empezaremos con 23000 m<sup>3</sup>/h, lo que resulta en una velocidad de 0,25 m/s.

$$Re = \frac{V\rho D}{\mu} = \frac{0,25 * 0,6 * 6}{0,000025} = 36000 \text{ (turbulento)}$$

$$Pr = \frac{Cp * \mu}{k} = \frac{1041 * 0,000025}{0,04} = 0,65$$

Al ser flujo turbulento, se utiliza la siguiente expresión para el número Nu, asumiendo que la pared a pesar de ser un arco circunferencial con diámetro 6 m, se comportaría como una placa plana (1),

$$Nu = 0,036 * Re^{0,8} * Pr^{1/3} = 0,036 * 36000^{0,8} * 0,65^{1/3} = 136,08$$

Con el Nu se calcula el coeficiente convectivo,



$$Nu = \frac{h_c * D}{k} \therefore$$

$$h_c = \frac{Nu * k}{D} = \frac{136,08 * 0,04}{6} = 0,91$$

$$q_{conveccion} = Hc * \pi * D \int_0^{24} (46y - 1,3y^2) dy$$

$$q_{conveccion} = 0,91 * \pi * 6 \left[ 46 \frac{y^2}{2} \Big|_0^{24} - 1,3 \frac{y^3}{3} \Big|_0^{24} \right]$$

$$q_{conveccion} = 148000 \text{ W} = 128000 \text{ kCal} / \text{h}$$

Para la pérdida neta de calor por radiación se emplea el método desarrollado por Hottel y Egbert para estimar la radiación de gases y vapores (3).

$$q_{radiacion} = \sigma * \int A * (\epsilon T_g^4 - \alpha T_w^4)$$

Se empieza por estimar:

$$L = \text{diametro\_estimado\_columna\_gases\_calientes}$$

$$Pr = \text{Presión\_parcial}$$

Se asume que la “cobertura” del área transversal de la torre es óptima y que prácticamente el diámetro de la columna de gases es el mismo que el de la torre, es decir  $L = 6 \text{ m}$ .

Las presiones parciales son del vapor de agua y del CO<sub>2</sub>, estimadas de acuerdo su cantidad en volumen dentro de la torre, siendo: Pr<sub>H<sub>2</sub>O</sub>=0,017 atm y Pr<sub>CO<sub>2</sub></sub>=0,15 atm, para el resto que es aire la Pr=0,83 atm. Multiplicando estas presiones por la dimensión “L” se ingresa en las gráficas de Hottel y se estima las emisividades:  $\epsilon_{H_2O} = 0,4$  y  $\epsilon_{CO_2} = 0,18$ , sumando  $\epsilon_{gas} = 0,58$ . La absorptividad del gas a la temperatura de la pared se estima similar a la emisividad del acero oxidado de la pared,  $\alpha = 0,62$ , debido a efectos de corrosión y suciedad.

Se procede a evaluar la integral en toda la altura de la torre,

$$q_{radiacion} = \sigma * \pi * D \int_0^{24} y * (\epsilon T_g^4 - \alpha T_w^4) dy$$

, obteniendo como resultado

$$q_{radiacion} = 741000 W = 637000 kCal / h$$

, sumando las pérdidas de calor estimadas,

$$q_{perdidascalor} = 266220 + 128000 + 637000 = 1031220 kCal / h$$

, por lo tanto el calor total requerido para “secar” es:

$$q_{total\ sec\ ado} = q_{sec\ ado} + q_{perdidascalor}$$

$$q_{total\ sec\ ado} = 1950000 + 1031220 = 2981220 kCal / h$$

, estimamos el calor aportado por el combustible durante la combustión:

$$q_{combustion} = \dot{m}_{diesel} * C_p_{diesel}$$

$$q_{combustion} = 261 * 10200 = 2657200 \text{ kCal / h}$$

, de esta manera el calor que debe aportar el flujo de aire de dilución es:

$$q_{dilucion} = q_{total \text{ secado}} - q_{combustion}$$

$$q_{dilucion} = 2981220 - 2657200 = 324020 \text{ kCal / h}$$

, así el flujo de aire de dilución buscado es:

$$\dot{m}_{dilucion} = \dot{m}_{aireseco} + \dot{m}_{humedad} = \frac{q_{secado} + q_{perdidascalor} - q_{combustion}}{h_{seco} + s * h_{humedad}}$$

$$\dot{m}_{dilucion} = \frac{q_{dilucion}}{h_{seco} + s * h_{humedad}}$$

$$\dot{m}_{dilucion} = \frac{324020}{16,1 + 0,037 * 46,5} = 18300 \text{ kg / h}$$

$$Caudal \text{ _ dilución} = 19500 \text{ m}^3 / \text{h} @ \rho = 0,95 \text{ kg/m}^3$$

Considerando que fue asumido un flujo de 23000 m<sup>3</sup>/h, es visible que el error es del 15%, lo que se estima aceptable. Debemos considerar que esto depende de la humedad del producto final, en condiciones reales esta humedad varía por lo tanto los caudales de aire también varían.

Además si se compara las pérdidas con el calor total mínimo requerido para “secar”, éstas constituyen un 35%, lo que coincide con la literatura disponible, que establece una eficiencia del 60% del proceso de secado. Este proceso de cálculo se lleva en mayor detalle y se genera una tabla con los diferentes volúmenes de producción obteniendo la siguiente relación:

$$m^3 / h_{\text{aire}}_{\text{dilucion}} = 1,74 * PB + 1138$$

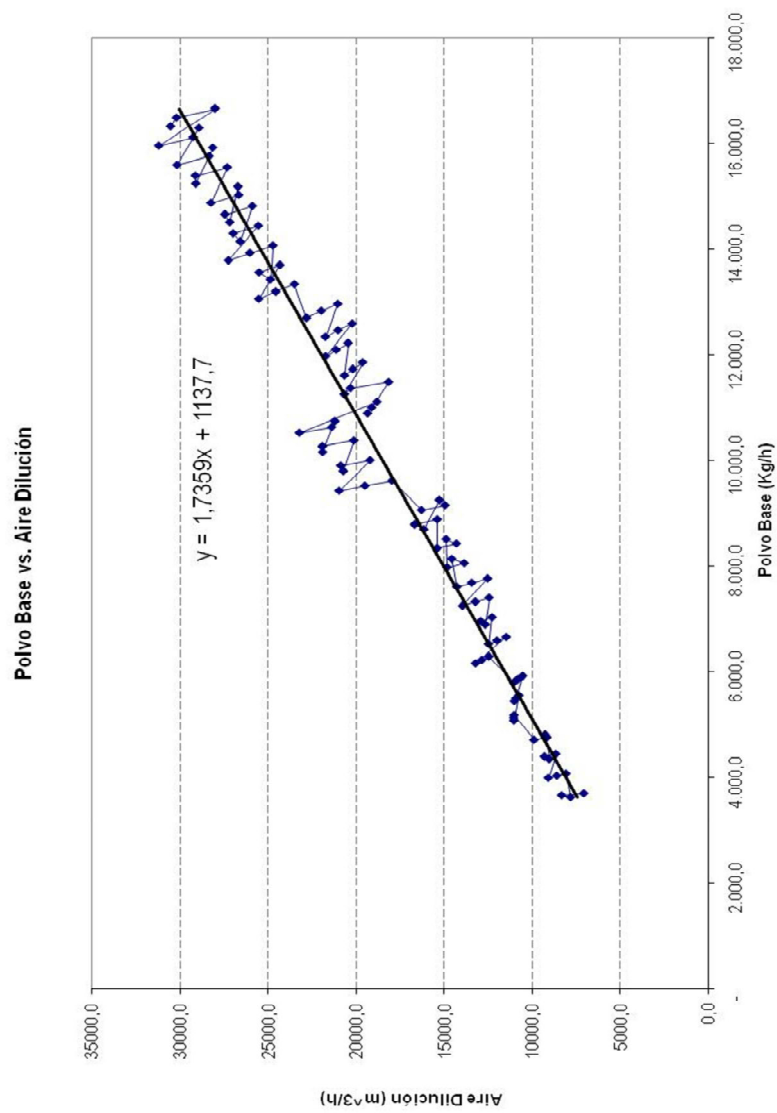


Figura 2.4. PB vs. Aire de Dilución

Sumando este caudal de aire de dilución al caudal de aire de combustión que son aproximadamente 5000 m<sup>3</sup>/h, tenemos un ingreso de aproximadamente 24500 m<sup>3</sup>/h. Relacionando este caudal con mediciones reales del caudal de gases de salida, 58000 m<sup>3</sup>/h tenemos una relación de 2,4, por lo que es posible generar la siguiente relación al graficar los valor obtenidos:

$$m^3 / h \_ gases \_ salida = 5,2 * PB + 2871$$

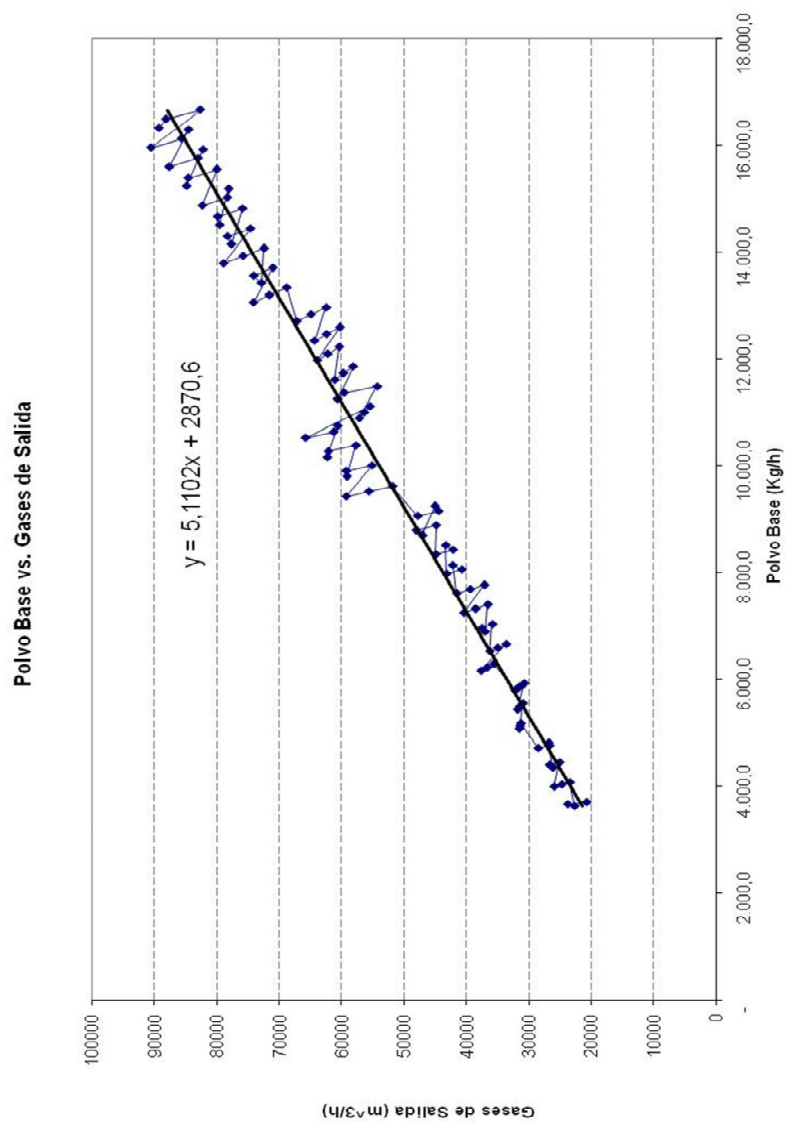


Figura 2.5. PB vs Gases de Salida

### Ventilador de transporte de polvo

Este equipo transporta verticalmente el polvo detergente en un flujo de aire una altura de 35 m y este flujo es filtrado en un filtro de mangas para descargar el polvo.

Esta mezcla de polvo detergente y aire tiene una temperatura aproximada de 50°C.

El sistema tiene una “relación de transporte” de  $\frac{masa\_aire}{masa\_PB} \geq 2$ .

Dado el nuevo volumen de producción se requieren 30000 kg/h de aire, equivalentes a 28500 m<sup>3</sup>/h.

## **2.2 Dimensionamiento y Selección de Ventiladores**

### **Ventilador de Gases de Salida**

Una vez obtenida la relación anterior, determinados que requerimos aproximadamente un caudal de 76000 m<sup>3</sup>/h para el nuevo volumen de producción requerido, considerando un 15% adicional (en caudal), el caudal dimensionado del equipo será de 90000 m<sup>3</sup>/h.

Tomando en cuenta un último informe se define la presión estática de la carga del sistema como 300 mm c.a.



| Parámetros                          | Unidad               | VENT. EXHAUSTO      |
|-------------------------------------|----------------------|---------------------|
| <i>RESULTADOS DE LAS MEDICIONES</i> |                      |                     |
| Válvula                             |                      | <i>100% abierta</i> |
| Diámetro Chimenea                   | mm                   | 1050,00             |
| Temperatura del aire                | °C                   | 98,4                |
| Velocidad promedio, m/s             | m/s                  | 18,97               |
| Presión estática                    | mm H2O               | 299,59              |
| Presión dinámica promedio           | mm H2O               | 17,76               |
| Caudal de gases a 98°C              | m <sup>3</sup> /h    | 59137,52            |
| Caudal de gases, a 0°C y 1 atm      | Nm <sup>3</sup> /h   | 44627,5             |
| Caudal de gases, a 20°C y 1 atm     | Nm <sup>3</sup> /h   | 47896,9             |
| Caudal de gases, a 20°C y 1 atm     | Nm <sup>3</sup> /min | 743,8               |
| Caudal de gases, a 0°C y 1 atm      | CFM                  | 26264,4             |
| Caudal de gases, a 20°C y 1 atm     | CFM                  | 28188,6             |
| Corriente del motor                 | A                    | 140                 |
| Frecuencia                          | Hz                   | 61                  |
| Aspiración en la Torre              | mmCA                 | 5,28                |
| Velocidad del gas en la Torre       | m/s                  | 0,58                |

Figura 2.6. Mediciones Gases de Salida antes del cambio.

Es decir el nuevo cabezal requerido sería:

$$H2 = 300 * \left( \frac{76}{59} \right)^2 = 495mm \_ c.a.$$

Por ajuste de presupuesto y considerando que el futuro régimen de producción no será sostenido por más de 8 horas de trabajo, se selecciona un ventilador que trabajando a 60 Hz de frecuencia cumplirá con esta demanda. Se solicita un ventilador con punto de operación 90000 m<sup>3</sup>/h @ 485 mm c.a. consumiendo 205 HP, sin embargo se solicita con un motor de 250 HP y transmisión por banda para permitir incrementar su velocidad en 3% y por ende su capacidad considerando que las condiciones del futuro producto también puedan cambiar. Esto se verifica utilizando las leyes de afinidad.

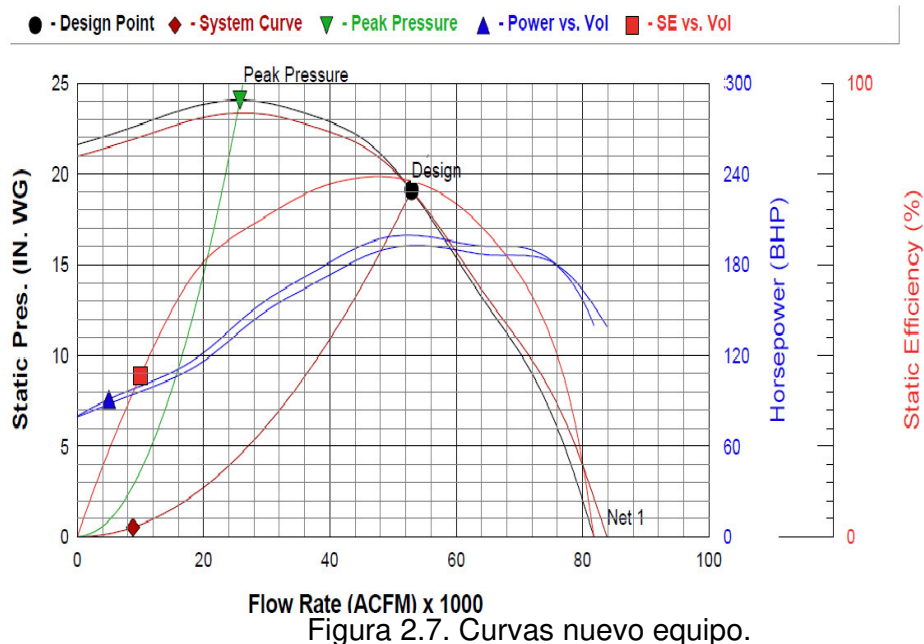


Figura 2.7. Curvas nuevo equipo.

| Performance                    |            | Values are in accordance with AMCA Standard 210 |  |
|--------------------------------|------------|---|--|
|                                | Design     | Net #1  |  |
| Volume Flow Rate (ACFM)        | 52932      | 52932   |  |
| Static Pressure (IN. WG)       | 19.1       | 19.1  |  |
| Density (LB/FT <sup>3</sup> )  | 0.061      | 0.056   |  |
| Temperature (°F)               | 194        | 248   |  |
| Altitude (FT)                  | 20         | 20  |  |
| Speed (RPM)                    | 1571       | 1610  |  |
| Power Required (BHP)           | 204.8      | 192.8   |  |
| Static Efficiency (%)          | 76.4       | 78.9  |  |
| Outlet Velocity (FT/MIN)       | 4150       | 4150  |  |
| Damper Opening (%)             | N/A        | N/A   |  |
| Control Type                   | RPM Change |   |  |
| Outlet Area (FT <sup>2</sup> ) | 12.8       |   |  |

\* Includes Estimated Belt Drive Losses

| Sound                                |     | Values are in accordance with AMCA Standard 300 |     |     |      |      |      |      |
|--------------------------------------|-----|---|-----|-----|------|------|------|------|
| External Sound Power Levels (db)     |     |   |     |     |      |      |      |      |
| Center Hz                            | 63  | 125   | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| Lwi Design                           | 111 | 105   | 108 | 105 | 105  | 103  | 101  | 96   |
| ERC                                  | 4   | 2   |     |     |      |      |      |      |
| Sound Pressure 5.0 FT from Fan (dBA) | 99  |   |     |     |      |      |      |      |

Lwi (Lwo) is sound power at the fan inlet (outlet)/airstream, less ERC.

Figura 2.8. Características operacionales-nuevo equipo

### Ventilador de transporte de polvo

Una vez obtenida la relación anterior, determinados que requerimos aproximadamente un caudal de 28500 m<sup>3</sup>/h para el nuevo volumen de producción requerido, considerando un 15% adicional (en caudal), el caudal dimensionado del equipo será de 33000 m<sup>3</sup>/h.

Tomando en cuenta un último informe se define la presión estática de la carga del sistema como 133 mm c.a.

| Parámetros                          | Unidad               | VENT. AIRLIFT TERRAZA |
|-------------------------------------|----------------------|-----------------------|
| <i>RESULTADOS DE LAS MEDICIONES</i> |                      |                       |
| Diámetro Chimenea                   | mm                   | 710,0                 |
| Temperatura del aire                | °C                   | 49,2                  |
| Velocidad promedio, m/s             | m/s                  | 13,34                 |
| Presión estática                    | mm H2O               | 132,7                 |
| Presión dinámica promedio           | mm H2O               | 8,12                  |
| Caudal de gases a 49,2°C            | m <sup>3</sup> /h    | 19021,3               |
| Caudal de gases, a 0°C y 1 atm      | Nm <sup>3</sup> /h   | 18306,7               |
| Caudal de gases, a 20°C y 1 atm     | Nm <sup>3</sup> /h   | 17501,3               |
| Caudal de gases, a 20°C y 1 atm     | Nm <sup>3</sup> /min | 271,8                 |
| Caudal de gases, a 0°C y 1 atm      | CFM                  | 9558,4                |
| Caudal de gases, a 20°C y 1 atm     | CFM                  | 2,9                   |

Figura 2.9. Mediciones aire de elevación antes del cambio.

Es decir el nuevo cabezal requerido sería:

$$H2 = 132,7 * \left( \frac{28,5}{19} \right)^2 = 300mm \text{ _ c.a.}$$

Se solicita un ventilador con punto de operación 33000 m<sup>3</sup>/h @ 300 mm c.a.

Potencia consumida 45 HP.

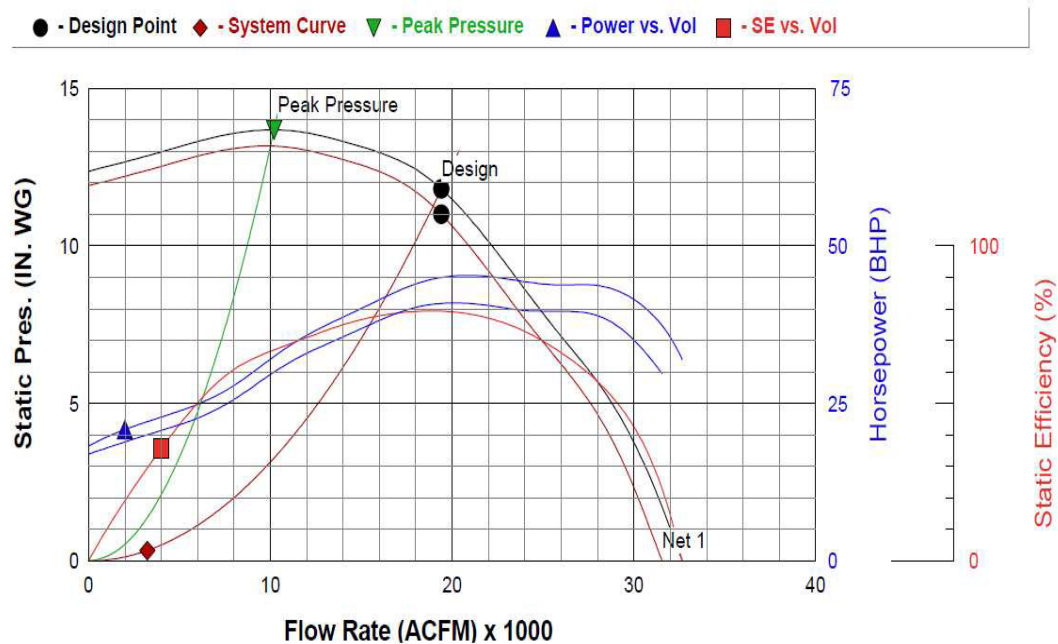


Figura 2.10. Curvas – nuevo equipo

| Performance                            |            |        | Values are in accordance with AMCA Standard 210 |     |      |      |      |      |  |  |
|--|------------|--------|---|-----|------|------|------|------|--|--|
|  | Design     | Net #1 |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Volume Flow Rate (ACFM)                | 19408      | 19408  |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Static Pressure (IN. WG)               | 11.8       | 11     |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Density (LB/FT <sup>3</sup> )          | 0.067      | 0.069  |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Temperature (°F)                       | 131        | 113    |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Altitude (FT)                          | 20         | 20     |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Speed (RPM)                            | 1517       | 1466   |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Power Required (BHP)                   | 46.3       | 40.9   |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Static Efficiency (%)                  | 77         | 79     |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Outlet Velocity (FT/MIN)               | 2742       | 2742   |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Damper Opening (%)                     | N/A        | N/A    |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Control Type                           | RPM Change |        |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Outlet Area (FT <sup>2</sup> )         | 7.08       |        |   |     |      |      |      |      |  |  |
| * Includes Estimated Belt Drive Losses |            |        |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Sound                                  |            |        | Values are in accordance with AMCA Standard 300 |     |      |      |      |      |  |  |
| External Sound Power Levels (db)       |            |        |   |     |      |      |      |      |  |  |
| Center Hz                              | 63         | 125    | 250   | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |  |  |
| L <sub>wi</sub> Design                 | 102        | 96     | 99  | 96  | 95   | 94   | 92   | 87   |  |  |
| ERC                                    | 6          | 3      | 1   |     |      |      |      |      |  |  |
| Sound Pressure 5.0 FT from Fan (dBA)   | 89         |        |   |     |      |      |      |      |  |  |

L<sub>wi</sub> (L<sub>wo</sub>) is sound power at the fan inlet (outlet)/airstream, less ERC.

Figura 2.11. Características operacionales-nuevo equipo

Para ambos ventiladores se solicitó transmisión por banda y que el eje de transmisión sea construido en material AISI 4340, y con un factor de seguridad de 2 utilizando el modelo para vida infinita de ASME.

El motor del ventilador de gases de salida fue solicitado con grado IP 56, mientras el motor del ventilador de transporte de polvo con grado IP 65 por estar a la intemperie.

### 2.3 Montaje de Ventiladores

Para el montaje de los equipos se consideró su peso, como “carga muerta” y la “carga dinámica”, componentes que se transmiten hacia la estructura de soporte existente, demandando la ejecución de análisis para determinar el reforzamiento estructural requerido.

**Tabla 2.2 Masa y Cargas de nuevos equipos**

| Ventilador                     | Masa    | Carga Muerta Total | Carga Dinámica        |
|--------------------------------|---------|--------------------|-----------------------|
| Ventilador Gases de Salida     | 3650 kg | 4731 kg            | 400 kg/m <sup>2</sup> |
| Ventilador Transporte de Polvo | 1205 kg | 1687 kg            | 400 kg/m <sup>2</sup> |

Fue contratado el análisis utilizando el método de elementos finitos y enfoque AISC-LRFD. Se adjuntan en los apéndice A, B y C el respectivo informe final para cada caso.

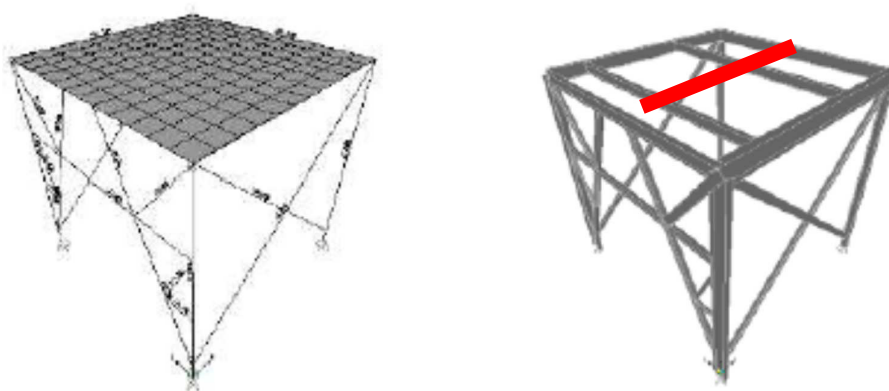


Figura 2.12. Estructura de soporte Ventilador de Gases de Salida.

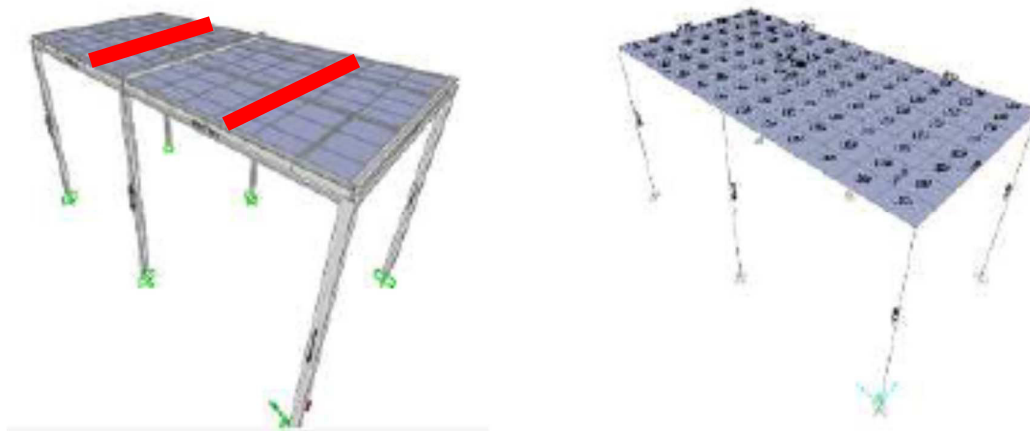


Figura 2.13. Estructura de soporte Ventilador de Transporte de Polvo.  
Específicamente para el ventilador de gases de salida se instaló una viga “carrilera” para reducir el tiempo y maniobras de desmontaje y

montaje del equipo. La viga montada fue un IPE 220 con una longitud de 15 m. Apéndice C.

Para las tareas de desmontaje de equipos anteriores y el montaje de los nuevos se contó con 7 días, ejecutando montaje mecánico, cambio de acometidas eléctricas y parametrización en sistema SCADA del área.



Figura 2.14. Izaje de Ventilador de Transporte de Polvo



Figura 2.15. Izaje de Ventilador de Gases de Salida

Una vez ya en sitio y energizados ambos equipos se procedió al balanceo dinámico en frecuencias entre 45 y 60 Hz. El ventilador de gases de salida fue entregado con un nivel “muy bueno”, 0.37 mill @ 1602 rpm de desbalance, siendo alineado y mejorando su estado. El ventilador de transporte de polvo fue entregado con un nivel “bueno”, 1 mill @ 1522 rpm de desbalance.



Figura 2.16. Balaceo Dinámico de Equipos



# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS

Los equipos una vez entregados fueron monitoreados en su nivel de vibraciones y se efectuó una medición de caudales y presiones en su aspiración, a la frecuencia de trabajo nominal, 50 Hz ventilador de gases de salida y 45 Hz ventilador de transporte de polvo; encontrándose en estado satisfactorio.

Se aprecia que la carga en ambos sistemas permanece similar a lo manejado por los equipos anteriores.

| Parámetros                          | Unidad               | VENT. EXHAUSTO<br>M1 07 06 2014 |
|-------------------------------------|----------------------|---------------------------------|
| <i>RESULTADOS DE LAS MEDICIONES</i> |                      |                                 |
| Válvula                             |                      | 100% abierta                    |
| Diámetro Chimenea                   | mm                   | 1050,00                         |
| Temperatura del aire                | °C                   | 94,5                            |
| Velocidad promedio, m/s             | m/s                  | 19,94                           |
| Presión estática                    | mm H2O               | 324,41                          |
| Presión dinámica promedio           | mm H2O               | 19,85                           |
| Caudal de gases                     | m <sup>3</sup> /s    | 17,27                           |
| Caudal de gases, a 94,5°C           | m <sup>3</sup> /s    | 62158,9                         |
| Caudal de gases, a 0°C y 1 atm      | Nm <sup>3</sup> /h   | 47418,9                         |
| Caudal de gases, a 20°C y 1 atm     | Nm <sup>3</sup> /h   | 50892,8                         |
| Caudal de gases, a 20°C y 1 atm     | Nm <sup>3</sup> /min | 790,3                           |
| Caudal de gases, a 0°C y 1 atm      | CFM                  | 27907,3                         |
| Caudal de gases, a 20°C y 1 atm     | CFM                  | 29951,7                         |
| Corriente del motor                 | A                    | 156                             |
| Frecuencia                          | Hz                   | 50                              |
| Aspiración en la Torre              | mmCA                 |                                 |
| Velocidad del gas en la Torre       | m/s                  | 0,61                            |

Figura 3.1. Medición de Caudal y Presión – Gases de Salida

| Parámetros                          | Unidad               | VENT. AIRLIFT<br>TERRAZA<br>05 06 2014 |
|-------------------------------------|----------------------|--|
| <i>RESULTADOS DE LAS MEDICIONES</i> |                      |  |
| Diámetro Chimenea                   | mm                   | 710,0                                  |
| Temperatura del aire                | °C                   | 57,1                                   |
| Velocidad promedio, m/s             | m/s                  | 12,37                                  |
| Presión estática                    | mm H2O               | 173,50                                 |
| Presión dinámica promedio           | mm H2O               | 8,35                                   |
| Caudal de gases a 57,1°C            | m <sup>3</sup> /h    | 17629,7                                |
| Caudal de gases, a 0°C y 1 atm      | Nm <sup>3</sup> /h   | 14761,0                                |
| Caudal de gases, a 20°C y 1 atm     | Nm <sup>3</sup> /h   | 15842,4                                |
| Caudal de gases, a 20°C y 1 atm     | Nm <sup>3</sup> /min | 246,0                                  |
| Caudal de gases, a 0°C y 1 atm      | CFM                  | 8687,3                                 |
| Caudal de gases, a 20°C y 1 atm     | CFM                  | 2,6                                    |

Figura 3.2. Medición de Caudal y Presión – Transporte de Polvo

Referente al retorno de la inversión, fueron considerados el monto de la inversión realizada y la ganancia que tendrá la compañía en un periodo de tiempo de 1 año, incluyendo el impacto del costo de la depreciación de los nuevos activos instalados en la planta. Esto se resume en la siguiente tabla:

**Tabla 3.1 Retorno de la Inversión**

| Rubro  | Cantidad       | Unidad    |
|--|----------------|-----------|
| Inversión Equipos  | \$145,000.00   | Usd       |
| Inversión Montaje  | \$83,000.00    | Usd       |
| Total Inversión  | \$228,000.00   | Usd       |
| Ganancia Promedio de la empresa / ton de producto (incluyendo impacto en depreciación) | 240            | Usd / Ton |
| Horas de producción/año  | 5000           |           |
| Incremento de capacidad de producción  | 1,5            | Ton/h     |
| Ganancia total en 1 año debido a incremento de capacidad                               | \$1,800,000.00 | Usd       |
| Inversión Total / Ganancia total   | 0,13           |           |
| Tiempo de retorno de Inversión   | 1,6            | meses     |

Siendo el tiempo de retorno de la inversión de 1,6 meses.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### **Conclusiones**

Se concluye que los modelos y las premisas adoptadas son aceptables y que los ventiladores al trabajar con 50 Hz y 45 Hz respectivamente, permitirían incrementar el volumen de producción a lo requerido.

Sin embargo, existen varias variables con su respectivo impacto sobre el proceso, lo que incide en el comportamiento de los equipos a futuro, si estas variables cambian, la capacidad de los equipos debe ser revisada.

El tiempo de retorno de inversión calculado es aceptado por la compañía, sin embargo debe ser considerada también la planificación de la producción de acuerdo a la demanda para de esta manera aprovechar los nuevos activos instalados.

**Recomendaciones**

Se recomienda lo siguiente:

- Continuo monitoreo de la condición de ambos ventiladores: vibración, caudal, presión y amperaje del motor.
- Cuando se requiera incrementar la capacidad en forma nominal se debe hacer el análisis de pérdidas en los ductos, dado que posiblemente se requiera cambio en el diámetro.
- Se debe evaluar la capacidad de los demás equipos para determinar los nuevos cuellos de botella para el sistema.

## BIBLIOGRAFIA

1. CENGEL Y. / GHAJAR A. Transferencia de Calor y Masa. 4ta Edición. Mc Graw Hill. 2011. Capítulo 7 Convección externa forzada. Página 424. Ec. 7.22
2. DBI BALLESTRA. Brochure Proceso de Fabricación de Polvo detergente en sistema de torre de secado.
3. KREIT F. / MANGLIK R. / BOHN M. Principles of Heat Transfer. 7<sup>th</sup> edition. Cengage Learning. 2011. Chapter 9 Heat Transfer by Radiation. Página 602-610.
4. PERRY R. / D. GREEN. Chemical Engineer Manual. 7<sup>th</sup> edition. Mc Graw Hill. 1999. 12-86 Psycrometry, Evaporative Cooling and Solid Drying.

## APÉNDICE A

# INFORME DIMENSIONAMIENTO DE VIGA CARRILERA VENTILADOR DE GASES DE SALIDA

Señores  
Atte. Javier Rivera  
Ciudad.

### INFORME CALCULO DE VIGA CARRILERA PARA MONTAJE DE VENTILADOR CENTRIFUGO DE GASES EXHAUSTOS

#### CONTENIDO

1. **OBJETIVO:** Seleccionar la o las vigas que servirán como carril para la ubicación del ventilador centrífugo Exhausto desde la pared de la planta hasta su nueva ubicación.

2. **DESARROLLO.**

A continuación se resumen el cálculo estructural de los perfiles que servirán como vigas carrileras, esta estructura ayudará a la ubicación del ventilador centrífugo.

La longitud total de la viga es de aproximadamente 15 metros, se asumirá que esta viga será simplemente soportada cada X metros.

### Carga de diseño

| Ítem | Descripción         | unid | Cant |
|------|---------------------|------|------|
| 1    | Carga muerta        | kg   | 3480 |
| 1.1  | peso del ventilador | kg   | 3379 |
| 1.2  | Incertidumbre (3%)  | kg   | 101  |

La viga será seleccionada, restringiendo su deflexión  $L/800$  [AASHATO]. Con una separación de 300 centímetros se compara la sección de la viga asumiendo la carga como puntual y como distribuida.

| Carga distribuida |                  |
|-------------------|------------------|
| L (cm)            | MFlector (Kg.cm) |
| 0                 | 0                |
| 50                | 72508            |
| 100               | 116012           |
| 150               | 130514           |
| 200               | 116012           |
| 250               | 72508            |
| 300               | 0                |

| Carga puntual L/2 |                  |
|-------------------|------------------|
| L(cm)             | MFlector (kg.cm) |
| 0                 | 0                |
| 50                | 87009            |
| 100               | 174019           |
| 150               | 261028           |
| 200               | -174019          |
| 250               | -87009           |
| 300               | 0                |

### Resumen de cálculos

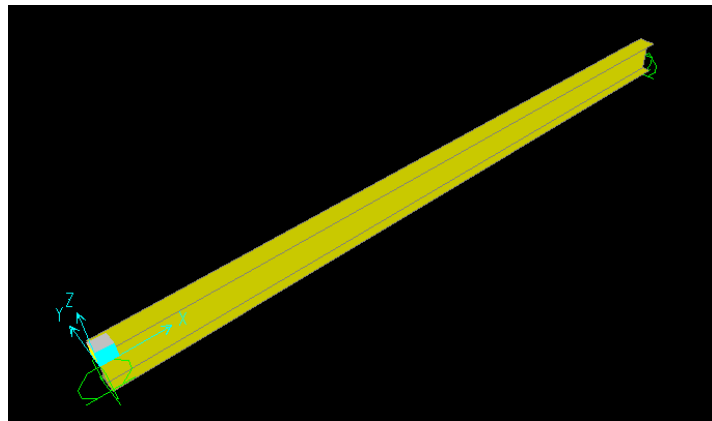
| Carga distribuida  |        |                    |
|--------------------|--------|--------------------|
| Módulo seccional   | 103,58 | cm <sup>3</sup>    |
| Momento flector    | 130514 | kg.cm              |
| Esfuerzo de diseño | 1260   | kg/cm <sup>2</sup> |

| Carga puntual L/2  |        |                    |
|--------------------|--------|--------------------|
| Módulo seccional   | 207,16 | cm <sup>3</sup>    |
| Momento flector    | 261028 | kg.cm              |
| Esfuerzo de diseño | 1260   | kg/cm <sup>2</sup> |

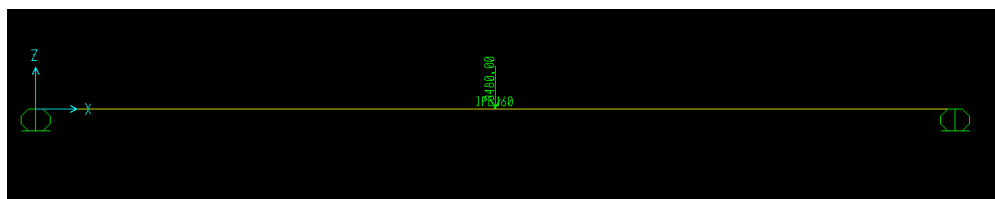


De los resultados obtenidos la viga seleccionada debe tener un módulo seccional mínimo de  $S = 207,16 \text{ cm}^3$ .

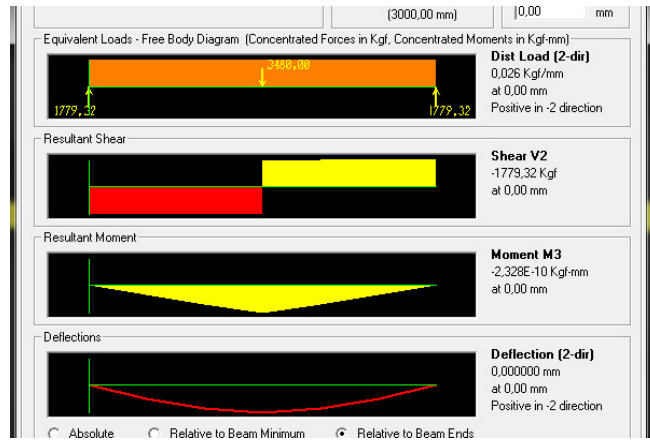
Se comparó los valores obtenidos con formulación de teoría de vigas vs. Un análisis de elementos finitos, utilizando viga IPN 220 ( $S = 252 \text{ cm}^3$ ).



Viga modelada en programa de elementos finitos



Asignación de propiedades y cargas



Grafica de Fuerza cortante, Momento flector, Deflexión

La deflexión utilizando programa de elementos finitos es de 3,5 mm lo cual cumple con la restricción  $L/800=3000/800=3,8\text{mm}$ .

### 3. Conclusión

- Para la viga carrilera se puede utilizar una viga IPE220

| DENOMINACION | DIMENSIONES |         |         |         |         | SECCION<br>cm <sup>2</sup> | PESOS<br>kg/mt | TIPOS                 |                       |                       |                       |
|--------------|-------------|---------|---------|---------|---------|----------------------------|----------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
|              | h<br>mm     | s<br>mm | g<br>mm | t<br>mm | R<br>mm |                            |                | Ix<br>cm <sup>4</sup> | Iy<br>cm <sup>4</sup> | Wx<br>cm <sup>3</sup> | Wy<br>cm <sup>3</sup> |
| IPE 80       | 80          | 46      | 3.80    | 5.20    | 5       | 7.64                       | 6.00           | 80                    | 8.49                  | 20.00                 | 3.69                  |
| IPE 100      | 100         | 55      | 4.10    | 5.70    | 5       | 10.30                      | 8.10           | 171                   | 15.90                 | 34.20                 | 5.79                  |
| IPE 120      | 120         | 64      | 4.40    | 6.30    | 5       | 13.20                      | 10.40          | 318                   | 27.70                 | 53.00                 | 8.65                  |
| IPE 140      | 140         | 73      | 4.70    | 6.90    | 7       | 16.40                      | 12.90          | 541                   | 44.90                 | 77.30                 | 12.30                 |
| IPE 160      | 160         | 82      | 5.00    | 7.40    | 7       | 20.10                      | 15.80          | 869                   | 68.30                 | 109.00                | 16.70                 |
| IPE 180      | 180         | 91      | 5.30    | 8.00    | 7       | 23.90                      | 18.80          | 1320                  | 101.00                | 140.00                | 22.20                 |
| IPE 200      | 200         | 100     | 5.60    | 8.50    | 9       | 28.50                      | 22.40          | 1940                  | 142.00                | 194.00                | 28.50                 |
| IPE 220      | 220         | 110     | 5.90    | 9.20    | 9       | 33.40                      | 26.20          | 2770                  | 205.00                | 252.00                | 37.30                 |
| IPE 240      | 240         | 120     | 6.20    | 9.80    | 12      | 39.10                      | 30.70          | 3890                  | 284.00                | 324.00                | 47.30                 |
| IPE 270      | 270         | 135     | 6.60    | 10.20   | 12      | 45.90                      | 36.10          | 5790                  | 420.00                | 429.00                | 62.20                 |
| IPE 300      | 300         | 150     | 7.10    | 10.70   | 15      | 53.80                      | 42.20          | 8360                  | 604.00                | 557.00                | 80.50                 |
| IPE 330      | 330         | 160     | 7.50    | 11.50   | 15      | 62.60                      | 49.10          | 11770                 | 788.00                | 713.00                | 98.50                 |
| IPE 360      | 360         | 170     | 8.00    | 12.70   | 118     | 72.70                      | 57.10          | 16270                 | 1040.00               | 904.00                | 123.00                |
| IPE 400      | 400         | 180     | 8.60    | 13.50   | 118     | 84.50                      | 63.30          | 23130                 | 1320.00               | 1160.00               | 146.00                |
| IPE 450      | 450         | 190     | 9.40    | 14.60   | 21      | 98.80                      | 77.70          | 33740                 | 1680.00               | 1500.00               | 176.00                |
| IPE 500      | 500         | 200     | 10.20   | 16.00   | 21      | 116.00                     | 90.70          | 48200                 | 2140.00               | 1930.00               | 214.00                |
| IPE 550      | 550         | 210     | 11.10   | 17.20   | 24      | 134.00                     | 106.00         | 67120                 | 2670.00               | 2440.00               | 254.00                |

- Otra opción e utilizar dos vigas IPE160 con módulo seccional  $S=109\text{ cm}^3$  cada una

## APÉNDICE B

# INFORME REFORZAMIENTO ESTRUCTURAL PARA VENTILADOR DE GASES DE SALIDA

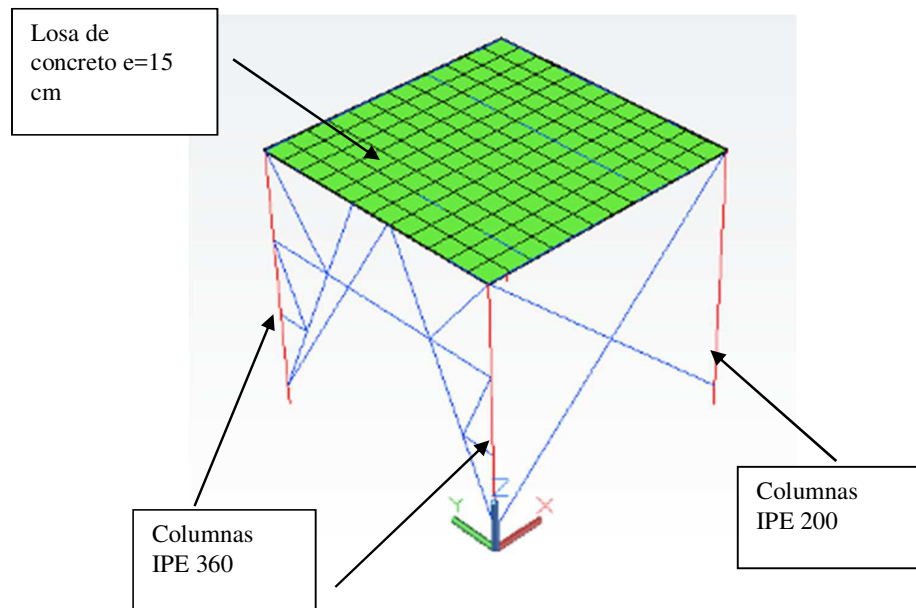
Señores  
Atte. Javier Rivera  
Ciudad.

### INFORME TECNICO ANALISIS DE RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA BASE DE VENTILADOR CENTRÍFUGO DE GASES EXHAUSTO

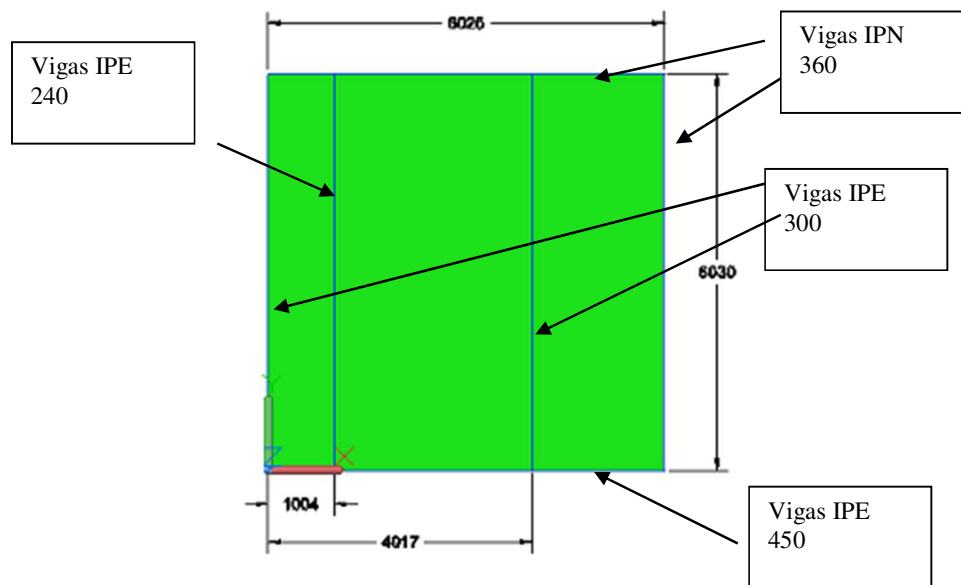
#### CONTENIDO

- 1. OBJETIVO:** Analizar la resistencia de la estructura mixta (losa de concreto-y estructura metálica), en la cual será ubicado el ventilador centrífugo Exhausto.
- 2. ALCANCE:** Verificar mediante elementos finitos y fórmulas AISC-LRFD (construcción de estructuras metálicas) la distribución de esfuerzos en que se originan en losa de concreto debido a la carga del ventilador centrífugo.
- 3. DESARROLLO.**
  - 3.1 Ventilador exhausto, descripción de la estructura**

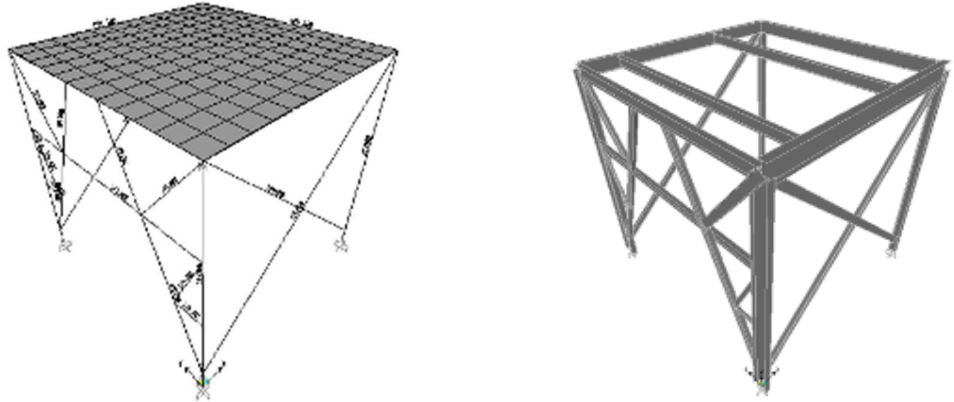
Se procedió a la toma de medidas en obra, para el modelo de elementos finitos de la estructura, se tomó una proporción de la estructura a la cual se la considera un subsistema del edificio.



Vista se arreglo estructural



Mediante programa de elementos finitos se originó la estructura, asignado características de material y sección de perfiles.



### 3.2 Cargas aplicadas

A continuación se describen las cargas a la que está sometida la estructura, el peso del ventilador de acuerdo al catalogo proporcionado por el fabricante un 25% del peso debido a carga por funcionamiento del sistema y un 15% debido a efectos de vibración, la carga viva se escogió de la tablas del código AISC-LRFD [1], también de acuerdo a las normas se estableció una combinación de carga,  $1,4(\text{carga muerta})+1,6(\text{carga viva})$ .

El programa de elementos finitos asume el peso de la estructura por eso no se tabula su valor, la carga muerta se la aplicó de forma distribuida en el área de acción del peso del ventilador centrifugo.

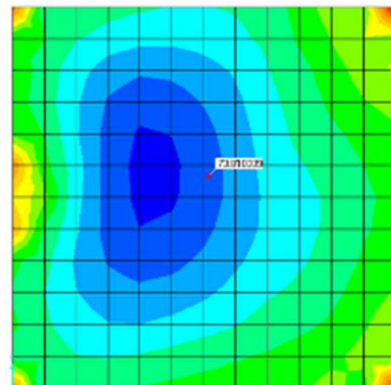
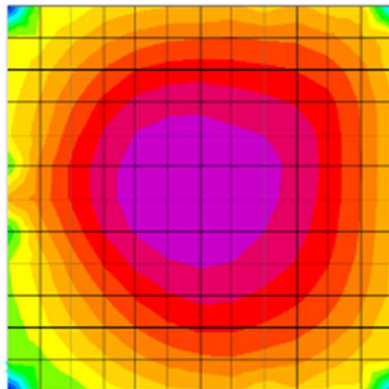
| Ítem | Descripción                       | unid  | Cant |
|------|-----------------------------------|-------|------|
| 1    | <b>Cargas muertas</b>             | kg    | 4731 |
| 1.1  | Peso de ventilador, motor, damper | Kg    | 3379 |
| 1.2  | Peso debido a funcionamiento      | kg    | 845  |
| 1.3  | Peso por efectos vibratorios      | kg    | 507  |
| 2    | <b>Carga viva</b>                 | Kg/m2 | 400  |
| 2.1  | Peso distribuido en pisos         | Kg/m2 | 400  |

Cargas aplicadas

### 3.3 Análisis de resultados

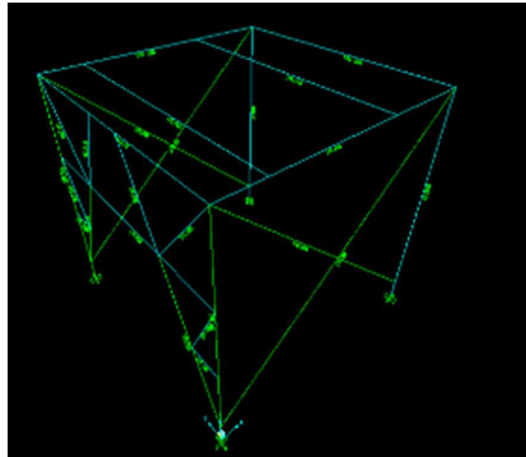
El análisis de la estructura se rige a 4 criterios.

- Esfuerzo del concreto (  $f_c'=250$  kg/cm<sup>2</sup>)
- Esfuerzo del acero A-36. ( $\sigma$ fluencia=1260 kg/cm<sup>2</sup>, se considera un  $F_c=2$  con respecto al esfuerzo de fluencia)
- Deflexión de vigas.( $L/360$  [1]), Esbeltez de vigas  $KL/r<200$



## Esfuerzo de Máximos Top face/ Bottom face en Losa de concreto

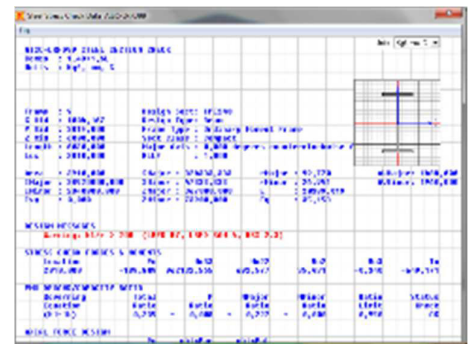
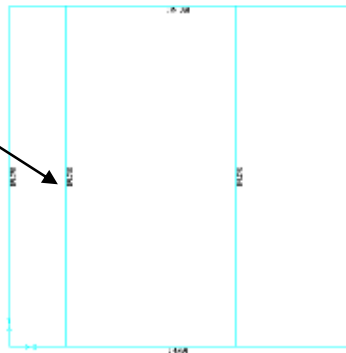
Los esfuerzos en top face son esfuerzos de compresión y los bottom face son de tracción, el máximo valor del esfuerzo (Von Mises) es de 83 kg/cm<sup>2</sup>.



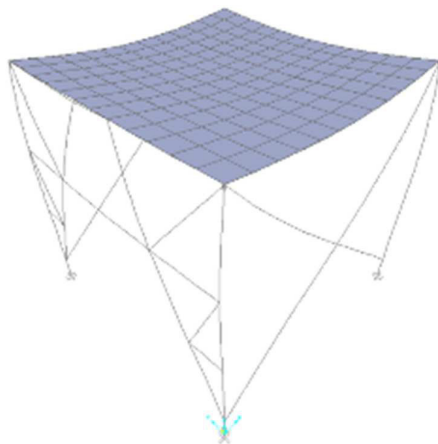
## Capacidad de perfiles estructurales

De acuerdo a la norma AISI-LRFD el coeficiente de carga vs resistencia estructuras se mantiene en un rango menor a 1, la constante  $KL/r$  para el perfil IPE240 es mayor a 200 lo cual implica posibles fallas de pandeo local del alma.

$KL/R > 200$



Perfil que no cumple  $KL/r < 200$



Perfil deformado de la estructura

La máxima deflexión es de  $16 \text{ mm} < 6030/240 = 26 \text{ mm}$ , con lo cual es aceptado en el modelo estructural.

#### 4. Conclusiones y Recomendaciones

La estructura analizada cumple 3 de los 4 criterios de aceptación, un miembro estructural no cumple con la esbeltez requerida, para lo cual se mencionan dos recomendaciones para evitar el pandeo local del alma de la viga I.

- $KL/r$ ,  $L$  (longitud no arriostrada), si se disminuye  $L$  (colocando un refuerzo longitudinal en el centro de la losa el cual dividirá la longitud a  $L/2$ ), el factor  $KL/r$  será menor a 200 y se cumple los 4 criterios. (IPE200)



- $KL/r$ ,  $r$ (radio de giro del perfil IPE240, al aumentar  $r$  (cambiando el perfil IPE240 por IPE270), el factor  $KL/r$  será menor a 200 y se cumple los 4 criterios.

## **5. Bibliografía**

[1] C. McCormac Jack, Diseño de estructuras de acero Método LRFD, Alfaomega, México 2002.

---

**ING. DAVID CARRANZA**

## APÉNDICE C

# INFORME REFORZAMIENTO ESTRUCTURAL PARA VENTILADOR DE TRANSPORTE DE POLVO

Señores  
Atte. Javier Rivera  
Ciudad.

## INFORME TECNICO ANALISIS DE RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA BASE DE VENTILADOR CENTRÍFUGO AIRLIFT

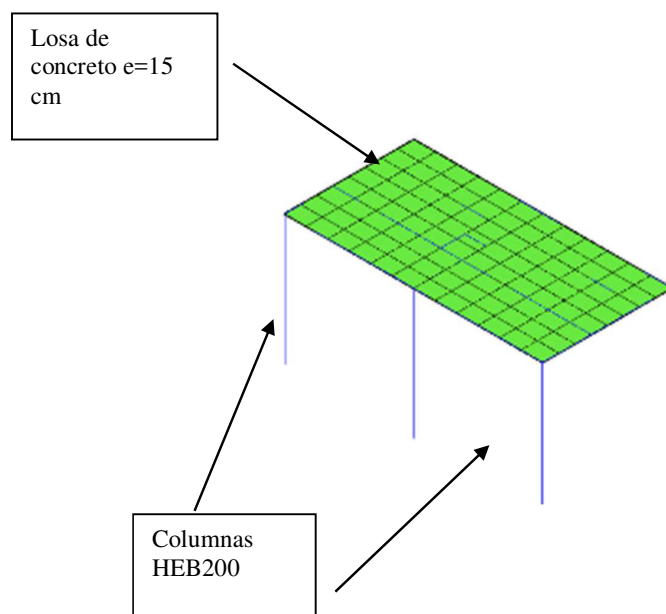
### CONTENIDO

- 1. OBJETIVO:** Analizar la resistencia de la estructura mixta (losa de concreto-y estructura metálica), en la cual será ubicado el ventilador centrífugo airlift.
- 2. ALCANCE:** Verificar mediante elementos finitos y fórmulas AISC-LRFD (construcción de estructuras metálicas) la distribución de esfuerzos en que se originan en losa de concreto debido a la carga del ventilador centrífugo.

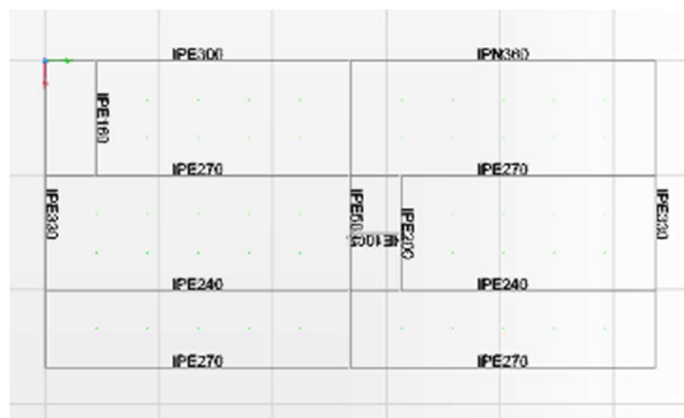
### 3. DESARROLLO.

#### 3.1 Ventilador airlift, descripción de la estructura

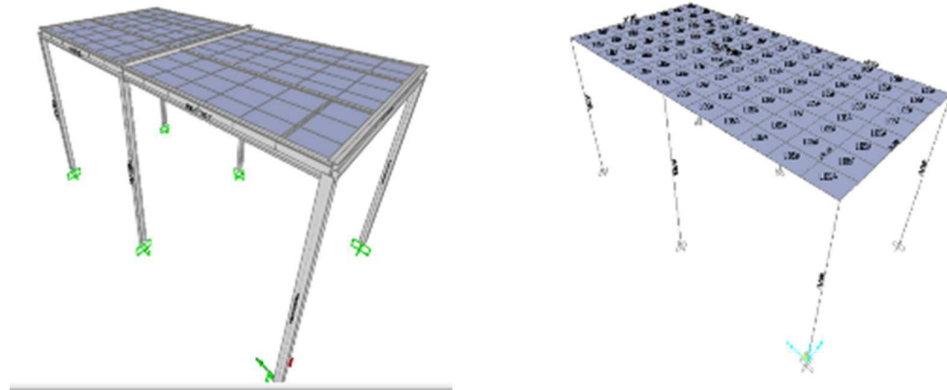
Se procedió a la toma de medidas en obra, para el modelo de elementos finitos de la estructura, se tomó una proporción de la estructura a la cual se la considera un subsistema del edificio.



Vista de arreglo estructural



Mediante programa de elementos finitos se originó la estructura, asignado características de material y sección de perfiles.



### 3.2 Cargas aplicadas

A continuación se describen las cargas a la que está sometida la estructura, el peso del ventilador de acuerdo al catálogo proporcionado por el fabricante un 25% del peso debido a carga por funcionamiento del sistema y un 15% debido a efectos de vibración, la carga viva se escogió de la tablas del código AISC-LRFD [1], también de acuerdo a las normas se estableció una combinación de carga,  $1,4(\text{carga muerta})+1,6(\text{carga viva})$ .

El programa de elementos finitos asume el peso de la estructura por eso no se tabula su valor, la carga muerta se la aplicó de forma distribuida en el área de acción del peso del ventilador centrifugo.

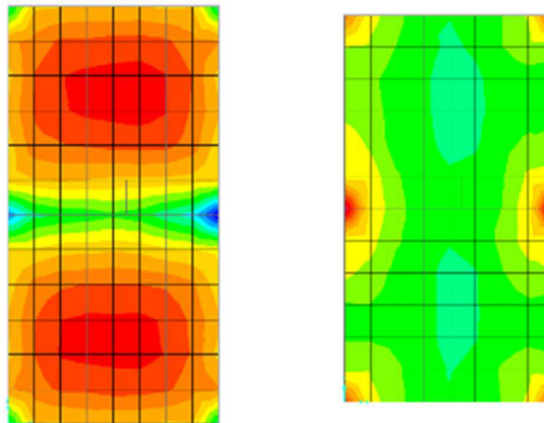
| Ítem | Descripción                  | unid  | Cant |
|------|------------------------------|-------|------|
| 1    | Cargas muertas               | kg    | 1687 |
| 1.1  | Peso de ventilador           | kg    | 1205 |
| 1.2  | Peso debido a funcionamiento | kg    | 301  |
| 1.3  | Peso por efectos vibratorios | kg    | 181  |
| 2    | Carga viva                   | kg/m2 | 400  |
| 2.1  | Peso distribuido en pisos    | kg/m2 | 400  |

Cargas aplicadas

### 3.3 Análisis de resultados

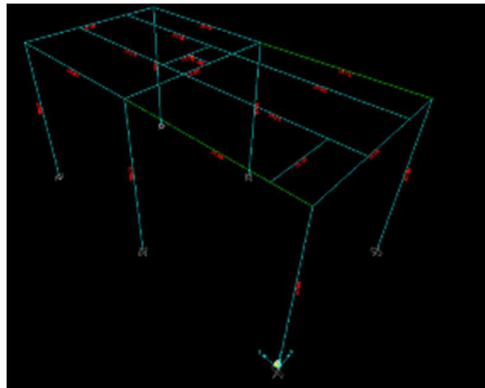
El análisis de la estructura se rige a 4 criterios.

- Esfuerzo del concreto (  $f_c'=250$  kg/cm<sup>2</sup>)
- Esfuerzo del acero A-36. ( $\sigma_{fluencia}=1260$  kg/cm<sup>2</sup>, se considera un  $F_c=2$  con respecto al esfuerzo de fluencia)
- Deflexión de vigas.( $L/360$  [1]), Esbeltez de vigas  $KL/r<200$



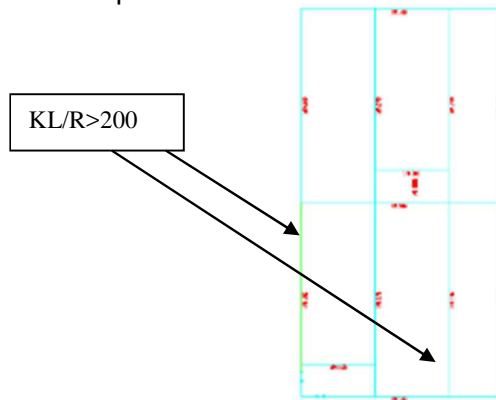
Esfuerzo de Máximos Top face/ Bottom face en Losa de concreto

Los esfuerzos en top face son esfuerzos de compresión y los bottom face son de tracción, el máximo valor del esfuerzo (Von Mises) es de 96 kg/cm<sup>2</sup>.

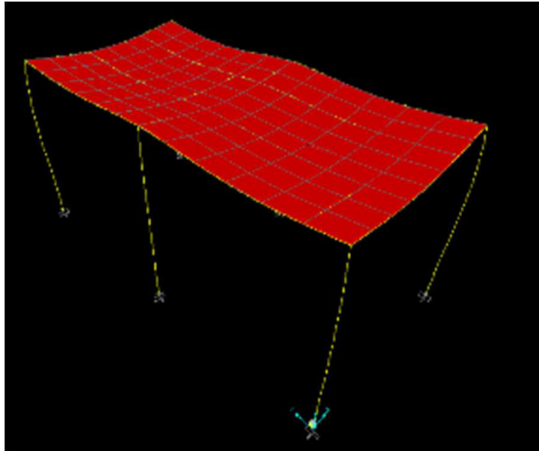


#### Capacidad de perfiles estructurales

De acuerdo a la norma AISC-LRFD el coeficiente de carga vs resistencia estructuras se mantiene en un rango menor a 1, la constante  $KL/r$  para el perfil IPN360, IPE240 es mayor a 200 lo cual implica posibles fallas de pandeo local del alma.



Perfil que no cumple  $KL/r < 200$



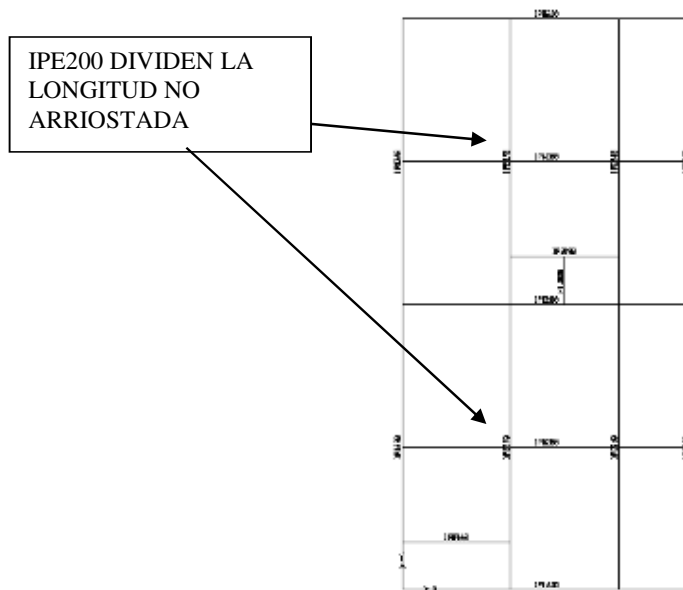
Perfil deformado de la estructura

La máxima deflexión es de 13 mm ( $5920/360=16,4$  mm), con lo cual es aceptado en el modelo estructural.

#### 4. Conclusiones y Recomendaciones

La estructura analizada cumple 3 de los 4 criterios de aceptación, dos miembro estructural no cumple con la esbeltez requerida, para los cual se menciona la recomendación para evitar el pandeo local del alma de las vigas I.

- $KL/r$ ,  $L$  (longitud no arriostrada), si se disminuye  $L$  colocando refuerzos secundarios IPE 200 los cuales dividirán la longitud no arriostrada, a continuación se describe la alternativa para evitar el pandeo en las vigas.



Alternativa para mejorar la resistencia estructural  $KL/r < 200$

## 5. Bibliografía

- [1] C. McCormac Jack, Diseño de estructuras de acero Método LRFD, Alfaomega, México 2002.