

UNIVERSITAT DE BARCELONA
DEPARTAMENT D'ENGINYERIA QUÍMICA



**DISEÑO DE UN SISTEMA DE ELIMINACIÓN
DE PARTÍCULAS Y RECUPERACIÓN DE AGUA
PARA UNA PLANTA DE PRODUCCIÓN
DE HIDRÓXIDO DE CALCIO**

Alicia Maestro Garriga
1998

UNIVERSITAT DE BARCELONA
DEPARTAMENT D'ENGINYERIA QUÍMICA

TRABAJO FIN DE CARRERA

DISEÑO DE UN SISTEMA DE ELIMINACIÓN DE PARTÍCULAS Y RECUPERACIÓN DE AGUA PARA UNA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE HIDRÓXIDO DE CALCIO

Memoria presentada por Alicia Maestro Garriga como Trabajo Fin de Carrera de l'Ensenyament d'Enginyeria Química de la Universitat de Barcelona, dirigido por el Doctor José María Gutiérrez González.

El Estudiante,



Alicia Maestro Garriga

El Director,



Dr. José María Gutiérrez González

Barcelona, 1998



*a mis padres
y a Jesús...*

AGRADECIMIENTOS

No quisiera dar por terminado mi Trabajo Fin de Carrera sin unas palabras de agradecimiento hacia todas aquellas personas que me han ayudado, no sólo a terminar este proyecto, sino también a conseguir, con él, la titulación de Ingeniero Químico.

En primer lugar, quiero agradecer a mi Director, el Doctor José María Gutiérrez, su dedicación y ayuda durante este tiempo de elaboración del Trabajo, sobretodo teniendo en cuenta que, tanto su agenda como la cola de alumnos ante su puerta, están siempre repletas. Sin sus consejos y su firme convencimiento de mi capacitación, no creo que lo hubiera podido conseguir.

También debo agradecer a la empresa COMERCIAL E INDUSTRIAL ARIES, S.A., y, en particular, a Josep Grané, la oportunidad que me ha brindado y la confianza puesta en mí, una estudiante a quien ni siquiera conocía. Agradezco sinceramente su paciencia y comprensión, pese a mis continuas modificaciones para corregir los fallos de los sucesivos sistemas propuestos.

A mis compañeros de clase de estos dos últimos años, les doy las gracias por ofrecerme su amistad y ayuda, pese a que me incorporé a su clase el tercer curso. Algunos me han ayudado más de lo que se imaginan.

A mi hermano Miguel Ángel, agradecerle su "curso acelerado" de algún que otro programa de ordenador.

No quiero olvidarme de dar las gracias a todos aquellos amigos incondicionales que han aguantado "estoicamente" y con mirada atenta mis disertaciones sobre lavadores venturi y torres de refrigeración, pese a no saber exactamente de qué les estaba hablando. Perdonad y, tranquilos, ya se acaba.

Gracias a Jesús, que siempre ha estado a mi lado, tanto en mis momentos de euforia como durante mis "ya no puedo más". Ha soportado con resignación las épocas de exámenes y los últimos días de elaboración del Trabajo, durante los cuales nos rodeaba el "caos".

Por último, pero no por ello menos importante, quiero dar las gracias a mis padres, a quienes les debo todo, y no me refiero sólo a mis éxitos académicos. Gracias porque siempre me habéis animado y habéis estado a mi lado en los momentos importantes de mi vida. Sigo contando con vosotros,

RESUMEN

La empresa COMERCIAL E INDUSTRIAL ARIES, S.A. se dedica a la fabricación de óxido e hidróxido de calcio en la planta ubicada en la carretera de Gavà. Actualmente emite a la atmósfera vapor de agua con partículas en suspensión procedentes de su reactor de fabricación de hidróxido. Las duchas de pulverización de agua que hay instaladas en la chimenea de salida no eliminan las partículas con la eficiencia deseada, por lo que la empresa propuso que se ideara un mejor método para eliminarlas. Al mismo tiempo, la recuperación del agua procedente del vapor resultó ser interesante, ya que supondría un importante ahorro económico y de recursos.

En el presente trabajo se exponen y evalúan varias alternativas para eliminar las emisiones y recuperar el agua, que se dividen en dos grandes bloques: la condensación directa del vapor, es decir, sin una superficie de separación entre los fluidos que intercambian calor, y la condensación indirecta, en la que sí existe una superficie de intercambio.

La condensación directa implica utilizar una torre de pulverización con relleno de 4 m de altura y 2,7 de diámetro, de la cual salen ambos fluidos (el agua refrigerante y el vapor condensado) en una única corriente. El agua utilizada para la condensación debe ser reutilizada. Por ello ha de seguir un circuito de refrigeración. Pero, antes, es necesario separar las partículas en suspensión, para evitar dañar los equipos. Para esto se propone la utilización de un hidrociclón, un filtro continuo de vacío, un sedimentador por gravedad y una centrífuga de sedimentación. Después de evaluar estas alternativas, se concluye que el único equipo viable en este caso es la centrífuga, pese a que consume una elevada cantidad de energía, ya que ha de mover 61260 kg / h de agua a una velocidad angular de 10000 ó 6500 rpm, dependiendo de la centrífuga elegida. Ésta concentra las partículas en la cantidad de agua que necesita el reactor (12000 kg / h), a donde se recirculan, mientras que el resto, 49260 kg / h, se conduce al circuito de refrigeración. Para este circuito se discuten tres propuestas: una torre de refrigeración, que se descarta por problemas de evaporación excesivos, un aerorrefrigerante, y un sistema de aerorrefrigerante-torre. Este último se elimina también por excesiva evaporación y porque la reducción del área del aerorrefrigerante no es suficiente para justificar la introducción de un nuevo equipo. Se elige, por tanto, un aerorrefrigerante con un área de intercambio de 236 m².

La condensación indirecta requiere que las partículas sean eliminadas del vapor antes de su condensación, para no dañar el intercambiador. Se proponen un ciclón, un filtro de mangas, un precipitador electrostático y un lavador húmedo de gases. El ciclón no es viable porque su eficiencia es baja para el tamaño de partícula a separar ($1 \mu\text{m}$). El filtro de mangas se descarta por sus problemas de operación con vapores saturados y el precipitador electrostático se elimina de las alternativas por su elevada inversión inicial y la enorme cantidad de energía que consume. Se eligen como viables un lavador húmedo de pulverización con relleno y un lavador venturi seguido de un ciclón. De estos dos últimos, se escoge el venturi, por presentar una eficiencia mucho mayor y porque, además, se evitan problemas de obturación por ensuciamiento del relleno. En el venturi, de $0,037 \text{ m}^2$ de sección, se introducen 12000 kg / h de agua, que se pulveriza y recoge las partículas. Seguidamente, se separa en un ciclón de $0,88 \text{ m}$ de diámetro y se introduce directamente en el reactor. El vapor limpio (6000 kg / h) se condensa en un aerorrefrigerante de 126 m^2 de área de intercambio y se une con 6000 kg / h de agua de red para ser conjuntamente introducidos en el venturi como agua de lavado.

Comparando las dos alternativas finales de condensación directa e indirecta, se concluye que el intercambio de calor por contacto indirecto resulta, en este caso, más interesante que el contacto directo, ya que el aerorrefrigerante utilizado necesita aproximadamente la mitad del área necesaria en contacto directo, debido a que la fuerza impulsora se mantiene elevada al no variar la temperatura del vapor durante el cambio de estado. Además, el elevado consumo de energía derivado de la utilización de una centrífuga frente a la sencillez y ausencia de partes móviles de un depurador venturi aconseja elegir la condensación indirecta como mejor sistema de eliminación de partículas y recuperación de agua.

Una vez elegida la alternativa más adecuada, se procede a su diseño completo, que incluye el cálculo del diámetro de tuberías, la potencia de la bomba y el ventilador para vencer las pérdidas de carga, las derivaciones (*by-pass*) que se crean convenientes y la valvulería y control necesarios.

ÍNDICE

<u>RESUMEN</u>	1
<u>ÍNDICE</u>	3
<u>1. PROBLEMÁTICA ACTUAL. PRESENTACIÓN DE LA EMPRESA</u>	7
1. 1. Presentación de la empresa.....	9
1. 2. Reacciones implicadas.....	9
1. 3. Procesos y equipos principales utilizados en la factoría.....	10
1. 3. 1. <i>Fabricación de cal viva</i>	11
1. 3. 2. <i>Fabricación de hidróxido cálcico</i>	11
1. 4. Problemática actual.....	12
<u>2. OBJETIVOS</u>	15
<u>3. EVALUACIÓN PRELIMINAR DE ALTERNATIVAS</u>	19
3. 1. Presentación de las alternativas.....	21
3. 2. Equipos implicados en las diferentes alternativas. Fundamentos básicos.....	24
3. 2. 1. <i>Ciclón</i>	24
3. 2. 2. <i>Filtro de mangas</i>	26
3. 2. 3. <i>Precipitador electrostático</i>	28
3. 2. 4. <i>Lavador húmedo de gases</i>	30
3. 2. 5. <i>Hidrociclón</i>	33
3. 2. 6. <i>Tanque de sedimentación por gravedad</i>	35
3. 2. 7. <i>Filtro continuo</i>	37
3. 2. 8. <i>Centrifuga de sedimentación</i>	38

3. 2. 9. Condensador con aire o agua en contacto indirecto.....	40
3. 2. 10. Condensador con agua en contacto directo.....	41
3. 2. 11. Torre de refrigeración.....	43
3. 2. 12. Aerorrefrigerante.....	46
3. 3. Evaluación preliminar de alternativas.....	47
3. 3. 1. No separación de las partículas.....	47
3. 3. 2. Separación de las partículas antes de condensar el vapor.....	49
3. 3. 3. Separación de las partículas después de condensar el vapor.....	52
3. 3. 4. Condensación del vapor con recuperación de energía.....	54
3. 3. 5. Intercambio de calor mediante contacto directo con agua. Circuito de refrigeración.....	55
3. 3. 6. Intercambio de calor mediante contacto indirecto.....	58
3. 3. 7. Nuevo árbol de alternativas.....	59
<u>4. EVALUACIÓN FINAL DE ALTERNATIVAS.....</u>	63
4. 1. Condensación del vapor mediante contacto directo con agua.....	65
4. 1. 1. Diseño del condensador de vapor por contacto directo con agua.....	66
4. 1. 2. Diseño del sistema de separación de partículas.....	76
4. 1. 3. Diseño del sistema de refrigeración.....	89
4. 2. Condensación del vapor de agua mediante contacto indirecto con aire.....	115
4. 2. 1. Lavador de gases.....	115
4. 2. 2. Aerorrefrigerante.....	128
<u>5. DISEÑO FINAL.....</u>	135
5. 1. Diseño del lavador húmedo tipo venturi.....	137
5. 2. Dimensionado de las tuberías.....	140

5. 2. 1. Tuberías de circulación de vapor.....	140
5. 2. 2. Tuberías de circulación de agua.....	140
5. 3. Potencia del ventilador.....	143
5. 3. 1. Cálculo de ΔP	144
5. 3. 2. Cálculo del caudal que pasa a través del soplante.....	146
5. 4. Potencia de la bomba.....	148
5. 5. Dimensionado del tanque de descarga.....	149
5. 6. Valvulería y control.....	150
5. 6. 1. Tubería de alimentación de agua de red (tub_{L1}).....	150
5. 6. 2. Tubería de suministro de agua al venturi (tub_{L4}).....	151
5. 6. 3. Conducto de salida de vapor limpio del ciclón (tub_{G2}).....	151
5. 6. 4. Tanque de descarga.....	151
<u>6. CONCLUSIONES</u>.....	155
6. 1. Conclusiones específicas.....	157
6. 2. Conclusiones generales.....	160
<u>7. BIBLIOGRAFÍA</u>.....	161

1. PROBLEMÁTICA

ACTUAL.

PRESENTACIÓN

DE

LA EMPRESA

1. PROBLEMÁTICA ACTUAL. PRESENTACIÓN DE LA EMPRESA

En este primer punto se hará una presentación general de la empresa y de su actividad. Seguidamente se verán las reacciones químicas implicadas en los procesos de transformación que se llevan a cabo en la planta. A continuación, se explicarán brevemente los equipos principales en los que se producen estas reacciones, para acabar exponiendo la situación actual de la empresa y la problemática que ha motivado el desarrollo de este proyecto.

1. 1. Presentación de la empresa

La empresa COMERCIAL E INDUSTRIAL ARIES, S.A., con domicilio social en Barcelona, está dedicada a la fabricación de cal, que luego vende para ser utilizada en diversos sectores, como la industria de la construcción o la depuración de aguas residuales, donde se utiliza cal como coagulante.

ARIES dispone de dos factorías, una situada en Castellar del Vallès y otra en Olesa de Bonesvalls, en el km. 16 de la carretera de Gavà a Avinyonet. En esta última es en la que está basado el presente proyecto.

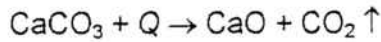
La factoría de Olesa de Bonesvalls está construida al pie de una cantera de caliza, es decir, de carbonato cálcico con más o menos impurezas. La caliza es extraída y llevada a la planta de calcinación, donde, en un horno, se transforma en cal viva, o sea, en óxido cálcico.

Parte de este óxido cálcico es vendido directamente al cliente. Otra fracción del mismo es transformado en la misma factoría, en una planta de hidratación, para formar hidróxido de calcio, de mayor peso y que tiene un precio más elevado. El hidróxido cálcico se clasifica para asegurar una granulometría adecuada y se ensaca antes de ser suministrado.

1. 2. Reacciones implicadas

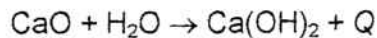
Las reacciones químicas implicadas son dos: la reacción de calcinación de la caliza para formar cal viva y la hidratación de esta cal viva para producir hidróxido cálcico.

La calcinación del carbonato de calcio se realiza según la reacción:



donde Q representa el calor que debe suministrarse para que la reacción se produzca. Se trata de una reacción fuertemente endotérmica, ya que su consecución necesita de un aporte energético de 40,092 kcal por cada mol de CaO. En ella se produce cal viva y se libera carbono en forma de CO₂.

El hidróxido cálcico no puede producirse directamente a partir del CaCO₃, por lo que, si se quiere obtener, debe fabricarse primero CaO a partir del carbonato, y luego transformarlo en hidróxido, según la reacción de hidratación:



En esta reacción se libera energía, ya que la hidratación es exotérmica. Su calor de reacción es de 270 kcal por cada kg. de CaO consumido, y de 210 kcal. si lo que se utiliza son dolomías, es decir, óxidos que contienen magnesio. Debido a la relación estequiométrica y a los pesos moleculares, se produce un aumento de volumen y tamaño de la cal al hidratarse, de forma que por cada kg. de CaO se obtienen 1,32 kg. de Ca(OH)₂. Si se considera que la densidad del agua utilizada es de 1 kg / L, por cada 100 kg de CaO consumidos se necesitan 32,14 litros de agua, mientras que en la producción de 100 kg de Ca(OH)₂ se consumen 24,32 litros de agua.

Las cantidades indicadas son estequiométricas. En la práctica, el agua necesaria es mayor dependiendo de las impurezas que contenga la cal. Además, se producen evaporaciones.

1. 3. Procesos y equipos principales utilizados en la factoría

En la fábrica de Olesa de Bonesvalls hay construidas dos plantas: la planta de fabricación de cal viva, donde tiene lugar la reacción de calcinación del carbonato cálcico, y la planta de hidratación, en la que parte de esta cal se transforma en hidróxido de calcio

mediante la adición de agua como reactivo. En los apartados que siguen se explicarán brevemente estos dos procesos.

1. 3. 1. Fabricación de cal viva

La producción total de CaO en esta factoría es de 70000 T / año. La cal viva se produce en la planta en un horno que trabaja a 800°C. Esta temperatura se obtiene por combustión de carbón. El horno trabaja en continuo. En él se introduce carbonato cálcico, el cual a elevada temperatura se descompone en óxido de calcio y CO₂, que se emite a la atmósfera. El óxido cálcico en forma de polvo abandona el horno a 800°C. Este exceso de temperatura se emplea en precalentar el aire necesario para la combustión del carbón. Mediante esta integración energética se consigue al mismo tiempo enfriar el producto y ahorrar combustible.

Parte de la cal viva así obtenida se vende directamente, mientras que el resto se transforma de nuevo en la planta de hidratación.

1. 3. 2. Fabricación de hidróxido cálcico

La producción de cal hidratada en la planta es actualmente de 50000 T / año.

Para su fabricación se parte de la cal viva obtenida en el horno de cocción. Ésta se introduce, junto con agua, en el reactor que se muestra en las figuras **1. 1** y **1. 2**. Se trata de un reactor a tres niveles, en el que la cal viva entra por el nivel superior y se va transportando a lo largo de él y hacia los niveles inferiores. Mientras la cal se va moviendo a lo largo del reactor, se produce la hidratación, de forma que la extracción de cal hidratada se produce por abajo, mediante un tornillo sin fin.

El agua y la cal entran en el reactor por un extremo del nivel superior. Como la reacción es exotérmica, es necesario eliminar calor. Por esta razón, además del agua estequiométrica se añade un exceso de agua que, al evaporarse, absorbe el calor de reacción en forma de calor latente. Para la producción actual de 20 T / h de hidróxido se están evaporando unas 4,5 T / h de agua. Este vapor de agua asciende por el centro del reactor hacia una chimenea, arrastrando finos con él. Para eliminar parte de estos finos, hay situadas unas duchas de agua en la chimenea, que arrastran algunas partículas y limpian

parcialmente el vapor antes de que sea emitido a la atmósfera. El caudal de agua procedente de las duchas se recoge en un canal lateral y se introduce, a unos 90°C, en el reactor, de forma que toda el agua que entra en éste procede de las duchas. La cantidad de agua está calculada para que, a la salida, se obtenga un hidrato en polvo seco.

El óxido cálcico, que puede llegar hasta los 100 mm de tamaño máximo, se tritura antes de ser introducido al reactor, con el fin de facilitar el control en la alimentación y permitir un mejor contacto con el agua.

La cal hidratada pasa a un separador por tamaños, donde se obtienen unos finos de 90 μm como máximo, la mayoría de los cuales están alrededor de las 10 μm . El rechazo obtenido es de un 5 %.

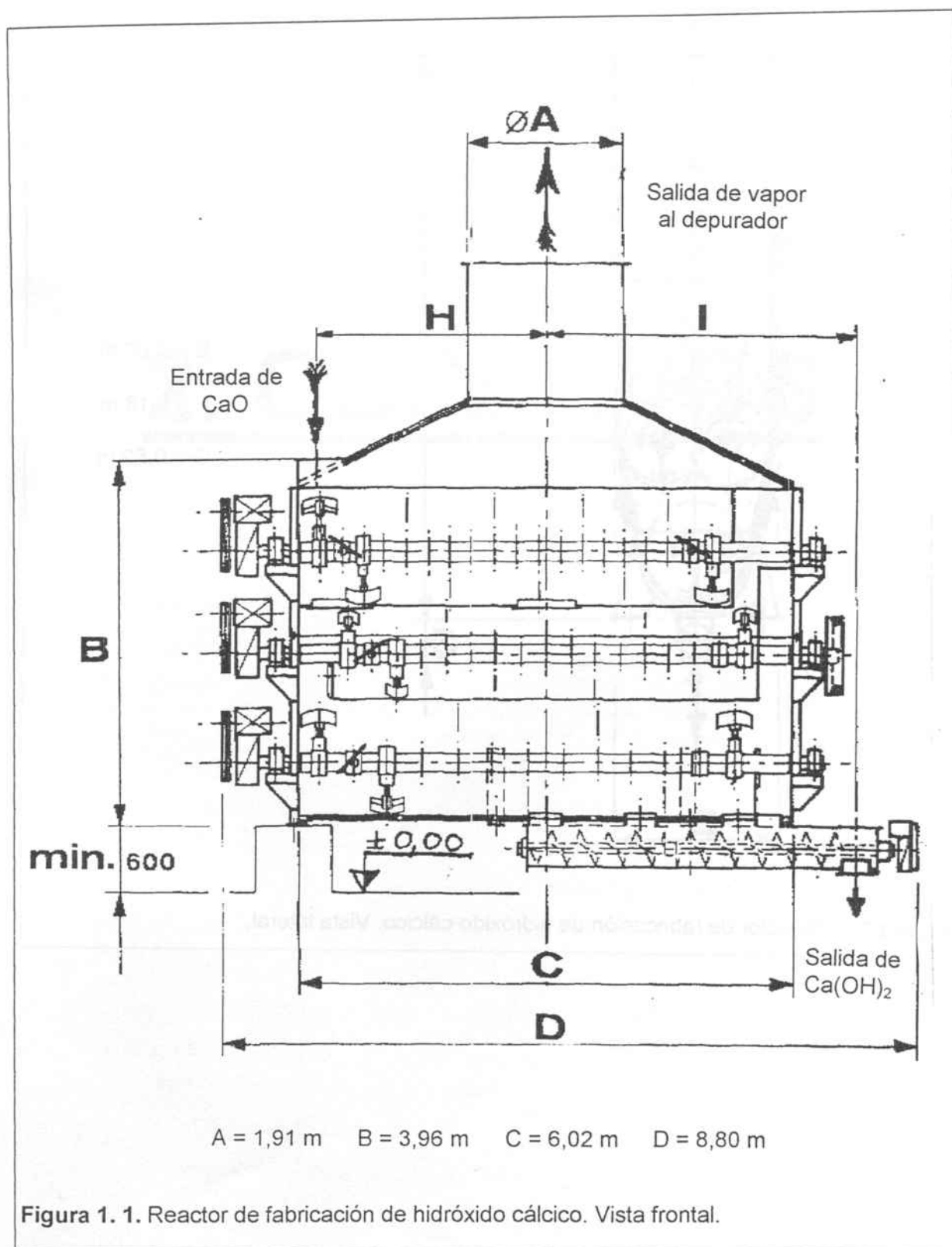
La cal hidratada se conduce a un silo de almacenamiento, desde el cual se efectúa el envasado con una ensacadora adecuada. Los sacos son retirados de la máquina mediante una cinta transportadora y conducidos a la zona de almacenamiento.

1. 4. Problemática actual

Ya se ha explicado en el apartado anterior que se utiliza un exceso de agua para eliminar el calor de reacción.

Este agua sale del reactor por una chimenea en estado vapor, arrastrando con él partículas en suspensión. En principio, cuando se instalaron las duchas, con el caudal de agua que por ellas circula, se aseguró que la emisión de partículas a la atmósfera no superaría los 200 mg / Nm³. La legislación medioambiental (**RD 833 / 75**) admite un máximo de 250 mg / Nm³. Esto supone que teóricamente se está cumpliendo la legislación. Sin embargo, nunca se llegó a hacer ninguna medición de las emisiones, y la empresa teme que éstas sean bastante superiores. El sistema de duchas actual es incapaz, según la bibliografía, de separar con una buena eficiencia partículas menores a las 10 μm , que es la medida media de la cal hidratada. Sin embargo, cabe suponer que la cal arrastrada por el vapor son los finos, de un tamaño de 1 μm aproximadamente. Esto hace que se esté superando el límite de emisión. Además, la política medioambiental tiende a hacer una legislación cada vez más restrictiva en materia de emisiones.

El vapor de agua producido se emite a la atmósfera y no se recupera, de manera que se pierde una gran cantidad de agua. Actualmente, y para una producción de 20 T $\text{Ca}(\text{OH})_2/\text{h}$, se pierden por evaporación unas 4,5T agua / h. Esto supone un coste anual de más de 4 millones de pesetas, que se podría evitar si este agua pudiera recuperarse.



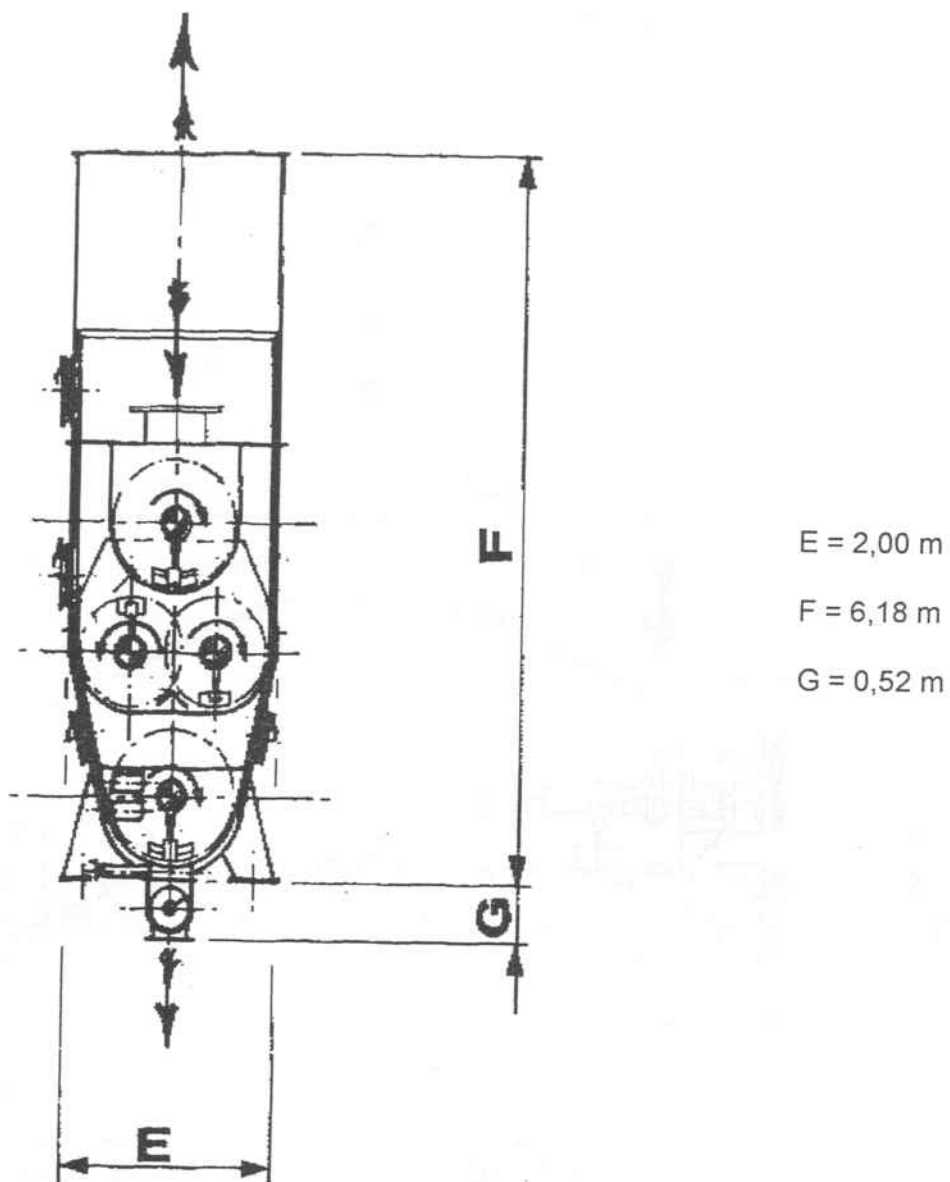


Figura 1. 2. Reactor de fabricación de hidróxido cálcico. Vista lateral.

2. OBJETIVOS

2. OBJETIVOS

El primer objetivo de este trabajo es disminuir la emisión de partículas de hidróxido cálcico a la atmósfera por debajo de la permitida por la ley. De esta forma se cumplirá la legislación vigente. Un logro mayor sería la supresión total de emisión de partículas de Ca(OH)_2 . Así se aseguraría que próximas modificaciones de la legislación medioambiental, que tienden a hacerla más restrictiva, no afectaran al sistema, y se evitaría tener que hacer, posteriormente, nuevas modificaciones. Este primer objetivo se traduce en separar partículas a partir de $1 \mu\text{m}$ de diámetro.

El hidróxido cálcico, recuperado mediante el sistema apropiado, será reciclado, introduciéndolo de nuevo al reactor. De esta forma, aunque el ahorro de óxido cálcico en unidades relativas es pequeño, se evita tener un residuo que habría que verter y que supondría un coste adicional. El medio de transporte para recircular el sólido puede ser el agua necesaria para la reacción, tanto la implicada en la misma como la utilizada para absorber calor de reacción, por lo que el transporte de las partículas no será en sí mismo un problema.

Otro objetivo importante, ya no por problemas medioambientales, sino para lograr un ahorro considerable en agua y, por tanto, un ahorro económico, es la recuperación del vapor procedente del agua del reactor, que se evapora retirando energía en forma de calor latente. Actualmente, con una producción de hidróxido cálcico de 20 T / h , se pierde una cantidad de agua en estado vapor de $4,5 \text{ T / h}$, equivalente a 4 millones de pesetas al año, por lo que la inversión necesaria para la reutilización de ésta sería en poco tiempo recuperada, debido al ahorro de agua. También hay que tener en cuenta el factor estético, ya que, aunque sólo sea vapor de agua, desde la carretera se ve una humareda blanca que, a los ojos de los vecinos, parece mucho más contaminante de lo que es. Su eliminación daría prestigio a la empresa, aunque sólo fuera a nivel popular.

El agua procedente de este vapor recuperado se reciclará al reactor junto con el agua adicional necesaria, para ser utilizada de nuevo como reactivo y como medio de transporte de calor al exterior. Todos los cálculos estarán hechos para una producción de 25 T / h , ya que la empresa está pensando en ampliar su producción. Esto supone que el caudal de vapor a recuperar es de unas 6 T / h .

3. EVALUACIÓN
PRELIMINAR
DE ALTERNATIVAS

3. EVALUACIÓN PRELIMINAR DE ALTERNATIVAS

En este apartado se exponen las diferentes alternativas que se han tenido en cuenta para alcanzar los objetivos propuestos y se realiza una evaluación preliminar para desechar aquellas que puedan ser rechazadas sin necesidad de hacer un análisis más amplio. Para ello, en el punto 3.1 se exponen dichas alternativas en forma de árbol, con los diferentes equipos implicados en cada una de ellas. En el punto 3.2 se incluye el fundamento teórico de estos equipos. Finalmente, en el apartado 3.3 se realiza la evaluación preliminar de cada una de las alternativas propuestas en el primer punto.

3.1. Presentación de las alternativas

En las figuras 3.1 y 3.2 se representan dos esquemas conceptuales de las alternativas que se han tenido en cuenta para alcanzar los objetivos. Los números ①, ② y ③ muestran los nexos de unión entre ambos diagramas.

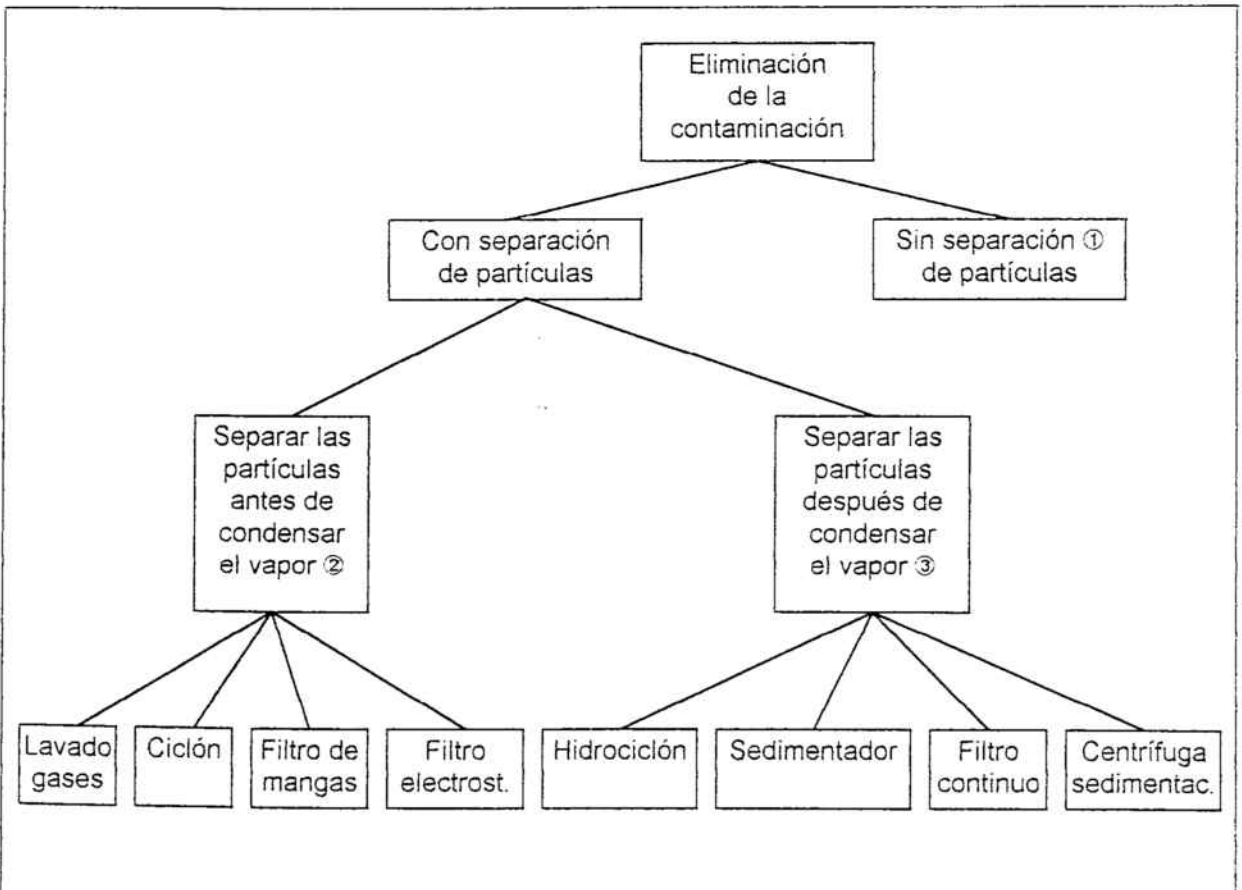


Figura 3. 1. Árbol de las diferentes alternativas propuestas para la eliminación de la contaminación atmosférica producida por las partículas.

En la **figura 3.1** se muestra el árbol que incluye las alternativas propuestas para eliminar la emisión de partículas a la atmósfera. El hidróxido cálcico se puede reciclar y, por tanto, evitar su emisión, de dos formas diferentes: sin separarlo del agua evaporada, o bien separándolo de ésta. Si no se separan las partículas, esto significa que permanecerán con el agua desde su salida del reactor hasta que vuelva a ser recirculada al mismo. Si se decide que resulta más adecuado separar las partículas, esto puede hacerse antes de condensar el vapor, es decir, antes de que se produzca el intercambio de calor, mediante un lavador de gases, un ciclón, un filtro de mangas o un precipitador electrostático. Otra posibilidad es realizar la separación una vez condensado este vapor, es decir, retirarlas del agua líquida después del equipo de intercambio de calor. Para ello se ha propuesto estudiar las alternativas de un hidrociclón, un sedimentador por gravedad, un filtro que trabaje en continuo y una centrífuga de sedimentación.

En la **figura 3.2** se representa el árbol con las alternativas para conseguir la recuperación del agua procedente del vapor. Para ello es necesaria una condensación de éste, que puede ser realizada con recuperación de energía o sin ella. El intercambio de calor para lograr la condensación puede llevarse a cabo mediante contacto indirecto, que implica la presencia de una superficie de intercambio que separa los dos fluidos. También puede pensarse en un contacto directo con agua, por ejemplo mediante una ducha sobre el vapor a la salida del reactor.

Si se utiliza contacto indirecto, éste puede hacerse con separación previa de las partículas de hidróxido cálcico de la fase vapor o sin ella. Si no hay separación, las partículas acompañarán al vapor desde su salida del reactor al sistema de condensación, y desde éste a la nueva entrada al reactor como agua reciclada. Independientemente de si se separan o no las partículas, en el contacto indirecto el fluido usado para la condensación puede ser aire o agua. Si se piensa en el agua, habrá que dotarse de un circuito cerrado para reutilizarla, con lo que será necesario un sistema de refrigeración de la misma para eliminar el calor absorbido durante la condensación. Si el fluido utilizado es el aire, puede estudiarse si vale la pena el recuperar la energía, utilizándolo como aire de entrada al reactor de fabricación de óxido cálcico a partir de carbonato de calcio, donde la reacción es endotérmica, y así conseguir una integración energética.

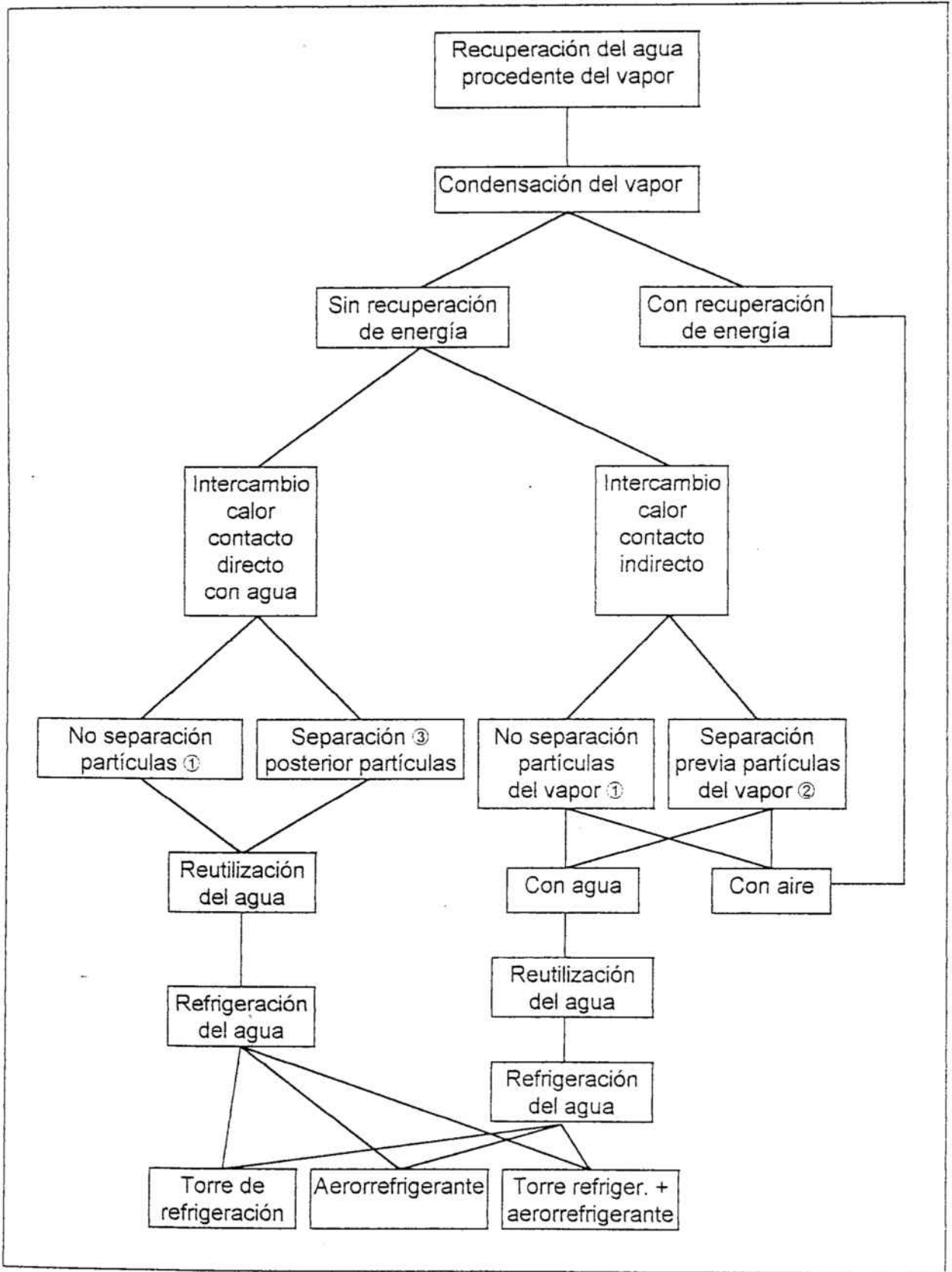


Figura 3. 2. Árbol de las diferentes alternativas propuestas para la recuperación del agua procedente del vapor.

Si se utiliza contacto directo con agua, debe discutirse si la separación de las partículas de todo el líquido una vez condensado el vapor es necesaria o no. Si no es así, el hidróxido cálcico acompañará al agua en todo su circuito. El agua debe reutilizarse, tanto en el reactor, como reactivo y eliminador de calor, como en el sistema de condensación del vapor. Por eso, este agua, que sale a temperatura elevada, debe ser enfriada en un circuito de refrigeración. Para ello se proponen tres alternativas, que son la utilización de una torre de refrigeración única, el empleo de un aerorrefrigerante como único medio de enfriamiento del agua antes de recircularla, y el uso de un aerorrefrigerante para preenfriar el agua seguido de una torre de refrigeración en serie para bajar más la temperatura.

3. 2. Equipos implicados en las diferentes alternativas. Fundamentos básicos

Los equipos necesarios para las alternativas propuestas se enumeran a continuación.

1. Ciclón
2. Filtro de mangas
3. Precipitador electrostático
4. Lavador húmedo de gases
5. Hidrociclón
6. Tanque de sedimentación por gravedad
7. Filtro continuo
8. Centrífuga de sedimentación
9. Condensador con aire o agua en contacto indirecto
10. Condensador con agua en contacto directo
11. Torre de refrigeración
12. Aerorrefrigerante

Los fundamentos básicos de cada uno de estos equipos se exponen seguidamente.

3. 2. 1. Ciclón

El ciclón es un equipo utilizado con frecuencia en la industria para separar las partículas sólidas que contiene un gas, bien porque son valiosas, bien porque ese gas debe

ser purificado. Es un equipo barato y de construcción muy sencilla, ya que no tiene partes móviles.

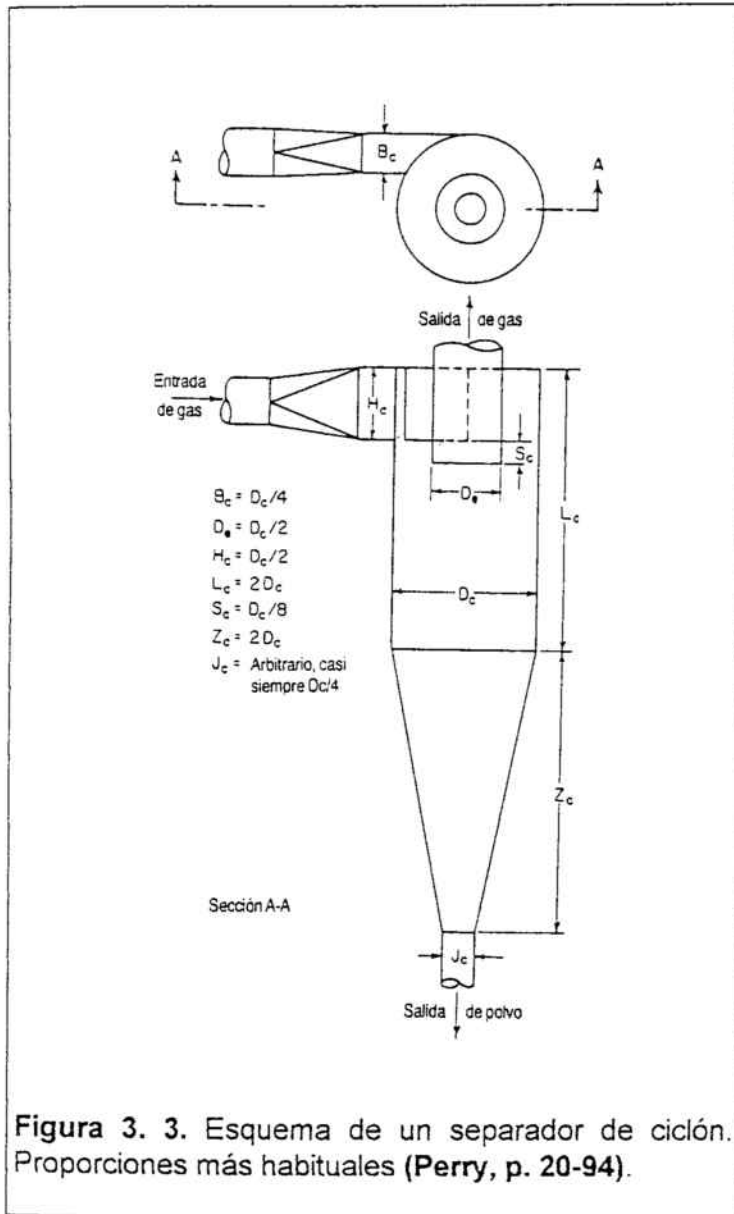


Figura 3. 3. Esquema de un separador de ciclón. Proporciones más habituales (Perry, p. 20-94).

Su principio de operación se basa en crear una fuerza centrífuga que haga que las partículas sedimenten con mucha mayor rapidez que si únicamente actuara sobre ellas la fuerza de la gravedad. Para ello se introduce el gas portador horizontal y tangencialmente en una cámara cilíndrica. Así se crea una aceleración centrífuga en las partículas que, como son más densas que el gas, se desplazan hacia las paredes del cilindro y van cayendo hacia la parte inferior. A cierta altura el cilindro se convierte en un cono, de forma que el sólido sale por debajo y se recoge en una tolva. El gas entra en un tubo situado en la parte central y sale por la parte superior del ciclón. En la **figura 3.3** se representa un ciclón, con sus proporciones más habituales.

Si se aumenta la velocidad de entrada del gas, la eficiencia del ciclón aumenta, para un mismo tamaño de partícula, o bien se pueden separar partículas más pequeñas con la misma eficiencia, pero la pérdida de presión se hace mayor. También aumentan la eficiencia una baja viscosidad del gas y un pequeño diámetro del ciclón, aunque este último dependerá del caudal de gas a tratar.

La ventaja principal que cabe destacar es su bajo costo, tanto de inversión como de operación. Además, puede trabajar a temperaturas elevadas, dependiendo del material de construcción utilizado.

Su limitación más importante es su baja eficiencia para partículas de tamaño inferior a las 5 μm , ya que, a partir de aquí, la velocidad de entrada para una buena separación se hace tan elevada que resulta económicamente inviable.

Por tanto, el ciclón se utiliza en general para gases que contienen partículas en suspensión de tamaños entre las 5 y las 200 μm . Por encima de este tamaño, la fuerza de la gravedad es lo suficientemente grande como para que resulten viables las cámaras de sedimentación por simple gravedad, de construcción más sencilla y con muchos menos problemas de abrasión.

3. 2. 2. Filtro de mangas

El filtro de mangas, también llamado de bolsa, es un equipo utilizado en la industria para separar partículas sólidas de un gas, cuando éstas son muy pequeñas. El gas se hace pasar a través de una tela, en la superficie de la cual quedan retenidas las partículas. Cada cierto tiempo, la tela filtrante debe limpiarse para desobturarla.

El diseño (**Air Pollution**, p. 219-222) se basa en una serie de mangas o bolsas ovaladas, con abertura en uno de sus extremos, de tamaño variable. Del caudal de gas a tratar dependerá el número de mangas que deben utilizarse.

La limpieza de los filtros, que debe estar temporizada, puede efectuarse de tres modos diferentes:

- i) Limpieza por vibración. En este caso el aire sucio se hace pasar por el interior de las bolsas, entra por debajo y sale al exterior atravesando la tela. Así, las partículas quedan retenidas en el interior de las mismas. Bajo las bolsas hay instalada una tolva, de forma que la vibración hace caer las partículas dentro de ella, de donde son recogidas.
- ii) Limpieza por flujo inverso. Este sistema se utiliza para fibras que no resistirían bien la vibración. El aire sucio pasa, igual que en el caso anterior, por el interior de las mangas.

Sin embargo, la limpieza se lleva a cabo mediante una corriente de aire limpio en sentido contrario a la filtración, es decir, de fuera hacia dentro. De este modo se desprende la torta y cae sobre una tolva.

- iii) Limpieza por pulsos inversos. Se utiliza cuando la construcción de la manga es mucho más rígida. En este caso la circulación del aire sucio suele ser de fuera hacia dentro, de modo que las partículas quedan depositadas en la parte externa de las mangas. La limpieza, temporizada, se hace mediante pulsos de aire limpio en sentido contrario a la circulación normal, y se recoge el polvo en una tolva.

Aunque el filtro de mangas es un equipo de funcionamiento discontinuo, puede integrarse en un sistema en continuo mediante la limpieza de éstas por secciones, de forma que mientras una sección se limpia, el resto puede trabajar.

La ventaja principal de este filtro es su elevada eficacia, incluso con partículas muy pequeñas, que pueden llegar al orden de las décimas o centésimas de micra, según la fibra filtrante utilizada.

Existen dos limitaciones importantes de este tipo de filtros. Una de ellas es la temperatura. Tradicionalmente, para fibras naturales, la temperatura máxima de operación es de unos 90°C, ya que no resisten temperaturas superiores. Se ha conseguido trabajar a temperaturas de alrededor de 300°C mediante la utilización de fibras de vidrio y sintéticas.

Otra limitación importante de los filtros de mangas es la humedad del gas y su punto de rocío. Si el gas llega saturado a las mangas y se produce una condensación parcial sobre ellas, las partículas pueden quedar firmemente adheridas a la tela, de forma que los métodos de limpieza tradicionales son incapaces de limpiar correctamente, con lo que las mangas quedarían inutilizadas, deberían ser cambiadas con mucha frecuencia y el mantenimiento del equipo resultaría excesivamente caro.

3. 2. 3. Precipitador electrostático

El precipitador electrostático (**Kirk Othmer, Vol.1, p. 724**) es otro de los equipos frecuentemente utilizados para separar las partículas en suspensión presentes en un gas, tanto si son sólidas como líquidas. Para ello se le hace pasar por el interior del precipitador, dentro del cual hay instalados una serie de electrodos que retienen las partículas por atracción eléctrica.

El principio básico de funcionamiento de un precipitador electrostático se basa en que las partículas cargadas eléctricamente que atraviesan un campo eléctrico son atraídas por los electrodos de signo opuesto y depositadas sobre ellos.

Este fenómeno puede dividirse en tres etapas bien diferenciadas:

- i) Etapa de carga de las partículas. El gas pasa a través de un sistema de electrodos de corona de voltaje muy elevado, con lo cual se ioniza. Esta ionización produce la carga de la partícula, que es del mismo signo que el campo de corona.
- ii) Las partículas cargadas se hacen pasar a través de unos electrodos de signo opuesto y, por tanto, son atraídas y depositadas sobre ellos. Al final de esta etapa se obtiene una torta de partículas sólidas sobre los electrodos.
- iii) La capa de partículas debe eliminarse de la superficie de los electrodos, mediante vibración si se trata de partículas secas. Si se elimina una niebla o un líquido, las gotitas se unen por coalescencia y resbalan por gravedad, arrastrando las partículas sólidas que también se hayan depositado. Este proceso puede ser ayudado por una cierta vibración o bien una pequeña corriente de líquido sobre los electrodos para ayudar al arrastre.

La resistividad de las partículas es un dato muy importante para el buen funcionamiento del precipitador, ya que si ésta es muy pequeña, las partículas llegan a los electrodos colectores y ceden su carga, de forma que son arrastrados de nuevo por la corriente de gas. Si la resistividad es muy grande, las partículas se adhieren tan fuertemente a los electrodos colectores que la limpieza se dificulta mucho.

Existen dos tipos principales de precipitadores: el precipitador en dos etapas y el de una etapa.

- i) En el precipitador en dos etapas el gas se hace pasar primero por un electrodo corona de carga positiva, que lo ioniza. Una vez cargadas las partículas, el gas pasa a una segunda zona en serie con la anterior, donde se hallan los electrodos colectores, en forma de placas. Estos filtros tienen poca aplicación industrial porque no pueden tratar gases muy cargados. Sin embargo, se utilizan cuando se quieren obtener gases muy limpios, ya que, aunque la eficacia es menor, se minimiza la producción de subproductos como el ozono.
- ii) En el precipitador de una etapa los electrodos de corona están colocados en la misma cámara que los colectores, de forma que a medida que las partículas se van cargando van siendo depositadas sobre los electrodos colectores. En este caso los electrodos corona son de carga negativa. Es el sistema más utilizado en la industria, porque tiene una eficacia mayor y puede tratar grandes volúmenes de gases muy cargados. La diferencia de potencial utilizada puede ser bastante mayor que en el de dos etapas, y la distancia entre placas colectoras es también mucho más grande. Según el caudal y la concentración del gas a tratar, así como de la eficacia requerida, se necesitará una determinada área en los electrodos.

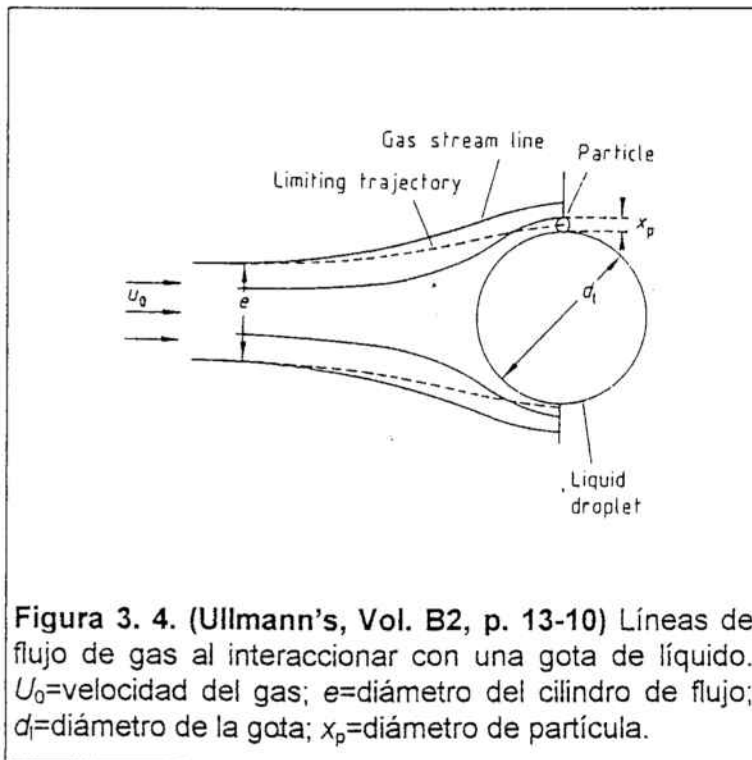
Las ventajas de este sistema son numerosas, ya que se pueden conseguir eficiencias muy elevadas para tamaños de partícula muy pequeños, de hasta centésimas de micra, aunque esto afectará al área y, por tanto, al coste del precipitador. Pueden trabajar a temperaturas elevadas, según el material de construcción de los electrodos, por lo que se utilizan muchas veces para purificar gases de combustión. Además son capaces de tratar grandes caudales de gases muy concentrados.

Los inconvenientes principales del precipitador electrostático son el elevado coste de inversión de estos equipos y el alto coste de operación, ya que consumen gran cantidad de energía. El gasto en mantenimiento es bajo, pues suelen necesitar pocas reparaciones si están bien diseñados.

3. 2. 4. Lavador húmedo de gases

Los recolectores en húmedo (**Perry, p. 20-101**), o depuradores, constituyen un tipo de dispositivos en los que un líquido (generalmente agua) se utiliza para lograr la recolección de polvos y/o neblinas. Estos dispositivos se han utilizado durante más de 100 años y existe un gran número de diseños diferentes, según las características del gas, las condiciones de operación y la eficiencia requerida para un determinado tamaño de partícula.

En los depuradores de partículas, el líquido se dispersa en la corriente de gas en forma de rocío y las gotitas constituyen el principal recolector de las partículas de polvo. El principio de operación se muestra en la **figura 3. 4**. Las líneas de flujo del gas divergen cuando éste se aproxima a la gota de líquido. Debido a las fuerzas de inercia, las partículas siguen sólo parcialmente las líneas de flujo del gas, de forma que chocan con la superficie de la gota, siempre que su posición inicial esté dentro de un cilindro imaginario de radio e . Las partículas situadas fuera no interaccionan con esa gota y, por tanto, no se eliminan.



Se puede considerar que un depurador consta de dos partes: una etapa de contacto, en la que se genera el rocío y la corriente de gas cargada con polvo se pone en contacto con él, y una etapa de separación del arrastre, en la que el rocío y las partículas de polvo recogidas por él se separan del gas limpio. Estas dos etapas pueden estar separadas o combinadas físicamente. La etapa de contacto puede tener cualquier

forma, con tal de que se brinde una interacción eficaz entre el gas y el rocío. La eliminación del arrastre se realiza mediante separadores por inercia que, por lo general, son ciclones o separadores por choque de varias formas.

Según la forma en la que se disperse el líquido en el gas y se lleve a cabo el contacto, se pueden distinguir diferentes tipos de depuradores. La experiencia indica que la eficiencia de recolección está directamente relacionada con la potencia consumida. Esto quiere decir que si se necesita una mayor eficiencia para el mismo tamaño de partícula, o bien quieren separarse partículas menores, debe aumentarse la potencia consumida, bien dentro del mismo tipo de depurador o bien cambiando el diseño. A continuación se muestran los diseños más importantes, en orden decreciente de tamaño de partícula recolectada (Corbitt, R.A. p. 4.26-4.33):

- i) *Torre de pulverización por gravedad.* Consta de una cámara vacía de forma sencilla, en la que la corriente de gas se pone en contacto a contracorriente con las gotas de líquido generadas por toberas de rocío. Este dispositivo tiene caídas muy bajas de presión del gas y toda la potencia de contacto, salvo una pequeña parte, se obtiene a partir de la corriente de líquido. Son unidades de baja energía, por lo que no son utilizables para separar partículas menores a las 10 μm .

- ii) *Depurador de lecho empacado o fluidizado.* Se diferencia del anterior en que se ha introducido un relleno. Esto permite recoger partículas finas con una mayor eficacia, ya que el lecho promueve un flujo turbulento que ayuda a la deposición de las partículas de polvo sobre las gotas. Por ello se pueden recoger partículas de hasta 1 μm de diámetro. Las partículas depositadas pueden obturar el relleno, por lo que debe cuidarse cómo se realiza el diseño. Los empaquetamientos ordenados presentan menos problemas que aquéllos depositados al azar, pero son mucho más caros. El lecho fluidizado, utilizando esferas de baja densidad, minimiza el ensuciamiento y taponamiento del lecho, debido al movimiento del empaque. Sin embargo, sólo se puede utilizar a partir de una velocidad mínima del gas que asegure la fluidización. Se pueden utilizar varias etapas de contacto para aumentar la eficiencia. En la **figura 3.5** se muestra un diseño típico de un lavador de lecho empacado de dos etapas.

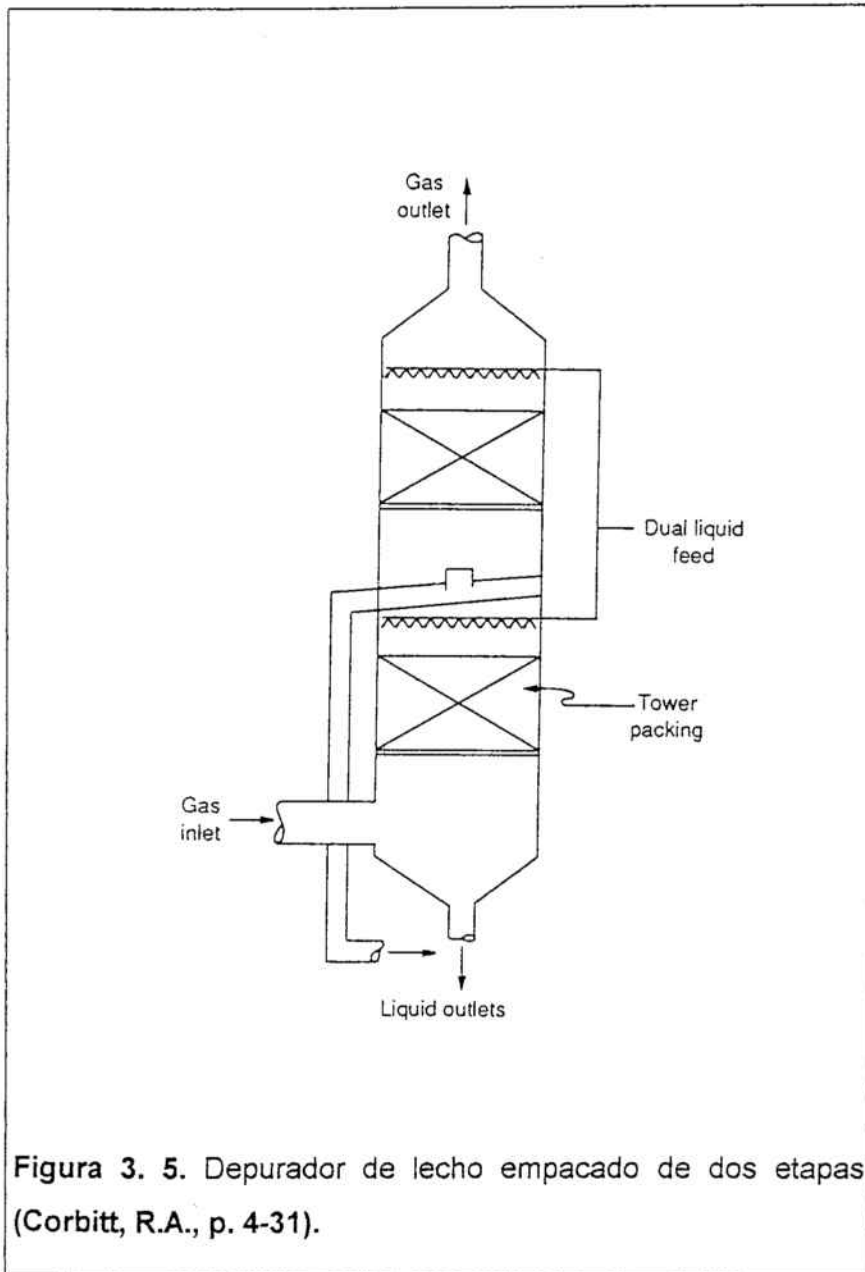


Figura 3. 5. Depurador de lecho empacado de dos etapas (Corbitt, R.A., p. 4-31).

iii) *Torre de platos*. La torre de platos o bandejas es un depurador de rocío a contracorriente en el que se utilizan uno o más platos para el contacto gas-líquido. Los principales cuerpos de recolección son las gotas de líquido producidas por el gas a medida que fluye a través de las perforaciones y alrededor de las placas. Puede tener problemas de taponamiento, y su eficiencia de recolección es similar a la de la torre de relleno.

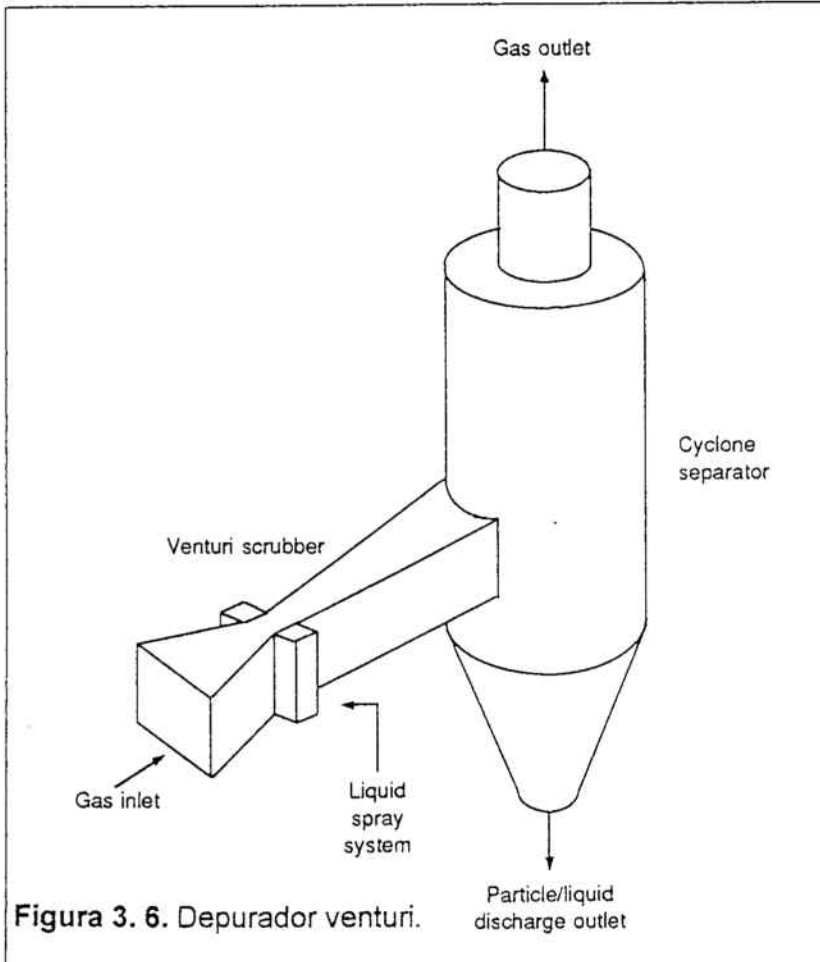


Figura 3. 6. Depurador venturi.

iv) *Depurador venturi.*

El depurador venturi es uno de los depuradores húmedos de partículas más utilizados. Su funcionamiento se basa en hacer pasar al gas por un estrechamiento o garganta, ajustable según la caída de presión deseada. En este estrechamiento se introduce el líquido. De esta forma, éste queda disperso en el gas en forma de

finas gotas que captan las partículas sólidas, con lo que se pueden separar partículas de hasta $0,5 \mu\text{m}$ de diámetro. A la salida del venturi debe situarse un ciclón para separar las gotitas de agua del gas limpio. En la **figura 3.6** puede verse un depurador venturi.

Existen muchas otras variantes de depuradores, pero aquí sólo se han nombrado las más utilizadas. En todas ellas, la eficiencia de recolección aumenta si el gas está saturado, ya que se favorece una condensación parcial del gas sobre las partículas, de forma que aumentan de tamaño y se retiran con mayor facilidad.

3. 2. 5. *Hidrociclón*

La separación de partículas de un líquido mediante un hidrociclón se basa en la utilización de la fuerza centrífuga para producir la deposición de las partículas.

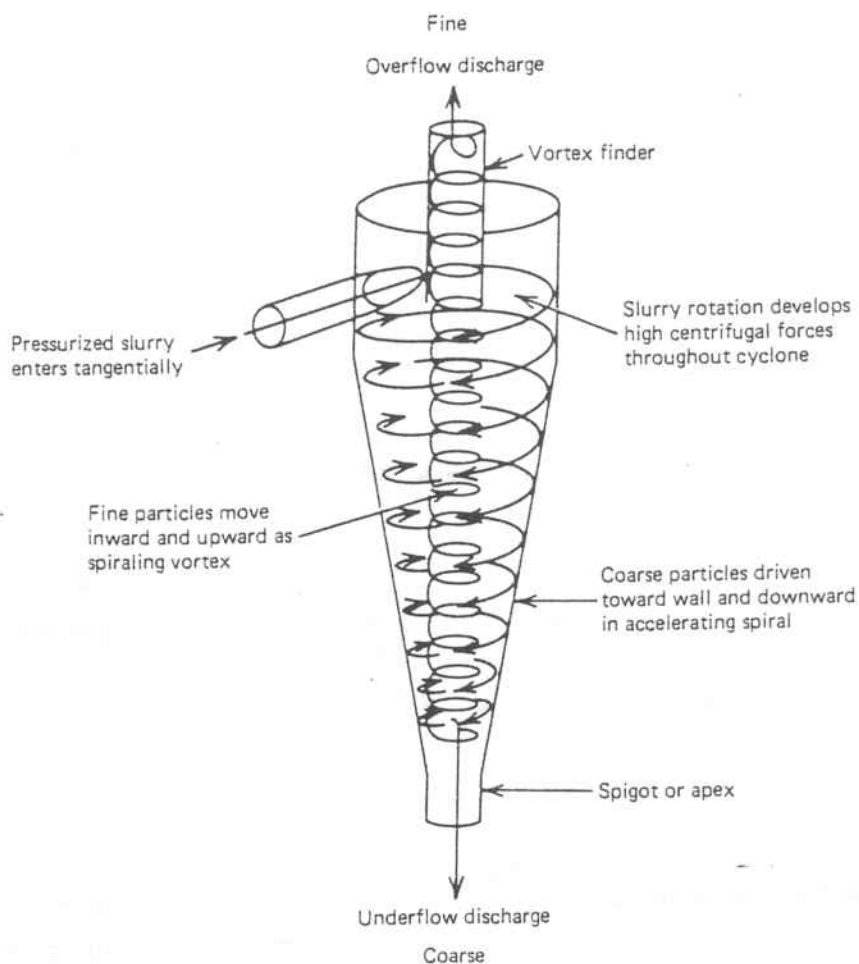


Figura 3. 7. Esquema de un hidrociclón (Kirk Othmer Supplement, p.859).

Se trata de un sistema sin partes móviles que consta de una carcasa cónica en el interior de la cual hay un tubo que entra por la parte de arriba hasta media altura. El líquido con partículas en suspensión es introducido tangencialmente bajo presión en el interior del hidrociclón, de forma que adquiere una aceleración centrífuga. Esto hace que las partículas, de mayor densidad que el líquido, emigren hacia la parte más externa del hidrociclón y caigan hacia el fondo en forma de fango a medida que la suspensión va girando. El líquido purificado sube por el tubo central y sale por la parte superior del hidrociclón, mientras los fangos se recogen en una tolva situada debajo. La salida inferior está cerrada hidráulicamente por la corriente con partículas, con lo que el clarificado se ve forzado a salir por el tubo central. Si quieren separarse partículas muy pequeñas, sólo puede conseguirse mediante una elevada caída de presión en el hidrociclón. Por ello este sistema sólo es

válido para clasificar partículas entre 5 y 100 μm aproximadamente (Ullmann's, Vol. B2, p. 13-4). En la figura 3. 7 se muestra el esquema de funcionamiento de un hidrociclón.

3. 2. 6. *Tanque de sedimentación por gravedad*

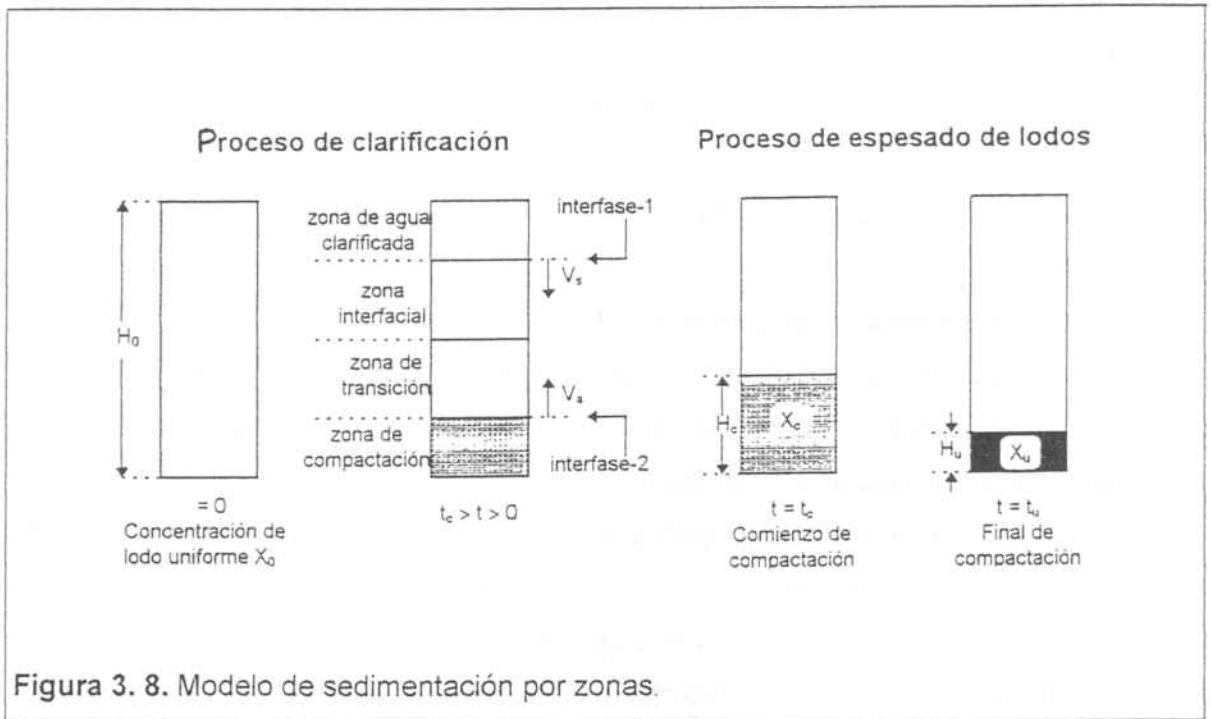
Uno de los sistemas más sencillos y muy utilizado en la industria para separar partículas de fluidos es la sedimentación por gravedad. El agua, con las partículas suspendidas en ella, entra en un tanque, en el cual se mantienen condiciones de mínima turbulencia. Estando la suspensión en reposo, las partículas de mayor densidad que el líquido portador sedimentan por acción de la gravedad. Es necesario un volumen del tanque suficientemente grande para asegurar un tiempo de residencia tal que permita que las partículas, que llevan una determinada velocidad de caída, sedimenten. Además, se debe calcular también el área mínima de sedimentación para esta misma velocidad. De este modo queda dimensionado el tanque.

Existen varios diseños de tanques de sedimentación. En general, pueden ser rectangulares o circulares. En los rectangulares el alimento entra por un extremo, mientras que el clarificado sale por el lado opuesto. Los lodos se recogen mediante unas palas, que los empujan, bien a una fosa, de donde se extraen con una bomba de lodos, bien hacia arriba, subiéndolos por una rampa. En los tanques circulares, el alimento suele introducirse por el centro, y el clarificado sale por un rebosadero.

El mecanismo de sedimentación por gravedad puede llevarse a cabo de tres formas diferentes (Tchobanoglous, G. et. al., p. 220-235):

- Sedimentación por zonas.
- Sedimentación de partículas discretas.
- Sedimentación con floculación.

En la sedimentación por zonas, cuando una suspensión que tiene una concentración uniforme de sólidos se coloca en un cilindro de sedimentación, éstos comienzan a precipitar, estableciéndose una interfase (interfase 1) entre la capa de sólidos que están sedimentando y el líquido clarificado de la parte superior, como puede verse en la figura 3.8. La zona situada bajo el clarificado es la zona interfacial. La concentración de sólidos en ella es uniforme, precipitándose todo como una capa de materia a una velocidad de clarificado



constante (V_s) hacia abajo. Simultáneamente a la formación de la interfase 1 y de la zona interfacial, empieza una compactación de los sólidos en suspensión en el fondo del cilindro (zona de compactación). En ella, la concentración de sólidos en suspensión es también uniforme, y la interfase que bordea esta zona (interfase 2) avanza asimismo a una velocidad constante (V_a) hacia arriba, aumentando su grosor. Entre la zona interfacial y la de compactación hay una zona de transición, en la que la velocidad de sedimentación disminuye debido al incremento de la viscosidad y de la densidad de la suspensión. En esta misma zona, los sólidos cambian gradualmente de concentración entre la correspondiente a la zona interfacial y la de la zona de compactación. Cuando las zonas interfacial y de compactación se encuentran, en un momento crítico (t_c), la zona de transición desaparece, el lodo sedimentado tiene una concentración X_c y empieza el espesamiento de los lodos. En este modelo, la velocidad de sedimentación siempre es superior a la de compactación.

En la sedimentación de partículas discretas no existe ninguna interfase y cada partícula sedimenta independientemente de las demás, con una velocidad constante que es su velocidad terminal.

La sedimentación con coagulación se produce cuando hay lodos muy concentrados que interactúan entre sí y coagulan a medida que sedimentan, con lo que su tamaño aumenta gradualmente.

3. 2. 7. Filtro continuo

En la industria se utilizan a veces filtros para separar lodos o partículas de un líquido. Si se trata de un proceso a gran escala, sólo los filtros en continuo suelen resultar económicamente interesantes.

Uno de los filtros continuos más utilizado es el filtro de vacío (McCabe, W. L. et al., p. 1003-1004). En él el líquido es succionado a través de un medio filtrante sobre el que se

deposita una torta de sólidos. La torta se aleja de la zona de filtración, se lava y se seca si el proceso lo requiere y se descarga del medio filtrante para reiniciar el ciclo con la entrada de suspensión. En todo momento una parte del medio filtrante se encuentra en la

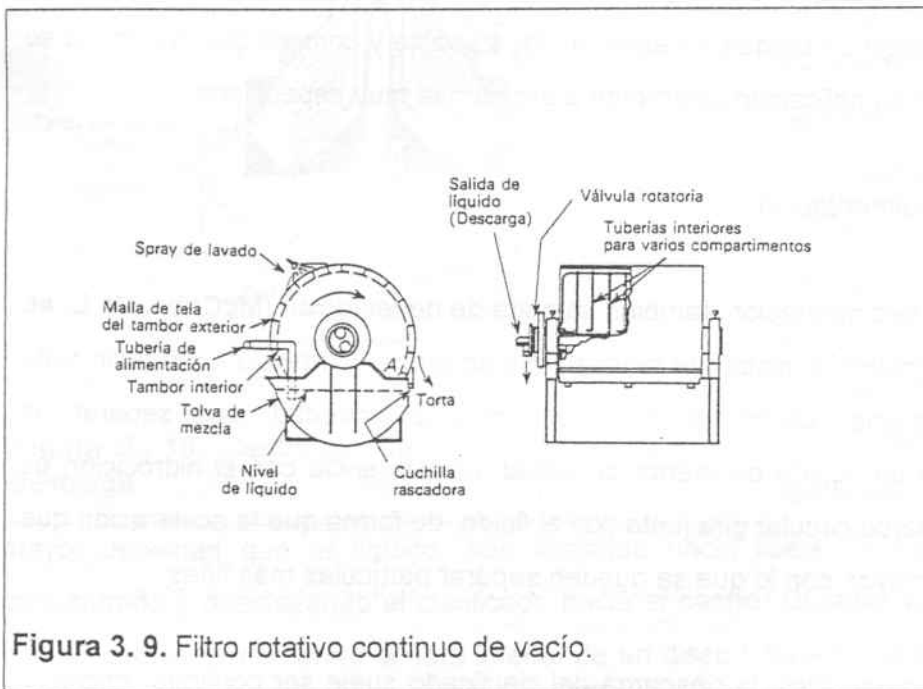


Figura 3. 9. Filtro rotativo continuo de vacío.

zona de filtración, otra en la de lavado, si existe, y otra en la de descarga. La presión diferencial a través del medio filtrante normalmente está comprendida entre 200 y 500 mm Hg. Un filtro de vacío muy utilizado es el de tambor rotatorio. Se dispone de dos tambores, uno que gira y que está parcialmente sumergido en la suspensión, y otro, en el interior de éste, no móvil. El tambor interno está dividido en secciones, una que hace vacío, que es la de la zona sumergida, otra de vacío parcial o presión atmosférica, y otra en la que puede insuflarse aire desde dentro. El tambor externo dispone de una tela filtrante. Al girar, la tela se sumerge en la suspensión, que se mantiene agitada. El vacío hace que el líquido pase a través del medio filtrante y los sólidos queden adheridos a él en forma de torta. Al seguir girando, la torta entra en la segunda zona, donde se puede lavar con un disolvente si es necesario y secar con aspiración. Seguidamente, se pasa a la tercera zona, donde se

insufla aire desde dentro. Éste, con la ayuda de una rasqueta externa, es el que produce el desprendimiento de las partículas, que caen a un canalón de recogida. La zona del filtro ya limpia sigue girando y se introduce de nuevo en la suspensión para iniciar otro ciclo. En la **figura 3. 9** se muestra un típico filtro rotativo continuo de vacío.

La filtración a vacío no es viable o no resulta económica cuando los sólidos son muy finos y filtran muy lentamente. En este caso, la fracción de huecos es muy pequeña, con lo que la caída de presión a través de la torta se hace muy elevada y se aumenta la resistencia al paso del fluido. Por ello no es suficiente la presión que se obtiene con un filtro de vacío. Esto se puede solucionar a veces introduciendo el filtro en una carcasa y aportando una presión externa positiva de hasta 1,5 atm. Sin embargo, los problemas mecánicos para la descarga de sólidos de estos filtros, su coste y complejidad, así como su pequeño tamaño, limitan su aplicación solamente a problemas muy específicos.

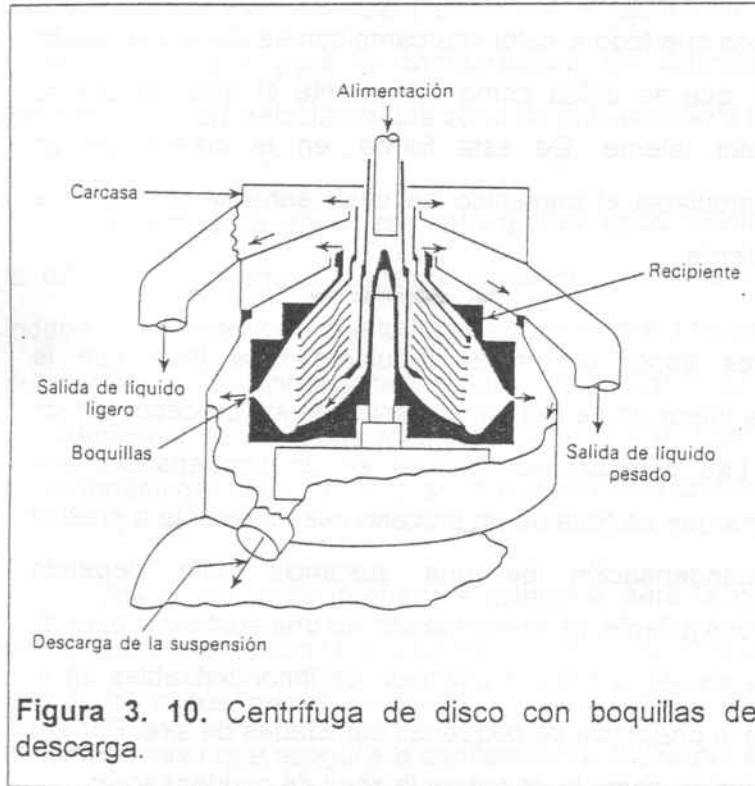
3. 2. 8. Centrífuga de sedimentación

La centrífuga de sedimentación, también llamada de decantación (**McCabe, W. L. et al., p. 1043-5**), tiene el mismo principio de funcionamiento que el hidrociclón, es decir, trata de aprovechar la aceleración centrífuga, muy superior a la gravedad, para separar los sólidos suspendidos en un líquido de menor densidad. La diferencia con el hidrociclón es que en la centrífuga la pared circular gira junto con el fluido, de forma que la aceleración que proporciona es mucho mayor, con lo que se pueden separar partículas más finas.

En centrífugas comerciales, la descarga del clarificado suele ser continua, mientras que la extracción de los sólidos puede o no serlo. Los principales tipos de centrífugas de decantación son las tubulares y las de disco.

Las tubulares constan de un recipiente alto y estrecho que gira a una elevada velocidad dentro de una carcasa estacionaria, de forma que la suspensión se separa en dos capas concéntricas. La capa interior, que es la ligera, rebosa por el centro sobre un vertedero, mientras que la externa rebosa por los lados. Este tipo de centrífugas suelen utilizarse para caudales pequeños.

Las centrífugas de disco se utilizan para separar líquidos inmiscibles, o bien para clarificar suspensiones, si se modifican añadiendo unas boquillas de descarga. La **figura 3.10** muestra una centrífuga de este último tipo. Trabajan a velocidades no tan elevadas y pueden tratar caudales mayores. En las centrífugas de disco, un recipiente bajo y ancho gira sobre un eje vertical. El



sobre un eje vertical. El recipiente tiene un fondo plano y un cabezal cónico y la alimentación entra por la parte superior hacia el fondo a través de una tubería estacionaria situada en el cuello del recipiente. Dentro de él, se colocan discos que giran conjuntamente con el recipiente y que, en realidad, actúan como conos colocados unos encima de otros. La alimentación entra por el centro, y la fuerza centrífuga la hace ascender sobre los discos. Los sólidos, de

mayor densidad que el líquido, son forzados hacia fuera, formando una suspensión concentrada y desplazando el clarificado hacia el centro. Durante su recorrido, los fangos chocan rápidamente contra la cara inferior de un disco y fluyen sobre ella hasta la periferia del recipiente. En el diámetro máximo hay una serie de pequeños orificios o boquillas por donde el concentrado se descarga de forma continua. Análogamente, el clarificado, menos denso, fluye hacia dentro y hacia arriba. Si es necesario, se pueden separar dos clarificados de calidades diferentes mediante dos descargas concéntricas en la parte superior. Si sólo se requiere un clarificado y un espesado, basta con un rebosadero superior, por donde sale el líquido limpio, y las toberas de descarga, por las que se eliminan los sólidos en una suspensión concentrada.

El área de clarificado de una centrífuga de sedimentación equivalente a un sedimentador por gravedad se puede ver aumentada hasta alrededor de 10000 m^2 (Ullmann's, Vol. B2, p. 11-11) según la velocidad lineal de giro que proporcione el rotor. Basándose en ella, se pueden encontrar decantadores centrífugos de alta y de baja

velocidad. Evidentemente, una alta velocidad requiere un equipo mucho más resistente y un gasto energético muy elevado.

3. 2. 9. Condensador con aire o agua en contacto indirecto

En un condensador, el fluido que se va a condensar no varía su temperatura mientras dura el cambio de estado, sino que todo el calor intercambiado se debe a la cesión del calor latente del vapor. El fluido que se utiliza como refrigerante sí que cambia su temperatura, absorbiendo dicho calor latente. De esta forma, en el diseño de un condensador se suele suponer despreciable el contenido de calor sensible del fluido a condensar con respecto al de calor latente.

La condensación de vapores sobre superficies tubulares más frías que la temperatura de cambio de estado del vapor es de gran importancia en los procesos en los que interviene el vapor de agua. Las pérdidas por fricción en un condensador son generalmente muy pequeñas, de forma que se trata de un proceso esencialmente a presión constante. La temperatura de condensación de una sustancia pura depende exclusivamente de la presión y, por consiguiente, la condensación de una sustancia pura es un proceso isotérmico. Es necesario prever la posible aparición de incondensables en la corriente de fluido a condensar, como la presencia de pequeñas cantidades de aire. Por ello se deben tomar una serie de precauciones, como la de purgar la zona de condensación.

Se han estudiado dos mecanismos distintos de condensación (**McCabe, W. L. et. al., p. 390ss**): la condensación en gotas y en película. Un vapor puede condensar sobre una superficie fría en una de estas dos formas. En la condensación en película, que es mucho más frecuente que la condensación en gotas, el líquido condensado forma una película o capa continua que fluye sobre la superficie del tubo por acción de la gravedad (los tubos suelen situarse verticalmente). Esta capa de líquido interpuesta entre el vapor y la pared del tubo es la que proporciona la resistencia al flujo de calor y, en consecuencia, la que fija el valor del coeficiente de transmisión de calor.

En la condensación en gotas el condensado comienza a formarse en puntos microscópicos de nucleación, tales como hoyos diminutos, arañazos y manchas de polvo. Las gotas crecen y se juntan con otras que están en sus inmediaciones para formar pequeñas gotas visibles. Las gotas finas se reúnen a su vez formando arroyuelos que fluyen

hacia abajo por acción de la gravedad, barren el condensado y dejan la superficie libre para la formación de nuevas gotitas. Durante la condensación en forma de gotas una gran parte de la superficie fría está desnuda y, por consiguiente, directamente expuesta al vapor. Como no hay película de líquido, la resistencia a la transmisión de calor en las áreas desnudas es muy pequeña, de forma que el coeficiente de transmisión de calor es muy elevado. El coeficiente medio para la condensación en gotas puede ser de cinco a ocho veces mayor que para la condensación en película. En tubos largos puede haber condensación en película en una zona de la superficie y gotas en el resto.

Sin embargo, en el caso del vapor de agua, siempre que éste y el tubo estén limpios la condensación sobre tubos de metales corrientes se produce en forma de película, independientemente de que lo haga en presencia o no de aire y sobre superficies rugosas o pulimentadas. La condensación en gotas se produce solamente cuando el líquido no moja la superficie y se mantiene más fácilmente sobre superficies lisas que rugosas, pero esto suele tener lugar únicamente cuando el vapor está contaminado con gotas de aceite.

Los fluidos más frecuentes utilizados para la condensación de vapor de agua a presión atmosférica son el aire ambiente y el agua. El diseño del condensador varía en cada uno de los casos, pero en ambos debe calcularse el área necesaria para que se produzca un flujo de calor que asegure la condensación del vapor sobre la superficie de intercambio.

3. 2. 10. Condensador con agua en contacto directo

La refrigeración de un gas mediante contacto directo con un líquido es, en general, menos utilizada que la de contacto indirecto. Sin embargo, existen ocasiones en las que puede resultar más interesante. Por ello, vale la pena tenerla en cuenta en la evaluación de alternativas. En general, la transferencia de calor por contacto directo se puede clasificar en cuatro grupos:

- Simple refrigeración del gas.
- Refrigeración del gas con vaporización del refrigerante.
- Refrigeración del gas con condensación parcial.
- Refrigeración del gas con condensación total del mismo.

Este último grupo es el que interesa en este caso, pues se trata de condensar vapor de agua.

En la condensación del vapor de agua mediante agua líquida en contacto directo, ambos fluidos interactúan sin que exista entre ellos ninguna superficie que los separe. De esta forma, hay dos corrientes de entrada al equipo, una de vapor y otra de agua líquida, y una única corriente de salida, en estado líquido, que corresponde a la masa global de agua, suma de las dos corrientes de entrada.

Es muy importante que se asegure un buen contacto entre los fluidos que interactúan para que el intercambio de calor sea adecuado. Para ello, se sitúan unas duchas de agua en la parte superior del condensador, mientras que el vapor asciende de abajo a arriba. Así se establece un flujo a contracorriente. El vapor intercambia calor con el agua, condensando al ceder su calor latente, que ésta absorbe como calor sensible. Una vez condensado, se une a la masa de agua líquida y salen juntos por la parte inferior como una única corriente.

Las duchas deben estar correctamente situadas para conseguir el mejor contacto posible. Sin embargo, es posible que, para asegurar una buena interacción, sea necesario utilizar algún tipo de relleno para lograr una adecuada distribución de las corrientes y proporcionar una superficie donde se produzca el intercambio. La utilización de un relleno, no obstante presenta algunos inconvenientes. La caída de presión a través del condensador aumenta, tanto más cuanto menor sea el relleno. Se debe evitar al máximo la creación de caminos preferentes, que inutilizarían parte del condensador. Además, se ha de evitar la inundación de la torre. Otro inconveniente a tener en cuenta se presenta cuando uno de los dos fluidos no está limpio. Si tiene partículas en suspensión, éstas pueden quedar entre el relleno, obturándolo y aumentando paulatinamente la caída de presión. Por ello, en estos casos puede ser necesario un lavado periódico del lecho.

3. 2. 11. Torre de refrigeración

El diseño de una torre de enfriamiento se basa en la operación de humidificación, también llamada operación de interacción aire-agua, ya que normalmente son éstos los fluidos presentes.

En la humidificación se ponen en contacto un líquido y un gas (normalmente aire y agua). Se considera que el líquido es puro y puede evaporarse parcialmente y pasar a la fase gas, a través de una interfase en la que se alcanzan las condiciones de equilibrio. Además, se acepta que el gas no se disuelve en el líquido.

Esta operación se incluye dentro de las operaciones de transferencia de materia y energía simultáneamente. Se transfiere materia del líquido al gas en forma de vapor en la humidificación, o al revés en el caso de deshumidificar un gas. El líquido, al evaporarse, absorbe calor latente, que pasa al gas. Además, ambos fluidos pueden estar a diferente temperatura, por lo que hay una transferencia entre los dos, tanto de calor sensible como de calor latente. Existe una excepción, la humidificación adiabática, en la que el calor absorbido por el gas en forma de calor latente se compensa con el calor cedido al líquido como calor sensible, por lo que las entalpías no varían.

La transferencia de calor puede aprovecharse para enfriar el líquido o enfriar el gas. La transferencia de materia se utiliza para humidificar o deshumidificar el gas, en sistemas, por ejemplo, de acondicionamiento de aire para operaciones posteriores, como la de secado de sólidos.

El fundamento, tanto de la humidificación como de la deshumidificación, es el mismo. Sin embargo, tal vez la operación más importante a nivel industrial es la de refrigeración de agua mediante la humidificación del aire atmosférico en una torre de enfriamiento. Normalmente, en las plantas químicas se refrigera con agua de red tratada, que no se vierte una vez utilizada, sino que se recircula. Para ello debe ser enfriada previamente, poniéndola en contacto con aire a contracorriente. Parte del agua se evapora, humidificando el gas. El calor absorbido en la evaporación es elevado, debido a que el calor latente del agua es grande. Este calor es suministrado por el resto del agua que permanece en estado líquido, disminuyéndose así su temperatura. Las pérdidas por evaporación, que suelen ser pequeñas, deben reponerse.

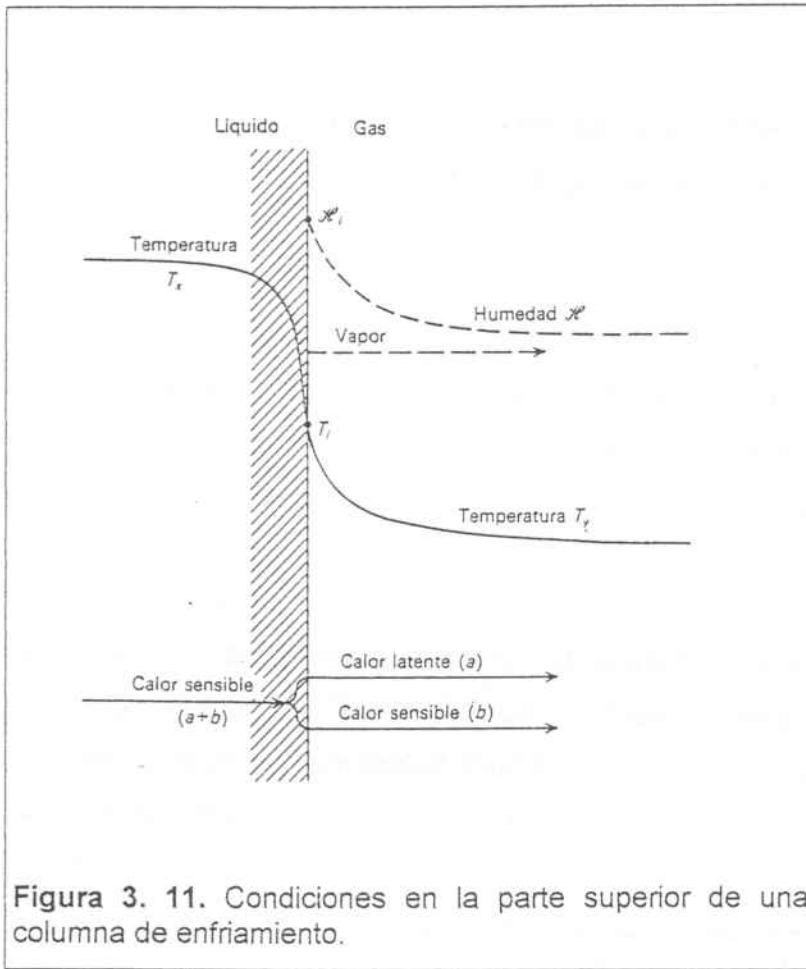


Figura 3. 11. Condiciones en la parte superior de una columna de enfriamiento.

A partir de ahora se va a tratar de este caso en particular, ya que el sistema a discutir en este trabajo es precisamente una torre de refrigeración. En ella, el agua caliente, que procede generalmente de otra unidad de transmisión de calor, se introduce por la parte superior mediante un sistema de distribución adecuado, y cae por gravedad, en forma de cascada, sobre un relleno o enrejado que asegure una buena interacción entre las

dos fases. El aire entra por abajo y circula en contracorriente. Su circulación ascendente puede deberse al tiro natural, producido por la ascensión del aire al aumentar su temperatura y disminuir su densidad, siendo sustituido por aire fresco. Si esto no es suficiente, puede pensarse en un tiro forzado o inducido mediante un ventilador, que puede situarse tanto encima como bajo la columna.

El mecanismo de interacción del gas y el líquido se explica a continuación, utilizando la siguiente nomenclatura:

T_x = temperatura en el seno del líquido

T_i = temperatura de la interfase

T_y = temperatura en el seno del gas

X_i = humedad en la interfase

X = humedad en el seno del gas, definida como kg agua / kg de aire seco

En una torre de enfriamiento en contracorriente (McCabe, W.L., et. al., p. 785-787) las condiciones dependen de que la temperatura del gas sea superior o inferior a la temperatura de la interfase. El primer caso, que se presenta en la parte superior de una torre de refrigeración, se muestra en la **figura 3.11**. La flecha de trazo discontinuo representa la difusión del vapor de agua a través del aire. Las de trazo continuo representan el flujo de calor (latente y sensible) a través del agua y el aire. En la cabeza de la columna, los flujos, tanto de vapor como de calor, van del agua al aire. Por tanto, ése es el sentido de los gradientes de temperatura y humedad. El líquido se enfría por evaporación y por

transmisión de calor sensible. La humedad y la temperatura del gas disminuyen en el sentido desde la interfase hacia el gas.

En la parte inferior de una torre de enfriamiento suele ocurrir que la temperatura del gas es superior a la temperatura de la interfase. Las condiciones en este punto se muestran en la **figura 3.12**. El líquido se enfría y, por tanto, la interfase está más fría que la masa global del líquido, de

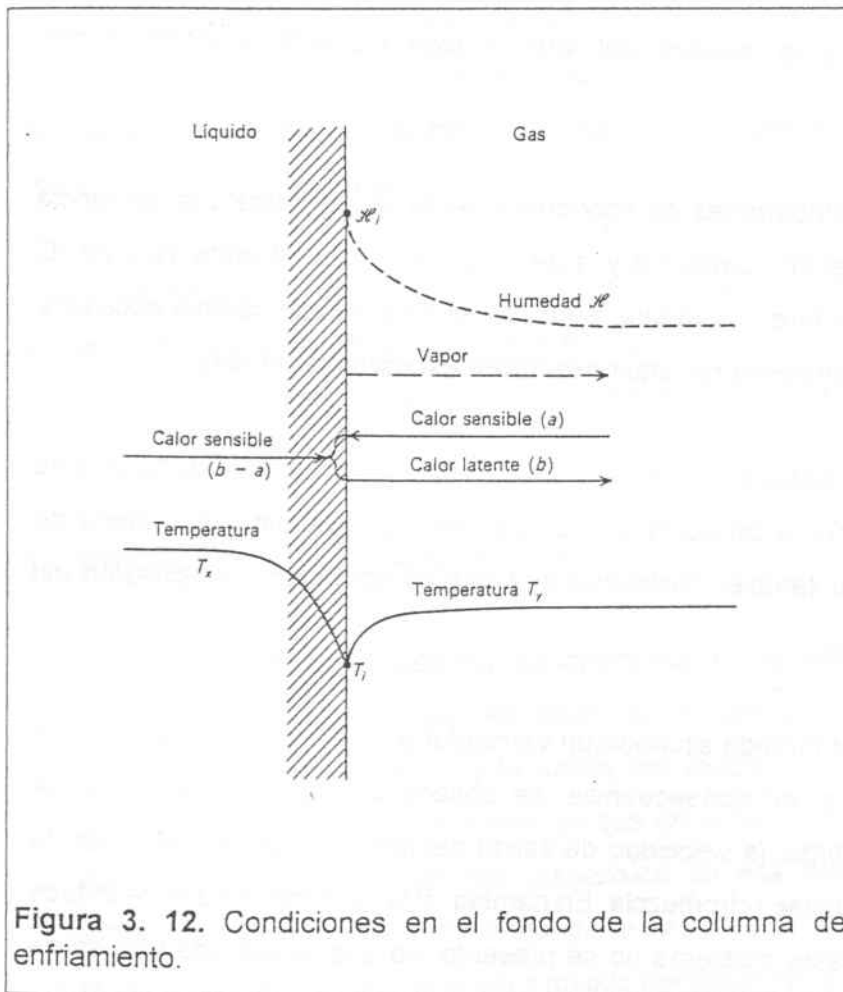


Figura 3. 12. Condiciones en el fondo de la columna de enfriamiento.

forma que el gradiente de temperatura a través del líquido es hacia la interfase (T_i es menor que T_x). Por otro lado, como la temperatura del seno del gas T_y es mayor que la de interfase, T_i , existe flujo de calor sensible desde la masa global del gas hacia la interfase. El flujo de vapor desde la interfase hacia el seno del gas transporta, como calor latente, todo el calor sensible suministrado a la interfase desde ambos lados. De esta forma, sería posible en teoría un enfriamiento del seno del líquido incluso por debajo de la temperatura del gas,

siempre que no se sobrepasara la temperatura de la interfase, que no puede ser nunca superior a T_x .

3. 2. 12. Aerorrefrigerante

Un aerorrefrigerante es un intercambiador de calor en el cual interaccionan dos fluidos separados por una superficie. El fluido utilizado como refrigerante es el aire ambiental. El aparato consiste en un haz de tubos por el interior de los cuales circula el líquido que debe ser refrigerado. El aire entra al equipo y pasa a través de los tubos, estableciéndose un flujo cruzado. La circulación del aire debe ser forzada mediante un ventilador o varios situados a la entrada del aire, o bien inducida situando dichos ventiladores a la salida de éste.

La utilización de aerorrefrigerantes es económicamente viable hasta una diferencia mínima entre la temperatura del aire ambiente y la de salida del fluido de entre 10 y 20 °C (Walas, M.S., p. 194). Si esta diferencia intenta reducirse, el área de intercambio necesaria aumenta de modo que las dimensiones del equipo lo hacen excesivamente caro.

Los tubos disponen de aletas exteriores para favorecer el intercambio de calor, y se construyen de materiales altamente conductores, como el cobre y el aluminio. El material de construcción del tubo debe ser también resistente a la posible corrosión o la abrasión del fluido que circula por su interior.

Si la corriente de aire es forzada situando un ventilador a su entrada en el equipo, se produce una alta turbulencia y, en consecuencia, se obtiene un elevado coeficiente de intercambio de calor. Sin embargo, la velocidad de salida del aire es baja, de alrededor de 3 m / s, con lo que puede producirse retromezcla. En cambio, si la corriente de aire se induce con un ventilador a la salida, este problema no se presenta, ya que la velocidad de salida del aire puede ser del orden de 10 m / s. Pero el ventilador está trabajando con aire caliente, con lo que puede deteriorarse más rápidamente. Otro factor a considerar es que, al estar generalmente el ventilador en alto, el montaje es menos sólido, con lo que el sistema resulta más ruidoso.

3. 3. Evaluación preliminar de alternativas

En las **figuras 3.1 y 3. 2** se han expuesto, en forma de árbol, las diferentes alternativas posibles para conseguir los objetivos fijados. En este apartado se realizará un estudio preliminar en un primer nivel de concreción, para eliminar aquellas de las que se tengan a priori suficientes conocimientos para considerarlas inviables.

3. 3. 1. *No separación de las partículas*

La no separación previa de las partículas implica que éstas acompañarán al vapor antes, durante y después de la condensación. Si no es necesario separarlas, se ahorraría un equipo para su separación, lo cual siempre es interesante desde un punto de vista económico y de conseguir la máxima simplificación posible del sistema. Por tanto, debe contemplarse esta posibilidad.

La necesidad de separar las partículas dependerá de si éstas perjudican a los equipos situados a continuación. Éstos son los equipos de condensación del vapor y de refrigeración del vapor condensado y el agua. En consecuencia, debe estudiarse su influencia sobre cada uno de los equipos de la **figura 3. 2**.

i) *Intercambio de calor directo con agua*

Si se utiliza como sistema de condensación el intercambio de calor mediante contacto directo con agua, es decir, si se colocan unas duchas de agua que interaccionen con el vapor a la salida del reactor, en este punto la presencia de partículas no es muy determinante, ya que éstas serían simplemente arrastradas por el agua utilizada y quedarían en suspensión en ella. Hay que tener en cuenta, sin embargo, que si se utiliza un relleno, parte de las partículas pueden quedar retenidas en él, lo que hace que éste deba ser limpiado periódicamente. De todos modos, si se sigue este camino, en principio no se ven motivos suficientes para separar los sólidos antes de la condensación. Sin embargo, el agua debe ser reutilizada, y para ello debe refrigerarse antes de introducirla de nuevo al sistema, ya que sale a temperatura elevada. Para ello se han propuesto tres alternativas: utilizar una torre única de refrigeración, utilizar un aerorrefrigerante seguido de una torre y utilizar únicamente un aerorrefrigerante.

En los casos segundo y tercero el peligro es claro: la no separación previa de las partículas de la masa de agua líquida podría suponer problemas de abrasión y, sobretodo, de incrustaciones en los tubos del aerorrefrigerante. Una elevada velocidad del agua en los tubos produciría un cierto arrastre de las partículas depositadas, y podrían realizarse lavados con agua. Pero esto no asegura que la deposición en los mismos deje de ser un factor importante que obligue a cambiarlos con frecuencia. Esto implicaría un coste de mantenimiento muy elevado y una vida corta del aerorrefrigerante, que es un equipo caro. Por eso, para proteger este equipo, debe pensarse en separar las partículas después de la condensación y antes de la refrigeración.

Si se usa una columna de refrigeración única, podría existir el mismo problema de deposición sobre el relleno de la torre e, incluso, podrían obturarse los orificios de salida del agua, por lo que, en definitiva, sea cual sea el sistema elegido para la refrigeración del agua, las partículas deben ser separadas después de condensar el vapor.

ii) *Intercambio de calor con contacto indirecto*

Si se sigue la alternativa de condensar el vapor mediante contacto indirecto, esto implica utilizar aire o agua para la condensación, que no se contaminarían con las partículas del vapor condensado. El agua procedente de la condensación puede reciclarse directamente al reactor sin necesidad de ser enfriada, ya que entra a elevada temperatura. Al no haberla mezclado con agua fría para su condensación, no debe seguir el circuito de refrigeración con ésta.

Sin embargo, el problema se presenta antes, en el equipo de condensación. En un intercambiador de calor de contacto indirecto, existe una superficie que separa ambos fluidos, ya que el vapor a condensar circula a través de unos tubos, mientras que el aire o el agua circulan por el exterior. Aquí puede presentarse un problema de deposición e incrustaciones sobre los mismos. Por añadidura, en este caso el arrastre debido a la velocidad del agua no ayudaría mucho, ya que ésta circula en gran parte en forma de vapor, de modo que el arrastre sería mínimo. Por esta razón, si se sigue la alternativa de un intercambiador de calor de contacto indirecto, las partículas deberán ser necesariamente separadas del vapor antes de su condensación.

El estudio de los problemas que crean las partículas en los diferentes equipos lleva a la conclusión de que éstas deben ser separadas del agua. La separación debe hacerse después de la condensación del vapor, si ésta se hace en contacto directo. Si la condensación es por contacto indirecto, los sólidos en suspensión deben separarse del vapor antes de ser condensado.

3.3.2. Separación de las partículas antes de condensar el vapor

Ya se ha llegado a la conclusión de que, si se utiliza un intercambiador de calor de contacto indirecto, es necesario separar previamente las partículas del agua en estado vapor. Para ello, se han propuesto cuatro alternativas: la utilización de un ciclón, un filtro de mangas, un precipitador electrostático o un lavador húmedo de gases.

i) Ciclón

El principio de funcionamiento del ciclón ha quedado explicado en el apartado 3.2.1. El ciclón es un equipo que, de resultar viable, sería muy sencillo y económico, por lo que debe tratarse como una alternativa a contemplar.

No obstante, el rango de tamaños de partícula que puede separar el ciclón está entre las 5 y 200 μm . Como se ha visto, separar partículas más pequeñas conduce a velocidades de entrada del aire excesivamente grandes. Las partículas de hidróxido cálcico que se deben separar tienen un tamaño de 1 μm aproximadamente, bastante más pequeño que el límite inferior. Se podría calcular la velocidad de entrada necesaria para este tamaño, pero esto llevaría a otro problema: actualmente, el reactor está trabajando a presión atmosférica. Si se pretende introducir el vapor de agua a alta velocidad dentro del ciclón (cosa necesaria para una buena eficacia), se le ha de suministrar una cierta presión. Para ello, habría varias posibilidades. Una de ellas consistiría en poner un compresor a la salida del reactor, con los problemas de corrosión y abrasión que supondría el que trabajara con un gas húmedo a elevada temperatura y con partículas en suspensión. La otra posibilidad sería que el reactor trabajara a presión. De esta forma, no se necesitaría un compresor. Esta posibilidad es inviable, ya que supondría hacer modificaciones de diseño importantes en el reactor que le permitieran trabajar a una presión superior a la atmosférica.

Por tanto, el ciclón queda desechado como sistema de separación del hidróxido cálcico del vapor de agua, debido a que el tamaño de partícula es demasiado pequeño y se necesitaría trabajar con un vapor a presión, cosa que no puede conseguirse fácilmente con el vapor que sale del reactor.

ii) *Filtro de mangas*

Los fundamentos teóricos del filtro de mangas ya se han expuesto en el apartado 3.2.2. El filtro de mangas sería adecuado para separar las partículas de las que se dispone, de tamaño medio de alrededor de $1\ \mu\text{m}$, con una eficiencia muy elevada, ya que este equipo puede separar correctamente tamaños de partícula incluso mucho más pequeños. El caudal a tratar, en principio, tampoco sería un problema, y únicamente influiría en la cantidad de mangas a utilizar.

Sin embargo, las dos principales limitaciones de este tipo de filtros hacen que éste no sea el sistema más adecuado para realizar la separación. Por un lado, la temperatura del vapor de agua es, en principio, de 100°C , con lo cual las fibras naturales tradicionales no servirían para fabricar las bolsas, al no resistir esa temperatura. Este problema puede solucionarse utilizando una fibra sintética de mayor resistencia, ya que algunas de ellas pueden llegar a operar hasta a 300°C .

La segunda limitación es mucho más difícil de solventar. En el fundamento teórico se ha dicho que los gases saturados pueden presentar problemas de condensación sobre las mangas. Pues bien, en este caso se trata de vapor de agua a su temperatura de condensación, es decir, es un vapor saturado. Por tanto, con mucha facilidad podría condensar parte del vapor sobre la superficie de las mangas y, por tanto, mojar la torta de sólidos formada. De esta forma los sólidos quedarían adheridos más fuertemente a la superficie filtrante, y los sistemas de limpieza convencionales no serían suficientes para retirar la torta. Esto implicaría reparaciones y cambios de mangas muy frecuentes, que incrementarían mucho los costes de mantenimiento, tanto en nuevas mangas como en mano de obra. Por esta razón se ha visto conveniente rechazar esta alternativa.

iii) *Precipitador electrostático*

El precipitador electrostático es un equipo caro, que requiere una elevada inversión. Sin embargo, su eficiencia es muy elevada incluso con partículas muy pequeñas, por lo que separaría correctamente el hidróxido cálcico contenido en el vapor. Además, se utiliza con mucha frecuencia para separar nieblas de gases, lo que indica que el hecho de tratar con vapor saturado no debería ser, en sí, un problema. La temperatura de operación tampoco es un obstáculo, ya que los materiales de construcción del precipitador, normalmente metales, resisten temperaturas mucho más elevadas que las de este sistema.

Sin embargo, es un equipo que trabaja a un potencial muy elevado y, por tanto, consume una gran cantidad de energía. Esto supone unos elevados costes de operación añadidos al ya alto coste de inversión, que la recuperación de 6000 kg/h de agua no justificaría.

Por ello, se rechaza la utilización de un precipitador electrostático para la eliminación de las partículas.

iv) *Lavador húmedo de gases*

El funcionamiento de un lavador de gases ya se ha expuesto en apartados anteriores. Como se ha visto, existen diferentes tipos, dependiendo del tamaño de partícula que quiera separarse del gas con una eficiencia aceptable. Según esto, queda descartada la torre de pulverización vacía, ya que sólo puede separar partículas mayores de 10 μm . Los otros tres tipos expuestos, como son los de lecho fijo o fluidizado, los de platos y el venturi podrían, en principio, ser utilizados eficazmente. El lavador de platos, sin embargo, presenta problemas de obturación por ensuciamiento de los orificios de los mismos. La limpieza de estos orificios puede resultar complicada. Como no presenta ninguna ventaja palpable frente a los de lecho o los de tipo venturi, se ha creído conveniente rechazarlo en la evaluación preliminar.

El análisis preliminar de estos cuatro equipos de separación de partículas sólidas de un gas, que son el ciclón, el filtro de mangas, el precipitador electrostático y el lavador de

gases, conduce a la conclusión de que hay que rechazar la utilización de los tres primeros. Así, queda el lavador de gases, venturi o de lecho fijo, como única alternativa posible para la separación del hidróxido cálcico antes de condensar el vapor.

3. 3. 3. Separación de las partículas después de condensar el vapor

En la alternativa de llevar a cabo un intercambio de calor directo, las partículas deben ser separadas de la masa global de agua antes de refrigerarla. Para ello se han propuesto cuatro equipos diferentes: un hidrociclón, un sedimentador en continuo, un filtro continuo y una centrífuga de sedimentación. A continuación se realizará un estudio preliminar de estas cuatro alternativas.

i) Hidrociclón

El hidrociclón es uno de los sistemas más baratos y sencillos para separar partículas de un líquido, ya que no dispone de partes móviles y su construcción no presenta grandes problemas. Sin embargo, este equipo está ideado en principio como clasificador de partículas situadas en el rango de las 5 a las 100 μm . Si se pretende separar partículas más pequeñas, como es el caso, la caída de presión necesaria para ello hace que el sistema sea económicamente inviable, por lo que debe ser rechazado como alternativa.

ii) Sedimentador

El sedimentador es también un sistema de fácil construcción y sencillo, ya que tampoco dispone de partes móviles, con lo que resulta económico. Su viabilidad dependerá del área necesaria para la sedimentación de las partículas y obtención de un clarificado adecuado. Este área está relacionada, a su vez, con la velocidad de sedimentación de las partículas de hidróxido cálcico. Además, debe calcularse el volumen necesario para permitir un tiempo de residencia adecuado.

Por tanto, a priori no puede decidirse si éste es un sistema adecuado o no, y deberán realizarse algunos cálculos para determinarlo.

iii) Filtro continuo

Un filtro continuo de vacío es otra de las alternativas propuestas para separar las partículas del líquido. Este sistema es utilizado industrialmente para separar lodos y partículas en suspensión de líquidos como, por ejemplo, aguas residuales. Ello hace pensar que este equipo podría resultar viable en el caso que se estudia. Sin embargo, las partículas que se pretende separar son muy pequeñas, de un tamaño de alrededor de 1 μm . Ello supone, como se ha descrito en el fundamento teórico, que la fracción de huecos de la torta es muy pequeña, con lo que la caída de presión a través de ella es demasiado grande para ser vencida con el vacío que se aplica normalmente. Por esta razón un filtro de vacío no resulta viable en este caso.

Podría, sin embargo, pensarse en sustituir el filtro de vacío por un filtro a presión, para así vencer la resistencia de la torta. Esta idea debe rechazarse por los problemas de complejidad que supone y porque, como se ha dicho, se trata de filtros pequeños, que no pueden tratar grandes caudales de agua. El caudal de agua que se ha necesitado para condensar el vapor y, por tanto, la cantidad de agua a tratar, es muy elevada. En consecuencia, queda definitivamente descartada esta alternativa.

iv) Centrifuga de sedimentación

La centrifuga de sedimentación es otro equipo usado en la industria para clarificar suspensiones. Es muy utilizada, sobretodo, en el tratamiento de aguas residuales. Carece de la sencillez de construcción que tienen el hidrociclón y el sedimentador por gravedad, además de que su consumo energético es mucho más elevado, pero es capaz de separar partículas más pequeñas con un área mucho menor que la que correspondería a un sedimentador.

Un estudio más detallado de este equipo determinará si es viable su utilización.

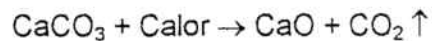
El estudio preliminar de las cuatro alternativas propuestas para la separación del sólido en suspensión en el agua, una vez condensado el vapor, conduce a rechazar como equipos viables el hidrociclón y el filtro continuo. Por tanto, quedan el sedimentador por

gravedad y la centrífuga de sedimentación como únicos equipos a considerar, de los que debe hacerse un análisis detallado.

3. 3. 4. Condensación del vapor con recuperación de energía

El vapor de agua, para ser recuperado, debe ser condensado. Durante la condensación, este vapor cede su calor latente al fluido refrigerante. Por ello, se ha pensado en la posibilidad de recuperar esta energía en otras partes de la planta. En el mismo reactor no es posible recuperar el calor, ya que lo que se necesita es, precisamente, retirarlo, porque la reacción de hidratación del óxido cálcico es exotérmica. De hecho, el vapor procede del agua introducida en el reactor como refrigerante, por lo que esta posibilidad es absurda.

Es necesario, en consecuencia, considerar la utilización de este calor en otra zona de la fábrica. La otra reacción que se lleva a cabo en la planta es la de fabricación de óxido cálcico a partir del carbonato de calcio extraído de la cantera, según:



Esta reacción es endotérmica, por lo que el calor podría ser utilizado aquí.

Llegados a este punto, hay que analizar cómo se produce la transformación del carbonato cálcico. El óxido cálcico se fabrica en el interior de un horno de cal que trabaja a 800°C, temperatura necesaria para descomponer el carbonato. El CaO, por tanto, sale del horno aproximadamente a esa temperatura.

La elevada temperatura se consigue en el interior del horno por combustión de carbón. El aire utilizado en la combustión se precalienta haciéndolo pasar primero por la salida de CaO. Esto hace que el producto salga algo más frío y, paralelamente, se ahorre combustible, al entrar el aire ya caliente.

La forma más obvia de recuperar la energía del vapor del reactor de hidróxido es condensar éste mediante contacto indirecto con aire y añadir este aire al que va al horno. Sin embargo, ya se ha dicho que el aire de combustión se precalienta mediante contacto con el CaO de salida, que está a 800°C, temperatura muy superior a los 100°C que se

podrían conseguir, como máximo, por intercambio con el vapor. Esto hace que el aire entre en el horno a una temperatura muy por encima de los 100°C. En este punto no puede aprovecharse el calor de condensación, ya que está en un nivel energético inferior.

Existe otra posibilidad, que es la de precalentar el aire dos veces, primero condensando el vapor y luego enfriando el óxido cálcico. De esta forma, la temperatura de entrada al horno sería algo superior. Debe estudiarse, no obstante, si esto vale realmente la pena. El aire actualmente se precalienta enfriando el óxido cálcico por contacto con él. Aún así, el producto sale a una temperatura todavía bastante superior a la ambiental. En consecuencia, si se creyera adecuado recuperar más energía, sería probablemente bastante más sencillo aumentar la zona de interacción entre el aire y el óxido para que intercambiaran mayor cantidad de energía.

En conclusión, no vale la pena realizar una inversión para recuperar la energía contenida en el vapor, que se halla a un nivel energético muy inferior al del horno. En consecuencia, la condensación del vapor tendrá lugar sin recuperación de energía.

3. 3. 5. Intercambio de calor mediante contacto directo con agua. Circuito de refrigeración

Si no se recupera el calor latente contenido en el vapor, la condensación del mismo puede realizarse mediante contacto directo o indirecto. En este apartado se hará un análisis preliminar de las alternativas derivadas de condensar por contacto directo con agua. En apartados anteriores ya se ha visto la necesidad de separar posteriormente el sólido en suspensión del agua líquida, y el equipo que debe analizarse como alternativa para ello, rechazándose los demás. Por tanto, esta discusión ya está hecha, y no se repetirá en este punto.

Al condensar el vapor mediante contacto directo con agua líquida, la salida del condensador es una gran masa de agua que sale a elevada temperatura. Una pequeña parte de este agua, junto con las partículas, será directamente recirculada al reactor. El resto se reutilizará en el sistema de condensación, por lo que deberá ser enfriada previamente. Para producir este enfriamiento se han propuesto tres alternativas, que son la utilización de una torre de refrigeración única, el empleo de un aerorrefrigerante, y el uso de un aerorrefrigerante seguido de una torre. En este apartado se hará la evaluación preliminar de estas tres alternativas.

i) Torre de refrigeración

Esta primera alternativa contempla la posibilidad de utilizar una torre de refrigeración para enfriar el agua desde la temperatura de salida del sistema de condensación hasta una temperatura adecuada para ser recirculada de nuevo al mismo.

En el sistema de duchas, el agua líquida interacciona con el vapor e intercambia calor con él. El vapor le cede su calor latente y el agua se calienta, de forma que el conjunto abandona el sistema a una temperatura elevada, que depende del caudal de agua utilizado en la condensación. Si se utilizara una torre de enfriamiento como único sistema de refrigeración, el agua llegaría a la torre de enfriamiento a esta temperatura, se pondría en contacto directo con aire a contracorriente e interaccionaría con él.

A temperatura elevada, la presión de vapor del agua es muy grande. Al ponerse en contacto con aire ambiente, el agua se evapora, tendiendo a alcanzar las condiciones de equilibrio en la interfase. La temperatura en la interfase es necesariamente alta, por lo que también lo es la presión de vapor. En consecuencia, se evaporará una gran cantidad de agua para llegar a la saturación, con la consiguiente pérdida de ésta, que deberá ser repuesta mediante una alimentación externa. La posibilidad de utilizar esta alternativa dependerá, por tanto, de las pérdidas por evaporación que se produzcan en el sistema. Éstas deben ser calculadas en un análisis posterior, a partir del caudal de agua usado en la condensación y su temperatura de entrada a la torre.

ii) Aerorrefrigerante

La segunda alternativa a considerar es la utilización de un aerorrefrigerante como sistema de enfriamiento. En él, el contacto entre el agua y el aire es indirecto y el calor transmitido es sólo calor sensible. No se elimina calor por evaporación del agua, ya que ésta no interacciona directamente con el aire ambiente. Por esta razón, no se presenta el problema que existía si se utilizaba una torre de enfriamiento.

La viabilidad de la utilización de este equipo dependerá del área de intercambio necesaria para enfriar el agua desde la temperatura de salida del condensador hasta aquella temperatura que permita que el caudal de agua utilizado sea suficiente para

condensar el vapor. Este área no se conoce a priori, por lo que debe ser calculada en un análisis más completo.

Por consiguiente, la utilización de un aerorrefrigerante único se presenta como una alternativa a considerar en una evaluación posterior más detallada.

iii) Aerorrefrigerante seguido de torre de refrigeración

La tercera alternativa propuesta en este apartado es el empleo de un aerorrefrigerante para preenfriar el agua desde su temperatura de salida del condensador hasta una temperatura intermedia, seguido de una torre que enfríe el agua desde esta temperatura hasta una temperatura inferior.

De este modo se aprovechan las ventajas de las dos alternativas propuestas anteriormente. Por un lado, al situar en primer lugar un aerorrefrigerante que baje la temperatura del agua, se evita el problema de pérdidas por evaporación excesiva. Por el otro, la utilización de una torre en serie permite que la temperatura de salida del aerorrefrigerante sea superior a la que tendría si se utilizara como único equipo, ya que la torre acabará de enfriar el agua hasta la temperatura adecuada. Esto se traduce en una disminución del área de aerorrefrigerante necesaria, con el consiguiente ahorro económico.

Una evaluación completa de esta alternativa dictaminará si la reducción del área del aerorrefrigerante justifica la complicación que supone la utilización de dos equipos en lugar de uno.

La conclusión de este apartado es, en definitiva, que deben estudiarse todas las alternativas propuestas mediante un análisis más detallado. La evaluación final de cada una de las tres propuestas decidirá cuál de ellas resulta más interesante.

3. 3. 6. Intercambio de calor mediante contacto indirecto

Para condensar el vapor se han propuesto dos alternativas: el contacto directo con agua y el contacto indirecto. El primero ya ha sido discutido en apartados anteriores. En este punto se tratará el contacto indirecto y se considerarán las posibilidades de realizarlo con agua o con aire. Ya se ha llegado a la conclusión de que las partículas deben ser separadas del vapor antes de condensarlo si se utiliza este sistema. Por tanto, esto no se discutirá aquí y se partirá de la base de que las partículas han sido separadas previamente en el equipo adecuado.

i) *Intercambio de calor indirecto con agua*

Esta alternativa consiste en condensar el vapor utilizando agua como fluido refrigerante en un condensador que dispone de una superficie que separa ambos fluidos.

Al absorber el calor latente cedido por el vapor, el agua se calentará, por lo que, para poder ser reutilizada, deberá ser debidamente enfriada en un sistema adecuado. El caudal de agua a refrigerar será aproximadamente el mismo que si se utilizara un contacto directo, por lo que el equipo necesario para ello será muy similar.

Sin embargo, en este sistema hay que diseñar un intercambiador de calor que disponga de un área de intercambio suficiente para llevar a cabo la condensación, mientras que en el contacto directo esta superficie no existía. De esta forma, esta alternativa supone el coste adicional del área del condensador frente al intercambio de calor directo, que no se deriva en ninguna otra ventaja. Por este motivo se cree conveniente rechazarla.

ii) *Intercambio de calor indirecto con aire*

En esta alternativa se utiliza aire ambiente como refrigerante, mientras que el vapor, libre de partículas, condensa sobre la superficie que separa ambos fluidos.

El calor latente es cedido al aire por el vapor condensante, de forma que la temperatura del aire a la salida es mayor que la de entrada. El aire caliente se devuelve

a la atmósfera y se utiliza siempre aire fresco para el intercambio. Esta es la razón de que, en este caso, no se necesite un circuito adicional de refrigeración que enfríe el fluido usado como eliminador de calor durante la condensación.

Este sistema supone, por una parte, la utilización de una superficie de intercambio en el equipo de condensación. Por otra parte, se evita el equipo de enfriamiento posterior del agua refrigerante, necesario si el intercambio de calor es en contacto directo.

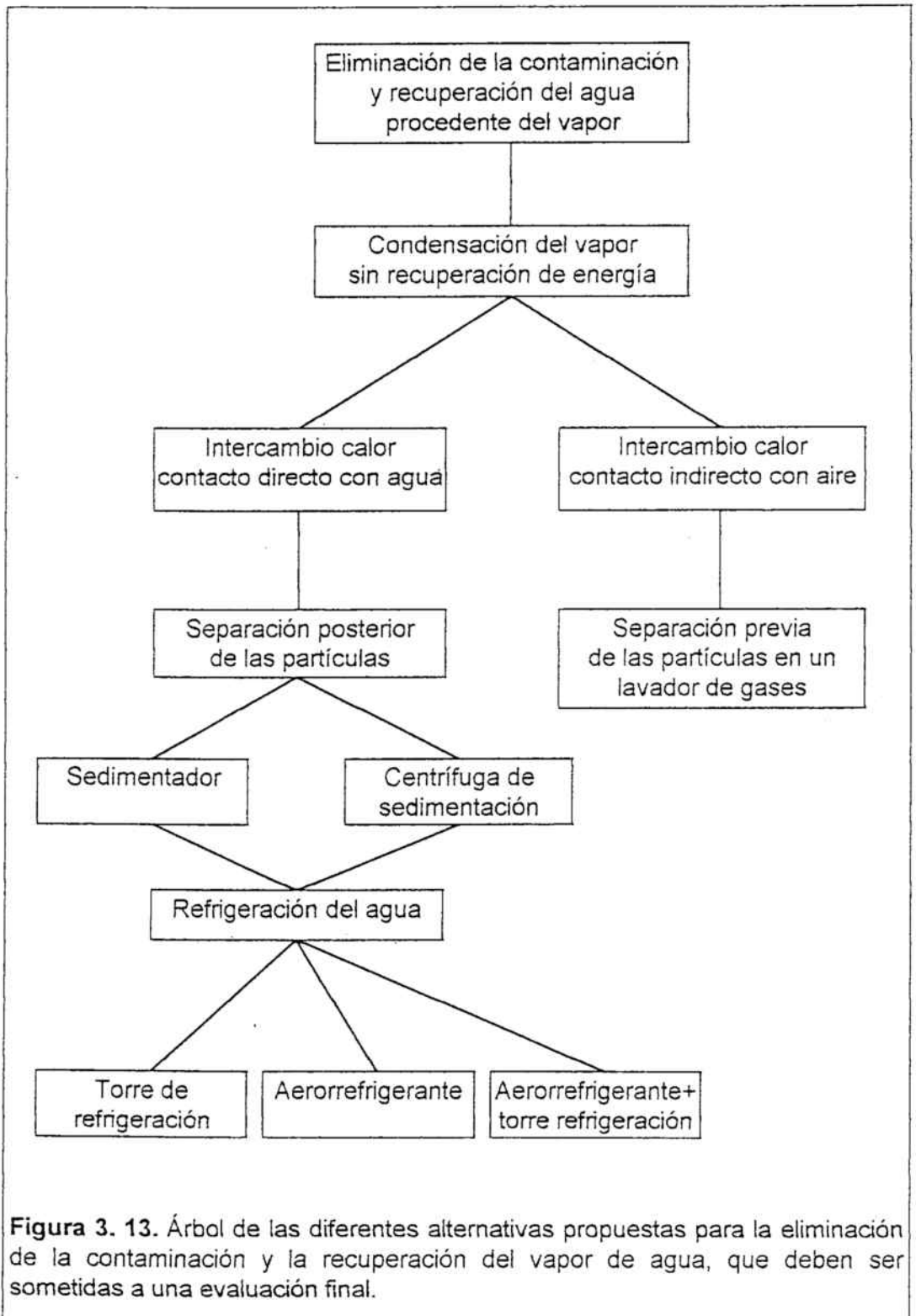
La superficie necesaria en el equipo de condensación debe ser calculada, pero en todo caso será inferior a la utilizada en el circuito de enfriamiento del agua, ya que, aunque el calor a intercambiar es el mismo, en este caso está en forma de calor latente, por lo que la temperatura del fluido a refrigerar no varía, con lo cual la diferencia de temperaturas entre el aire y el vapor a lo largo del intercambiador se mantiene muy elevada, y la fuerza impulsora es grande. Por tanto, vale la pena tener en cuenta esta posibilidad.

La conclusión de este punto es que hay que rechazar la condensación indirecta con agua, mientras que es interesante considerar la condensación indirecta con aire.

La viabilidad de la alternativa de condensación indirecta depende del ahorro de área de intercambio que esto suponga; pero, además, hay que tener en cuenta que en este caso se necesita un lavador de gases, mientras que en el contacto directo se usa una centrífuga de sedimentación o un sedimentador. En consecuencia, la evaluación final de esta alternativa deberá hacerse considerando el sistema en su conjunto, como lavador de gases-condensador de contacto indirecto, frente al de condensador de contacto directo-sedimentador/centrífuga-sistema de refrigeración.

3. 3. 7. Nuevo árbol de alternativas

Una vez realizada una evaluación preliminar de las alternativas propuestas, se puede construir un nuevo árbol más simplificado en el que se han eliminado las rechazadas en este primer estudio. En él se muestran conjuntamente los equipos empleados tanto para la eliminación de la contaminación como para la recuperación del vapor (**figura 3.13**). A partir de ahora, y para la evaluación final de alternativas, se tendrán en cuenta únicamente las señaladas en esta nueva figura.



En el cuadro de la **figura 3.13** se puede observar que quedan dos alternativas principales de las que debe hacerse un análisis final, que condensan el vapor sin recuperación de energía. Éstas tienen, a su vez, subalternativas, y son:

- i) Condensación del vapor de agua mediante contacto directo con agua líquida. Posteriormente, las partículas de hidróxido cálcico en suspensión son separadas. Debe estudiarse si esta separación es conveniente realizarla en un sedimentador por gravedad, o bien en una centrífuga de sedimentación. En ambos casos el espesado es recirculado al reactor.

El agua clarificada puede enfriarse mediante tres alternativas: un aerorrefrigerante, una torre de refrigeración, o una combinación de aerorrefrigerante más torre. Seguidamente es reutilizada en el equipo de condensación.

- ii) La condensación del vapor se produce en esta segunda alternativa mediante contacto indirecto con aire ambiente en un aerorrefrigerante. Las partículas en suspensión tienen que haber sido separadas del agua en estado vapor antes de introducirla en el condensador. Para ello se utiliza un lavador húmedo de gases. El hidróxido cálcico separado y el vapor condensado son recirculados al reactor.

En el apartado siguiente se realizará el análisis final de estas alternativas.

4. EVALUACIÓN

FINAL DE

ALTERNATIVAS

4. EVALUACIÓN FINAL DE ALTERNATIVAS

En este apartado se llevará a cabo la evaluación final de alternativas, utilizando los cálculos necesarios para obtener un diseño preliminar de cada uno de los equipos implicados. En cada punto se explicará cómo se ha llegado a la ecuación de diseño y el método de cálculo utilizado. En cada alternativa se diseñará en una primera aproximación cada equipo independientemente del resto, utilizando unas condiciones de operación que se crean apropiadas para ese caso. De resultar viable la alternativa, se recalcularán los equipos interconectando entre sí caudales y temperaturas.

4. 1. Condensación del vapor mediante contacto directo con agua

En este primer punto se discutirán las diferentes alternativas que surgen de condensar el vapor de agua procedente del reactor mediante contacto directo con agua líquida. Se desarrollará en tres subapartados, que corresponden al sistema de condensación del vapor, a la separación de las partículas mediante un sedimentador o una centrífuga de sedimentación, y a la refrigeración del agua, mediante una torre de refrigeración, un aerorrefrigerante, o una combinación de ambos.

En principio se diseñará cada equipo para un caudal mínimo de agua que satisfaga los requerimientos energéticos de condensación del vapor, fijando la temperatura del agua fría en 35°C, temperatura que parece razonable si la refrigeración ha de conseguirse con aire ambiente. La temperatura del conjunto de agua más vapor condensado es como máximo de 100°C. Por tanto, teniendo en cuenta el calor intercambiado:

$$Q = G \lambda = L C_L (T_{L2} - T_{L1}) \quad (\text{Ec. 1})$$

Siendo:

C_L = calor específico del agua = 4,18 kJ / kg·°C.

G = caudal de vapor (kg / h).

L = caudal de agua (kg / h).

T_{L1} = temperatura del agua a la entrada (°C).

T_{L2} = temperatura del agua a la salida (°C).

Q = caudal de calor intercambiado (kJ / h).

λ = calor latente del agua = 2502,3 kJ / kg.

El caudal de agua necesario es de **55260 kg / h**.

4. 1. 1. Diseño del condensador de vapor por contacto directo con agua

- Teoría del diseño

En el condensador por contacto directo, el agua es introducida por la parte superior del equipo, mientras que el vapor se introduce por debajo, de forma que el sistema funciona a contracorriente, según se muestra en la **figura 4.1**. La nomenclatura utilizada es la siguiente:

a = área específica (m^2 / m^3).

C_L = calor específico del agua (kJ / kg·°C).

D = diámetro de la columna (m).

D_n = diámetro nominal del relleno (m).

D_{SV} = diámetro superficie-volumen, o diámetro de la esfera que, en un mismo volumen de relleno, tiene el mismo área que el relleno dado (m).

G = caudal de vapor (kg / h).

G_2 = caudal de vapor introducido por la parte inferior del condensador (kg / h).

H = altura del condensador (m).

h_G = coeficiente individual de transferencia de calor en la fase vapor (kJ / h·m³·°C).

h_L = coeficiente individual de transferencia de calor en la fase líquida (kJ / h·m³·°C).

i_G = entalpía del vapor (kJ / kg).

κ = conductividad térmica del líquido (kJ / h·m·°C).

L = caudal de agua (kg / h).

L_1 = caudal de agua a la entrada, en la parte superior del condensador (kg / h).

L_2 = caudal de agua a la salida, en la parte inferior del equipo (kg / h).

L_w = hold-up (adimensional).

Q = caudal de calor intercambiado (kJ / h).

S = sección del condensador (m^2).

T_G = temperatura del vapor = 100°C.

T_e = temperatura de la interfase (°C).

T_i = temperatura del agua a una determinada altura en el condensador (°C).

T_{L1} = temperatura del agua a la entrada ($^{\circ}\text{C}$).

T_{L2} = temperatura del agua a la salida ($^{\circ}\text{C}$).

ε = porosidad o fracción de huecos del lecho (adimensional).

ρ = densidad del líquido (kg / m^3).

λ = calor latente del agua (kJ / kg).

θ = tiempo de residencia (h).

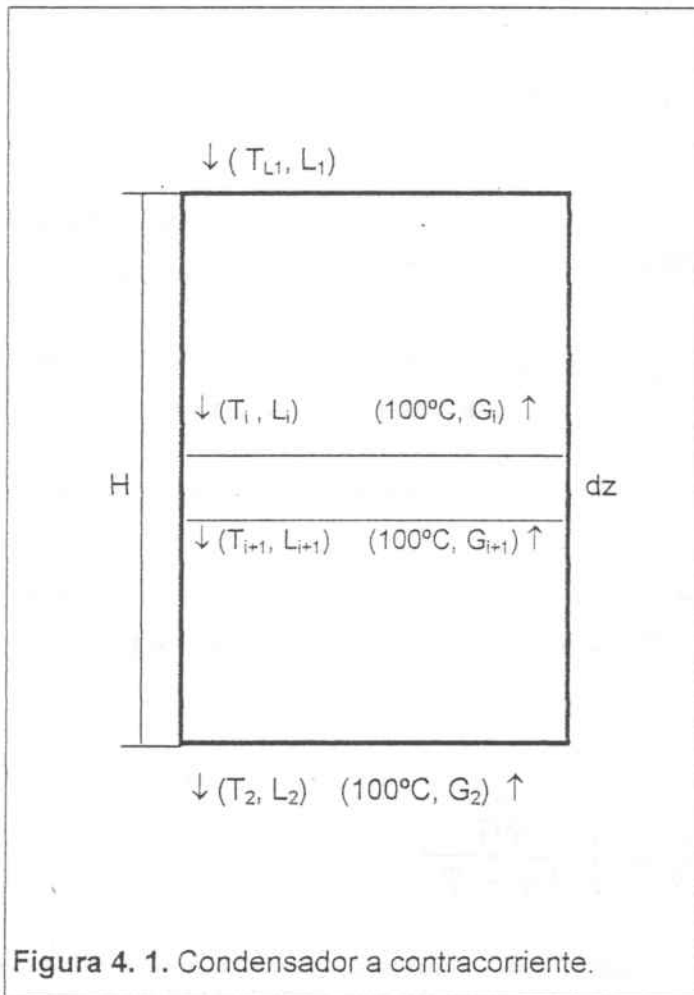


Figura 4. 1. Condensador a contracorriente.

Realizando los balances microscópicos:

BALANCE DE MATERIA

$$dL = -dG \quad (\text{Ec. 2})$$

BALANCE DE ENERGÍA

$$d(G i_G) = d(L C_L T_L) \approx C_L d(L T_L) \quad (\text{Ec. 3})$$

siendo:

$$i_G = C_L T_G + \lambda \quad (\text{Ec. 4})$$

El calor específico del agua se supone prácticamente constante al variar la temperatura, por lo que puede salir del diferencial.

ECUACIONES DE VELOCIDAD. TRANSFERENCIA DE ENERGÍA

Líquido

$$dQ = C_L d(LT_L) = h_L (T_i - T_L) a S dz \quad (\text{Ec. 5})$$

Gas

$$dQ = (C_L T_G + \lambda) dG = h_G (T_G - T_i) a S dz \quad (\text{Ec. 6})$$

De esta forma, integrando, se obtienen las siguientes ecuaciones de diseño para el líquido y el gas:

Líquido

$$H = \frac{C_L}{h_L a S} \int_{T_i}^{T_2} \frac{d(LT_L)}{T_i - T_L} \quad (\text{Ec. 7})$$

Gas

$$H = \frac{C_L T_G + \lambda}{h_G a S} \int_{T_i}^{T_2} \frac{dG}{T_G - T_i} \quad (\text{Ec. 8})$$

Éstas son las ecuaciones de diseño que deben utilizarse para el cálculo de la altura necesaria del condensador. De ellas se desprende que la temperatura del líquido sólo llegará a alcanzar la temperatura del gas para una altura infinita del condensador. Para resolver las ecuaciones hay que definir la temperatura de la interfase, T_i . La temperatura de la interfase variará, si se utiliza una torre de pulverización vacía o una torre de relleno. Si se utiliza una torre vacía, se forman gotitas muy pequeñas de líquido, con lo que la resistencia a la transferencia de calor en la fase líquida es muy pequeña, y casi toda la resistencia está en la fase gas. De este modo, la temperatura de la interfase se aproxima a la temperatura del líquido. Si se utiliza una torre de relleno para la condensación (Fair, J.R.,1972), el vapor

condensa en la interfase a una temperatura cercana a la del seno del gas, con lo que la temperatura interfacial se aproxima a la del vapor.

-Cálculo del sistema de condensación

Se ha diseñado el condensador con relleno y sin él. Para ello se ha escogido un diámetro del equipo de 1,9 m, que es el de la chimenea con lavadores de pulverización que hay instalada actualmente. Los cálculos realizados se muestran a continuación.

i) Columna de pulverización vacía

En la columna de pulverización vacía se puede suponer que la resistencia a la transferencia de calor se encuentra en su mayoría en la fase gas. De este modo, para diseñar el lavador se utiliza la ecuación 8, donde la temperatura de la interfase se sustituye por la temperatura del líquido.

Esta ecuación debe ser resuelta numéricamente, ya que el caudal de vapor varía y, por tanto, no puede salir de la integral. Además, debe calcularse el valor del coeficiente individual de transferencia de calor en la fase gas, $h_g a$, coeficiente que puede calcularse según (Fair, J.R., 1972):

$$h_g a = \frac{0,268 \left(\frac{G}{S}\right)^{0,8} \left(\frac{L}{S}\right)^{0,4}}{H^{0,5}} \quad (\text{Ec. 9})$$

El caudal de líquido se considera aproximadamente constante, ya que la cantidad de vapor que condensa es muy pequeña comparada con la de líquido utilizado. Agrupando los términos convenientemente, la ecuación 8 resulta:

$$H^{1/2} = \frac{(C_L T_G + \lambda) S^{0,2}}{0,268 L^{0,4}} \sum \frac{\Delta G}{G_i^{0,8} (T_G - T_{Li})} \quad (\text{Ec. 10})$$

Para resolver esta expresión se ha utilizado una hoja de cálculo, que se muestra en las tablas 4.1. y 4.2. En la tabla 4.1. se ha iterado, modificando la temperatura de salida del líquido y, por tanto, el caudal necesario, para conseguir condensar todo el vapor en

una altura de 3,5 metros. Como resultado, se observa que en una torre vacía de 3,5 metros, el caudal de agua líquida necesario es de casi 124 millones de kg / h. , mientras que su temperatura apenas ha variado.

T _G =	100 °C
C _L =	4,18 kJ / kg °C
λ=	2502,3 kJ / kg
T _{L1} =	35 °C
T _{L2} =	35,029 °C
G =	6000 kg / h
Q _{elim.} =	15013800 kJ / h
L =	123855799,37 kg / h
S =	2,80 m ²
factor=	4,59

TL	Qi ced. (kJ/h)	Gcond.(kg/h)	Gi (kg/h)	ΔG/(100-T _{Li})	"HUT"	ΔH ^{1/2}
35			0			
35,001	517717,2414	206,896552	206,896552	3,183072843	0,02374971	0,34672089
35,002	517717,2414	206,896552	413,793103	3,183121815	0,01364063	0,19914192
35,003	517717,2414	206,896552	620,689655	3,183170788	0,00986192	0,14397808
35,004	517717,2414	206,896552	827,586207	3,183219763	0,00783448	0,11438052
35,005	517717,2414	206,896552	1034,48276	3,183268739	0,00655364	0,09568211
35,006	517717,2414	206,896552	1241,37931	3,183317717	0,00566418	0,08269751
35,007	517717,2414	206,896552	1448,27586	3,183366697	0,00500703	0,07310409
35,008	517717,2414	206,896552	1655,17241	3,183415678	0,00449973	0,0656984
35,009	517717,2414	206,896552	1862,06897	3,18346466	0,0040951	0,0597915
35,01	517717,2414	206,896552	2068,96552	3,183513644	0,00376408	0,05495917
35,011	517717,2414	206,896552	2275,86207	3,183562629	0,00348774	0,05092519
35,012	517717,2414	206,896552	2482,75862	3,183611616	0,00325322	0,04750163
35,013	517717,2414	206,896552	2689,65517	3,183660605	0,00305143	0,04455593
35,014	517717,2414	206,896552	2896,55172	3,183709595	0,00287578	0,0419918
35,015	517717,2414	206,896552	3103,44828	3,183758586	0,00272136	0,0397375
35,016	517717,2414	206,896552	3310,34483	3,183807579	0,00258442	0,03773847
35,017	517717,2414	206,896552	3517,24138	3,183856574	0,00246206	0,03595239
35,018	517717,2414	206,896552	3724,13793	3,18390557	0,00235202	0,03434596
35,019	517717,2414	206,896552	3931,03448	3,183954567	0,00225245	0,03289254
35,02	517717,2414	206,896552	4137,93103	3,184003566	0,00216189	0,03157061
35,021	517717,2414	206,896552	4344,82759	3,184052567	0,00207914	0,03036255
35,022	517717,2414	206,896552	4551,72414	3,184101569	0,00200318	0,02925379
35,023	517717,2414	206,896552	4758,62069	3,184150572	0,0019332	0,0282322
35,024	517717,2414	206,896552	4965,51724	3,184199577	0,00186848	0,02728756
35,025	517717,2414	206,896552	5172,41379	3,184248584	0,00180845	0,02641122
35,026	517717,2414	206,896552	5379,31034	3,184297592	0,00175259	0,02559578
35,027	517717,2414	206,896552	5586,2069	3,184346601	0,00170046	0,02483492
35,028	517717,2414	206,896552	5793,10345	3,184395612	0,0016517	0,02412315
35,029	517717,2414	206,896552	6000	3,184444625	0,00160598	0,02345572
suma =	15013800		H ^{1/2} = H=	SUMA 3,51	1,87292309 m	m ^{1/2}

Tabla 4.1. Cálculo del caudal de agua necesario para condensar 6000 kg/h de vapor.

$T_G = 100 \text{ }^\circ\text{C}$
 $C_L = 4,18 \text{ kJ / kg }^\circ\text{C}$
 $\lambda = 2502,3 \text{ kJ / kg}$
 $T_{L1} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$
 $T_{L2} = 78 \text{ }^\circ\text{C}$
 $G = 6000 \text{ kg / h}$
 $Q_{elim.} = 15013800 \text{ kJ / h}$
 $L = 83530,66 \text{ kg / h}$
 $S = 2,80 \text{ m}^2$
 $factor = 4,59$

T_L	$Q_i \text{ ced. (kJ/h)}$	$G_{cond. (kg/h)}$	$G_i \text{ (kg/h)}$	$\Delta G / (100 - T_{Li})$	"HUT"	$\Delta H^{1/2}$
35			0			
36	349158,1395	139,534884	139,534884	2,180232558	0,6038692	6,03838503
37	349158,1395	139,534884	279,069767	2,214839424	0,34683178	3,52319134
38	349158,1395	139,534884	418,604651	2,250562641	0,25075285	2,58828492
39	349158,1395	139,534884	558,139535	2,28745711	0,19920255	2,08988769
40	349158,1395	139,534884	697,674419	2,325581395	0,16663525	1,77735231
41	349158,1395	139,534884	837,209302	2,364998029	0,14401969	1,5621681
42	349158,1395	139,534884	976,744186	2,405773857	0,12731056	1,40473483
43	349158,1395	139,534884	1116,27907	2,447980416	0,11441182	1,28455863
44	349158,1395	139,534884	1255,81395	2,491694352	0,10412353	1,18992268
45	349158,1395	139,534884	1395,34884	2,536997886	0,09570682	1,11362273
46	349158,1395	139,534884	1534,88372	2,583979328	0,08868062	1,05097617
47	349158,1395	139,534884	1674,4186	2,632733655	0,08271759	0,99880316
48	349158,1395	139,534884	1813,95349	2,683363148	0,07758686	0,95486671
49	349158,1395	139,534884	1953,48837	2,735978112	0,07312072	0,91754669
50	349158,1395	139,534884	2093,02326	2,790697674	0,06919423	0,8856411
51	349158,1395	139,534884	2232,55814	2,847650688	0,06571233	0,85823992
52	349158,1395	139,534884	2372,09302	2,906976744	0,06260136	0,83464232
53	349158,1395	139,534884	2511,62791	2,968827313	0,05980326	0,8143009
54	349158,1395	139,534884	2651,16279	3,033367037	0,05727169	0,79678301
55	349158,1395	139,534884	2790,69767	3,100775194	0,05496913	0,78174348
56	349158,1395	139,534884	2930,23256	3,171247357	0,0528649	0,76890496
57	349158,1395	139,534884	3069,76744	3,244997296	0,05093364	0,75804358
58	349158,1395	139,534884	3209,30233	3,322259136	0,0491542	0,74897827
59	349158,1395	139,534884	3348,83721	3,403289847	0,04750878	0,74156278
60	349158,1395	139,534884	3488,37209	3,488372093	0,04598232	0,73567971
61	349158,1395	139,534884	3627,90698	3,577817531	0,04456195	0,73123588
62	349158,1395	139,534884	3767,44186	3,671970624	0,04323663	0,72815891
63	349158,1395	139,534884	3906,97674	3,771213074	0,04199682	0,72639463
64	349158,1395	139,534884	4046,51163	3,875968992	0,04083424	0,72590515
65	349158,1395	139,534884	4186,04651	3,986710963	0,03974165	0,72666748
66	349158,1395	139,534884	4325,5814	4,103967168	0,03871271	0,72867271
67	349158,1395	139,534884	4465,11628	4,22832981	0,03774182	0,73192546
68	349158,1395	139,534884	4604,65116	4,360465116	0,03682406	0,73644386
69	349158,1395	139,534884	4744,18605	4,501125281	0,03595504	0,74225981
70	349158,1395	139,534884	4883,72093	4,651162791	0,03513083	0,74941967
71	349158,1395	139,534884	5023,25581	4,811547715	0,03434795	0,75798529
72	349158,1395	139,534884	5162,7907	4,983388704	0,03360327	0,76803563
73	349158,1395	139,534884	5302,32558	5,167958656	0,03289395	0,77966876
74	349158,1395	139,534884	5441,86047	5,366726297	0,03221745	0,79300467

75	349158,1395	139,534884	5581,39535	5,581395349	0,03157148	0,8081887
76	349158,1395	139,534884	5720,93023	5,813953488	0,03095393	0,82539617
77	349158,1395	139,534884	5860,46512	6,066734075	0,03036291	0,84483813
78	349158,1395	139,534884	6000	6,342494715	0,0297967	0,86676892
suma =	15013800		H ^{1/2} = H=	SUMA 2400	48,9897908 m	m ^{1/2}

Tabla 4.2. Cálculo de la altura de la columna necesaria para condensar 6000 kg/h de vapor.

En la **tabla 4.2.** se ha fijado la temperatura de salida del agua en 78°C. En consecuencia, el caudal de agua necesario es de unos 83530 kg / h. A partir de aquí, se ha calculado la altura necesaria para conseguir la condensación de todo el vapor. El resultado es que se necesitarían 2400 metros de torre.

De ambos cálculos se desprende que la condensación del vapor de agua en una columna vacía de pulverización no puede realizarse, ya que, bien el caudal de agua, bien la altura de la torre necesaria, son desorbitados.

ii) Columna de pulverización con relleno

En la columna de pulverización con relleno la resistencia a la transferencia de calor se encuentra en su mayoría en la fase líquida. Por ello, para diseñar el lavador se utiliza la ecuación 7, donde la temperatura de la interfase se sustituye por la temperatura del vapor, es decir, 100°C en este caso.

Esta ecuación puede integrarse analíticamente, ya que el caudal de líquido puede salir de la integral, al considerarse prácticamente constante. El factor que multiplica a la integral es la altura de una unidad de transferencia (*HUT*), mientras que la integral propiamente dicha es el número de unidades de transferencia (*NUT*).

Integrando el *NUT*, se obtiene:

$$NUT = \ln \frac{T_G - T_{L1}}{T_G - T_{L2}} \quad (\text{Ec. 11})$$

Mientras que, para resolver el *HUT*, debe calcularse el valor del coeficiente individual de transferencia de calor en la fase líquida, $h_l a$, mediante la expresión:

$$h_L = 2 C_L \rho \sqrt{\frac{\kappa / \rho C_L}{\pi \theta}} \quad (\text{Ec. 12})$$

El tiempo de residencia (θ) se obtiene a partir de:

$$\theta = \frac{H S \rho L_w}{L} \quad (\text{Ec. 13})$$

El hold-up (L_w) o fracción de volumen ocupada por el líquido puede ser calculado, en unidades del sistema internacional, según la ecuación (Wallas, S. M., p. 439):

$$L_w = 1,705 \cdot 10^{-4} \left(\frac{L/S}{D_{sv}} \right)^{0,6} \quad (\text{Ec. 14})$$

El diámetro de la esfera equivalente D_{vc} se calcula siguiendo la ecuación:

$$a = \frac{\pi D_{sv}^2}{\frac{4}{3} \pi \left(\frac{D_{sv}}{2} \right)^3} (1 - \varepsilon) \quad (\text{Ec. 15})$$

Reagrupando términos, la ecuación de la altura de relleno necesaria es:

$$H = \frac{L}{S} \frac{4,18 \pi L_w}{\kappa} \left\{ \frac{1}{2a} \ln \frac{T_G - T_{L1}}{T_G - T_{L2}} \right\}^2 \quad (\text{Ec. 16})$$

Para resolver la ecuación 16, se dispone del dato:

$$\kappa = 2,33 \text{ kJ} / (\text{h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (\text{Perry, 3-297})$$

Se ha de tener en cuenta que el hold-up, o tanto por uno del volumen de relleno ocupado por el líquido, no puede ser mayor que la porosidad o fracción de huecos del

lecho. Por ello, se han evaluado diferentes rellenos, con las ecuaciones 14 y 15, para así elegir uno con una fracción de huecos y un área específica que permitan un caudal lo más elevado posible que cumpla esta condición.

De esta forma, se han escogido anillos Raschig de cerámica, de diámetro nominal 100 mm y un área específica de $46 \text{ m}^2 / \text{m}^3$. Su porosidad es de 0,85 (Perry, 18-25).

Igualando el hold-up a la porosidad y combinando las ecuaciones 14 y 15, puede hallarse que el caudal máximo a utilizar con este relleno es:

$$L = 79702 \text{ kg.agua / h}$$

Una vez fijado el caudal de agua, el incremento de temperatura queda a su vez determinado por los requerimientos energéticos, según la ecuación 1:

$$T_2 - T_1 = 45^\circ\text{C}$$

Como T_1 se supone igual a 35°C , puede hallarse T_2 :

$$T_2 = 80^\circ\text{C}$$

con lo cual ya se dispone de todos los datos necesarios para calcular la altura de la torre, obteniéndose:

$$H = 22,5 \text{ m}$$

Altura excesivamente grande. Además, hay que tener en cuenta que el hold-up ha de ser sensiblemente inferior a la porosidad, si no se quiere trabajar al borde de la inundación.

Si se pretende reducir la altura, debe disminuirse L / S , pero sin reducir el caudal, lo que implicaría una disminución de la fuerza impulsora y, por tanto, del NUT . Esto quiere decir que debe aumentarse la sección de la columna. Además, se propone trabajar a un 70% de la inundación, es decir, $L_w = 0,7 \varepsilon$. De esta forma, partiendo del mismo relleno que en el cálculo anterior, se obtiene:

$$L_w = 0,595$$

$$(L/S)_{m\acute{a}x} = 15656,3 \text{ kg / h m}^2 \text{ (por la ecuaci3n 14)}$$

Si se quiere mantener el caudal utilizado y, por tanto, el *NUT*, debe aumentarse la secci3n de la columna:

$$S = \frac{79702}{15656,3} = 5,1 \text{ m}^2 \Rightarrow D = 2,5 \text{ m}$$

De esta forma, por la ecuaci3n 16:

$$H = 8,62 \text{ m}$$

altura que, siendo factible, sigue siendo algo grande.

Para reducir m\acute{a}s la altura, se puede elegir un tipo de relleno menor, que favorezca el contacto, aunque esto implicar\acute{a} que la secci3n de la torre necesaria deber\acute{a} ser mayor. Por ejemplo, repitiendo los c\acute{a}lculos anteriores para anillos Raschig de di\`{a}metro nominal 75 mm y \`{a}rea espec\`{i}fica $62 \text{ m}^2 / \text{m}^3$, con $\epsilon = 0,8$:

$$L_w = 0,7 \cdot 0,8 = 0,56$$

$$D_{SV} = 0,019 \text{ (por la ecuaci3n 15)}$$

$$(L/S)_{m\acute{a}x} = 13789 \text{ kg / h m}^2 \text{ (por la ecuaci3n 14)}$$

$$S = 5,78 \text{ m}^2 \Rightarrow D = 2,7 \text{ m}$$

$$H = 4 \text{ m}$$

Por tanto, con una torre de relleno de 4 m de altura y 2,7 m de di\`{a}metro, ser\`{i}a posible la condensaci3n de los 6000 kg / h de vapor.

En consecuencia, de la evaluaci3n final de la alternativa de condensar el vapor mediante intercambio de calor directo con agua (apartado 4.1.1), se desprende que al utilizar un relleno se favorece enormemente el intercambio. Sin embargo, manteniendo el di\`{a}metro de la torre, el di\`{a}metro del relleno no puede ser muy peque\`{n}o, ya que si es as\`{i} se produce inundaci3n de la columna porque el hold-up de l\`{i}quido supera la porosidad del lecho. Esto hace que el \`{a}rea espec\`{i}fica no pueda ser muy grande, por lo que la interacci3n

no es suficientemente buena. Para disminuir la altura de la torre, debe disminuirse L / S , y ello sin disminuir el caudal, porque ello reduciría la fuerza impulsora. La única forma de hacerlo es aumentando considerablemente la sección de la torre. De esta forma, se consigue condensar todo el vapor de agua en una altura de 4 metros, pero el diámetro necesario alcanza casi los tres metros.

4. 1. 2. *Diseño del sistema de separación de partículas*

En este apartado se efectuarán los cálculos necesarios para diseñar un sistema adecuado que separe las partículas del agua. El caudal de agua que llega al equipo separador, teniendo en cuenta únicamente las necesidades energéticas, es de 55260 kg / h de agua de refrigeración más 6000 kg / h de vapor condensado. Por tanto, se introducen en el mismo 61260 kg / h de agua con partículas de $\text{Ca}(\text{OH})_2$. Como clarificado, salen 49260 kg / h, mientras que los 12000 kg / h de agua que acompañan a las partículas son introducidos al reactor. Así se recirculan las partículas y se suministra el agua de reacción más la que ha de evaporarse para eliminar el calor desprendido.

Para conseguir esta separación, en la **figura 3.13** se han dispuesto dos alternativas que deben ser estudiadas con detalle, como son el sedimentador por gravedad y la centrífuga de sedimentación. La discusión de estos dos equipos se muestra a continuación.

i) Sedimentador por gravedad

Para diseñar el sedimentador por gravedad hay que tener en cuenta que la sedimentación puede llevarse a cabo de tres formas diferentes:

- Sedimentación por zonas.
- Sedimentación de partículas discretas.
- Sedimentación con floculación.

Debe conocerse cuál es el mecanismo de sedimentación seguido por el hidróxido cálcico. Además es necesario determinar la velocidad de clarificación. Para ello, se realizaron unas pruebas experimentales de sedimentación en discontinuo.

La nomenclatura utilizada en este punto es la siguiente:

A = área del sedimentador (m^2).

C_s = concentración de partículas en el agua de lavado actual (g / L).

C_s' = concentración de partículas en el agua de salida del condensador (g / L).

H = altura del clarificado en la prueba en discontinuo (mm).

Q_C = caudal de clarificado (m^3 / h).

Q_P = caudal de partículas arrastradas actualmente por el vapor (g / h).

Q_P' = caudal de partículas suspendidas en el agua de salida del condensador (g / h).

t = tiempo de sedimentación en discontinuo (min).

V = volumen del sedimentador (m^3).

V_C = velocidad de clarificación (m / h).

Z = altura del sedimentador en continuo (m).

DESCRIPCIÓN DEL EXPERIMENTO EN DISCONTINUO

Para llevar a cabo la prueba experimental debe conocerse la concentración de hidróxido cálcico que se tendría en el caudal total de agua en condiciones reales.

Actualmente, las partículas que salen del reactor con el vapor son parcialmente recuperadas por el agua de las duchas situadas en la chimenea, que es el agua de alimentación al reactor. El resto sale con el vapor. Se tomó una muestra de este agua y se calculó su concentración en sólidos. Para ello, se introdujeron 50 ml de la muestra en un vaso de precipitados previamente pesado y se procedió a su evaporación en una estufa a una temperatura de aproximadamente $90^\circ C$. Cuando el peso se estabilizó, se calculó la masa de sólidos por diferencia de pesada, obteniéndose:

Peso del vaso de precipitados vacío = 34,709 g

Peso del vaso de precipitados + sólido seco = 36,340 g

Masa de sólido = $(36,340 - 34,709) = 1,631$ g. $Ca(OH)_2$

Este sólido está contenido en 50 ml de suspensión. Por tanto, puede calcularse la concentración en hidróxido del agua de lavado (C_s), que resulta ser de:

$C_s = 32,6$ g. $Ca(OH)_2 / L$

Los constructores del reactor y el equipo de lavado existente afirmaron en su momento que con el vapor sale una concentración de sólidos en suspensión de 200mg/Nm³. Aunque no hay ninguna garantía de que esto sea realmente así, es el único dato del que se dispone para calcular, en una primera aproximación, la salida total de sólidos. De todos modos, la concentración de sólidos en el vapor influye poco en el cálculo total, por lo que no es muy determinante. De esta forma, para la producción actual de 4,5 T / h de hidróxido, y partiendo de que el volumen específico del vapor a 100°C es de 1,671 m³/L (**McCabe, W. L. et. al., anexo IV**), el caudal total de partículas arrastradas por el vapor, recuperadas o no (Q_p), es:

$$Q_p = 4500(\text{kg.vapor/h}) \cdot 1,671(\text{m}^3\text{vapor/L}) \cdot 0,2(\text{g/m}^3\text{vapor}) + 9000(\text{L.agua/h}) \cdot 32,6(\text{g.part/L})$$

$$Q_p = 294904 \text{ g. partículas arrastradas / h}$$

Los 9000 kg.agua/h corresponden a los 4500 kg. de agua de reacción más los 4500 kg. necesarios para eliminar calor, para la producción actual de 20 T / h de hidróxido.

Si ahora se quiere hacer el cálculo para una producción de 25 T / h, la cantidad de agua que debería introducirse en el reactor es de 12000 kg / h, la mitad de los cuales reaccionarían estequiométricamente y el resto se evaporaría. Suponiendo que la cantidad de sólidos arrastrada es proporcional a la cantidad de vapor, los sólidos totales arrastrados se pueden calcular según:

$$Q_{p'} = 294904 \frac{6}{4,5} = 393205 \text{ g / h}$$

Estos sólidos estarían diluidos en los 61260 kg / h de agua que sale del condensador, por lo que su concentración de sólidos sería de:

$$C_{s'} = \frac{393205}{61260} = 6,4 \text{ g / L}$$

De esta forma, para el experimento se diluyó la suspensión de 32,6 a 6,4g/L, y fue con esta nueva suspensión con la que se hicieron las pruebas de sedimentación.

Procedimiento

Se llenó una probeta de 2 litros con la suspensión problema y se añadió una pequeña cantidad de azul de metileno, para facilitar la observación del proceso de sedimentación. Se agitó vigorosamente y, cuando la concentración de partículas era uniforme en todo el volumen de líquido, se mantuvo en reposo. Con la ayuda de un cronómetro y papel milimetrado adherido a la probeta, se fue anotando la altura de la zona clarificada frente al tiempo transcurrido. Se repitió la prueba varias veces. Los resultados más significativos se graficaron en la **figura 4.2**, donde se representa la altura del clarificado (H) vs. el tiempo (t).

Esta curva no tiene la forma típica de una sedimentación por zonas, en la cual se observarían dos rectas de pendientes bien diferenciadas: una de mayor pendiente a tiempos menores, que correspondería a la velocidad de clarificación, y otra de pendiente menor, a tiempos superiores, que representaría la velocidad de espesamiento.



Figura 4. 2. Avance de la altura de clarificado con respecto al tiempo.

En este caso, se observa una curva de pendiente aproximadamente constante a lo largo de todo el experimento. Además, durante la prueba, no se observó ninguna interfase diferenciada, ni una zona interfacial de concentración constante, sino que ésta disminuía paulatinamente a lo largo de la probeta, a medida que transcurría el tiempo. Por ello no puede aplicarse el modelo de sedimentación por zonas. Las partículas tampoco floculaban, por lo que se optó por aplicar el modelo de sedimentación de partículas discretas.

De la regresión lineal de la curva experimental se obtiene la ecuación de la recta:

$$H = 359 - 32 t \quad (\text{Ec. 17})$$

siendo $R^2 = 0,98$

La desviación se debe a que la observación visual no es muy exacta, ya que no existe interfase, y debe hacerse a criterio del experimentador. Además, la agitación necesaria para conseguir una suspensión uniforme produce una rotación de la misma que puede influir en los resultados.

La pendiente de esta curva, cambiada de signo, corresponde a la velocidad de clarificación obtenida, en mm / s, que pasada a m / h resulta:

$$V_c = 1,9 \text{ m / h}$$

DISEÑO DEL SEDIMENTADOR EN CONTINUO

Si ahora estos resultados se trasladan a un funcionamiento en continuo, el área de clarificación debe ser aquella que permita que el caudal de salida haya podido clarificarse, es decir, que cumpla la expresión:

$$A = \frac{Q_c}{V_c} \quad (\text{Ec. 18})$$

con lo cual se obtiene que se necesita un área de:

$$A = 26 \text{ m}^2$$

la cual supondría, en un sedimentador cilíndrico, por ejemplo, un diámetro de casi 6 metros. El tiempo que se necesitó para la clarificación total de la suspensión fue de 12 min, por lo que el volumen necesario del tanque es de:

$$V = t Q_c = 10 \text{ m}^3 \quad (\text{Ec. 19})$$

Además, teniendo el área (A) y el volumen (V), se calcula la altura del sedimentador:

$$Z = \frac{V}{A} \quad (\text{Ec. 20})$$

$$Z = 38 \text{ cm} = 0,38 \text{ m}$$

Estas dimensiones derivan en un equipo de sedimentación excesivamente grande, con un área enorme y una altura realmente pequeña en proporción relativa, que no resulta demasiado interesante dadas sus características.

ii) Centrífuga de sedimentación

- Teoría del diseño de una centrífuga de sedimentación

Para deducir las ecuaciones de diseño de una centrífuga de sedimentación debe estudiarse cómo se sedimentan las partículas. La nomenclatura utilizada para ello se expone a continuación:

b = altura de la centrífuga (m).

D_p = diámetro de partícula (m).

D_{PG} = diámetro de corte (m).

g = aceleración de la gravedad (m / s^2).

N = número de discos.

Q_c = velocidad volumétrica de flujo correspondiente al diámetro de corte (m^3 / s).

r = radio (m).

r_1 = distancia del eje a la capa interna de líquido en la centrífuga (m).

r_2 = radio de la pared interna del recipiente (m).

r_A = distancia inicial de una partícula desde el eje de rotación (m).

r_a = radio interior de la pila de discos (m).

r_B = distancia inicial de una partícula desde el eje de rotación (m).

r_b = radio exterior de la pila de discos (m).

r_e = valor medio de r para centrífugas industriales (m).

S = espesor de la capa de líquido (m).

S_e = valor medio de S para centrífugas industriales (m).

u_t = velocidad terminal de sedimentación para el radio r (m / s).

V = volumen de líquido en la centrífuga (m^3).

ρ = densidad del líquido (kg / m^3).

ρ_p = densidad de la partícula (kg / m^3).

μ = viscosidad del líquido ($kg / m \cdot s$).

θ = tiempo de residencia (s).

φ = semiángulo cónico de la centrífuga ($^\circ$).

Σ = constante característica de la centrífuga (m^2).

ω = velocidad angular de la centrífuga (rd / s).

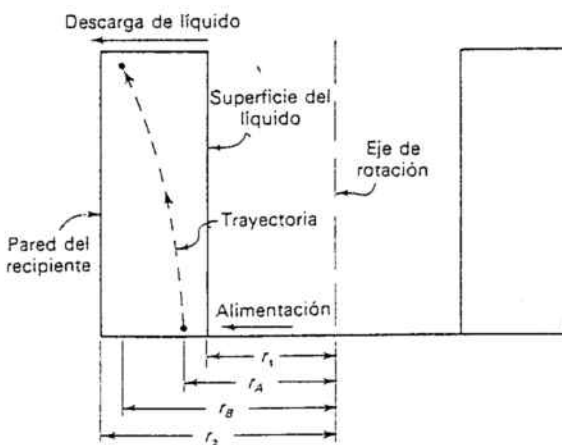


Figura 4. 3. Trayectoria de la partícula en una centrífuga de sedimentación.

En la sedimentación en una centrífuga (McCabe et. al., p. 1047-50) una partícula de un determinado tamaño se separa del líquido si dispone de suficiente tiempo para alcanzar la pared del recipiente separador. Si se admite que en todo momento la partícula se está moviendo

radialmente con su velocidad terminal, se puede calcular el diámetro de la partícula más pequeña que se puede separar.

Considérese el volumen de líquido en la centrífuga que se representa en la **figura 4.3**. El punto de alimentación está en la parte inferior y el punto de descarga en la superior. Supóngase que todo el líquido se mueve hacia arriba a través del recipiente con una velocidad constante y arrastrando consigo partículas sólidas. Tal como se muestra en la figura, una determinada partícula comienza a sedimentar desde el fondo del recipiente para una cierta posición en el líquido (distancia r_A desde el eje de rotación). Su tiempo de sedimentación está limitado por el tiempo de residencia del líquido en el recipiente. Al final de este tiempo la partícula está a una distancia r_B del eje de rotación. Si $r_B < r_2$, la partícula abandona el recipiente con el líquido; si $r_B = r_2$, se deposita en la pared del recipiente y se separa del líquido. Si la partícula sedimenta según la ley de Stokes, la velocidad terminal para el radio r es:

$$u_t = \frac{\omega^2 r (\rho_P - \rho) D_P^2}{18 \mu} \quad (\text{Ec. 21})$$

Como $u_t = dr / dt$,

$$dt = \frac{18 \mu}{\omega^2 (\rho_P - \rho) D_P^2} \frac{dr}{r} \quad (\text{Ec. 22})$$

Integrando la ecuación 22 entre los límites $r = r_A$ para $t = 0$ y $r = r_B$ para $t = \theta$, se obtiene:

$$\theta = \frac{18 \mu}{\omega^2 (\rho_P - \rho) D_P^2} \ln \frac{r_B}{r_A} \quad (\text{Ec. 23})$$

El tiempo de residencia (θ) es igual al volumen de líquido (V) en el recipiente dividido por la velocidad volumétrica de flujo (Q). El volumen es igual a:

$$V = \pi b (r_2^2 - r_1^2) \quad (\text{Ec. 24})$$

Sustituyendo en la ecuación 23 y reordenando resulta:

$$Q = \frac{\pi b \omega^2 (\rho_P - \rho) D_P^2}{18 \mu} \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \frac{r_B}{r_A}} \quad (\text{Ec. 25})$$

Se define como diámetro de corte (D_{PC}) el diámetro de la partícula que justamente recorre la mitad de la distancia entre r_1 y r_2 durante el tiempo de sedimentación disponible, que es el tiempo de residencia. Si se ha de separar, ha de alcanzar en este tiempo la pared del recipiente. Por tanto, $r_B = r_2$ y $r_A = (r_B + r_1) / 2$. La ecuación 25 se transforma entonces en:

$$Q_C = \frac{\pi b \omega^2 (\rho_P - \rho) D_{PC}^2}{18 \mu} \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \frac{2r_2}{r_1 + r_2}} \quad (\text{Ec. 26})$$

donde Q_C es la velocidad volumétrica de flujo correspondiente al diámetro de corte, para la cual la mayoría de las partículas con diámetros mayores que D_{PC} serán eliminadas por la centrífuga y la mayoría de las partículas con diámetros inferiores permanecerán en el líquido. Las partículas que tengan justamente el tamaño de corte se separarán con una eficiencia del 50%.

Si el espesor de la capa de líquido es pequeño en comparación con el radio del recipiente, $r_1 \approx r_2$, y la ecuación 26 se hace indeterminada. Sin embargo, en estas condiciones la velocidad de sedimentación puede considerarse constante y dada por la ecuación:

$$u_i = \frac{D_P^2 (\rho_P - \rho) \omega^2 r_2}{18 \mu} \quad (\text{Ec. 27})$$

Si S es el espesor de la capa de líquido, $S / 2$ es la distancia de sedimentación para las partículas con el tamaño de corte. En consecuencia, la velocidad de sedimentación también puede expresarse de la forma:

$$u_t = \frac{S}{2\theta} \quad (\text{Ec. 28})$$

donde el tiempo de residencia es igual a:

$$\theta = \frac{V}{Q_c} \quad (\text{Ec. 29})$$

Combinando las ecuaciones 27-29 y despejando el caudal, se obtiene:

$$Q_c = \frac{2Vu_t}{S} = \frac{2VD_P^2(\rho_P - \rho)\omega^2 r_2}{18\mu S} \quad (\text{Ec. 30})$$

La ecuación 30 se modifica para el diseño de centrífugas industriales de forma que el radio r_2 y el espesor S se sustituyen por r_e y S_e , respectivamente, que son valores medios adecuados de r y S para el tipo de centrífuga de que se trate. El segundo miembro de la ecuación 30 se multiplica y divide por la aceleración de la gravedad (g); recogiendo todos los factores relacionados con la centrífuga en un grupo y los relacionados con los sólidos y el líquido en el otro, se obtiene:

$$Q_c = \frac{2V\omega^2 r_e}{gS} \frac{D_P^2(\rho_P - \rho)g}{18\mu} \quad (\text{Ec. 31})$$

Ecuación que puede dividirse en dos factores:

$$u_g = \frac{D_P^2(\rho_P - \rho)g}{18\mu} \quad (\text{Ec. 32})$$

$$\Sigma = \frac{V\omega^2 r_e}{gS} \quad (\text{Ec. 33})$$

Por tanto:

$$Q_C = 2u_g \Sigma \quad (\text{Ec. 34})$$

donde Σ es una característica de la centrífuga y u_g es la velocidad terminal de sedimentación por gravedad de las partículas. Físicamente, Σ es el área de un tanque de sedimentación por gravedad de la misma capacidad de separación que la centrífuga.

En la **tabla 4.3** se muestran las centrífugas más comunes con sus características correspondientes. Estas centrífugas pueden escalarse según el caudal a tratar teniendo en cuenta que la relación Q_C / Σ debe mantenerse constante.

Tipo de centrífuga	Diámetro interior (m)	Diámetro de disco (m) / número de discos	Velocidad angular ω (rpm)	Σ (m ²)
Tubular	$4,445 \cdot 10^{-2}$...	23000	297,3
Tubular	$10,478 \cdot 10^{-2}$...	15000	2508,4
Tubular	$12,446 \cdot 10^{-2}$...	15000	3901,9
De disco	...	$10,414 \cdot 10^{-2} / 33$	10000	1021,9
De disco	...	$34,13 \cdot 10^{-2} / 107$	6500	19974,2
De disco	...	$31,496 \cdot 10^{-2} / 98$	6250	39483,8
De disco	...	$34,798 \cdot 10^{-2} / 132$	4650	36510,9
De disco	...	$49,53 \cdot 10^{-2} / 144$	4240	97548,2

Tabla 4.3. Características de algunas centrífugas de sedimentación típicas.

Para las centrífugas de disco, Σ también puede ser calculada según la ecuación (Perry, 19-106):

$$\Sigma = \frac{2\pi(N-1)(r_b^3 - r_a^3)\omega^2}{3g \operatorname{tg} \varphi} \quad (\text{Ec. 35})$$

donde N es el número de discos que hay en la pila, r_a y r_b el radio interior y el exterior de la pila de discos, respectivamente, y φ el semiángulo cónico.

- Cálculo de la centrífuga de sedimentación

Para diseñar la centrífuga hay que tener en cuenta que se debe tratar un caudal de 61260 kg / h de agua con partículas de hidróxido en suspensión. Suponiendo que el tamaño de las partículas es de $1\mu\text{m}$ y disponiendo de los siguientes datos:

$$g = 9,81 \text{ m / s}^2$$

$$\rho = 1000 \text{ kg / m}^3$$

$$\rho_p = 2200 \text{ kg / m}^3$$

$$\mu = 0,31 \cdot 10^{-3} \text{ kg / m s}$$

se puede calcular la velocidad de sedimentación por gravedad según la ecuación 32:

$$u_g = 2,11 \cdot 10^{-6} \text{ m / s}$$

Despejando de la ecuación 34, se puede calcular el Σ necesario para el caudal de agua clarificada:

$$\Sigma = 4032,4 \text{ m}^2$$

En la tabla no hay ninguna centrífuga con una Σ igual a ésta, por lo que debe escalarse adecuadamente. Se han elegido dos tipos de centrífugas de disco y se ha procedido a su escalado como sigue:

1. *Centrífuga de discos de 10,414 cm de diámetro.* Esta centrífuga tiene una $\Sigma=1021,9\text{m}^2$. Por tanto, debe escalarse para conseguir los 4032 m^2 necesarios. Para ello debe calcularse el nuevo diámetro de los discos, manteniendo su número, mediante la ecuación 35. El valor de r_a se supondrá aproximadamente igual a $\frac{1}{4}$ de r_b . el ángulo φ puede calcularse sustituyendo los datos de la tabla en la ecuación. De esta forma, $\varphi \approx 45^\circ$. Así, puede despejarse el nuevo r_b de la ecuación 35, siendo:

$$r_b = 0,1636 \text{ m}$$

$$r_b = 16,36 \text{ cm}$$

Por tanto, la centrífuga a utilizar tiene las siguientes características:

$$r_b = 16,36 \text{ cm}$$

$$N = 33$$

$$\omega = 10000 \text{ rpm}$$

$$\varphi = 45^\circ$$

2. *Centrífuga de discos de 34,13 cm de diámetro.* Esta centrífuga tiene una $\Sigma = 19974,2 \text{ m}^2$. Esto significa que el radio de disco puede ser reducido, utilizando las ecuaciones del mismo modo que en el caso anterior, de forma que la centrífuga a utilizar tiene las siguientes características:

$$r_b = 5,56 \text{ cm}$$

$$N = 107$$

$$\omega = 6500 \text{ rpm}$$

$$\varphi = 42^\circ$$

La elección de una u otra centrífuga dependerá de los costes de inversión y operación, ya que la primera tiene un coste de inversión bajo, porque sólo consta de 33 discos, mientras que su coste de operación es elevado, al ser su velocidad de 10000rpm. Por el contrario, la segunda centrífuga tiene unos costes de operación inferiores, ya que su velocidad es más pequeña, pero tiene 107 discos, por lo que la inversión inicial debe ser mayor.

Del apartado 4.1.2 se concluye que debe ser utilizada una centrífuga de sedimentación en lugar de un tanque de sedimentación por gravedad, si se quieren separar las partículas del agua procedente de la condensación por contacto directo, ya que el área de sedimentación necesaria en un tanque sería excesivamente grande.

4. 1. 3. Diseño del sistema de refrigeración

El agua procedente del equipo de condensación y separada de las partículas en suspensión tiene una temperatura elevada, por lo que debe enfriarse si quiere ser reutilizada en circuito cerrado. En la **figura 3. 13** se han propuesto tres alternativas que serán aquí discutidas con detalle, como son la refrigeración mediante una torre de enfriamiento única, mediante un aerorrefrigerante o una combinación de ambos.

El caudal de agua a tratar es el de clarificado procedente del separador de partículas, es decir, 49260 kg / h (el resto se ha introducido en el reactor), que deberá enfriarse en una primera aproximación desde una temperatura cercana a la de ebullición hasta 35°C, que es la temperatura de entrada al sistema de condensación. La temperatura del aire ambiente se considerará igual a 25°C, y se aceptará que, cuando esta temperatura sea mayor, no todo el vapor pueda ser condensado. De todos modos, esto no ocurrirá con frecuencia, ya que normalmente se trabaja de noche, que es cuando se dispone de energía barata.

i) Torre de refrigeración

En esta alternativa se propone utilizar una torre de refrigeración como único sistema de enfriamiento del agua, lo que significa que ésta entra en la torre a una temperatura cercana a los 100°C y debe enfriarse hasta 35°C. Como ya se dijo en apartados anteriores, su viabilidad dependerá en primer lugar de las pérdidas de agua por evaporación y por arrastre que se producirán. Estas pérdidas pueden calcularse según la expresión:

$$We = 0,0016 (T_{L1} - T_{L2}) L \quad (\text{Ec. 36})$$

siendo:

L = caudal de agua a tratar (kg / h).

T_{L1} = temperatura del agua a la entrada de la torre (°C).

T_{L2} = temperatura del agua a la salida de la torre (°C).

We = pérdidas por evaporación (kg / h).

Aplicando la ecuación 36, las pérdidas por evaporación resultan ser de:

$$We = 5123 \text{ kg / h}$$

Las pérdidas por arrastre de gotitas de agua que salen junto con el aire de salida están comprendidas normalmente entre 0,1 y 0,2 % del caudal total. Suponiendo una pérdida mínima de 0,1, las pérdidas por arrastre (*Arr*) son:

$$Arr = 49,3 \text{ kg / h}$$

Por tanto, las pérdidas de agua totales (*Pe*) serán la suma de las pérdidas por evaporación y por arrastre:

$$Pe = We + Arr \quad \text{(Ec. 37)}$$

En este caso:

$$Pe = 5172 \text{ kg / h}$$

El presente proyecto tiene como objetivo recuperar el vapor de agua que sale del reactor cuando se fabrican 25 T / h de hidróxido. Esto supone un caudal a recuperar de 6000 kg / h. Las pérdidas por evaporación, si se utiliza una única torre, son de 5616kg/h, lo que supone casi un 95 % del vapor recuperado. No tiene sentido construir todo el sistema de condensación, separación y enfriamiento si luego se va a perder prácticamente todo el caudal condensado por evaporación en la torre. Por tanto, esta alternativa debe ser rechazada.

ii) Aerorrefrigerante

En este apartado se diseñará un aerorrefrigerante, calculando el área necesaria y la potencia del ventilador que debe ser utilizado para enfriar los 49260 kg / h de agua de 100 a 35°C. Al utilizarse una superficie de separación, el agua y el aire no entran en ningún momento en contacto directo, por lo que no se producen pérdidas por evaporación.

- Teoría del diseño de un aerorrefrigerante

Para el diseño del equipo se utilizará la siguiente nomenclatura:

A = área total de intercambio (m^2 , ft^2).

A_e = área de intercambio por unidad de caudal de calor ($ft^2 h / MM BTU$).

Aproximación = diferencia de temperaturas entre el aire y el agua en el punto más próximo ($^{\circ}F$).

C_L = calor específico del agua ($kJ / kg ^{\circ}C$).

D_n = diámetro de los tubos (m , ft).

L = longitud del aerorrefrigerante, longitud de los tubos (m , ft).

N = número de filas.

N_t = número de tubos.

P = potencia del ventilador impulsor del aire ambiente (CV).

Q = caudal de calor (kJ / h , $MM BTU / h$).

Q_L = caudal de agua a tratar (kg / h).

ΔT = rango de refrigeración ($^{\circ}F$).

T_1 = temperatura del agua de entrada al aerorrefrigerante ($^{\circ}C$).

T_2 = temperatura del agua de salida del aerorrefrigerante ($^{\circ}C$).

T_G = temperatura del aire ($^{\circ}C$).

La descripción del aerorrefrigerante se llevó a cabo en apartados anteriores. Los tubos por los que circula el fluido a refrigerar (**Wallas, S. M., p. 194-199**) tienen un diámetro nominal entre 2 y 2,5 cm. Estos tubos se disponen normalmente en triángulo, de forma que en el mismo espacio cabe una mayor cantidad de ellos que si se distribuyen en cuadrados. La anchura de los aerorrefrigerantes está normalizada y puede ser de 8, 10, 12, 16 ó 20 ft., mientras que la longitud de los tubos está comprendida entre 4 y 40 ft. Los tubos pueden estar dispuestos en tres o en seis filas. En este último caso, el área de intercambio debe ser mayor, ya que gran parte del agua entra en contacto con aire más caliente, al tener que pasar éste por 6 filas de tubos en vez de por tres. Sin embargo, la anchura y longitud del equipo será menor, porque la superficie de intercambio se repartirá en seis filas.

El calor a eliminar se calcula según:

$$Q = Q_L C_L (T_2 - T_1) \quad (\text{Ec. 38})$$

Para diseñar el aerorrefrigerante se tiene que calcular el rango de refrigeración (ΔT), que es la diferencia de temperaturas entre la de entrada y la de salida del agua:

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad (\text{Ec. 39})$$

Además, se ha de hallar la temperatura de aproximación o diferencia de temperaturas entre el agua y el aire en el punto en el que están más próximas, es decir, a la salida del aerorrefrigerante, donde el agua está más fría y su temperatura es más cercana a la del aire:

$$\text{Aproximación} = T_2 - T_G \quad (\text{Ec. 40})$$

Una vez calculados estos rangos y pasados a grados Fahrenheit multiplicándolos por 1.8, se introducen en las **figuras 4. 4. a)** o **b)**, dependiendo de si se diseña un equipo de tres o seis filas. Se ha considerado que el coeficiente global de transferencia de calor (U) es de 100 BTU / h °F ft², es decir, 2043 kJ / h °C m². Si U es diferente, el gráfico a utilizar es otro, similar a los anteriores.

Del gráfico correspondiente se obtiene la superficie de intercambio necesaria (A_e) en unidades de ft² h / MM BTU. Sabiendo el caudal de calor necesario, en MM BTU / h, por la ecuación 38, se puede calcular el área total necesaria:

$$A = Q A_e \quad (\text{Ec. 41})$$

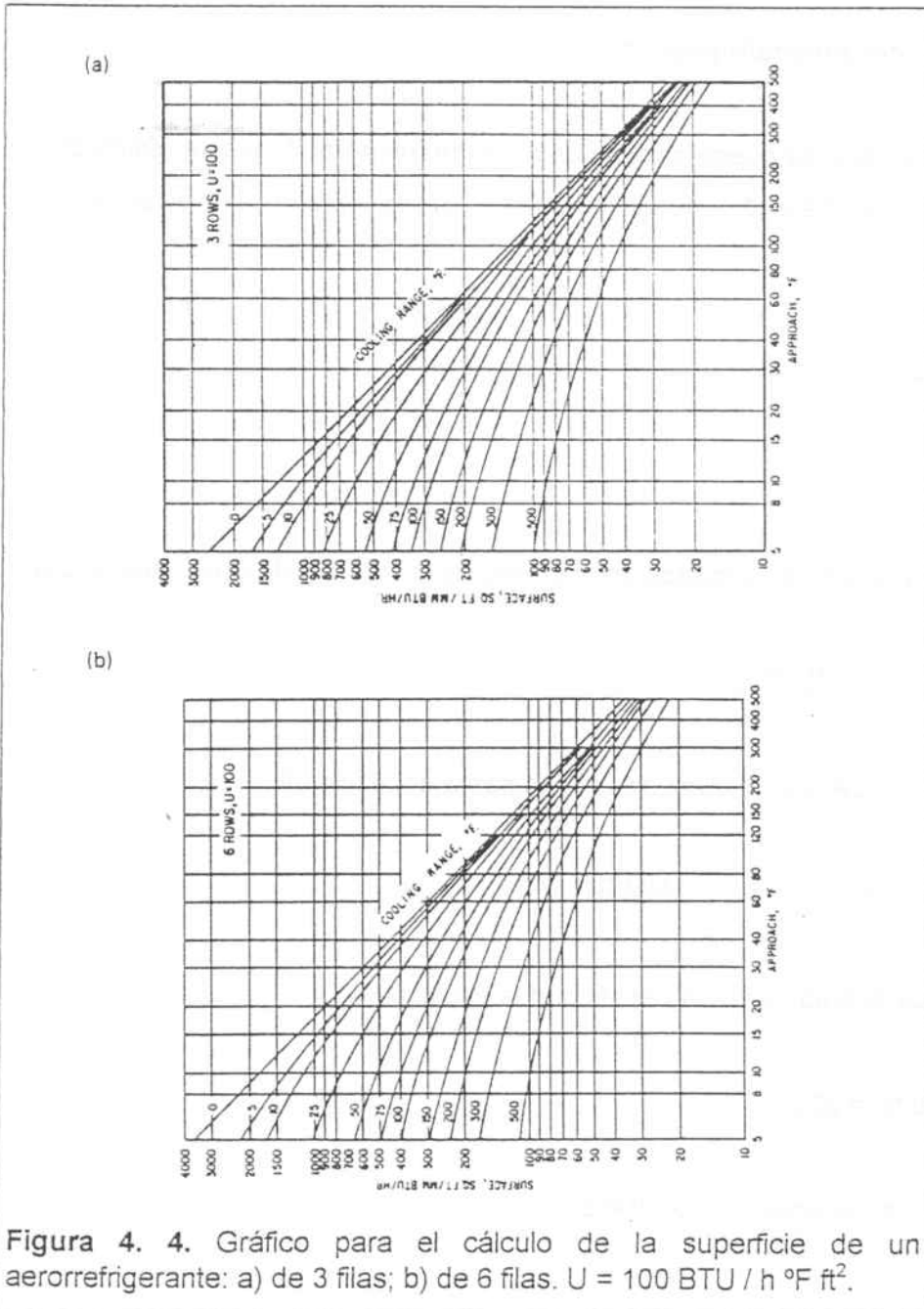
El producto de la anchura del equipo por su longitud ($W L$), se puede hallar aplicando:

$$A = 1,33 N W L \quad (\text{Ec. 42})$$

siendo N = número de filas, es decir, 3 ó 6. Ha de escogerse entonces una anchura W normalizada de las enumeradas más arriba, teniendo en cuenta que es conveniente que $L < 1,8 W$ si quiere utilizarse un único ventilador para impulsar el aire. Si no es así, deben usarse dos ventiladores.

Una vez conocido $(W L)$ y elegido W puede hallarse fácilmente la longitud L despejando convenientemente. Ésta, además de ser la longitud del equipo, será la longitud de los tubos. Por eso, conociendo L , A y el diámetro de los tubos (D_n) se calcula el número de tubos que se instalarán (N_t) :

$$N_t = \frac{A}{\pi D_n L} \quad (\text{Ec. 43})$$



Para impulsar el aire a través de los tubos hace falta un ventilador, cuya potencia (P) puede calcularse en caballos de vapor, para corriente cruzada, según:

$$P = \frac{WL}{100} 7,5 \quad (\text{Ec. 44})$$

Si $L / W > 1.8$, se utilizarán dos ventiladores de la mitad de potencia cada uno, distribuidos a lo largo del aerorrefrigerante.

- Cálculo del aerorrefrigerante

En este caso, se puede calcular el rango de refrigeración y la aproximación aplicando las ecuaciones 39 y 40, respectivamente. Pasándolo a unidades inglesas:

$$\Delta T = 117^\circ\text{F}$$

$$\text{Aproximación} = 18^\circ\text{F}$$

Introduciendo estos rangos en el gráfico de la **figura 4.4. a)** se obtiene, para 3 filas:

$$A_c = 200 \text{ ft}^2 \text{ h} / \text{MM BTU}$$

El caudal de calor a eliminar se halla por la ecuación 38:

$$Q = 13383942 \text{ kJ} / \text{h} = 12,7 \text{ MM BTU} / \text{h}$$

con lo que el área necesaria es, según la ecuación 41:

$$A = 2540 \text{ ft}^2 = 236 \text{ m}^2$$

Aplicando la ecuación 42 ($N = 3$):

$$(WL) = 637 \text{ ft}^2$$

Normalizando W y despejando L , se obtiene:

$$W = 20 \text{ ft} = 6 \text{ m}$$

$$L = 31,8 \text{ ft} = 9,7 \text{ m}$$

Si se considera un diámetro de tubos de 2,5 cm, el número de tubos se halla con la ecuación 43:

$$N_t = 305 \text{ tubos}$$

Y la potencia del ventilador, por la ecuación 44:

$$P = 48 \text{ CV}$$

$L / W = 1,59 < 1,8$, por lo que puede utilizarse un único ventilador.

Si se diseña un aerorrefrigerante de 6 filas, se procede de igual modo, pero utilizando el gráfico de la **figura 4.4.b)** y sustituyendo N por 6. Así se obtienen los siguientes resultados para 6 filas:

$$A_c = 280 \text{ ft}^2 \text{ h} / \text{MM BTU}$$

$$A = 3556 \text{ ft}^2 = 330 \text{ m}^2$$

$$(WL) = 446 \text{ ft}^2$$

$$W = 16 \text{ ft} = 4,9 \text{ m}$$

$$L = 27,9 \text{ ft} = 8,5 \text{ m}$$

$$N_t = 487 \text{ tubos}$$

$$P = 33,5 \text{ CV}$$

iii) Aerorrefrigerante + torre de refrigeración

La última alternativa a considerar para la refrigeración del agua procedente de la condensación directa del vapor, es la combinación de un aerorrefrigerante seguido de una torre de refrigeración que complete el enfriamiento. La preferencia de esta

alternativa frente a la anterior dependerá de si se consigue un ahorro suficiente del área del aerorrefrigerante que justifique el utilizar un nuevo equipo. Además, utilizando una torre, podría reducirse la temperatura de entrada del agua al condensador por debajo de los 35°C, con lo cual el caudal necesario se vería disminuido.

Para desarrollar esta alternativa deben conocerse las ecuaciones de diseño de un aerorrefrigerante, que ya han quedado expuestas en el punto anterior, y de una torre de refrigeración, que se explican a continuación (Wallas, S. M., p. 277-282).

- Teoría del diseño de una torre de refrigeración

En una torre de refrigeración, el agua se introduce por la parte superior, mientras que el aire entra por debajo, de forma que la circulación de los fluidos es a contracorriente, según la **figura 4.5**. La nomenclatura utilizada es la siguiente:

a = área específica (m^2 / m^3).

a = factor de modificación del HUT según la bibliografía (adimensional).

b = exponente de modificación del NUT según la bibliografía (adimensional).

$C_{A(g)}$ = calor específico del agua en estado vapor ($kJ / kg \text{ } ^\circ C$).

$C_{A(L)}$ = calor específico del agua en estado líquido ($kJ / kg \text{ } ^\circ C$).

C_B = calor específico del aire seco ($kJ / kg \text{ } ^\circ C$).

C_S = calor específico del aire húmedo ($kJ / kg \text{ } ^\circ C$).

dz = diferencial de altura de la columna (m).

G' = caudal de aire seco (kg / h).

H = humedad absoluta del aire ($kg \text{ agua} / kg \text{ aire seco}$).

h = altura de la torre de refrigeración (m).

h_G = coeficiente de transferencia de calor en la fase gas ($kJ / h \text{ } m^3 \text{ } ^\circ C$).

H_i = humedad de la interfase = H_s a la T_i de la interfase ($kg \text{ agua} / kg \text{ aire seco}$).

h_L = coeficiente de transferencia de calor en la fase líquida ($kJ / h \text{ } m^3 \text{ } ^\circ C$).

H_s = humedad de saturación ($kg \text{ agua} / kg \text{ aire seco}$).

HUT = altura de una unidad de transferencia (m).

HUT' = altura de una unidad de transferencia tabulada (pulgadas).

i_A = entalpía del agua (kJ / kg).

i_B = entalpía del aire seco (kJ / kg).

i_A = entalpía del aire húmedo (kJ / kg).

K_G = coeficiente de transferencia de materia en la fase gas (kmol / m² h mm Hg).

L = caudal de agua (kg / h).

M_A = masa molecular del agua (kg / kmol).

M_B = masa molecular del aire seco (kg / kmol).

N = número de unidades de transferencia modificado según los datos bibliográficos (adimensional).

NUT = número de unidades de transferencia (adimensional).

p_A = presión parcial de vapor de agua (mm Hg).

p_B = presión parcial del aire seco (mm Hg).

\bar{p}_B = presión media entre la presión parcial del aire seco en la interfase y en el seno de la fase gaseosa (mm Hg).

Pr = número de Prandtl ($\mu C_S / k$, adimensional).

P_{VA} = presión de vapor del agua o presión de saturación del vapor (mm Hg).

Q = caudal de calor (kJ / h).

S = sección de la columna (m²).

Sc = número de Schmith ($\mu / \rho \mathcal{D}$, adimensional).

T = temperatura (°K).

t = temperatura (°C).

T_G = temperatura del aire (°K).

T_i = temperatura de la interfase (°K).

T_L = temperatura del agua (°K).

λ = calor latente del agua (kJ / kg).

φ = humedad relativa del aire (adimensional).

Se dispone de los datos siguientes:

$$M_A = 18,02 \text{ kg / kmol}$$

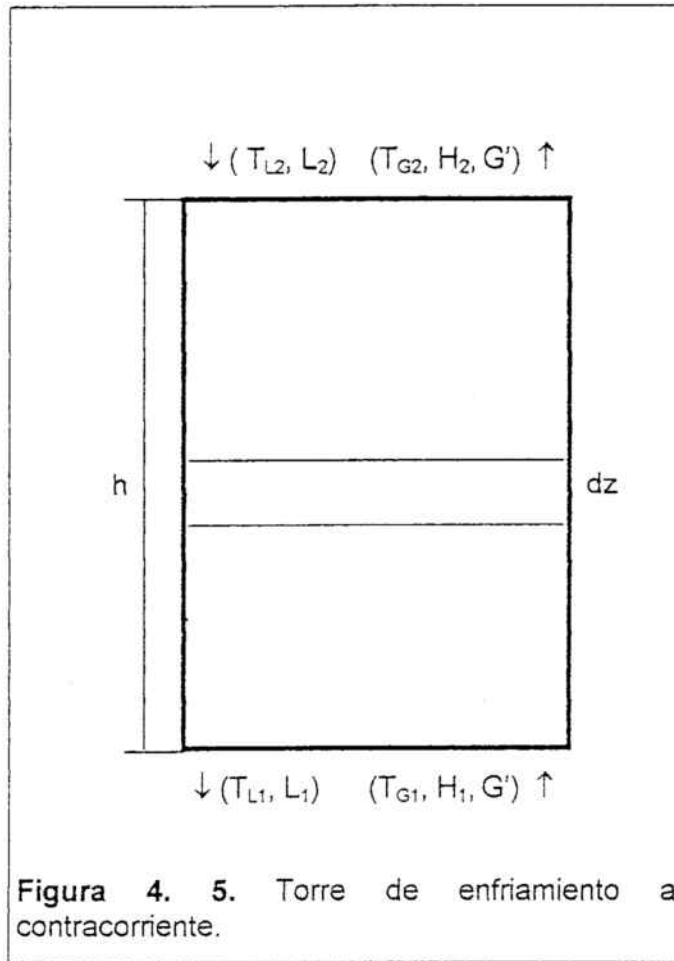
$$M_B = 28,97 \text{ kg / kmol}$$

$$C_{A(g)} = 1,884 \text{ kJ / kg } ^\circ\text{C}$$

$$C_{A(L)} = 4,18 \text{ kJ / kg } ^\circ\text{C}$$

$$C_B = 1,005 \text{ kJ / kg } ^\circ\text{C}$$

$$\lambda_{0^\circ\text{C}} = 2502,3 \text{ kJ / kg}$$



Se considera que el gas es la mezcla de dos componentes, que son el aire seco (B) y el vapor de agua que le acompaña en forma de humedad (A). Para el aire se usan propiedades medias del nitrógeno y el oxígeno. El agua (A) se supone un componente puro. También se acepta que el aire no se disuelve en el agua, por lo que la transferencia de materia entre ambas corrientes sólo es de vapor. Además, se produce transferencia de energía. La presión se fija en 1 atm.

Se consideran las siguientes definiciones básicas:

La humedad absoluta (H) es la masa de vapor de agua presente en el aire por cada kg de aire seco:

$$H = \frac{M_A p_A}{M_B p_B} = \frac{M_A p_A}{M_B (P - p_A)} \quad (\text{Ec. 45})$$

Y, por tanto, la humedad absoluta de saturación:

$$H_s = \frac{M_A P_A}{M_B (P - p_A)} \quad (\text{Ec. 46})$$

La humedad relativa (φ) se define como la relación entre la humedad real del aire y su humedad de saturación a la misma temperatura, y puede calcularse dividiendo miembro a miembro las ecuaciones 45 y 46, quedando:

$$\varphi = \frac{p_A}{P_A(T)} \quad (\text{Ec. 47})$$

Se supone que en la interfase entre el gas y el líquido se alcanza el equilibrio, por lo que en ella la presión parcial del vapor es la de saturación o de vapor a la temperatura de la interfase. La presión de vapor del agua está tabulada para diferentes temperaturas, y se puede calcular mediante el ajuste:

$$\ln P_{v,A} = 20,95 - 5300 \frac{1}{T} \quad (\text{Ec. 48})$$

El calor específico del aire húmedo referido a la unidad de masa de aire seco (C_S) se calcula como la suma del calor específico del aire seco más la contribución del vapor de agua que le acompaña:

$$C_S = C_B + C_{A(g)} H \quad (\text{Ec. 49})$$

La entalpía específica del aire húmedo, también referida a la unidad de aire seco, se halla, análogamente:

$$i_G = i_B + i_A H \quad (\text{Ec. 50})$$

Utilizando como estados de referencia para el aire gas a 0°C y para el agua líquido a 0°C, la ecuación 50 se transforma en:

$$i_G = C_B t + H (C_{A(g)} t + \lambda_0) \quad (\text{Ec. 51})$$

que, combinada con la ecuación 49, queda:

$$i_G = C_S t + \lambda_0 H \quad (\text{Ec. 52})$$

Se definen h_G y K_G como los coeficientes de transferencia de energía y materia, respectivamente. Puede aceptarse que, para régimen turbulento, su relación permanece prácticamente constante con la turbulencia e igual a:

$$\frac{h_G}{K_G} = M_B \bar{p}_B C_S \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{0,567} \quad (\text{Ec. 53})$$

Sin embargo, para el sistema aire-agua, se ha determinado experimentalmente que para temperaturas moderadas se cumple la relación:

$$\frac{h_G}{M_B \bar{p}_B K_G} = 950 \left(\frac{J}{kg^\circ C} \right) \quad (\text{Ec. 54})$$

A temperaturas moderadas, la humedad del aire no es demasiado alta, por lo que C_S no es muy diferente del calor específico del aire seco $C_B = 1005 \text{ J / kg }^\circ\text{C}$, con lo cual para el agua la ecuación 53 se puede escribir:

$$\frac{h_G}{M_B \bar{p}_B K_G C_S} = \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{0,567} \approx 1 \quad (\text{Ec. 55})$$

Haciendo los balances microscópicos correspondientes:

BALANCE DE MATERIA

$$dL = G' dH \quad (\text{Ec. 56})$$

BALANCE DE ENERGÍA

$$G' d i_G = d(L C_{A(L)} T_L) \approx L C_{A(L)} d T_L \quad (\text{Ec. 57})$$

siendo i_G definido por la ecuación 52. Como G' es el caudal de aire seco, permanece constante a lo largo de la columna, por lo que puede salir del diferencial.

El calor específico del agua se supone prácticamente constante con la temperatura, por lo que también sale del diferencial. Las pérdidas por evaporación son pequeñas frente al caudal total de agua, por lo que éste también se supone constante a lo largo de la columna.

ECUACIONES DE VELOCIDAD

- *Transferencia de energía*

Agua

$$dQ = L C_{A(L)} dT_L = h_L (T_L - T_i) a S dz \quad (\text{Ec. 58})$$

Aire

$$dQ = G' d(C_s T_G) = h_G (T_i - T_G) a S dz \quad (\text{Ec. 59})$$

- *Transferencia de materia*

Aire

$$G' dH = M_A K_G (P_{VAi} - p_A) a S dz \quad (\text{Ec. 60})$$

Suponiendo que C_s permanece prácticamente constante a lo largo de la torre e introduciendo la ecuación 55 en el balance de transferencia de energía en la fase gas (Ec. 49):

$$G' C_s dT_G = M_B \bar{p}_B K_G C_s (T_i - T_G) a S dz \quad (\text{Ec. 61})$$

En la ecuación de transferencia de materia (Ec. 60) se multiplican los dos miembros por λ y se sustituyen las presiones parciales por las humedades según la ecuación 45:

$$G' \lambda dH = M_B \bar{p}_B K_G \lambda (H_i - H) a S dz \quad (\text{Ec. 62})$$

Sumando miembro a miembro las ecuaciones 61 y 62:

$$G'(C_s dT_G + \lambda dH) = M_B \bar{p}_B K_G [(C_s T_i + \lambda H_i) - (C_s T_G + \lambda H)] a S dz \quad (\text{Ec. 63})$$

Introduciendo la definición de i_G de la ecuación 52:

$$dQ = G' di_G = M_B \bar{p}_B K_G (i_{G_i} - i_G) a S dz \quad (\text{Ec. 64})$$

Reordenando e integrando:

$$h = \frac{G'/S}{K_G a M_B \bar{p}_B} \int_{i_{G_1}}^{i_{G_2}} \frac{di_G}{i_{G_i} - i_G} \quad (\text{Ec. 65})$$

Esto sólo será cierto cuando la pérdida de presión del gas a través de la columna sea pequeña, ya que la presión, que se ha sacado de la integral, es la media entre la interfase y el seno del gas, válida sólo para una cierta altura. Si la pérdida de presión es pequeña, puede suponerse prácticamente constante y salir de la integral.

La ecuación 65 se puede separar en dos factores, que son, respectivamente, la altura de una unidad de transferencia (HUT) y el número de unidades de transferencia (NUT):

$$HUT_G = \frac{G'/S}{K_G a M_B \bar{p}_B} \quad (\text{Ec. 66})$$

$$NUT_G = \int_{i_{G_1}}^{i_{G_2}} \frac{di_G}{i_{G_i} - i_G} \quad (\text{Ec. 67})$$

La resolución de esta integral no es sencilla, y debe hacerse numéricamente. La forma más ortodoxa de hacerlo es utilizar un sumatorio de intervalos de temperatura lo más pequeños posible. Sin embargo, los fabricantes aceptan como una buena aproximación el calcular la función subintegral para cuatro temperaturas dadas, que son las siguientes:

$$(T_L)_a = T_{L1} + 0,1 (T_{L2} - T_{L1}) \quad (\text{Ec. 68})$$

$$(T_L)_b = T_{L1} + 0,4 (T_{L2} - T_{L1}) \quad (\text{Ec. 69})$$

$$(T_L)_c = T_{L2} - 0,4 (T_{L2} - T_{L1}) \quad (\text{Ec. 70})$$

$$(T_L)_d = T_{L2} - 0,1 (T_{L2} - T_{L1}) \quad (\text{Ec. 71})$$

De forma que, si la función $F(x)$ es, para cada una de estas temperaturas:

$$F(a, b, c, d) = \left(\frac{1}{i_{Gi} - i_G} \right)_{a,b,c,d} \quad (\text{Ec. 72})$$

El número de unidades de transferencia (NUT) puede ser hallado de la forma siguiente:

$$NUT_G = \int_{i_{G1}}^{i_{G2}} \frac{di_G}{i_{Gi} - i_G} \approx (i_{G2} - i_{G1}) \frac{[F(a) + F(b) + F(c) + F(d)]}{4} \quad (\text{Ec. 73})$$

que es un modo sencillo, rápido y suficientemente aproximado para el diseño de una torre de enfriamiento industrial.

Si se tiene en cuenta el balance de energía de la ecuación 57, di_G se puede sustituir en la ecuación 65 según:

$$h = \frac{L/S}{K_G a M_B p_B} \int_{T_{L1}}^{T_{L2}} \frac{C_{A(L)} dT_L}{i_{Gi} - i_G} \quad (\text{Ec. 74})$$

Esta expresión también puede dividirse en los factores NUT y HUT , pero esta vez con respecto al líquido:

$$HUT_L = \frac{L/S}{K_G a M_B p_B} \quad (\text{Ec. 75})$$

$$NUT_L = \int_{T_{L1}}^{T_{L2}} \frac{C_A dT_L}{i_{Gi} - i_G} \quad (\text{Ec. 76})$$

Integrando la ecuación 57 se obtiene la recta de operación, que relaciona la entalpía del gas con la temperatura del agua en cada punto de la torre:

$$i_G = i_{G1} + \frac{LC_A}{G'} (T_L - T_{L1}) \quad (\text{Ec. 77})$$

Para hallar la temperatura y entalpía de la interfase, se utiliza junto con la recta de operación la ecuación de una nueva recta, que es la recta de unión, igualando las ecuaciones 58 y 64:

$$\frac{i_G - i_{Gi}}{T_L - T_i} = - \frac{h_L}{M_B p_B K_G} \quad (\text{Ec. 78})$$

Si se considera que la resistencia a la transferencia de calor en la fase líquida es muy pequeña, h_L es muy grande y la pendiente de la recta de unión se hace infinita, con lo cual la temperatura de la interfase o temperatura de equilibrio se iguala a la temperatura del líquido.

En la bibliografía aparecen publicados algunos datos de alturas de cada unidad de transferencia para determinados empaques de torres de refrigeración. Para utilizar este HUT' , el NUT hallado por la ecuación 73 debe ser modificado para cada uno de ellos, utilizando:

$$N = \frac{[(NUT) - 0,07] \left(\frac{L}{G}\right)^b}{a} \quad (\text{Ec. 79})$$

Los datos publicados de HUT' , junto con los valores de a y b que deben ser utilizados, se muestran en la **figura 4. 6**.

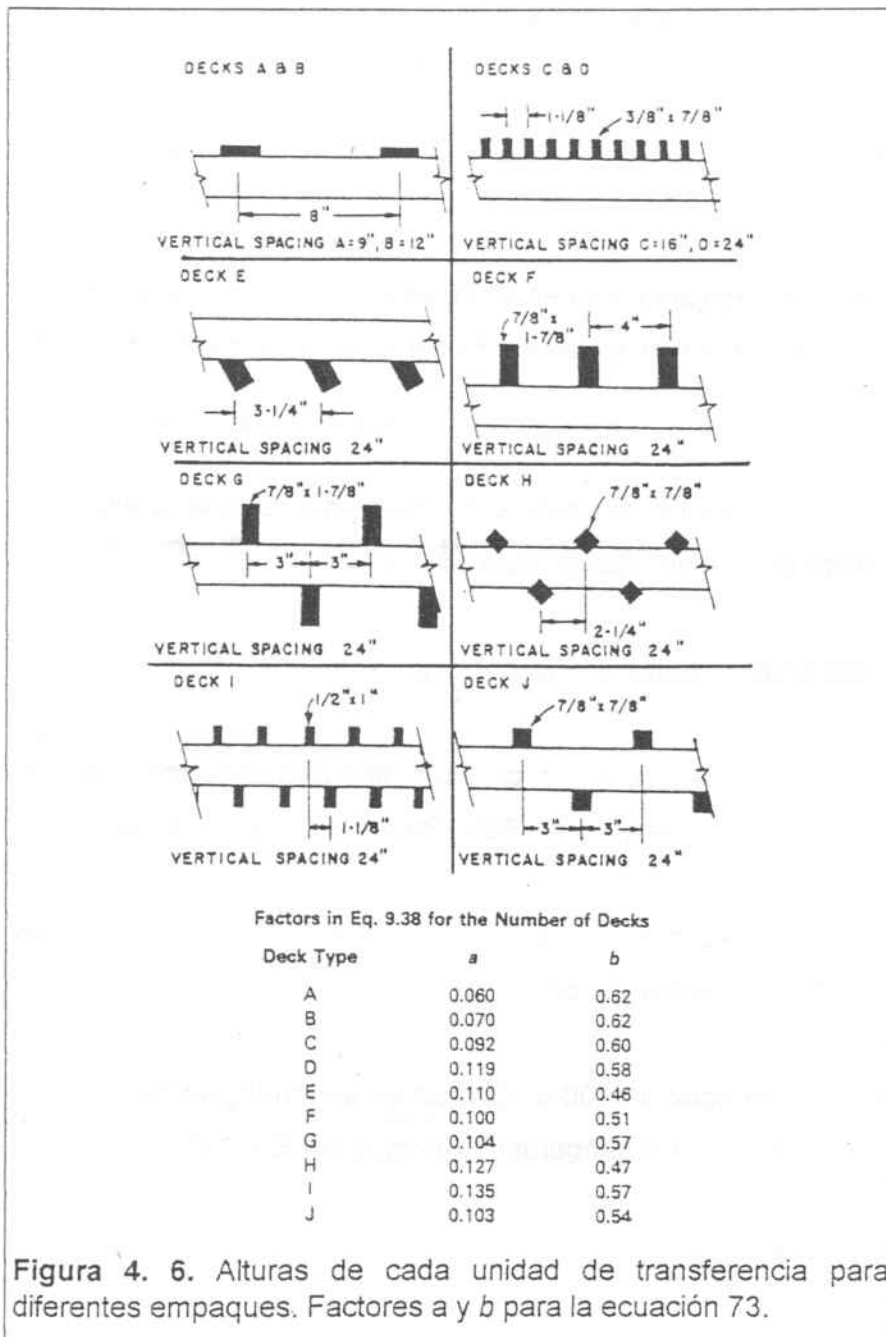


Figura 4. 6. Alturas de cada unidad de transferencia para diferentes empaques. Factores a y b para la ecuación 73.

Con lo cual, la altura de la torre de refrigeración queda expresada en la forma:

$$h = N \cdot HUT'$$

(Ec. 80)

Por último, es preciso hallar el caudal de aire que va a utilizarse en la torre. Existe un caudal mínimo, por debajo del cual no se puede trabajar si se quieren obtener unas determinadas condiciones de salida del agua. Este caudal será aquél en que el aire salga a las condiciones de temperatura y humedad de saturación, ya que ésta no puede ser superada. Por ello, si se llama i_{G2} a la entalpía del aire saturado a la temperatura

de saturación en la cabeza de la torre, se puede calcular un $(L/G)_{m\acute{a}x}$, que corresponde al G'_{min} . Utilizando la ecuación 77 de la recta de operación:

$$(L / G')_{max} = \frac{i_{G2} - i_{G1}}{C_{A(L)}(T_{L2} - T_{L1})} \quad (\text{Ec. 81})$$

Siempre debe trabajarse por debajo de este máximo. El caudal de aire que se utilice influirá en la altura de la torre, de forma que, al aumentarlo, la altura necesaria disminuirá.

Hasta aquí se dispone de datos suficientes para calcular la altura necesaria de la torre de refrigeración a emplear en esta alternativa.

- Cálculo del sistema aerorrefrigerante+ torre de enfriamiento

Se trata de enfriar 49260 kg / h de agua de 100 a 35°C con aire que se supone a 25°C, con una humedad relativa del 50%. Para ello, se proponen dos alternativas:

A) Enfriamiento del agua de 100 a 60°C en un aerorrefrigerante, seguido de una torre de refrigeración que baja la temperatura del agua de 60 a 35°C.

B) Enfriamiento del agua de 100 a 50°C en un aerorrefrigerante, seguido de una torre de refrigeración que baja la temperatura del agua de 50 a 35°C.

ALTERNATIVA A

- Cálculo del aerorrefrigerante

En este punto debe diseñarse un aerorrefrigerante con un área suficiente para enfriar el caudal de agua a tratar de 100 a 60°C. Para ello se procede de la misma forma que en el apartado 4.1.2.ii.

En primer lugar, se calcula el rango de refrigeración y la aproximación, aplicando las ecuaciones 39 y 40, respectivamente. Pasándolo a unidades inglesas:

$$\Delta T = (100-60) 1,8 = 72 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{Aproximación} = (60-25) 1,8 = 63 \text{ }^\circ\text{F}$$

Introduciendo estos resultados en el gráfico de la figura 4.4. a) se obtiene, para 3 filas:

$$A_c = 115 \text{ ft}^2 \text{ h / MM BTU}$$

El caudal de calor a eliminar se halla por la ecuación 38:

$$Q = 49260 \cdot 4,18(100 - 60) \frac{1}{1,05435 \cdot 10^6} = 7,8 \text{ MMBTU / h}$$

con lo que el área necesaria es, según la ecuación 41:

$$A = 115 \cdot 7,8 = 897 \text{ ft}^2 = 83,3 \text{ m}^2$$

Aplicando la ecuación 42 ($N = 3$):

$$(WL) = \frac{897}{1,33 \cdot 3} = 224,8 \text{ ft}^2$$

Normalizando W y despejando L , se obtiene:

$$W = 12 \text{ ft} = 3,7 \text{ m}$$

$$L = 18,7 \text{ ft} = 5,7 \text{ m}$$

Si se considera un diámetro de tubo de 2,5 cm, o, lo que es lo mismo, 1 pulgada, el número de tubos se halla con la ecuación 43:

$$N_t = \frac{897 \cdot 12}{\pi \cdot 1 \cdot 18,7} = 183 \text{ tubos}$$

Y la potencia del ventilador, por la ecuación 44:

$$P = \frac{224,8}{100} 7,5 = 17 CV$$

$L / W = 1,56 < 1.8$, por lo que puede utilizarse un único ventilador.

Si se diseña un aerorrefrigerante de 6 filas, se procede de igual modo, pero utilizando el gráfico de la **figura 4.4.b)** y sustituyendo N por 6. Así se obtienen los siguientes resultados para 6 filas:

$$A_c = 150 \text{ ft}^2 \text{ h} / \text{MM BTU}$$

$$A = 1170 \text{ ft}^2 = 109 \text{ m}^2$$

$$(WL) = 146,6 \text{ ft}^2$$

$$W = 10 \text{ ft} = 3,5 \text{ m}$$

$$L = 14,7 \text{ ft} = 4,5 \text{ m}$$

$$N_t = 304 \text{ tubos}$$

$$P = 11 \text{ CV}$$

- Cálculo de la torre de enfriamiento

La torre ha de enfriar los 49260 kg / h de agua de 60 a 35°C con aire ambiente a 25°C y con una humedad relativa que se considera del 50%. Para realizar el diseño se ha utilizado una hoja de cálculo como la que se muestra en la **tabla 4.4**. Se ha elegido un tipo de relleno de la **figura 4.6** y se han utilizado las constantes a y b para modificar el NUT . Se considera que la resistencia a la transferencia de calor en la fase líquida es muy pequeña y, por tanto, la temperatura de la interfase se iguala a la del líquido.

En primer lugar, se ha calculado la humedad absoluta del aire atmosférico partiendo de su temperatura y humedad relativa. Para ello se ha hallado la presión de vapor del agua a la temperatura del aire por la ecuación 48. Ésta se ha introducido en la ecuación 47 para despejar la presión parcial de vapor de agua en el aire atmosférico. Finalmente, este dato se ha sustituido en la ecuación 45 para obtener la humedad absoluta del aire de entrada:

$$P_{v,H} = \exp\left(20,95 - \frac{5300}{25 + 273,2}\right) = 23,68 \text{ mm Hg}$$

$$p_{A1} = 0,5 \cdot 23,68 = 11,84 \text{ mm Hg}$$

$$H_1 = \frac{18,02}{28,97} \frac{11,84}{(760 - 11,84)} = 9,84 \cdot 10^{-3} \text{ kg agua / kg aire seco}$$

Se ha calculado el caudal mínimo de aire necesario. Para ello se ha obtenido la entalpía del aire de entrada por las ecuaciones 49 y 52. La entalpía del aire de salida saturado a la temperatura de entrada del líquido se ha hallado calculando la presión de vapor a esa temperatura (Ec. 48) y sustituyéndola en la ecuación 46 para obtener la humedad del aire en equilibrio a esa temperatura. Esta humedad se utiliza para calcular C_s (Ec. 49). Con este último dato se puede hallar la entalpía del aire saturado a la temperatura de entrada del agua (Ec. 52) y hallar el $(L / G')_{\max}$ con la ecuación 81. De ella se despeja G'_{\min} . El caudal real utilizado debe ser mayor que éste, y se ha ido modificando para obtener una altura de columna razonable. En la **figura 4.7** se muestra cómo disminuye la altura de la columna al aumentar G' . Las hojas de cálculo utilizadas son similares a la **tabla 4.4**.

$$C_{s1} = 1,005 + 1,884 \cdot 9,84 \cdot 10^{-3} = 1,024 \text{ kJ / kg } ^\circ\text{C}$$

$$i_{G1} = 1,024 \cdot 25 + 2502,3 \cdot 9,84 \cdot 10^{-3} = 50,22 \text{ kJ / kg}$$

$$P_{VA2} = \exp\left(20,95 - \frac{5300}{60 + 273,2}\right) = 155,03 \text{ mm Hg}$$

$$H_{s2} = \frac{18,02}{28,97} \frac{153,6}{(760 - 155,03)} = 0,159 \text{ kg agua / kg aire seco}$$

$$C_{s2} = 1,005 + 1,884 \cdot 0,159 = 1,304 \text{ kJ / kg } ^\circ\text{C}$$

$$i_{G2} = 1,304 \cdot 60 + 2502,3 \cdot 0,159 = 472,2 \text{ kJ / kg}$$

$$(L / G')_{\max} = \frac{476,20 - 50,22}{4,18(60 - 35)} = 4,08$$

$$G'_{min} = \frac{49260}{4,08} = 12053,5 \text{ kg aire / h}$$

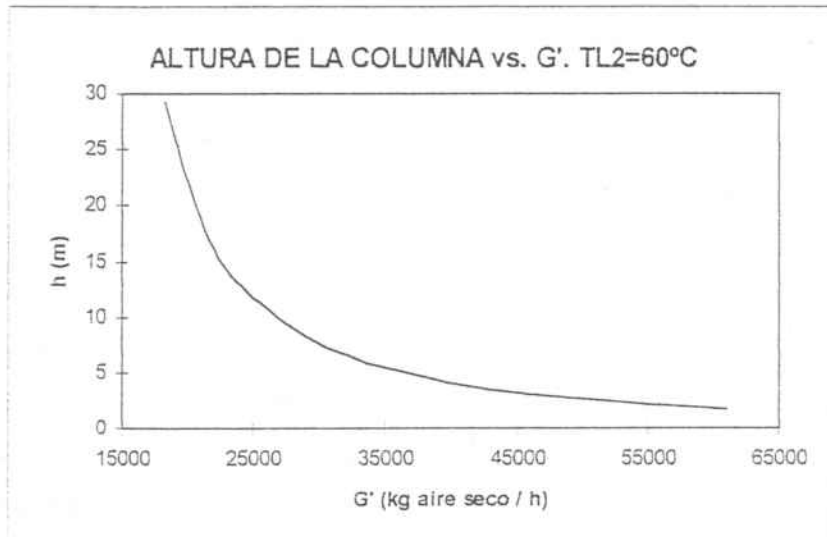


Figura 4. 7. Altura de la torre vs. caudal de aire utilizado. $T_{L2}=60^{\circ}\text{C}$.

El *NUT* se ha calculado utilizando la ecuación 73. Para ello se ha obtenido la ecuación 72 para las cuatro temperaturas de las ecuaciones 68-71. Las entalpías del gas se han calculado por la recta de operación, mientras que para las entalpías de equilibrio puede observarse en la hoja de cálculo que se ha realizado el mismo proceso que el descrito líneas más arriba para la entalpía de equilibrio a la temperatura de entrada del líquido.

CÁLCULO DE LA ALTURA DE LA TORRE DE REFRIGERACIÓN

Datos:

		Datos tipo torre	
$T_{L1} =$	35 °C	a =	0,06
$T_{L2} =$	60 °C	b =	0,62
$T_{G1} =$	25 °C	esp. vertic =	9 pulg.
$\phi_1 =$	0,5		
P atm =	760 mm Hg		

Caudal de agua necesario para condensar 6 T/h de vapor

Calor necesario =	$Q = \lambda \cdot Q_v =$	15013800	(kJ/h)
$L_1 = Q / (4,18 \cdot (100 - T_{L1})) =$		55258,7413	(kg/h)
$L = L_1 - 6000 =$		49258,7413	(kg/h)

Cálculo de la humedad absoluta del aire atmosférico (H_1)

$P_{VA1} =$	23,6831802	mm Hg
$P_{A1} =$	11,8415901	mm Hg
$H_1 =$	0,00984516	kgagua/kgaire seco

Cálculo del caudal mínimo necesario (G' min)

$C_{S1} =$	1,02354828	kJ/ kg °C
$i_{G1} =$	50,2242495	kJ/(kg)
$P_{VA2} =$	153,558881	mm Hg
$H_{S2} =$	0,15750436	mm Hg
$C_{S12} =$	1,30173822	kJ/ kg °C
$i_{G12} =$	472,227462	kJ/(kg)
$(L/G')_{max} =$	4,03830826	
$G'_{min} =$	12197,8656	kg/h

Caudal real utilizado

$$G' = 3 \cdot G'_{min} = 36593,5967 \quad \text{kg/h}$$

Cálculo de las funciones $F(a,b,c,d)$

T_L	$i_G(\text{kJ/kg})$	T_i	P_{VAi}	H_i	C_s	i_{Gi}	$1/(i_{Gi} - i_G)$
35	50,2242495	35	42,1910365	0,03656096	1,07388085	129,072324	
37,5	64,2910232	37,5	48,4608785	0,04236418	1,08481411	146,688414	0,01213631
45	106,491345	45	72,4816433	0,06557677	1,12854664	214,877351	0,00922628
50	134,624892	50	93,8156109	0,08759654	1,17003188	277,694415	0,00698961
57,5	176,825213	57,5	136,141036	0,13574034	1,26073479	412,155295	0,00424935
60	190,891987	60	153,558881	0,15750436	1,30173822	472,227462	
						SUMA=	0,03260155

Cálculo del NUT

$$\text{NUT} = 1,14649654$$

Cálculo de N

$$N = 21,5719737$$

Cálculo de la altura de la columna

$$h = 194,147763 \quad \text{pulg.} = 4,93 \quad \text{m}$$

Tabla 4.4. Cálculo de la altura de una torre de refrigeración.

Una vez calculado el NUT , se calcula N con los datos a y b del relleno elegido por la ecuación 79, y se multiplica por su espaciado vertical para hallar la altura total de la columna, por la ecuación 80. La altura necesaria es de 4,9 metros.

Las pérdidas por evaporación y arrastre se pueden calcular según las ecuaciones 36 y 37:

$$We = 0,0016 (60 - 35) 49260 = 1970 \text{ kg agua / h}$$

$$Arr = 0,1\%L = 49,3 \text{ kg agua / h}$$

$$Pe = 1970 + 49,3 = 2019,3 \text{ kg agua / h}$$

En conclusión, en la alternativa A se propone un aerorrefrigerante de 83,3 ó 109m², dependiendo si es de tres o seis filas, y una torre de refrigeración de 4,93 metros. El área del aerorrefrigerante se ha visto reducida considerablemente respecto a la alternativa de utilizar un único equipo, donde era de 236 y 330 m² para 3 y 6 filas, respectivamente. Habría que considerar si esta reducción justifica la introducción de una torre de estas características. Sin embargo, las pérdidas por evaporación son de más de 2000 kg agua / h, y se quieren recuperar 6000, por lo que se pierde más de una tercera parte. Esto elimina la alternativa.

ALTERNATIVA B

-Cálculo del aerorrefrigerante

En esta alternativa debe diseñarse un aerorrefrigerante con un área suficiente para enfriar el caudal de agua a tratar de 100 a 50°C. Para ello se procede de la misma forma que en la alternativa A, y se obtienen los siguientes equipos para 3 y 6 filas:

$$Q = 9,76 \text{ MM BTU / h}$$

$$\Delta T = 90 \text{ °F}$$

$$\text{Aproximación} = 45 \text{ °F}$$

3 filas:

$$A_c = 130 \text{ ft}^2 \text{ h} / \text{MM BTU}$$

$$A = 1269 \text{ ft}^2 = 118 \text{ m}^2$$

$$(WL) = 318 \text{ ft}^2$$

$$W = 16 \text{ ft} = 4,9 \text{ m}$$

$$L = 19,9 \text{ ft} = 6 \text{ m}$$

$$N_t = 244 \text{ tubos}$$

$$P = 24 \text{ CV}$$

6 filas:

$$A_c = 170 \text{ ft}^2 \text{ h} / \text{MM BTU}$$

$$A = 1659 \text{ ft}^2 = 154 \text{ m}^2$$

$$(WL) = 208 \text{ ft}^2$$

$$W = 12 \text{ ft} = 3,7 \text{ m}$$

$$L = 17,3 \text{ ft} = 5,3 \text{ m}$$

$$N_t = 367 \text{ tubos}$$

$$P = 15,6 \text{ CV}$$

- Cálculo de la torre de enfriamiento

La torre ha de enfriar los 49260 kg / h de agua de 50 a 35°C con aire ambiente a 25°C y con una humedad relativa que se considera del 50%. Para realizar el diseño se ha procedido de la misma forma que en la alternativa A. Asimismo, se ha elegido un G' adecuado para lograr una altura de la torre razonable. La **figura 4. 8** presenta la evolución de la altura de la columna frente a G' . Los resultados obtenidos son:

$$h = 4,23 \text{ m}$$

$$G' = 2,5 \cdot G'_{\min} = 33944 \text{ kg} / \text{h}$$

$$Pe = 1232 \text{ kg agua} / \text{h}$$

En este caso el área del aerorrefrigerante también se ve considerablemente reducida con respecto al uso de un equipo único, aunque no tanto como en la alternativa A. Sin embargo, la torre es más pequeña, de 4,23 m., y el caudal de aire requerido también es menor. No obstante, aunque las pérdidas por evaporación son inferiores que en el caso anterior, todavía son muy elevadas, de más de 1/5 parte del agua a recuperar. Por tanto, la reducción de la superficie del aerorrefrigerante no justifica la introducción de un nuevo equipo y las pérdidas por evaporación que se producen.

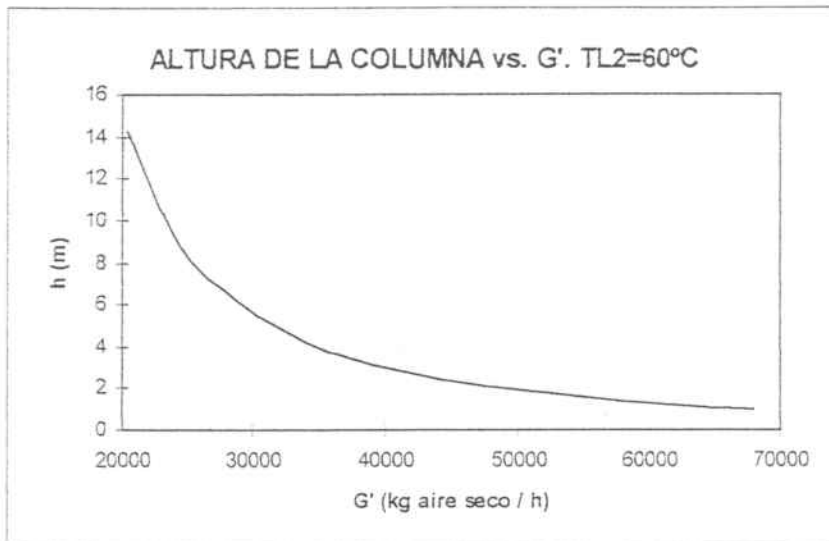


Figura 4. 8. Altura de la torre vs. caudal de aire utilizado. $T_{L2}=60^{\circ}\text{C}$.

En las **figuras 4.7 y 4.8** puede verse que la altura de la columna disminuye al aumentar G' , de una forma considerable hasta un cierto punto, en el que la pendiente se hace más suave. A partir de aquí, un aumento de G' no se refleja en una disminución importante de la altura. Éste es el G' que se ha elegido para el cálculo, en cada uno de los dos casos (**Tablas 4.3 y 4.4**).

Como conclusión del apartado 4.1.2 se desprende que la alternativa más adecuada para refrigerar el agua procedente de la condensación directa es utilizar un aerorrefrigerante único, ya que, aunque su área es mayor que si se combina con una torre de enfriamiento, la reducción no es suficientemente interesante como para introducir un nuevo equipo, teniendo en cuenta que, en este último caso, las pérdidas por evaporación son elevadas. El uso de una columna de refrigeración única queda descartado porque las pérdidas por evaporación son casi iguales al caudal de vapor a recuperar.

La conclusión del apartado 4.1 es que para utilizar condensación directa debe aumentarse la sección de la columna, hasta 2,7 m. Su altura resulta de 4 m, y se utilizan anillos Raschig de 75 mm de diámetro nominal. Seguidamente, se utiliza una centrífuga de sedimentación para retirar las partículas de la masa global de líquido, mientras que se usa un aerorrefrigerante para bajar la temperatura del agua y poderla reutilizar en la condensación. La elección de esta alternativa dependerá de su comparación con la condensación por contacto indirecto, discutida en el apartado siguiente.

4. 2. Condensación del vapor de agua mediante contacto indirecto con aire

En este apartado se desarrollará la segunda alternativa que puede verse en la **figura 3. 13**. Consiste en condensar el vapor de agua procedente del reactor mediante contacto indirecto con aire en un aerorrefrigerante. Para ello, las partículas han de ser separadas previamente en un lavador de gases. En principio se propone como lavador una columna de relleno o bien un tipo venturi. El caudal de vapor a tratar es, como siempre, 6000 kg / h, mientras que el caudal de agua propuesto como líquido de lavado es, en principio, 12000kg/h, que es la cantidad que debe alimentarse al reactor. De este modo, todo el agua de lavado puede introducirse directamente al reactor de fabricación de hidróxido y las partículas no necesitan ser separadas del líquido. La alimentación al sistema global, que es de 6000 kg agua /h, se hace en el aerorrefrigerante, los tubos del cual están dispuestos en posición vertical. De este modo se pretende que las pocas partículas que puedan haber escapado del depurador no sedimenten aquí, sino que sean arrastradas junto con el agua de alimentación y el vapor condensado. En los apartados siguientes se diseñarán los equipos requeridos para llevar a cabo esta alternativa.

4. 2. 1. Lavador de gases

Antes de condensar el vapor, éste debe ser separado de las partículas de hidróxido cálcico en suspensión para no obturar los tubos del aerorrefrigerante. Para ello se utiliza un lavador de gases. Se diseñarán dos tipos de lavadores: el lavador de pulverización con relleno y el lavador tipo venturi.

i) Lavador tipo columna de pulverización con relleno

- Teoría del diseño de un lavador de columna de pulverización con lecho fijo

Para diseñar estos lavadores es preciso calcular la altura necesaria de un tipo de relleno determinado. La eficiencia de recolección para un determinado tamaño de partícula depende casi exclusivamente de la pérdida de presión a lo largo del equipo. Por ello, la forma de hallar la altura necesaria es elegir un relleno, del que puede conocerse la caída de presión por unidad de altura. Sabiendo la caída de presión que se necesita para la eficiencia requerida, puede obtenerse la altura total de la torre.

La nomenclatura utilizada es la siguiente:

D = diámetro de la torre (m).

F = factor del relleno elegido.

G = caudal de gas (lb / s·ft²).

g = aceleración de la gravedad (32,2 ft / s²).

h = altura de relleno (ft).

L = caudal de líquido (lb / s·ft²).

ΔP = pérdida de presión en la torre (m.c.a.).

ΔP_u = pérdida de presión por unidad de altura de relleno (in.c.a. / ft).

ρ_g = densidad del gas (lb / ft³).

ρ_L = densidad del líquido (lb / ft³).

μ = viscosidad del líquido (cp).

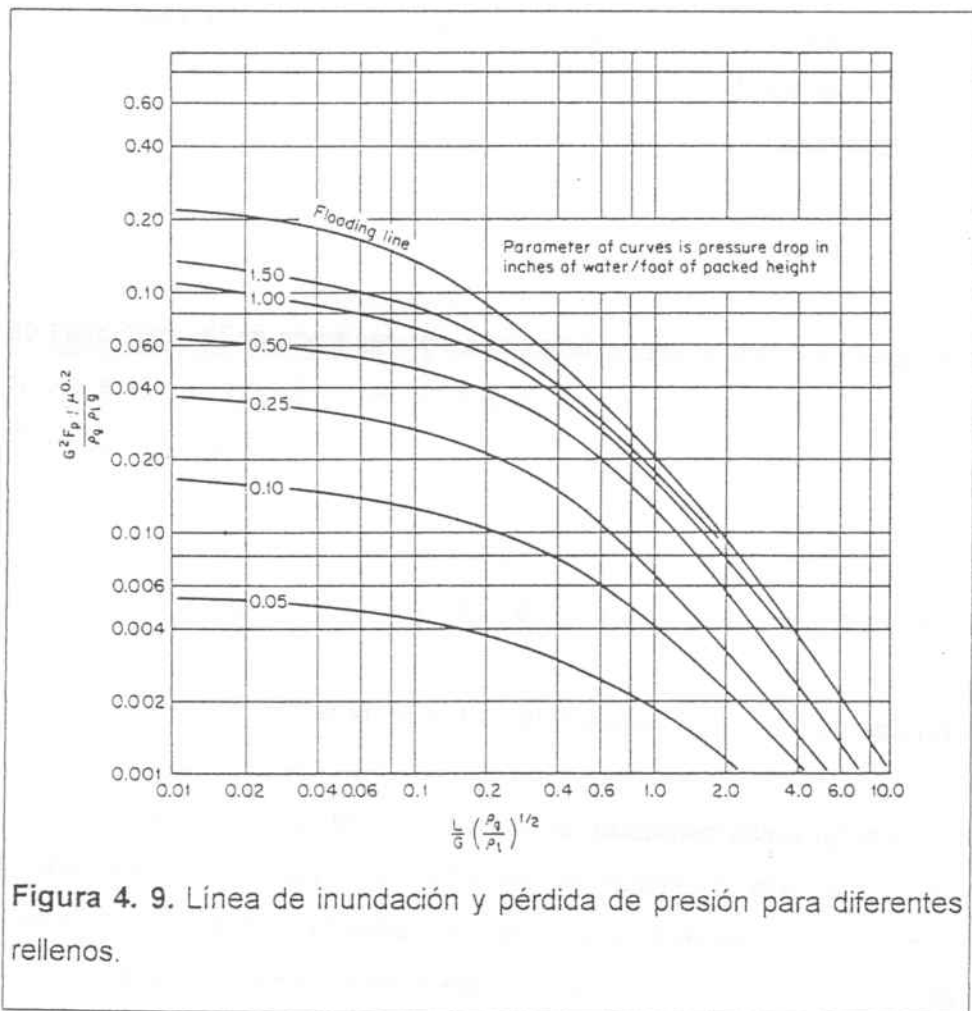


Figura 4. 9. Línea de inundación y pérdida de presión para diferentes rellenos.

En la figura 4.9. (Perry, p. 18-24) se muestra un gráfico donde puede verse la caída de presión a lo largo del relleno, en pulgadas de agua por pie de altura. La abcisa

puede calcularse sin ningún problema conociendo los caudales y las densidades, mientras que en la ordenada aparece un factor F que depende del tipo de relleno. Hay que tener en cuenta que se ha de evitar la inundación de la columna, representada por la línea superior del gráfico. Esta línea está situada alrededor de 5 in. agua / ft. relleno. Como el relleno tenderá a obturarse, conviene trabajar lejos de la inundación, por ejemplo, a 1,4 in / ft. Con los datos de la abcisa y la pérdida de presión puede hallarse la ordenada, y despejar F . Así puede elegirse un relleno adecuado.

Dividiendo la pérdida de presión requerida por la pérdida por unidad de altura del relleno, se obtiene la altura total necesaria:

$$h = \frac{\Delta P}{\Delta P_u} \quad (\text{Ec. 82})$$

- Cálculo del lavador de columna de pulverización con relleno

Hay datos bibliográficos (**Kirk Othmer, Vol. 1, p. 697**) que afirman que se puede conseguir una eficiencia del 85% de separación de partículas de 1 μm de diámetro, si se consigue una pérdida total de presión de unos 4000 Pa., correspondiente a 0,41 m.c.a. Para utilizar la **figura 4.9** se dispone de los datos:

D = diámetro de la torre. Se acepta que es el diámetro actual = 1,9 m.

$$G = \frac{6000}{\pi \frac{1,9^2}{4}} \frac{0,3048^2}{3600 \cdot 0,4536} = 0,12 \text{ lb / s} \cdot \text{ft}^2$$

$$L = \frac{12000}{\pi \frac{1,9^2}{4}} \frac{0,3048^2}{3600 \cdot 0,4536} = 0,24 \text{ lb / s} \cdot \text{ft}^2$$

$$\rho_g = 0,598 \text{ kg / m}^3 = 0,037 \text{ lb / ft}^3$$

$$\rho_L = 1000 \text{ kg / m}^3 = 62,43 \text{ lb / ft}^3$$

$$\mu = 0,37 \text{ cp}$$

Se elige una pérdida de presión por unidad de altura $\Delta P_u = 1,4 \text{ in.c.a./ft} = 0,12 \text{ m.c.a./m}$ para trabajar lejos de la inundación. Se calcula el término de abcisas:

$$\frac{L}{G} \left(\frac{\rho_g}{\rho_L} \right)^{1/2} = 0,048$$

Con él y ΔP_u se halla la ordenada del gráfico:

$$\frac{G^2 F \mu^{0,2}}{\rho_g \rho_L g} = 0,1$$

de donde puede despejarse F :

$$F = 600$$

En la bibliografía (Walas, S. M., p. 438) aparecen tabulados varios tipos de relleno con sus factores F correspondientes. Teniendo en cuenta que el equipo trabajará a una temperatura relativamente alta y una humedad elevada, se desechan los rellenos de plástico y metal, y se eligen anillos Raschig de 0,5 in. de diámetro, que tienen una $F = 580$. Aplicando la ecuación 82, se obtiene la altura total de relleno:

$$h = 3,4 \text{ m}$$

altura que puede aprovechar la instalación actual, ya que la chimenea con las duchas instalada en el reactor tiene algo más de 4 metros de alto.

Si se quiere asegurar que no habrá problemas de inundación de la torre, puede elegirse una pérdida de presión por unidad de altura menor, por ejemplo, de 1 in.c.a. / ft., más alejada de la línea de inundación. Entonces la ordenada es 0,08, y la F disminuye hasta 500, lo que hace que se pueda usar un relleno algo mayor. Con ello, la altura necesaria aumentaría hasta 3,9 metros, por lo que probablemente la chimenea actual no será adecuada, y habrá que instalar una nueva.

Un relleno más grueso implicaría menos problemas de obturación por ensuciamiento. Pero, para poder utilizarlo manteniendo la eficacia, habría que disminuir la sección de la torre para aumentar G . Si $D = 1 \text{ m}$, aceptando 1,4 in.c.a. / ft:

$$F = 43$$

Esto permite, por ejemplo, la elección de sillas Intalox de 2 in. de diámetro, manteniendo la altura de 3,4 m.

La selección de la alternativa más adecuada deberá hacerse mediante una prueba que halle experimentalmente la influencia de la obturación por ensuciamiento del relleno, y si éste debe ser limpiado con frecuencia, para ver si vale la pena aprovechar la chimenea actual o es mejor cambiarla.

ii) Lavador venturi

Si se utiliza un lavador venturi para separar las partículas de hidróxido de calcio, a la salida de éste debe situarse un ciclón. Éste debe ser dimensionado adecuadamente para retirar las gotitas de agua con las partículas en su interior formadas en el lavador húmedo. Por ello, en este punto se diseñarán ambos equipos.

LAVADOR VENTURI

- Teoría del diseño

Para diseñar el lavador venturi ha de calcularse la sección del estrechamiento que proporcione una caída de presión suficiente para la purificación deseada. En la **figura 4.10 (Air Pollution, p. 433-434)** se observa un gráfico donde se representa la eficiencia de recolección de un venturi frente al tamaño de partícula a diferentes pérdidas de presión.

La nomenclatura utilizada es la siguiente:

b = anchura de la sección de estrechamiento (m).

D_g = diámetro de la gota (μm).

D_p = diámetro de partícula (μm).

G = caudal volumétrico de gas (m^3 / h).

L = caudal volumétrico de agua (L / h).

L_m / G_m = relación de masa de líquido / gas (adimensional).

ΔP = pérdida de presión a través del venturi (cm. agua).

S = sección de estrechamiento (m^2).

V_t = velocidad del gas a través del estrechamiento (cm / s).

ϵ = eficiencia de recolección (adimensional).

ρ_L = densidad del líquido (g / cm^3).

ρ_G = densidad del gas (g / cm^3).

σ = tensión superficial del líquido (dina / cm).

μ_L = viscosidad del líquido ($Pa \cdot s$).

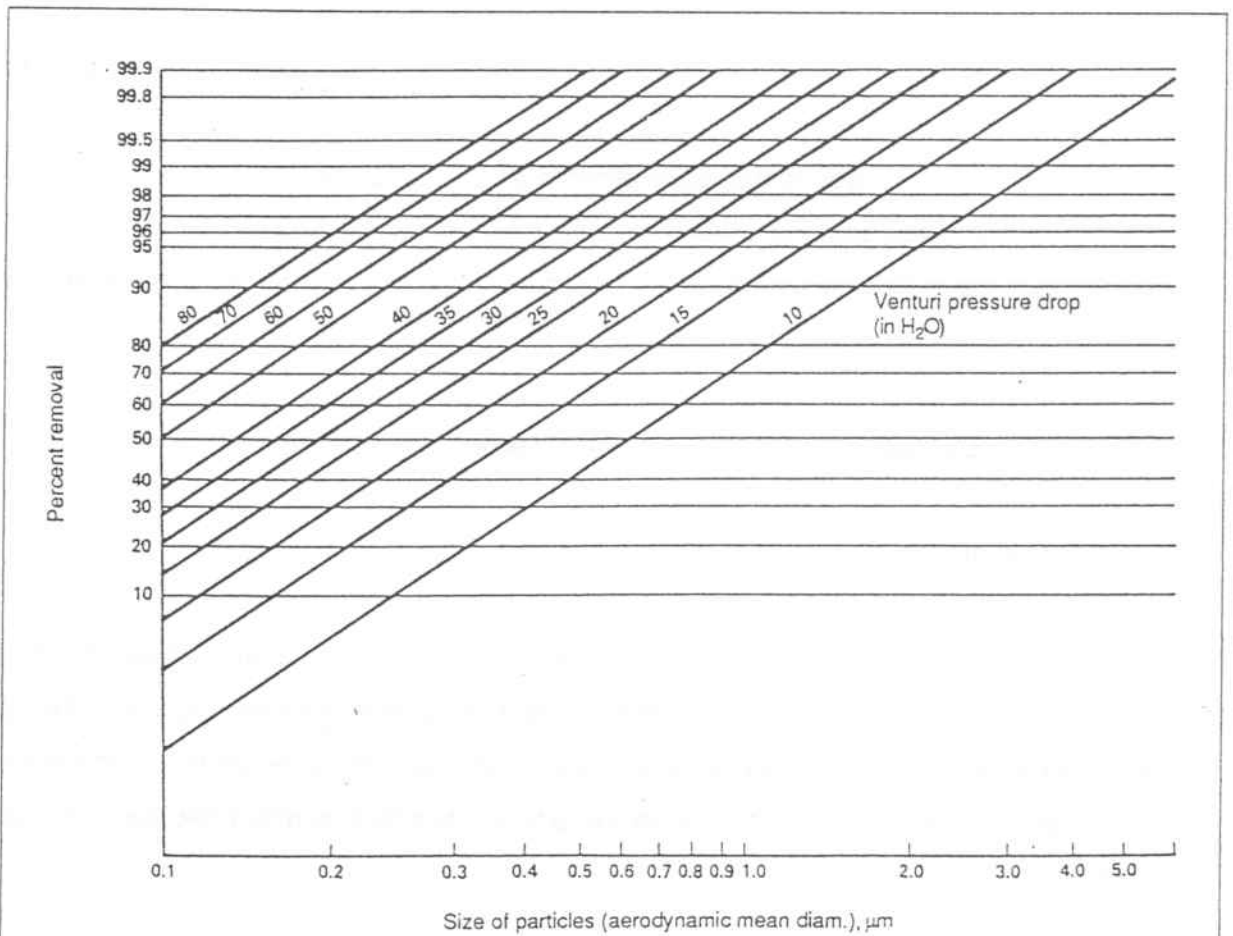


Figura 4. 10. Eficiencia de un lavador venturi frente al tamaño de partícula a diferentes caídas de presión.

La caída de presión de este equipo puede ser calculada como:

$$\Delta P = V_i^2 \frac{L}{G} 10^{-6} \quad (\text{Ec. 83})$$

Sabiendo el tamaño de partícula y la eficiencia de recolección deseada, la pérdida de presión necesaria puede hallarse por la **figura 4.10**. Conociendo L y G se despeja de la ecuación 83 la velocidad del gas. Esto permite hallar la sección de estrechamiento:

$$S = \frac{G}{V_i} \frac{100}{3600} \quad (\text{Ec. 84})$$

Si se considera una sección cuadrada, el lado b se puede calcular:

$$b = \sqrt{S} \quad (\text{Ec. 85})$$

El tamaño de las gotitas que se forman al inyectar agua en el estrechamiento es determinante para la eficiencia de recolección del ciclón situado a continuación. El diámetro de las mismas se puede hallar según (**Perry, p. 18-58**):

$$D_g = \frac{58500}{V_i} \left(\frac{\sigma}{\rho_L} \right)^{0,5} + 1683 \left(\frac{\mu_L}{\sqrt{\sigma \rho_L}} \right)^{0,45} \left(1000 \frac{L_m \rho_G}{G_m \rho_L} \right)^{1,5} \quad (\text{Ec. 86})$$

- Cálculo del lavador venturi

Se conocen los caudales de gas ($G=6000 \text{ kg / h}=10026 \text{ m}^3 / \text{h}$) y agua ($L=12000\text{L/h}$). El tamaño de partícula a separar es de $1\mu\text{m}$. De la **figura 4.10** se desprende que se obtiene una eficiencia del 98% con una pérdida de presión de 25 in. agua = 63,5 cm. agua, valor que se encuentra dentro del rango habitual, que va de 5 a 80 in. agua. Despejando la velocidad de la ecuación 83, se obtiene:

$$V_i = 7500 \text{ cm / s} = 75 \text{ m / s}$$

que es una velocidad baja, ya que el rango normal está comprendido entre 75 y 100m/s.

La sección, por la ecuación 84, es de:

$$S = 0,037 \text{ m}^2$$

El tamaño medio aproximado de las gotitas de agua formadas en el venturi se puede obtener mediante la ecuación 86, partiendo de los datos conocidos:

$$\frac{L_m}{G_m} = \frac{12000}{6000} = 2$$

$$V_i = 7500 \text{ cm / s}$$

$$\rho_L = 1 \text{ g / cm}^3$$

$$\rho_G = 5,98 \cdot 10^{-4} \text{ g / cm}^3$$

$$\sigma = 66,24 \text{ mN / m}$$

$$\mu_L = 0,31 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

Con lo cual:

$$D_g = 86 \text{ }\mu\text{m}$$

En consecuencia, los resultados del diseño del venturi son:

$$\varepsilon = 98\%$$

$$\Delta P = 25 \text{ in. agua} = 6210 \text{ Pa}$$

$$S = 0,037 \text{ m}^2$$

$$D_g = 86 \text{ }\mu\text{m}$$

que son perfectamente razonables, por lo que un venturi sería un equipo apropiado.

CICLÓN

- Teoría del diseño

Para diseñar el ciclón debe determinarse el tamaño de la partícula que es capaz de retirar con una eficiencia dada. La nomenclatura utilizada se lista a continuación.

B_c = dimensión del ciclón según la **figura 3.3** (m).

D_c = dimensión del ciclón según la **figura 3.3** (m).

D_e = dimensión del ciclón según la **figura 3.3** (m).

H_c = dimensión del ciclón según la **figura 3.3** (m).

J_c = dimensión del ciclón según la **figura 3.3** (m).

L_c = dimensión del ciclón según la **figura 3.3** (m).

S_c = dimensión del ciclón según la **figura 3.3** (m).

Z_c = dimensión del ciclón según la **figura 3.3** (m).

A_c = área de entrada al ciclón = $B_c H_c$ (m^2).

D_p = diámetro de partícula (m).

D_{pc} = diámetro de partícula de corte (m).

$D_{p, min}$ = diámetro crítico de partícula (m).

F_{cv} = pérdida de fricción en el ciclón, expresada como número de cargas de la velocidad de entrada, basada en A_c (adimensional).

h_{vi} = carga de la velocidad de entrada al ciclón (in. c. a.).

N_e = número eficaz de vueltas que da el gas en el interior del ciclón (adimensional).

N_{tc} = número de vueltas teóricas que da el gas en el interior del ciclón (adimensional).

ΔP_{cv} = Caída de presión en el ciclón, expresada como número de cargas de la velocidad de entrada al ciclón, referida a A_c (adimensional).

V_c = velocidad de entrada al ciclón, en la sección A_c .

ρ = densidad del gas (kg / m^3).

ρ_s = densidad de la partícula (kg / m^3).

μ = viscosidad del gas ($kg / m s$).

η = eficiencia de recolección (adimensional).

Se define el diámetro crítico de partícula como el diámetro de la partícula más pequeña que teóricamente se separa de la corriente de gas con una eficiencia del

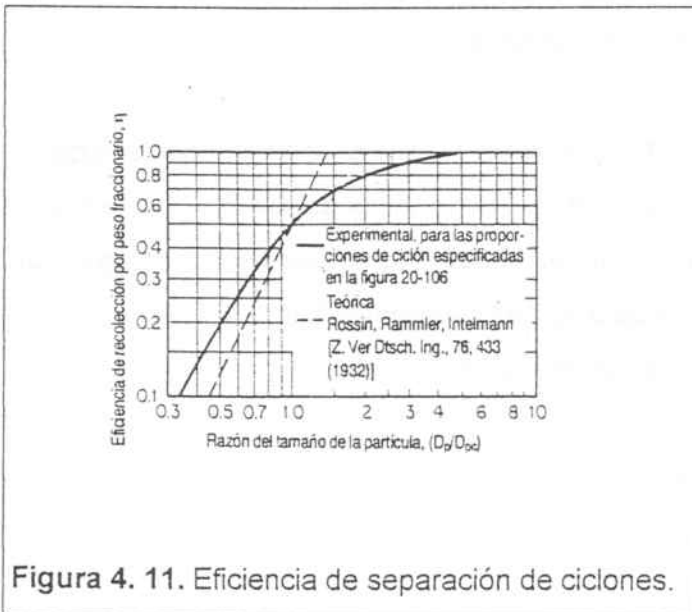
100%. Rosin, Rammler e Intelmann obtuvieron la siguiente ecuación para el diámetro crítico (Perry, p. 20-97):

$$D_{p, \min} = \left(\frac{9\mu B_c}{\pi i N_{ic} V_c (\rho_s - \rho)} \right)^{0,5} \quad (\text{Ec. 87})$$

En esta expresión se supone que el gas da un número determinado de vueltas a una velocidad espiral constante e igual a la velocidad promedio a la entrada del ciclón, sin ninguna turbulencia o acción de mezclado. Las partículas menores se eliminan hasta una extensión proporcional a la distancia inicial de las partículas respecto a la pared. El diámetro de corte, que es el diámetro de partícula correspondiente a una eficiencia fraccionaria del 50%, está dado por:

$$D_{pc} = \left(\frac{9\mu B_c}{2\pi N_e V_c (\rho_s - \rho)} \right)^{0,5} \quad (\text{Ec. 88})$$

donde N_e representa el número eficaz de vueltas que realiza la corriente de gas dentro del ciclón. Si $N_e = N_{ic}$ la ecuación 87 da el diámetro teórico de corte. En la **figura 4.11**



aparece la curva de eficiencia teórica fraccionaria obtenida por Rosin, Rammler e Intelmann, como una línea punteada. En ella la eficiencia de recolección para un determinado tamaño de partícula D_p es función de la razón D_p / D_{pc} , es decir, el diámetro de partícula respecto al diámetro de corte.

En realidad, el patrón de flujo

es más complejo y parte de las partículas mayores que $D_{p, \min}$ pasan a través del ciclón, mientras que la recolección de las partículas más finas es mayor que la calculada. Por tanto, la curva real de eficiencia fraccionaria se debe determinar experimentalmente. En ausencia de rearrastre, esta curva debe ser única para un ciclón de proporciones

geométricas dadas. En la **figura 4.11** aparece como una línea continua esta curva experimental para el ciclón de proporciones dadas por la **figura 3.3**, y está representada por la ecuación:

$$\eta = \frac{\left(\frac{D_p}{D_{pc}}\right)^2}{1 + \left(\frac{D_p}{D_{pc}}\right)^2} \quad (\text{Ec. 89})$$

Se determinó que, en este caso, $N_e \approx 5$. Este valor es más bien conservador, ya que en algunos casos ascendía hasta 10.

La caída de presión a través del ciclón debe ser también determinada. Ésta, así como la pérdida de presión por fricción, se expresa de un modo más conveniente en términos de la carga de velocidad (h_{vi}) basada en el área de entrada inmediata del ciclón (A_c). La carga de velocidad de entrada, expresada en pulgadas de columna de agua, se relaciona con la velocidad promedio del gas de entrada y su densidad mediante la ecuación:

$$h_{vi} = 0,0030 \rho V_c^2 \quad (\text{Ec. 90})$$

en donde $\rho = \text{lb} / \text{ft}^3$ y $V_c = \text{ft} / \text{s}$. La pérdida de fricción en el ciclón se relaciona con la caída de presión mediante la expresión:

$$F_{cv} = \Delta P_{cv} + 1 - \left(\frac{4B_c H_c}{\pi D_e^2}\right)^2 \quad (\text{Ec. 91})$$

Para los ciclones del tipo de la **figura 3.3**, la pérdida de fricción puede hallarse por la ecuación empírica:

$$F_{cv} = 16 \frac{B_c H_c}{D_e^2} \quad (\text{Ec. 92})$$

Con estas ecuaciones puede obtenerse fácilmente la caída de presión a través del ciclón.

- Cálculo del ciclón a la salida del venturi

Se supone una velocidad de entrada al ciclón de unos 30 m / s. Como se conoce el caudal de vapor = 6000 kg / h, y su densidad = 0,598 kg / m³, puede hallarse la sección de entrada A_c :

$$A_c = \frac{6000}{3600 \cdot 0,598 \cdot 30} = 0,093 \text{ m}^2$$

Por las dimensiones de la **figura 3.3**, se determinan la anchura y altura de la sección rectangular de entrada A_c , y el resto de dimensiones del ciclón:

$$B_c = 0,22 \text{ m}$$

$$D_c = 0,88 \text{ m}$$

$$D_e = 0,44 \text{ m}$$

$$H_c = 0,44 \text{ m}$$

$$J_c = 0,22 \text{ m}$$

$$L_c = 1,76 \text{ m}$$

$$S_c = 0,11 \text{ m}$$

$$Z_c = 1,76 \text{ m}$$

Se dispone, además, de los datos:

$$\mu = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ kg / m s}$$

$$\rho = 0,598 \text{ kg / m}^3$$

$$\rho_s = 1000 \text{ kg / m}^3$$

$$V_c = 30 \text{ m / s}$$

$$N_e = 5$$

La densidad de la partícula a recolectar será prácticamente igual a la del agua líquida, ya que se trata de gotitas con el sólido en su interior. Como número efectivo de vueltas del gas en el ciclón se toma 5, que es el dato más conservador. Así se obtienen como diámetro de corte y diámetro crítico, por las ecuaciones 88 y 87:

$$D_{pc} = 5 \mu\text{m}$$

$$D_{p, \text{min}} = 7,25 \mu\text{m}$$

Esto significa que las partículas mayores de $7,25 \mu\text{m}$ serán teóricamente recolectadas con una eficiencia de 100%. Sin embargo, según la ecuación 89 de la curva experimental de la **figura 4.11**, la eficiencia para este tamaño de partícula queda reducida al 68%. No obstante, se ha calculado que el diámetro medio de las gotitas formadas en el venturi es de $86 \mu\text{m}$. Aplicando la ecuación 89, la eficiencia para este tamaño es:

$$\varepsilon_{89} = 99,7 \%$$

Esta eficiencia sigue siendo elevada incluso para gotas más pequeñas. Así, para $50 \mu\text{m}$, la eficiencia es de 99 %.

Para calcular la pérdida de presión a través del ciclón se parte de la carga de la velocidad de entrada, calculada por la ecuación 90:

$$h_{vi} = 1,0754 \text{ in. c. a.}$$

Por la ecuación 92, puede hallarse la pérdida de fricción:

$$F_{cv} = 8$$

La pérdida de carga se puede despejar de la ecuación 91:

$$\Delta P_{cv} = 7,4 \text{ veces } h_{vi}$$

En consecuencia:

$$\Delta P_{cv} = 7,96 \text{ in. c. a.} = 0,20 \text{ m.c.a.} = 1962 \text{ Pa}$$

Se trata, por tanto, de un ciclón perfectamente factible y con una eficiencia elevada, como también lo era el estrechamiento, por lo que el sistema de lavador venturi es viable.

4. 2. 2. Aerorrefrigerante

El aerorrefrigerante que debe diseñarse en este caso ha de conseguir condensar 6000 kg / h de vapor a 100 °C con aire ambiente que se considera, como siempre, a 25°C. El rango de temperaturas de refrigeración es 0°F, ya que en la condensación no hay variación de temperaturas. La aproximación es de $(100-25)=75^{\circ}\text{C}=135^{\circ}\text{F}$. Procediendo en el cálculo como en el punto 4.1.3 , el diseño resulta:

3 filas:

$$A_c = 95 \text{ ft}^2 \text{ h / MM BTU}$$

$$A = 1353 \text{ ft}^2 = 126 \text{ m}^2$$

$$(WL) = 339 \text{ ft}^2$$

$$W = 16 \text{ ft} = 4,9 \text{ m}$$

$$L = 21 \text{ ft} = 6,6 \text{ m}$$

$$N_t = 246 \text{ tubos}$$

$$P = 25 \text{ CV}$$

6 filas:

$$A_c = 120 \text{ ft}^2 \text{ h / MM BTU}$$

$$A = 1709 \text{ ft}^2 = 159 \text{ m}^2$$

$$(WL) = 214 \text{ ft}^2$$

$$W = 12 \text{ ft} = 3,6 \text{ m}$$

$$L = 17,8 \text{ ft} = 5,4 \text{ m}$$

$$N_t = 367 \text{ tubos}$$

$$P = 16 \text{ CV}$$

El aerorrefrigerante resultante, por tanto, es de dimensiones muy razonables, lo que hace viable esta alternativa.

Del apartado 4. 2 se concluye que la alternativa de condensar el vapor por contacto indirecto resulta viable. Para ello debe utilizarse un lavador húmedo de gases antes de la condensación, que puede ser una columna de relleno o un venturi, seguido de un aerorrefrigerante donde se produce el cambio de estado. Las dos alternativas resultantes quedan, entonces, como se muestra en las **figuras 4.12 y 4.13**, respectivamente. En ellas, se ha añadido un tanque de descarga del agua procedente de la alimentación y el vapor condensado, del cual se toma ésta para bombearla hacia el lavador. Actualmente, el vapor abandona el reactor por tiro natural. Sin embargo, la pérdida de presión en el conjunto de lavado-condensación que se quiere instalar puede hacer que el vapor no salga hacia este sistema y se elimine a través de las juntas del reactor, que oponen menor resistencia a su paso. Por ello, es necesario contrarrestar esa caída de presión, mediante la instalación de un ventilador. El lugar más conveniente para situar este equipo es a la salida del aerorrefrigerante, ya que ha de trabajar con un caudal de gas mucho menor. De esta forma, aspira los incondensables y produce una depresión en el caso de que todo el vapor de agua condense. Si parte del vapor no condensa, cosa que pasará cuando la temperatura del aire sea superior a la supuesta para diseñar el aerorrefrigerante, el ventilador descargará el vapor no condensado a la atmósfera, con lo cual éste seguirá circulando a través del sistema.

Deben, pues, evaluarse los dos lavadores de gases. De ambos, se elige como más interesante el tipo venturi, debido a que se consigue una eficacia mucho mayor, minimizando posibles problemas de deposición en el aerorrefrigerante que hay a continuación. Por otro lado, la columna de relleno puede presentar problemas de obturación por ensuciamiento, que supone un aumento progresivo de la pérdida de presión hasta un cierto momento, en el que el relleno debe extraerse para ser lavado. La instalación del lavador venturi no presenta este problema.

Del apartado 4 se concluye que la condensación puede llevarse a cabo directa o indirectamente. Para la condensación directa, es necesaria una torre de relleno de 4 m de altura y 2,7 m de diámetro, seguida de una centrífuga de sedimentación con una velocidad angular de 10000 o 6500 r.p.m., que ha de mover un caudal de agua de 61260 kg / h. De este caudal, 12000 kg / h acompañarán a las partículas al reactor, mientras que el resto se llevará a un aerorrefrigerante de 236 m², si se elige de tres filas, y de 330, si se escoge de seis. La condensación directa requiere un venturi seguido de un ciclón para separar las partículas antes de condensar el vapor en un aerorrefrigerante de 126 m², si es de tres filas,

y de 159, si es de seis. No es necesario ningún circuito adicional de refrigeración, y todo este caudal, al que se le añaden 6000 kg / h de agua de red, puede ser alimentado al reactor, haciéndolo pasar previamente por el lavador de gases para que arrastre las partículas.

De ambas alternativas se elige como más interesante la condensación indirecta, ya que en la directa surgen varios inconvenientes: en primer lugar, la torre de condensación que debe ser utilizada tiene una sección muy grande, mucho mayor que la sección de la chimenea de la que se dispone actualmente. Esto quiere decir que debe construirse la columna, con lo cual no es posible aprovechar dicha chimenea, cosa que hubiera sido una ventaja frente a la otra alternativa. En segundo lugar, la utilización de una centrífuga es factible, pero a costa de un alto consumo de energía. El mover los 61260 kg / h de agua a 10000 o, incluso, a 6500 r.p.m. supondría una potencia necesaria muy elevada y, por tanto, un gran coste energético. Finalmente, el aerorrefrigerante utilizado en la condensación directa tiene un área de alrededor del doble de la necesaria en la condensación indirecta, debido a que en esta última la fuerza impulsora permanece elevada a lo largo de toda la condensación al no variar la temperatura del vapor. Además, el lavador de gases venturi seguido del ciclón es un equipo sencillo, que no presenta partes móviles y con improbables problemas de obstrucción por taponamiento.

En consecuencia, en el siguiente punto se realizará el diseño del sistema de la **figura 4.13**, que utiliza un lavador venturi combinado con un separador ciclón para limpiar el vapor de partículas, seguido de un aerorrefrigerante para condensarlo de forma indirecta.

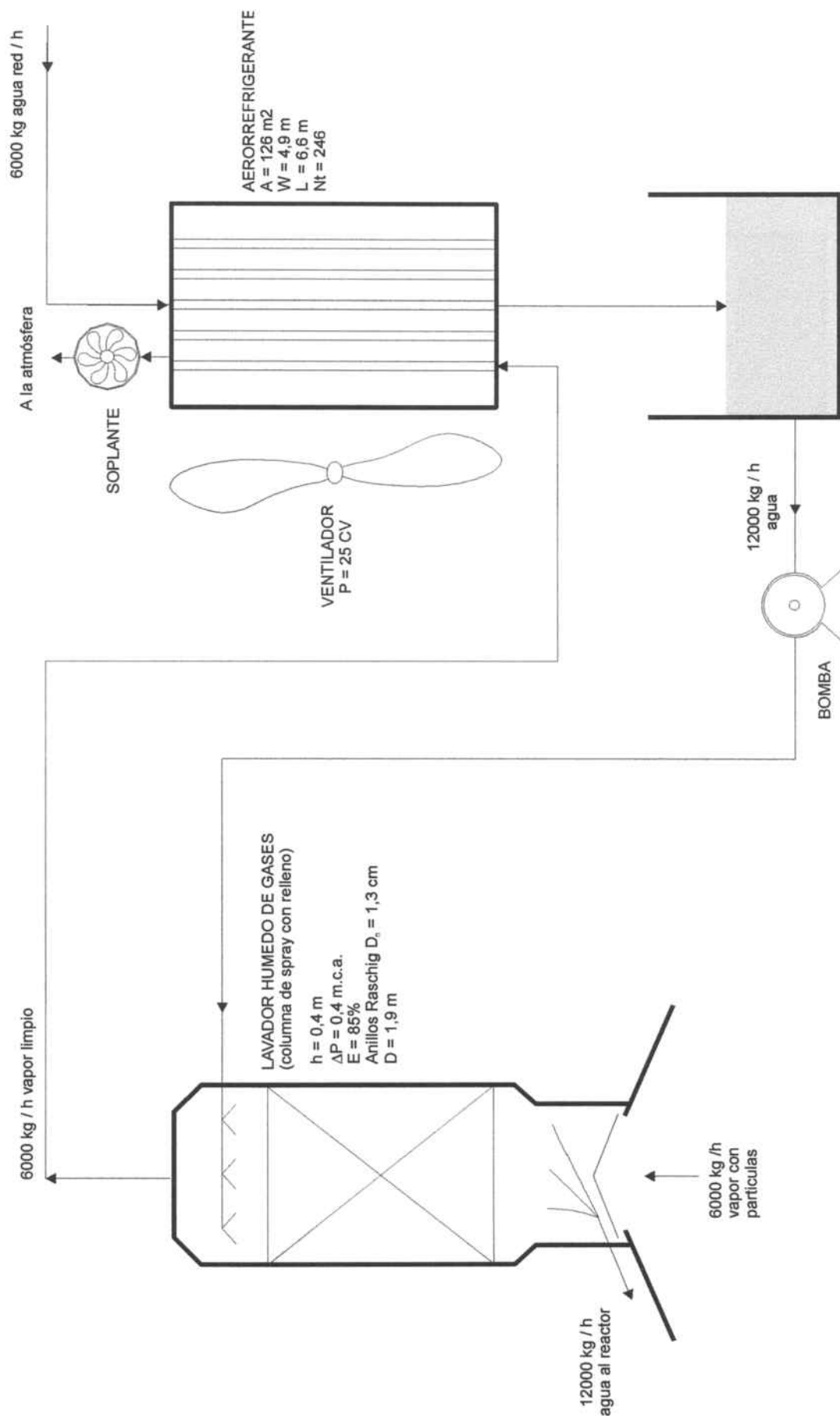


Figura 4. 12. Diagrama de flujo de una torre de relleno seguida de un aerorrefrigerante.

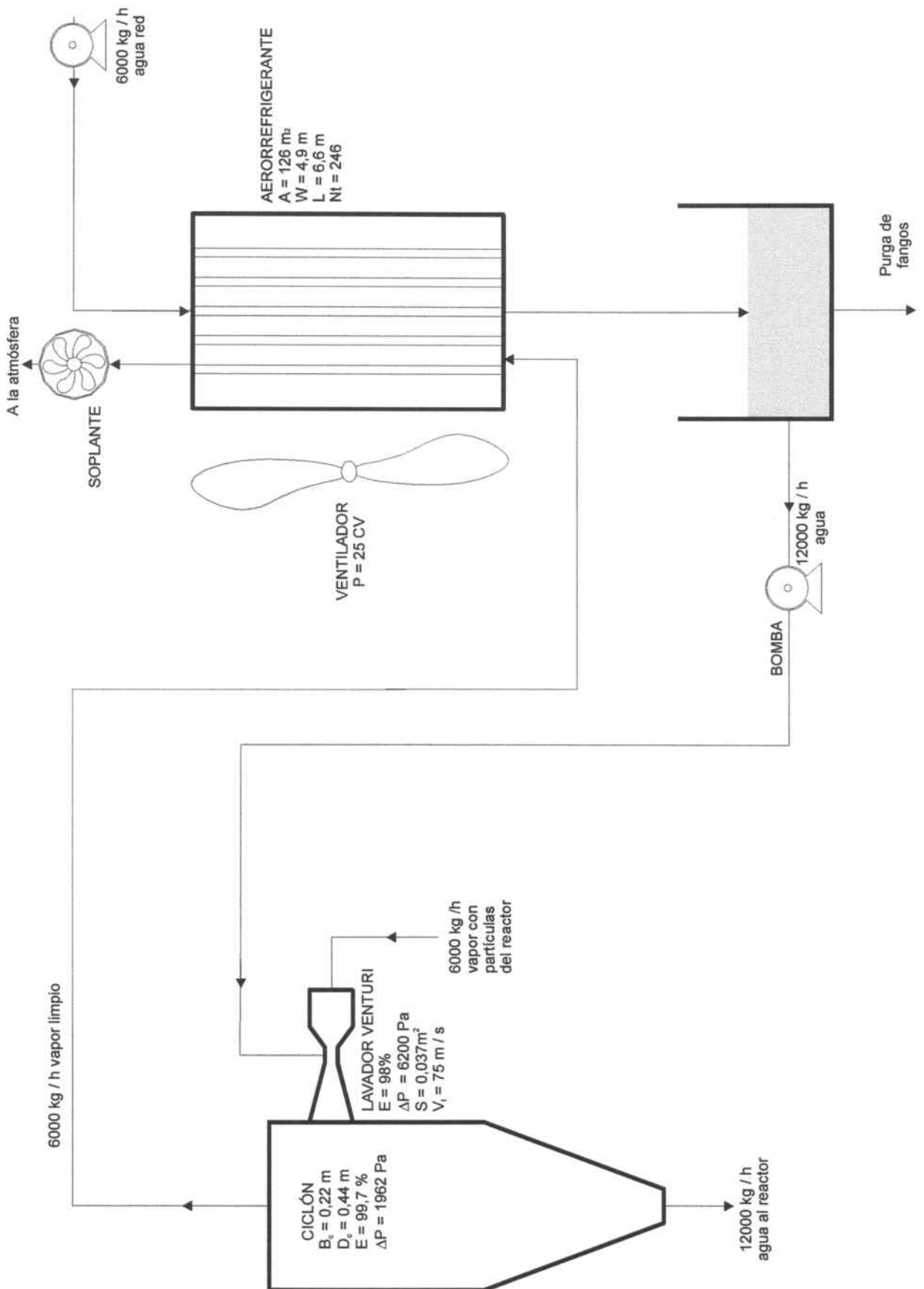


Figura 4. 13. Diagrama de flujo de un venturi con un ciclón en serie con un aerorrefrigerante..

5. DISEÑO FINAL

5. DISEÑO FINAL

En este apartado se diseñará con detalle la alternativa elegida en el punto anterior. De esta forma, se concretarán las dimensiones del venturi que no han sido aún calculadas, así como las características del ventilador a instalar para conseguir que el vapor de agua circule. También se determinarán los diámetros de tubería necesarios y la potencia que debe suministrar la bomba. Asimismo, se añadirá la valvulería y el sistema de control adecuados. Finalmente, se construirá un nuevo diagrama de flujo completo.

5. 1. Diseño del lavador húmedo tipo venturi

En el apartado 4.2.1. ii. se calcularon algunos de los parámetros de diseño del venturi, como son la eficiencia de recolección ε , la caída de presión ΔP , la sección de estrechamiento S y la velocidad del vapor en dicho estrechamiento, V_t . Además, se calcularon las dimensiones de la tubería rectangular de entrada al ciclón, B_c y H_c , para una velocidad $V_c = 30 \text{ m / s}$. Los resultados que se obtuvieron son:

$$\varepsilon = 98\%$$

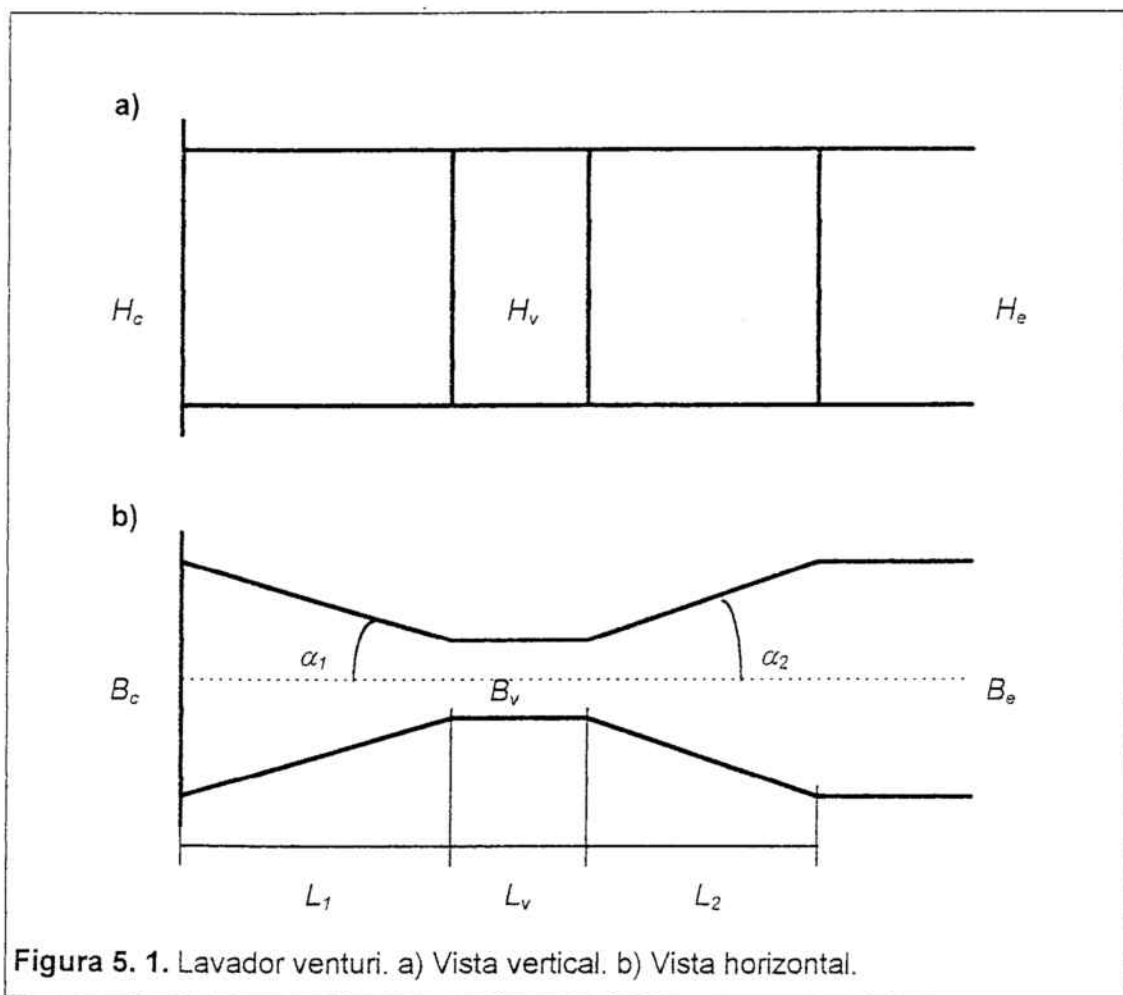
$$\Delta P = 6200 \text{ Pa}$$

$$S = 0,04 \text{ m}^2$$

$$V_t = 75 \text{ m / s}$$

Quedan, por tanto, por determinar algunos parámetros del equipo. En la **figura 5.1** se muestran una vista horizontal y otra vertical del mismo. En ella se ve que se debe dimensionar la longitud desde el estrechamiento hasta el ciclón, L_1 . Ello llevará a calcular el ángulo $2\alpha_1$. Lo mismo ocurrirá con la longitud L_2 y el ángulo $2\alpha_2$, una vez elegidas las dimensiones de la tubería de conexión entre el reactor y el venturi. También hay que escoger la longitud del estrechamiento, L_e .

Los 12000 kg / h de agua que se introducen en el estrechamiento deben ser atomizados adecuadamente. Para ello, se elegirá el diámetro de las toberas y su distribución.



Se elige una longitud del estrechamiento $L_v = 10$ cm, lo suficientemente grande para que las toberas se puedan distribuir cómodamente. La longitud de la tubería L_1 se escoge de 30 cm. No se cree conveniente hacerla menor para que el estrechamiento no esté tan cerca del ciclón. En todo este tramo las gotitas de agua han podido interaccionar con las partículas de hidróxido. La longitud L_2 puede elegirse algo menor, por lo que se hace igual a 20 cm.

Como se muestra en la figura, las alturas H_c , H_v y H_e se eligen, por simplicidad, iguales entre sí, e iguales a 0,44 m, que es el H_c calculado para el ciclón. Si se mantiene la velocidad de 30 m / s en la tubería de alimentación al venturi, $B_e = B_c = 0,22$ m. Como la sección de estrechamiento es de $0,037$ m², B_v se puede calcular:

$$B_v = \frac{0,037}{0,44} = 0,085 \text{ m} = 8,5 \text{ cm}$$

Elegidas estas variables, los ángulos α_1 y α_2 quedan fijados, y pueden ser calculados por triángulos semejantes:

$$\frac{B_v}{B_c} = \frac{x_1}{L_1 + x_1} \quad (\text{Ec. 93})$$

$$\alpha_1 = \arctg \frac{B_v/2}{x_1} \quad (\text{Ec. 94})$$

$$x_1 = 12,59$$

$$\alpha_1 = 18,65^\circ \Rightarrow 2\alpha_1 = 37,3^\circ$$

Análogamente:

$$x_2 = 12,59$$

$$\alpha_2 = 12,59^\circ \Rightarrow 2\alpha_2 = 25,2^\circ$$

Por último, debe decidirse sobre el tamaño de las toberas de pulverización de agua, su número y su distribución en la zona de estrechamiento. Suponiendo que se quieren utilizar **24 toberas** de **0,5 mm** de diámetro cada una, y teniendo en cuenta que el caudal de agua es $12\text{m}^3/\text{h}$, la velocidad del agua en ellas ($V_{H_2O,t}$) resulta:

$$V_{H_2O,t} = \frac{12}{3600 \cdot 24 \pi \left(\frac{5 \cdot 10^{-3}}{2} \right)^2} = 7 \text{ m/s}$$

Se situarán 12 toberas a cada lado del estrechamiento, distribuidas en dos columnas de 6 unidades cada una. Teniendo en cuenta que la altura del venturi es de 0,44 m y que las toberas son de 5 mm de diámetro, la distancia vertical entre dos consecutivas es de 5,9 cm. Como la longitud del estrechamiento es de 10 cm, la distancia entre columnas de atomizadores se fija en 5 cm, de forma que pueden distribuirse cómodamente en esta zona.

Calculadas todas estas variables, el lavador de gases queda totalmente diseñado, ya que el ciclón había quedado dimensionado en el apartado anterior.

5. 2. Dimensionado de las tuberías

Las tuberías se dimensionarán para conseguir una velocidad de 2 m / s en aquéllas por las que circule agua líquida, y de 30 m / s para las que transporten vapor. En el diagrama de flujo de la **figura 5. 2** se han numerado los diferentes tramos para facilitar su identificación.

5. 2. 1. Tuberías de circulación de vapor

Estas tuberías se han numerado como tub_{G1} , tub_{G2} y tub_{G3} . Son de secciones rectangulares iguales, ya que conducen el mismo caudal de vapor. Las dimensiones de tub_{G1} ya han sido determinadas en el apartado **5.1**, para una velocidad de circulación de 30m/s, y son **0,44 m** de altura y **0,22 m** de anchura. Por simplicidad del sistema, tub_{G2} y tub_{G3} se eligen iguales a tub_{G1} .

5. 2. 2. Tuberías de circulación de agua

Los tramos de tubería tub_{L1} y tub_{L2} , así como los tub_{L3} y tub_{L4} , son iguales entre sí, porque por ellos circula el mismo caudal de agua, de 6000 y 12000 kg / h, respectivamente. La nomenclatura utilizada en este apartado es la que sigue:

D_{tubLi} = diámetro de cada tramo de tubería (m).

S_{tubLi} = sección de cada tramo de tubería (m^2).

De esta forma, si la velocidad de circulación se fija en 2 m / s:

$$S_{tubL1} = S_{tubL2} = \frac{6}{3600 \cdot 2} = 8,33 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$D_{tubL1} = D_{tubL2} = 0,033 \text{ m} = 3,3 \text{ cm}$$

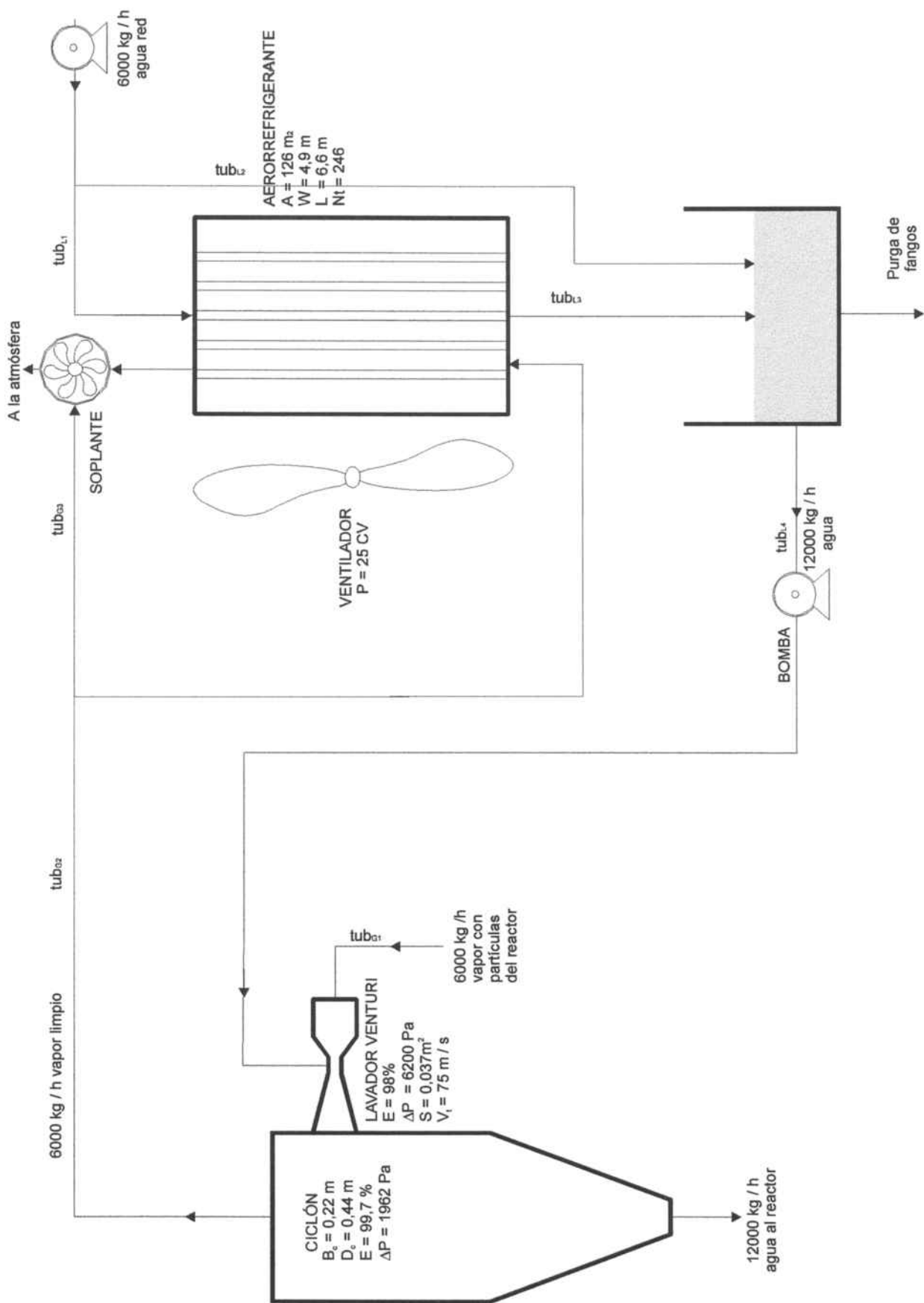


Figura 5. 2. Diagrama de flujo de la alternativa elegida.

$$S_{tubL3} = S_{tubL4} = \frac{12}{3600 \cdot 2} = 1,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$D_{tubL3} = D_{tubL4} = 0,046 \text{ m} = 4,6 \text{ cm}$$

5. 3. Potencia del ventilador

La nomenclatura utilizada en este punto es:

D_{aeror} = diámetro de los tubos del aerorrefrigerante (m).

D_{tub} = diámetro de la tubería (m).

f = factor de fricción (adimensional).

g = gravedad = 9,81 m / s².

G_{sopl} = caudal de gas que circula por el soplante (m³ / s).

L = longitud de tubería (m).

ΔP = elevación de presión a través del soplante (Pa).

ΔP_{aeror} = pérdida de carga a través del aerorrefrigerante (Pa).

ΔP_{cycl} = pérdida de carga a través del ciclón (Pa).

ΔP_{tub} = pérdida de carga a través la tubería (Pa).

ΔP_{vent} = pérdida de carga a través del venturi (Pa).

Re = número de Reynolds (adimensional).

U = velocidad del gas (m / s).

W = potencia del soplante (W, C.V.).

ε / D = rugosidad relativa (adimensional).

ρ = densidad del vapor = 0,598 kg / m³.

μ = viscosidad del vapor (Pa·s).

El ventilador a instalar se sitúa en la parte superior del aerorrefrigerante, de forma que extraiga los incondensables y el vapor no condensado en épocas calurosas. La potencia de este equipo se halla mediante (Kirk Othmer, Vol. 10, p. 213):

$$W = G_{sopl} \Delta P \quad (\text{Ec. 95})$$

La elevación de presión (ΔP) que ha de suministrar es igual a la caída de presión producida a lo largo de toda la línea de lavado y condensación, esto es, la pérdida de carga a través del venturi, el ciclón, los tramos tub_{G1} y tub_{G2} y el aerorrefrigerante. Ésta ya ha sido

determinada en el venturi y el ciclón, por lo que sólo falta calcular la pérdida a lo largo de las conducciones y el aerorrefrigerante. El caudal de gas (G_{sopl}) será aquél en las condiciones más desfavorables, es decir, cuando condense sólo parcialmente debido a una elevada temperatura del aire. En los subapartados siguientes se calcularán ambas variables.

5. 3. 1. Cálculo de ΔP

La caída de presión total es la suma de la pérdidas de carga:

$$\Delta P = \Delta P_{vent} + \Delta P_{cicl} + \Delta P_{tub} + \Delta P_{aeror} \quad (\text{Ec. 96})$$

de las cuales ya han sido calculadas:

$$\Delta P_{vent} = 6200 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{cicl} = 1962 \text{ Pa}$$

Las demás serán calculadas en este apartado.

i) La caída de presión en las tuberías se calcula por la ecuación de Fanning:

$$\frac{\Delta P_{tub}}{\rho g} = f \frac{LU^2}{2gD_{tub}} \quad (\text{Ec. 97})$$

mientras que el coeficiente de fricción f se halla mediante el diagrama de Moody, a partir del número de Reynolds (Re) y la rugosidad relativa (ε/D_{tub}).

$$Re = \frac{UD_{tub}\rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 98})$$

Se dispone de todos los datos para calcular el número de Reynolds:

$$Re = 493600$$

Se supone una rugosidad relativa de 0,001. Por Moody:

$$f = 0,021$$

Si la conducción tiene una longitud de 3 m, la caída de presión resulta, por la ecuación 97:

$$\Delta P_{tub} = 50 \text{ Pa}$$

que es despreciable frente a la producida en los equipos.

ii) La caída de presión a través del aerorrefrigerante se calcula utilizando las mismas ecuaciones que en el caso anterior (i). Hay que calcular la velocidad del gas, teniendo en cuenta que se dispone de 246 tubos de 2,54 cm de diámetro, por los que circulan 6000kg/h de vapor. Por tanto, el caudal por tubo es de 40,8 m³ / h. En consecuencia:

$$U = \frac{24,39}{\frac{3600 \cdot 0,598}{\pi \frac{0,0254^2}{4}}} = 22,36 \text{ m / s}$$

La rugosidad relativa se considera mayor que en el caso anterior, ya que los tubos son más pequeños:

$$\frac{\varepsilon}{D_{aeror}} = 0,002$$

$$Re = 27170$$

Por Moody:

$$f = 0,028$$

Con lo cual, por Fanning:

$$\Delta P_{aeror} = 1088 \text{ Pa}$$

La caída de presión total a lo largo del sistema puede ya calcularse, por la ecuación 96:

$$\Delta P = 9300 \text{ Pa}$$

presión que ha de suministrar el ventilador. Los ventiladores propiamente dichos se utilizan para elevar caudales de gases hasta una presión máxima de alrededor de 3500 Pa. Para presiones mayores, se utilizan soplantes, que son ventiladores centrífugos.

5. 3. 2. Cálculo del caudal que pasa a través del soplante

La nomenclatura es:

A = área de intercambiador (ft^2 , m^2).

A_c = área de intercambio ($\text{ft}^2 \text{ h} / \text{MM BTU}$)

Aproximación = diferencia entre la temperatura del aire y la del vapor ($^{\circ}\text{K}$).

G_{cond} = caudal de vapor condensado (m^3 / h).

G_{sopl} = caudal de vapor no condensado, que atraviesa el soplante (m^3 / h).

Q = caudal de calor ($\text{MM BTU} / \text{h}$, kJ / h).

ΔT = Rango de temperaturas del fluido a enfriar ($^{\circ}\text{K}$).

W = potencia del soplante (W , CV).

λ = calor de vaporización del vapor de agua = $2502,3 \text{ kJ} / \text{kg}$.

η = rendimiento del soplante (adimensional).

Si el soplante se sitúa a la salida del aerorrefrigerante, el caudal máximo que tendrá que tratar será aquel caudal de vapor que no condense cuando el aire ambiente esté caliente. Para el diseño del aerorrefrigerante, se ha supuesto una temperatura del aire de 25°C . Aunque la planta trabaja por la noche, es de suponer que en algún momento de la época estival el aire se calentará por encima de esta temperatura. Los cálculos del caudal máximo no condensado en este caso se han hecho suponiendo una temperatura del aire de 40°C . Por tanto:

$\Delta T = 0^{\circ}\text{F}$ (condensación, es a temperatura constante)

Aproximación = $(100 - 40) 1,8 = 108^{\circ}\text{F}$

Por lo que, para tres filas, por la **figura 4.4.a**:

$$A_c = 120 \text{ ft}^2 \text{ h} / \text{MM BTU}$$

Pero el área del aerorrefrigerante instalado está ya fijada en $A = 126 \text{ m}^2$. Por tanto, el calor que se puede retirar se calcula según:

$$\dot{Q} = \frac{A}{A_c} \quad (\text{E. 99})$$

que, utilizando unidades coherentes:

$$\dot{Q} = 11916375,4 \text{ kJ} / \text{h}$$

Con lo que, el caudal condensado:

$$G_{cond} = \frac{\dot{Q}}{\lambda} = 4762 \text{ kg} / \text{h}$$

Y el caudal que ha de aspirar el soplante:

$$G_{sopl} = 6000 - 4762 = 1238 \text{ kg} / \text{h}$$

En conclusión, la potencia que consumirá el soplante se calcula, por la ecuación 95:

$$W = \frac{1238}{3600 \cdot 0,598} 9300 = 5348,1 \text{ W} = 7,28 \text{ CV}$$

Si se considera un rendimiento $\eta = 0,6$:

$$W = \frac{7,28}{0,6} = 12,1 \text{ CV}$$

Pero en la **figura 5. 2** se ha instalado una derivación (*by-pass*) para transportar el vapor directamente del ciclón al soplante, en el caso de que el aerorrefrigerante tenga que pararse por cualquier tipo de disfunción. De esta forma, se evita tener que parar el sistema de lavado por un fallo en la refrigeración. Esto implica que, puntualmente, el soplante puede tener que tratar los 6000 kg / h de vapor en su totalidad. Esto llevaría a un consumo de potencia mayor, para el cual tiene que estar preparado. Si el rendimiento se considera, igualmente, 0,6, y de la caída de presión total se resta la producida en el aerorrefrigerante:

$$W = \frac{6000}{3600 \cdot 0,598 \cdot 0,6} 8212 = 38145,7 \text{ W} = \mathbf{51,9 \text{ CV}}$$

5. 4. Potencia de la bomba

La bomba instalada a la salida del tanque colector del condensado y agua que salen del aerorrefrigerante tiene que dar una presión suficiente para lograr conducir 12000 kg/h de agua hasta el venturi. Para ello, si está a nivel del suelo, ha de vencer la caída de presión a través de las conducciones y la altura total del reactor, ya que el venturi se sitúa a la salida del mismo. Esta altura es de unos 7,5 m. La pérdida de presión a través de la tubería debe ser calculada, del mismo modo que en el punto 5.3.1 y utilizando la misma nomenclatura, por la ecuación de Fanning y el diagrama de Moody. Para ello se dispone de los datos:

$$D_{tubL4} = 4,6 \text{ cm (calculado en 5.2.2)}$$

$$g = 9,81 \text{ m / s}^2$$

$$U = 2 \text{ m / s}$$

$$\mu = 0,31 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg / m}^3$$

Mientras que se suponen una longitud de tubería aproximada (L) y una rugosidad relativa (ε / D_{tubL4}):

$$L = 10 \text{ m}$$

$$\frac{\varepsilon}{D_{tubL4}} = 0,001$$

El número de Reynolds se calcula por la ecuación 98:

$$Re = 296774$$

Por Moody:

$$f = 0,021$$

Y, aplicando la ecuación de Fanning (Ec. 97):

$$\Delta P_{tubL4} = 0,93 \text{ m. c. a.} = 9130 \text{ Pa}$$

La presión de la bomba es la suma de la altura a vencer más la pérdida de carga:

$$\Delta P = 7,5 + 0,93 = 8,43 \text{ m.c.a.} = 82698 \text{ Pa}$$

Debido a los codos y la válvula instalada, se cree conveniente dar una cierta holgura, de forma que la bomba pueda suministrar una presión de **10 m.c.a.**, es decir, **98000 Pa**. Entonces, la potencia de la bomba se halla según:

$$W = \frac{Q_L \Delta P}{\eta} \quad (\text{Ec. 100})$$

$$W = 544,4 \text{ W} = 0,74 \text{ CV}$$

5. 5. Dimensionado del tanque de descarga

A la salida del aerorrefrigerante se ha situado un tanque en el cual se descargan el vapor condensado procedente del reactor y el agua de alimentación. De este tanque se toma el agua necesaria en el venturi y utilizada en la reacción, mediante una bomba, cuya potencia se ha estimado en el punto anterior. Cuanto más volumen de agua haya retenido en este depósito, mayor es el margen de tiempo del que se dispone para corregir cualquier posible fallo. Si la válvula automática de alimentación fallara, pasaría un tiempo desde que esto ocurre hasta que el fallo es detectado y se abre la válvula manual de la derivación.

Si el tanque tiene una capacidad de $1,5 \text{ m}^3$, por ejemplo, y falla la válvula en la alimentación, el tanque teóricamente se vaciará en 15 min. Sin embargo, la toma de la

bomba no puede estar situada debajo del depósito, si se quiere evitar que las posibles partículas que hayan atravesado el lavado sean aspiradas por ella. Por tanto, se coloca a media altura en el tanque, de forma que el tiempo disponible para reaccionar se reduce a la mitad, **7,5 min**, que se considera una holgura razonable.

Si en el tanque tienen que haber normalmente **1,5 m³**, su capacidad ha de ser de alrededor de **2 m³**. Así, pueden calcularse su altura (H) y diámetro (D) de forma que guarden una proporción adecuada, por ejemplo:

$$H = 1,5 \text{ m}$$

$$D = 1,3 \text{ m}$$

Con estas dimensiones, en condiciones normales en las que haya **1,5 m³** de agua en el tanque, el nivel del mismo será de **1,13 m**. Si se coloca la bomba en la mitad, se consigue arrastrar los menos fangos posibles dando un tiempo para reaccionar suficiente, por lo que la tubería de aspiración se sitúa a **0,5 m** del fondo del depósito.

5. 6. Valvulería y control

En este apartado se discutirá sobre las válvulas necesarias y el sistema de control automático adecuado, y se situarán en el diagrama de flujo (**Fig. 5. 3**).

5. 6. 1. Tubería de alimentación de agua de red (tub_{L1})

Mediante esta tubería se suministra el caudal de agua necesario al sistema. En el caso de que todo el vapor de agua condense, éste es de **6000 kg / h**. Sin embargo, si condensa parcialmente, deberá suministrarse además la cantidad correspondiente al vapor que se pierde a la atmósfera. Esto se regula mediante un controlador de nivel en el tanque, que regula la válvula V_1 para mantener el nivel alrededor del punto de consigna, **1,13 m**, que asegura los **1,5 m³** dentro del depósito. Debe preverse una derivación con una válvula manual (V_2) para el caso en el que el control automático falle.

El tramo tub_{L2} se ha instalado para el caso puntual en que el aerorrefrigerante no funcione, y deba ser reparado. Durante el tiempo de reparación, la válvula manual de ese

tramo (V_3) deberá abrirse para derivar el agua directamente al tanque, mientras que se habrá de cerrar la válvula de alimentación al cambiador (V_4).

5. 6. 2. Tubería de suministro de agua al venturi (tub_{L4})

Esta tubería toma el agua del tanque y, mediante una bomba, la eleva hasta el lavador de gases. Sale del depósito a unos 0,5 m de altura y al llegar al venturi se bifurca para entrar por ambos lados, donde desemboca en toberas de pulverización. Se debe asegurar que por ella circulan 12000 kg / h de agua, ya que todo este caudal es el que saldrá por la parte inferior del ciclón hacia el reactor, donde se necesitan 6000 kg / h para reaccionar y 6000 kg / h para absorber el calor de reacción. Para ello, se instala una válvula automática (V_5) con un controlador de caudal que asegure que circula el caudal adecuado. Igual que en caso anterior, debe preverse una derivación con una válvula manual que pueda usarse ante cualquier fallo del control automático (V_6).

5. 6. 3. Conducto de salida de vapor limpio del ciclón (tub_{G2})

Por este conducto circulan los 6000 kg / h de vapor limpio de partículas que salen del ciclón, y son conducido hacia el aerorrefrigerante, donde entran por la parte inferior. De este modo, el soplante, situado en el otro extremo, extrae los incondensables y el vapor que llega al final del cambiador sin condensar, mientras que el condensado cae directamente al tanque por gravedad. A la entrada del equipo de refrigeración se ha situado un indicador de temperatura, aunque presumiblemente ésta será muy cercana a los 100°C, ya que se trata de vapor saturado prácticamente a presión atmosférica.

Se ha dispuesto una derivación del conducto, por la que circularía el vapor directamente hacia el soplante y la atmósfera, en el caso de que el cambiador no funcionara puntualmente. Para ello debería cerrarse manualmente la válvula V_7 y abrirse la V_8 .

5. 6. 4. Tanque de descarga

Por último queda comentar los controles y válvulas instalados en el tanque. Ya se ha dicho que ha de instalarse un controlador de nivel, y que éste nunca podría estar por debajo de la tubería de aspiración de la bomba, lo que le haría trabajar a vacío. También es conveniente instalar un indicador de la temperatura del agua.

Aunque las partículas de hidróxido cálcico han sido separadas con una elevada eficiencia en el lavador de gases, siempre hay que tener en cuenta que una pequeña parte seguirá acompañando al vapor. Debido a la turbulencia a lo largo de los conductos y a que en el aerorrefrigerante se introduce el agua de alimentación desde arriba para evitar la sedimentación de partículas, éstas pasarán al tanque. El relativo reposo en él hará que las partículas sedimenten en su fondo. Por ello, para evitar su acumulación, se ha previsto construir un fondo de forma ligeramente cónica, e instalar una válvula manual, de forma que, periódicamente, los fangos acumulados puedan ser extraídos.

Y, con esto, el diseño del sistema de lavado del vapor de agua con partículas en suspensión y su recuperación mediante condensación indirecta queda completo. El resultado es el mostrado en la **figura 5. 3**.

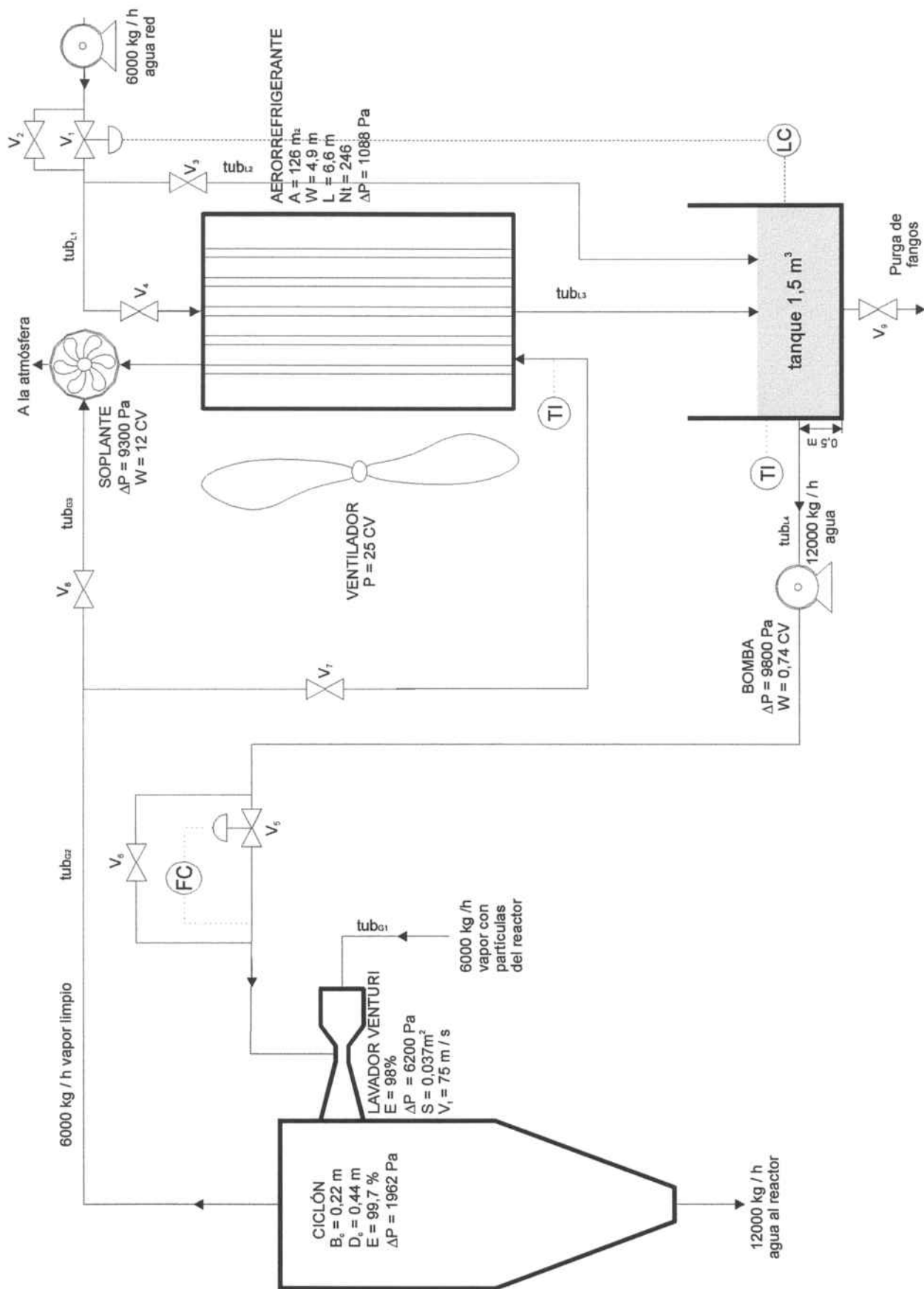


Figura 5. 3. Diagrama de flujo completo.

6. CONCLUSIONES

6. CONCLUSIONES

En este apartado se recogen las diferentes conclusiones a las que se ha llegado a lo largo del desarrollo del presente trabajo, y se añaden algunas nuevas. En cada una de ellas se incluyen breves razonamientos que las justifican. De esta forma, en el subapartado 6. 1 se exponen las conclusiones específicas, referidas a la instalación concreta de fabricación de cal, mientras que el apartado 6. 2 se reserva para conclusiones generales, válidas, en principio, para cualquier tipo de proceso.

6. 1. Conclusiones específicas

1. Las partículas en suspensión contenidas en el vapor de agua que abandona el reactor de fabricación de hidróxido de calcio deben ser separadas de él, tanto si se condensa por contacto indirecto como si se hace por contacto directo.

- Si se condensa un vapor con partículas por contacto directo con agua, éstas pueden permanecer con él durante la condensación, pero deben ser separadas posteriormente, antes de la refrigeración de la masa total de agua, ya que los equipos de enfriamiento podrían resultar dañados, debido a problemas de ensuciamiento e incrustaciones.

- Si se condensa un vapor con partículas en suspensión por contacto indirecto, éstas deben separarse antes de la condensación, ya que podrían quedar incrustadas en la superficie de intercambio, lo cual implicaría frecuentes y costosos lavados del equipo.

2. Para separar las partículas en suspensión del agua procedente de la condensación directa, se propone la utilización de una centrífuga de sedimentación, aun cuando los costes energéticos asociados son elevados.

- La separación de las partículas del agua condensada no puede hacerse mediante un hidrociclón, ya que éste se utiliza para clasificar partículas entre 5- y 100 μm , mientras que el tamaño de los sólidos a separar en este caso es de 1 μm .

- La utilización de un filtro continuo de vacío para separar sólidos en suspensión presentes en una corriente de agua se limita a caudales pequeños y a partículas relativamente grandes, ya que, si son demasiado pequeñas, la presión que se debe

aplicar para vencer la pérdida de carga a través de la torta resulta excesiva. No es un equipo viable, por tanto, en este caso.

- El sedimentador por gravedad se descarta por problemas de espacio, ya que para clarificar los 49260 kg / h de agua se necesitaría un tanque de unos 6 m de diámetro, el cual sería muy difícil de ubicar actualmente en la planta al no disponerse de la suficiente superficie libre.

3. Para limpiar el vapor de partículas, si éste va a ser condensado de forma indirecta, se elige un lavador tipo venturi de 0,037 m² de sección de estrechamiento, seguido de un ciclón para separar las gotas de agua pulverizada con las partículas en su interior. La eficiencia de este sistema alcanza prácticamente el 98%.

- El ciclón no es un equipo factible para separar los sólidos presentes en el vapor de agua, ya que su rango de trabajo se encuentra entre las 5 y las 200 μm de diámetro de partícula. Por ello, su eficiencia sería muy baja para eliminar sólidos de 1 μm .

- El filtro de mangas, de eficiencias muy altas incluso con sólidos muy pequeños, no es aconsejable para limpiar vapor de agua saturado, ya que posibles condensaciones en la superficie de la tela dejarían las partículas adheridas con fuerza y dificultarían la limpieza de las mangas.

- El precipitador electrostático es un equipo de elevada eficiencia y con pocos problemas de mantenimiento. Sin embargo, consume una elevada cantidad de energía que la recuperación de 6000 kg / h de agua no justifica.

- El lavador de gases tipo torre vacía de pulverización no es capaz de separar partículas inferiores a 10 μm de diámetro, mientras que si se le añaden bandejas o platos perforados para aumentar la eficiencia, se presentan graves problemas de obturación.

- La columna de relleno se descarta frente al lavador venturi, debido a que esta última puede presentar problemas de ensuciamiento que llevarían a costosos lavados periódicos. Además, su eficiencia, del 85% en una torre de una sola etapa, es muy inferior a la del venturi. No es posible utilizar etapas sucesivas, ya que resultaría una altura exagerada: una sola ya supone 3,4 m.

4. Para enfriar los 49260 kg / h de agua procedentes de la condensación directa del vapor, debe utilizarse un aerorrefrigerante de 236 m².

- La utilización de una torre de refrigeración como único sistema de enfriamiento no es viable, debido a la gran evaporación que se produce. Según la ecuación 36 y suponiendo que se pretende enfriar el caudal total en un intervalo de 50°C, se perderían unos 4000 kg / h de agua, que es más del 65% del agua a recuperar.

- La utilización de un aerorrefrigerante seguido de una torre de enfriamiento no es factible en este caso, ya que el caudal de agua tratada es muy superior al del agua a recuperar, por lo que continúa habiendo problemas de evaporación. Si la introducción del aerorrefrigerante reduce el rango de enfriamiento en la torre a 20°C, por ejemplo, la evaporación es de alrededor del 3% del agua tratada, pero es de más del 25% del agua que pretende ser recuperada.

5. Para condensar el vapor mediante contacto indirecto, se utiliza un aerorrefrigerante de 126 m² de área de intercambio.

6. El intercambio de calor por contacto indirecto resulta, en este caso, más interesante que el contacto directo.

- El aerorrefrigerante utilizado en la condensación indirecta necesita aproximadamente la mitad del área necesaria en contacto directo, debido a que la fuerza impulsora se mantiene elevada al no variar la temperatura del vapor durante el cambio de estado.

- El elevado consumo de energía derivado de la utilización de una centrífuga que ha de mover 61260 kg / h de agua a una velocidad de 10000 o 6500 rpm (dependiendo de la centrífuga elegida), frente a la sencillez y ausencia de partes móviles de un depurador venturi, aconseja elegir la condensación indirecta como mejor sistema de eliminación de partículas y recuperación de agua.

En resumen, la mejor alternativa para la eliminación de la emisión de partículas a la atmósfera y la recuperación del agua procedente del vapor es la utilización de un lavador venturi de 0,037 m² de sección en el que se introducen 12000 kg / h de agua, combinado con un ciclón de 0,88 m de diámetro para separar el agua con partículas, que se conduce al

reactor, del vapor limpio, que se introduce en un aerorrefrigerante de 126 m^2 para condensarlo. Es necesario un soplante para vencer los 9300 Pa de pérdida de carga a través de los equipos. Con esta alternativa, se consigue cumplir los objetivos presentados al inicio del trabajo.

6. 2. Conclusiones generales

1. En el caso de que la utilización de un aerorrefrigerante sea conveniente para evitar las pérdidas por evaporación, únicamente resulta interesante combinarlo con una torre de enfriamiento en serie cuando la temperatura del agua quiera acercarse a la del aire por debajo de los 10°C . Ésta es la aproximación límite de trabajo de un aerorrefrigerante, por debajo de la cual el área se hace excesivamente grande. Sin embargo, si a continuación se le añade una torre, ésta puede llegar a temperaturas muy cercanas e incluso inferiores a la del aire, debido a que también utiliza calor latente para el enfriamiento.

2. La existencia, en la actualidad, de sistemas y programas que facilitan enormemente el cálculo, permite elegir el L / G óptimo a utilizar en una torre de refrigeración mediante una representación de la altura de la torre vs. L / G . De esta forma, puede escogerse aquel punto en que la pendiente se suavice, y una disminución de L / G no suponga un descenso significativo de la altura de la columna. En consecuencia, este método sustituiría al aceptado tradicionalmente, consistente en elegir como caudal de aire 1,5 veces el caudal mínimo G_{\min} o, lo que es lo mismo, $2 / 3$ de $(L / G)_{\max}$, siendo L el caudal de líquido y G el caudal de aire.

3. En general, sólo es viable utilizar agua en la condensación indirecta cuando se quiera recuperar un agua de mucha más calidad que la usada como refrigerante, o cuando ésta no quiera recuperarse, ya que si quiere ser reutilizada, debe, a su vez, enfriarse.

4. La condensación directa de un vapor no puede hacerse mediante una torre de pulverización vacía, y es factible si se utiliza un relleno, siempre que el caudal de agua por unidad de área (L / S) no exceda los $15000 \text{ kg} / \text{h m}^2$, aproximadamente. A partir de aquí, la altura de la torre alcanza valores excesivos, debido a que debe escogerse un relleno muy grueso para evitar su inundación y, en consecuencia, el contacto vapor-agua no es bueno.

7. BIBLIOGRAFÍA

7. BIBLIOGRAFÍA

- AIR POLLUTION. *The Handbook of Environmental Chemistry*. With contributions by BRAUER, H., GAFFNEY, J. S., HARKOV, R., KHALIL, M. A. K., LIPFERT, F. W., MARLEY, N. A., PRESTBO, E. W., SHAM, G. E. **Vol. 4, part B**. Edited by O. Hutzinger, 1989.
- CORBITT, R. A. *Standard Handbook of Environmental Engineering*. McGraw-Hill, 1989.
- DEGRÉMONT. *Water Treatment Handbook*. **Vol. 1**. Degrémont-Lavoisier, 1991 (6th edition).
- FAIR, JAMES R. " *Designing Direct-Contact Coolers / Condensers*". *Chemical Engineering*, June 12, 1972.
- KIRK OTHMER *Encyclopedia of Chemical Technology*. John Willey & Sons, 1991 (4th edition).
- McCABE, WARREN L., SMITH, JULIAN C., HARRIOT, PETER. *Operaciones Básicas de Ingeniería Química*. McGraw-Hill, 1991 (4ª edición).
- PERRY, *Manual del Ingeniero Químico*. McGraw-Hill, 1992 (6ª edición).
- RD 833 / 75, de 6 de febrero, por el que se desarrolla la ley 38 / 72, de 22 de diciembre, de protección del Ambiente Atmosférico. Anexo IV. *BOE núm. 96*, de 22/ 04/ 75.
- TCHOBANOGLIOUS, GEORGE, BURTON, FRANKLIN L. *Wastewater Engineering Treatment, Disposal and Reuse*. Metcalf & Eddy, 1991 (3rd edition).
- ULLMANN'S *Encyclopedia of Industrial Chemistry*. VCH, 1996 (5th edition).
- WALLAS, STANLEY M. *Chemical Process Equipment Selection and Design*. Butterworths Series in Chemical Engineering, 1988.