

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA



DISEÑO EFICIENTE DEL SISTEMA ELÉCTRICO DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL CON AMONIACO

INFORME DE SUFICIENCIA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO ELECTRICISTA

PRESENTADO POR:

OSCAR CURIMANYA DEPAZ

PROMOCIÓN

2003- II

LIMA – PERÚ

2010

**DISEÑO EFICIENTE DEL SISTEMA ELÉCTRICO DE UNA
PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL CON
AMONIACO**

Agradezco primero a Dios por haberme dado el impulso en realizar este trabajo; así como también a mis padres, y hermanos

SUMARIO

El mundo de la refrigeración es un campo en donde los cambios se han dado lentamente, bien porque los sistemas que funcionan operan tal y como se han diseñado hasta la actualidad o bien por la carencia de personal especializado en el tema.

La salud y el bienestar de un país pueden depender de los sistemas de refrigeración. Por ejemplo; la alimentación y el almacenamiento de vacunas, distribución, aplicación médica, industrial, comercial y doméstica de todo tipo depende de los sistemas de refrigeración.

Hoy en día a la hora de diseñar sistemas de refrigeración estos tienen que estar lo mas automatizados posibles lo cual asegure el máximo de seguridad y confiabilidad, limitando la acción del hombre a las acciones de control y la supervisión.

La propuesta que se presenta se basa en el diseño eléctrico de una planta de refrigeración industrial para una empresa que se dedica a los servicios de gestión logística de productos refrigerados y congelados.

INDICE

PROLOGO	1
CAPITULO I	
ASPECTOS GENERALES	
1.1 Descripción del problema	3
1.2 Objetivo del trabajo	3
1.3 Alcances	3
CAPITULO II	
CONCEPTOS FUNDAMENTALES	
2.1 Generalidades	5
2.2 Refrigeración	5
2.3 Elementos del circuito frigorífico	5
2.3.1 Refrigerante	5
2.3.2 Compresor	6
2.3.3 Condensador	7
2.3.4 Evaporador	9
2.4 Etapas del Sistema	11
2.5 Aplicaciones de los compresores	12
2.5.1 Compresores alternativos	12
2.5.2 Compresores rotativos	13
2.5.3 Compresores centrífugos	13
CAPITULO III	
DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	
3.1 Generalidades	14
3.2 Condiciones de funcionamiento	14
3.2.1 Temperatura ideal de las cámaras	14
3.2.2 Humedad relativa de las cámaras	14
3.2.3 Temperatura exterior	14
3.3 Dimensiones de las cámaras	14

3.4	Constitución de las cámaras frigoríficas	15
3.4.1	Aislamiento	15
3.5	Requerimientos del proyecto	16
3.5.1	Carga térmica debida al calor por paredes (Q1)	17
3.5.2	Carga térmica debida al calor por cambio de aire (Q2)	17
3.5.3	Carga térmica debida al calor de los productos (Q3)	17
3.5.4	Carga térmica debida al calor por personas (Q4)	18
3.5.5	Carga térmica debida al calor por iluminación (Q5)	18
3.5.6	Carga térmica debida al calor de los motores (Q6)	18

CAPITULO IV

UBICACIÓN DE LOS EQUIPOS

4.1	Sala de máquinas	24
4.2	Cámaras de refrigeración	24
4.3	Diseño de las tuberías	26

CAPITULO V

SISTEMA ELÉCTRICO DE FUERZA

5.1	Generalidades	27
5.2	Descripción del sistema eléctrico	27
5.3	Diagrama unifilar	28
5.4	Diseño de la subestación	28
5.4.1	Celda de llegada	29
5.4.2	Celda de transformación	29
5.4.3	Bases de cálculo	29
5.5	Cálculos justificativos	29
5.5.1	Cálculo y dimensiones del cable en 10 kV	29
5.5.2	Cálculo y dimensionamiento de protección	31
5.5.3	Selección de los poderes de ruptura de los interruptores seleccionados	32
5.5.4	Selección del seccionador simple	33
5.5.5	Selección del interruptor de potencia de media tensión	34
5.5.6	Selección de las barras de media tensión (posición horizontal)	34
5.6	Diseño de los tableros principales	37
5.7	Diseño de los tableros secundarios	39

CAPITULO VI**SISTEMA DE CONTROL DE LA PLANTA**

6.1	Antecedentes	41
6.2	Dispositivos e instrumentos de medición y control de procesos	42
6.2.1	Sensores	42
6.2.2	Transmisores	42
6.2.3	Controladores	43
6.2.4	Elementos finales de control	43
6.3	Diseño del sistema de control	43
6.3.1	Sistema de control de los compresores	44
6.3.2	Sistema de control de la estación de bombeo	45
6.3.3	Sistema de control de los condensadores evaporativos	46
6.3.4	Sistema de control de las alarmas	46
6.3.5	Sistema de control de las cámaras	47

CAPITULO VII**CORRECCIÓN DEL FACTOR DE POTENCIA**

7.1	Procedimiento para la corrección del factor de potencia	49
7.2	Ventajas y desventajas de los tipos de compensación	50
7.3	Cálculo del banco de condensadores	51
7.4	Diseño del banco de condensadores	51

CAPITULO VIII**EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LA REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL**

8.1	Generalidades	53
8.2	Mejora de la eficiencia energética en sistemas existentes	53
8.2.1	Revisar la demanda de refrigeración	53
8.2.2	Reducir las ganancias de calor	53
8.2.3	Revisar el aislamiento	54
8.2.4	Revisar la planta de refrigeración, controles, set points y rechazo de calor	54
8.2.5	Optimizar el mantenimiento	56
8.3	Mejora de la eficiencia energética al diseñar nuevos sistemas	57
8.3.1	Diseño con un método del sistema completo	57
8.3.2	Diseño para la eficiencia alrededor de un año	57
8.3.3	Seleccionar un compresor	57

8.3.4	Seleccionar evaporadores y compresores	58
8.3.5	Seleccionar el refrigerante	58
CAPITULO IX		
OPERACIÓN DE LA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL		
9.1	Secuencia de encendido de la planta de refrigeración	59
9.2	Diagrama de cargas de la planta de refrigeración industrial	59
CAPITULO X		
RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN (PAYBACK) DE LOS COMPRESORES		
10.1	Generalidades	61
10.2	Criterios empleados	61
10.3	Análisis técnico	62
10.4	Indicador económico	62
10.4.1	Periodo de reembolso (payback)	62
CONCLUSIONES		66
ANEXOS		67
A. CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL		68
B. DIAGRAMA DE FUERZA		69
C. UBICACIÓN FUERZA		70
D. UBICACIÓN CONTROL		71
E. UBICACIÓN DE EQUIPOS		72
F. UBICACIÓN DE LUMINARIAS		73
G. CUADRO DE LEYENDAS		74
H. DETALLE DE CANALIZACIONES		75
I. ESQUEMA TÉCNICO		76
BIBLIOGRAFIA		77

PROLOGO

El presente trabajo comprende el diseño del sistema eléctrico de una planta de refrigeración con amoniaco y responde a la participación del autor en la supervisión de las instalaciones eléctricas de dicha planta hasta la puesta en marcha.

La elección del amoniaco como refrigerante fue en virtud de sus múltiples ventajas en relación a los refrigerantes fluorados.

Para lograr una comprensión total del trabajo este ha sido desarrollado en diez capítulos.

En el primer capítulo se exponen los aspectos generales del informe en lo que se refiere al planteamiento del problema, los objetivos y el alcance del informe.

El segundo capítulo abarca los conceptos generales de los sistemas de refrigeración, las características del amoniaco, la descripción de los elementos que constituyen el sistema así como sus características y tipos más comunes, las etapas del sistema y los sistemas de simple y doble etapa.

El tercer capítulo da una descripción de las características del proyecto en lo que se refiere a las temperaturas interiores y exteriores de las cámaras, humedades relativas, dimensiones de las cámaras y aislamiento de las paredes, piso y techo.

Asimismo se muestra los parámetros que intervienen en el cálculo de la carga térmica, los cuales permiten calcular los elementos. En el desarrollo del presente trabajo no se hurga en detalles termodinámicos sobre los componentes del sistema de frío toda vez que no forma parte de los objetivos del informe.

El cuarto capítulo señala la ubicación de los equipos en la planta ya sea en la sala de máquinas, sala de tableros y cámaras frigoríficas a fin de poder manipularlos con facilidad para las labores de operación y mantenimiento.

Con los valores hallados de los equipos en el quinto capítulo se ha diseñado la subestación de distribución tomando en cuenta las cargas que alimentan los transformadores, para lo cual se considera una celda de llegada y dos celdas de transformación con sus respectivos componentes; así mismo se mencionan los tableros de baja tensión principales y secundarios que van albergar los interruptores de las cargas de la planta.

En el sexto capítulo se habla de los sistemas de control y los componentes que lo constituyen y se hace énfasis en los sistemas de control de la planta de refrigeración los cuales servirán para su adecuado funcionamiento.

En el capítulo siete se presenta el diseño de un banco de condensadores considerando la compensación reactiva global en vez de la individual por motores, lo cual constituye una necesidad no sólo económica sino técnica con sus consecuentes beneficios.

El capítulo ocho explica los temas concernientes a la eficiencia energética en la refrigeración industrial; estos temas lo presentamos bajo dos enfoques: eficiencia energética en plantas de refrigeración industrial ya existentes y en el diseño de nuevas plantas industriales.

En el capítulo nueve se menciona la secuencia de operación de la planta de refrigeración industrial considerando al sistema como recirculado, así mismo se esboza un diagrama de cargas del funcionamiento de la planta.

El capítulo diez muestra los ahorros que se pueden obtener de los compresores de tornillo con respecto a los de pistón, para ello se vale de las curvas de la potencia frigorífica específica de estos compresores con las temperaturas de evaporación asociadas, así mismo se señala la recuperación de la inversión de los compresores.

Las conclusiones se enumeran al final del informe. También se detalla los anexos empleados que incluyen los diagramas de fuerza y control así como la distribución de los elementos en la planta. Por último se menciona la bibliografía que sirvió de base para la elaboración del presente informe.

CAPITULO I

ASPECTOS GENERALES

1.1 Descripción del problema

El caso en estudio corresponde a una empresa que brinda soluciones de gestión logística de productos perecederos refrigerados y congelados.

Estos productos son destinados a la comercialización al exterior y al consumo local. Con el paso de los años la demanda por almacenar productos refrigerados aumentó por lo cual, se decidió construir nuevas cámaras frigoríficas a fin de conservar los productos alimenticios. En tal sentido la empresa solicitó la construcción de cámaras de frío para poder almacenar helados.

1.2 Objetivo del trabajo

El objetivo del presente trabajo es presentar el diseño del sistema eléctrico de una planta de refrigeración industrial partiendo de los componentes fundamentales del sistema de frío previamente calculados. Estos elementos junto con otros integrarán el sistema de fuerza en baja tensión y servirán de base para el diseño de nuestra subestación que suministrará los niveles de carga y tensión requeridos para la correcta operación de los equipos instalados aguas abajo.

Se plantea como solución adoptada el empleo del amoníaco para nuestro sistema de refrigeración en virtud a sus ventajas energéticas, así como también un sistema de control eficiente basado en controladores. Este sistema de control es fundamental para el manejo del proceso de producción de la planta.

Finalmente, a fin de reducir costos de producción se implementa un banco de condensadores que ayudará a reducir las pérdidas de energía y darle mayor capacidad al sistema así como mejorar el factor de potencia de la planta.

1.3 Alcances

La empresa presentará problemas para poder almacenar productos refrigerados, para lo cual se requiere de nuevas instalaciones a fin de asegurar la cadena de frío. Este trabajo establece el diseño del sistema eléctrico de dicha planta. Del Punto de Medición a la

Intemperie (PMI) se alimenta a una subestación de media tensión en 10 kV para alimentar en forma exclusiva la planta de refrigeración para dicho efecto se empleará el cable N2XSY de 3-1x25mm². De esta subestación se alimentan mediante dos transformadores a los tableros de 440 V y 220 V los cuales albergarán los interruptores de los equipos que forman parte del sistema en estudio.

En el desarrollo del presente informe no se hurga en detalles de la selección de los principales equipos de refrigeración que involucran aspectos de la termodinámica, tampoco del diseño de las tuberías por donde circula el refrigerante, toda vez que no corresponden con los objetivos propuestos.

Por lo tanto se presenta una solución con el amoniaco que es el refrigerante que ha demostrado su eficiencia debido a sus características y desempeño en la industria alimenticia, asimismo por no contribuir a la destrucción de la capa de ozono.

CAPITULO II

CONCEPTOS FUNDAMENTALES

2.1 Generalidades

Para una mejor comprensión del presente trabajo es preciso indicar los conceptos fundamentales que permitan realizar un análisis técnico y dar solución al problema presentado.

2.2 Refrigeración

La refrigeración es el proceso de reducción y mantenimiento de la temperatura (a un valor menor a la del medio ambiente) de un objeto o espacio. La reducción de temperatura se realiza extrayendo energía del cuerpo, generalmente reduciendo su energía térmica, lo que contribuye a reducir la temperatura de este cuerpo.

2.3 Elementos del circuito frigorífico

2.3.1 Refrigerante

El refrigerante es el fluido empleado en la transmisión del calor. Absorbe calor a bajas temperaturas y presión, cediéndolo a temperatura más elevada. Este proceso tiene lugar con cambios de estado del fluido. Un refrigerante ideal debe cumplir lo siguiente:

- No debe ser tóxico ni venenoso.
- No deben ser explosivos ni inflamables.
- No deben tener efecto sobre otros materiales.
- Fácil detección cuando haya fuga.
- No debe reaccionar con la humedad.
- Debe permitir la máxima capacidad de refrigeración con la mínima potencia.

Para el sistema de refrigeración se emplea como refrigerante el amoníaco (R-717), esto debido a sus propiedades termodinámicas así como a sus ventajas que lo hacen adecuado en sistemas industriales, entre las cuales se puede citar:

- a) **Eficiencia energética:** Sus propiedades físicas lo convierten en un líquido con una transferencia de calor superior a la de los refrigerantes fluorados, por lo cual se consigue

disminuir el consumo energético de las instalaciones. Asimismo, éste no se mezcla con el aceite.

b) Grosor de las paredes de la tuberías: La capacidad de refrigeración del amoníaco es mayor que la de los refrigerantes fluorados, por lo cual su viscosidad es mucho menor, esto se traduce en el empleo de tuberías menos costosas. Estas tuberías pueden ser de aluminio o acero que son más baratas que las de cobre empleados para el R-12 y R-22.

c) Precio: El amoníaco tiene otros usos como por ejemplo: la agricultura, insumo para explosivos, inyección directa en las emisiones de las chimeneas que contienen azufre. Sólo el 20% del amoníaco producido va destinado a la refrigeración.

d) Seguridad: El amoníaco sólo es peligroso en altos niveles de concentración. Es un gas irritante y esto ayuda a evitar que las personas puedan exponerse a sus concentraciones peligrosas en forma inadvertida. El mayor riesgo podría venir de una explosión, pero para prevenir ello, estos sistemas cuentan con válvulas de seguridad que en caso de sobrepresión expulsan el amoníaco a la atmósfera.

2.3.2 Compresor

El compresor tiene la función de comprimir el refrigerante en estado de vapor que se encuentra en el evaporador a baja presión y baja temperatura y llevarlo al condensador a alta presión y alta temperatura.

Clasificación de los compresores:

Se pueden dividir en compresores aerodinámicos y de desplazamiento positivo

a) **Compresores aerodinámicos:** En estos compresores no existe transformación de un movimiento. Su principal ventaja es que no se contamina el refrigerante con el aceite. Estos a su vez pueden ser:

- **Compresores centrífugos:** El compresor centrífugo o de flujo radial es una máquina que convierte la energía cinética en presión. El aumento de presión tiene lugar por medio de dos tipos de elementos, los elementos rotativos o rodetes que aceleran radialmente el fluido y los elementos estáticos denominados difusores dispuestos alrededor de los rodetes o impulsores, formando parte de la carcasa del compresor. La compresión se obtiene por la aceleración del gas en las ruedas del rotor.
- **Compresores axiales:** El compresor axial tiene la propiedad de que con poco consumo de energía pueden mover grandes volúmenes. Tienen el problema de producir mucho ruido.

b) **Compresores de desplazamiento positivo:** Estos compresores primero atrapan un volumen de gas y después lo desplazan y reducen a un volumen más pequeño, consiguiendo de esta manera el aumento de presión. Este tipo se divide a su vez en dos grupos:

- **Compresores rotativos:** En estos compresores el movimiento es circular y continuo y no existe transformación del movimiento. El fluido siempre circula en el mismo sentido y el aceite inyectado sirve para sustraer el calor resultante de la compresión. A este grupo pertenecen los compresores de paleta y de tornillo.

- **Compresores de tornillo:** Su nombre proviene de la forma de hélice de sus rotores. El rotor principal tiene cuatro espiras de sección circular y el rotor auxiliar tiene seis canales en forma de tornillo que se corresponden con el rotor principal. Al girar el rotor principal y el auxiliar aprisionan en él, volumen de gas que es transportada de forma continua de un extremo al otro del engranaje. En la figura 2.1 se muestra un compresor de tornillo.

- **Compresores alternativos:** Realizan la transformación de un movimiento rotativo en alternativo. El tipo más común y antiguo de compresor alternativo es el compresor de pistón. Dentro de los compresores de este tipo se puede mencionar:

- **Compresores herméticos:** Este tipo de compresor consiste en situar el compresor y el motor eléctrico dentro de la misma carcasa. Por la parte exterior salen las válvulas y las conexiones eléctricas. Su principal desventaja es que cuando se malogran debe reemplazarse por uno nuevo. Estos compresores se fabrican para pequeñas potencias.

- **Compresores semiherméticos:** Este tipo de compresor se emplea en medianas y bajas potencias, y presenta la ventaja de que pueden repararse en caso de avería.

2.3.3 Condensador

Tiene la misión de transformar el gas proveniente del compresor en líquido. Por lo general está conformada por una determinada longitud de tubo, por cuyo interior circula el gas comprimido y en el exterior está sometido a la acción enfriadora de un refrigerante, que puede ser el agua o el aire.

A continuación se enumera los principales tipo de condensadores:

a) **Condensadores enfriados por aire:** Estos a su vez se dividen en:

- **Condensadores de circulación de tipo natural:** El aire que enfría al condensador circula y se pone en contacto con la superficie exterior de los tubos calientes, en cuyo interior, circula el refrigerante a alta temperatura. Estos condensadores se aplican a instala-

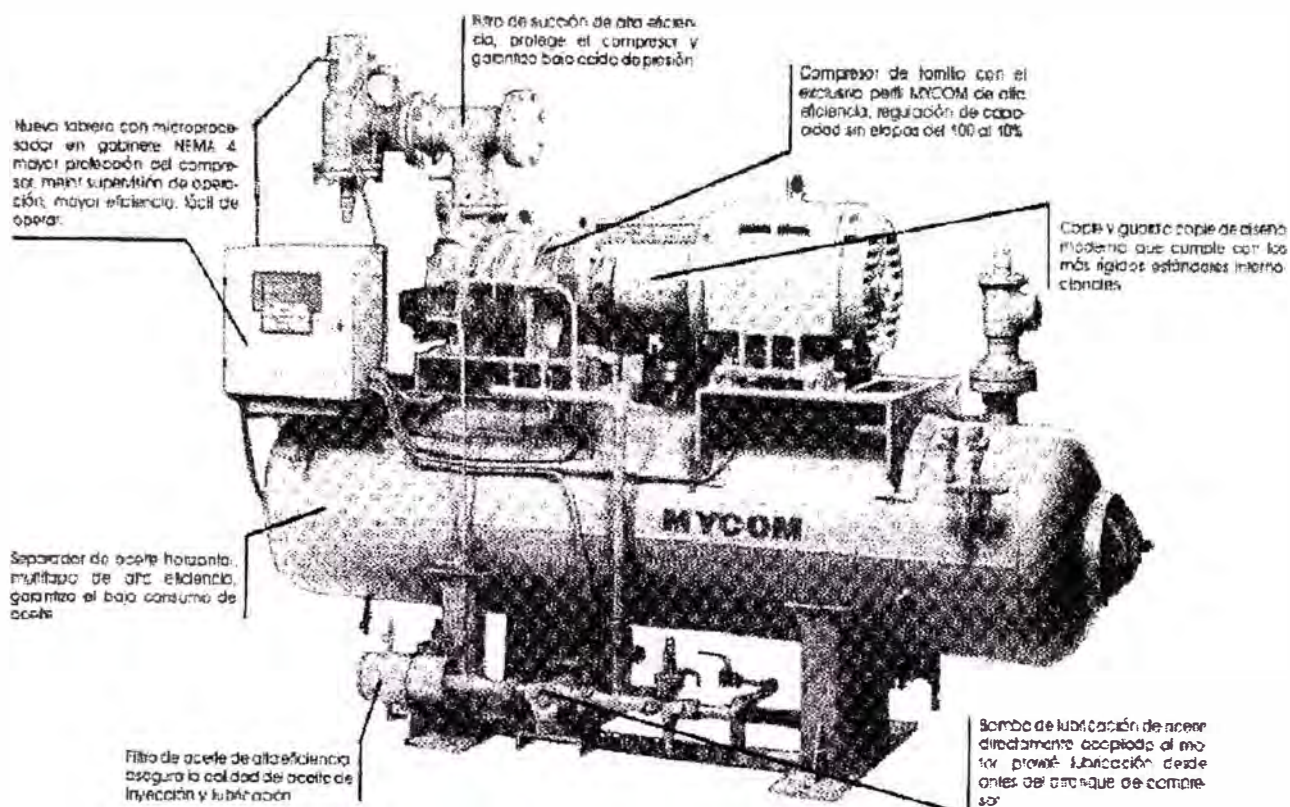


Fig. 2.1 Compresor de tornillo

ciones de pequeña potencia.

- **Condensadores de circulación de aire de tipo forzado:** En este tipo de condensadores la circulación de aire se da por medio de ventiladores, que aspiran el aire a través de la superficie del condensador. Estos ventiladores deben ser resistentes a las condiciones ambientales atmosféricas.

b) **Condensadores enfriados por agua:** Entre los cuales se puede mencionar:

- **Condensadores por agua de inmersión:** Se trata de colocar el serpentín condensador dentro de un tanque de agua. Un agitador vertical asegura la circulación del agua alrededor del serpentín. Este tipo de condensadores son muy voluminosos y necesita mucho espacio.

- **Condensadores por agua de doble tubo:** Se trata de un condensador a contracorriente, el cual está constituido por dos tubos de diámetros diferentes concéntricos; el agua circula por la tubería de menor diámetro y el refrigerante en el espacio entre la tubería de menor y mayor tamaño.

c) **Condensadores atmosféricos:** Entre los cuales destaca:

- **Condensadores de lluvia:** Son llamados condensadores de aspersion o condensadores evaporativos abiertos. Este condensador está formado por un serpentín

construido con tubo de acero sin soldadura. En la parte superior se coloca un rociador que distribuye el agua sobre el condensador. En la parte inferior del condensador se coloca un depósito que recoge el agua y en un extremo una bomba, que vuelve a impulsar el agua hacia los rociadores. Durante el proceso de condensación, el calor es eliminado por el rociado de agua sobre el tubo, el cual provoca una parte de evaporación de agua. Cabe resaltar que en este tipo de condensador el aire circula por tiro natural.

d) Condensadores de evaporación forzada: Entre el cual se puede mencionar:

- Condensador evaporativo: Este condensador funciona con el mismo principio que el de lluvia pero en vez de usar ventilación natural emplea ventilación forzada. El rendimiento de este condensador depende del íntimo contacto del agua pulverizada y el aire que circula en corriente forzada, pero principalmente de las condiciones atmosféricas del aire que entra.

Este condensador ocupa menos espacio que el de lluvia y está formado por un serpentín de condensación, pulverizadores, ventilador, envolvente y separador de gotas. En la figura 2.2 se muestran las partes del condensador evaporativo:

El gas que viene de la descarga del compresor ingresa por (1), hacia un serpentín de tubos internos el cual aumenta el área de transferencia de calor, a su vez para lograr ello existe una ducha (2) que deja caer el agua que es bombeada (3) desde un recipiente (4). Asimismo se dispone de un ventilador (5) que produce una evaporación forzada y enfría el agua, con ello se envía calor al ambiente (6) y el condensado sale por (7). Se emplea un separador de gotas (8) para evitar que el agua se desperdicie y evitar daños al ventilador.

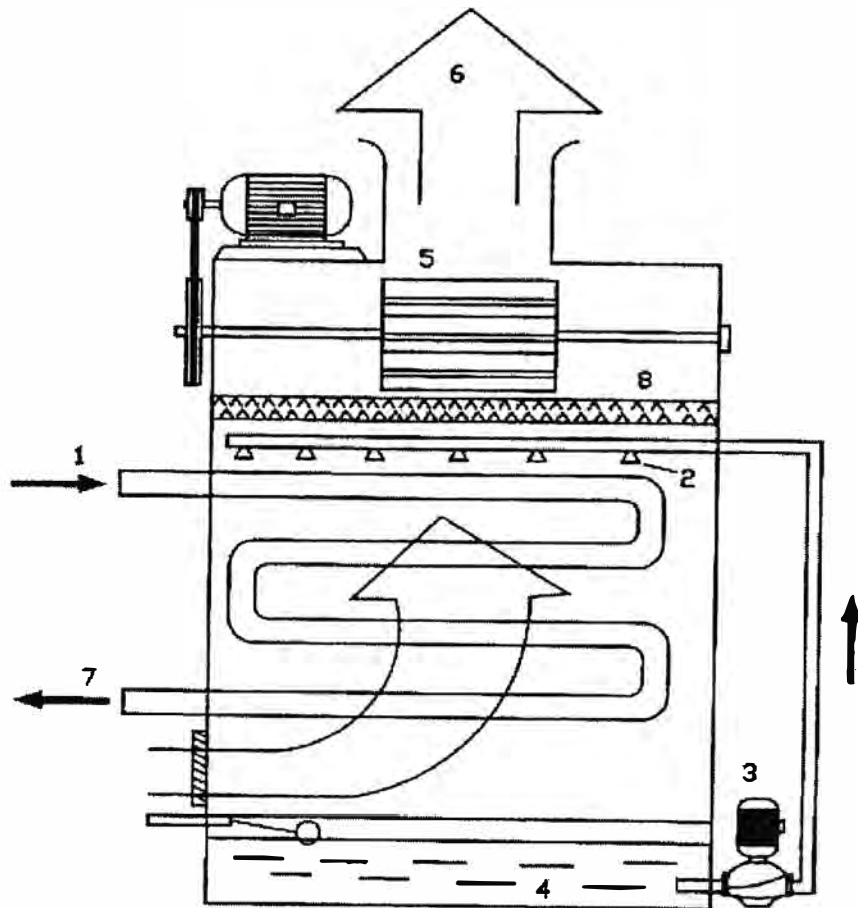
2.3.4 Evaporador

Es un intercambiador de calor que tiene la capacidad de adquirir la temperatura deseada en el recinto a enfriar, para ello el refrigerante líquido necesita absorber calor.

Dentro de los principales tipo de evaporadores se tiene los siguientes:

a) Evaporadores enfriadores de líquidos: Estos se dividen en evaporadores de inmersión y evaporadores multitubulares horizontales.

- Evaporadores de inmersión: Siempre están situados dentro del líquido a enfriar y en contacto íntimo con el mismo. Pueden ser de serpentín, parrilla y espina de pescado.
- Evaporadores multitubulares: Los evaporadores multitubulares horizontales son de construcción parecida a los condensadores pero se diferencian si son para refrigerantes fluorados o amoníaco.



REPRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA DE UN
CONDENSADOR EVAPORATIVO

Fig. 2.2 Condensador evaporativo

- b) Evaporadores enfriadores de gases: Estos se dividen en evaporadores de circulación natural y de circulación forzada.
- Evaporadores de circulación natural: Este se puede construir con tubos lisos o con tubos y aletas. El enfriamiento de aire se consigue por las diferencias de densidad de aire.
 - Evaporadores de circulación forzada: Es el evaporador más empleado en la actualidad. Está constituido por tubos y aletas encerrados en una envolvente, por donde circula aire forzado movido por ventiladores. Estos evaporadores se construyen en función a la temperatura a la cual van estar destinados, frecuencia de los desencarques, y clase de producto a enfriar; asimismo las aletas van muy juntas si se trabaja a alta temperatura y mas separadas a baja temperatura. En la figura 2.3 se muestra un evaporador de este tipo.

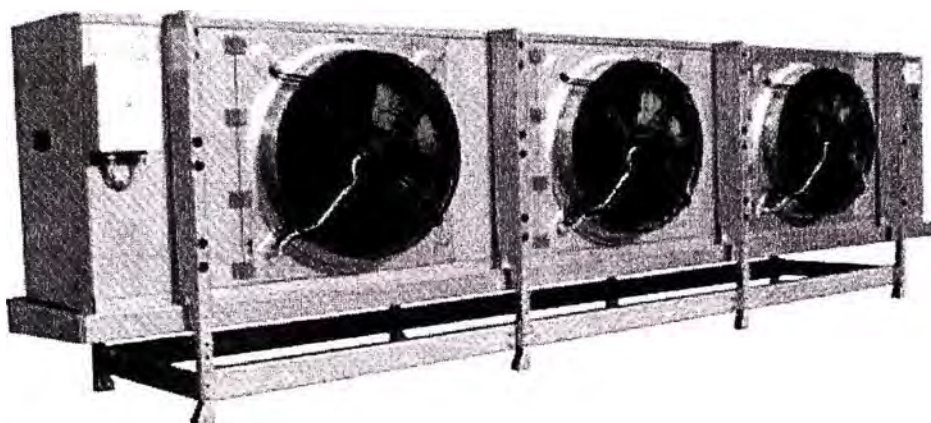


Fig. 2.3 Evaporador de circulación forzada

2.4 Etapas del Sistema

Las etapas del sistema de refrigeración con amoníaco son:

- Etapa de compresión: En esta etapa el compresor succiona el refrigerante en estado de vapor a baja presión y baja temperatura. Asimismo este compresor comprime el refrigerante a una alta presión para lo cual lleva acoplado un motor eléctrico para realizar el trabajo.
- Etapa de condensación: En esta etapa el refrigerante ingresa en forma gaseosa a alta presión y alta temperatura hacia el condensador evaporativo, aquí el refrigerante pierde calor hacia el medio ambiente y luego se condensa.
- Etapa de expansión: En esta etapa se produce una caída brusca de la presión y temperatura del refrigerante debido a una válvula que puede ser manual o electrónica.
- Etapa de evaporación: En esta etapa el evaporador recibe el refrigerante en forma líquida a baja presión y baja temperatura, dicho refrigerante absorbe calor del medio a refrigerar y luego se evapora (hierve o ebulle).

En la figura 2.4 se puede ver un diagrama de flujo del sistema.

En aquellos sistemas en los cuales el refrigerante tiene que trabajar a muy bajas temperaturas en el orden de -20°C a -30°C y al tratarse de amoníaco se emplean sistemas de doble etapa de compresión es decir formado por dos compresores: un compresor de baja llamado Booster y un compresor de alta. Este arreglo permite mejorar la eficiencia energética del sistema y es aplicable a compresores del tipo tornillo. Este sistema es muy empleado en aquellos sistemas que tienen doble temperatura de evaporación como es nuestro caso para la temperatura de las cámaras (-30°C) y la antecámara (-10°C). En la

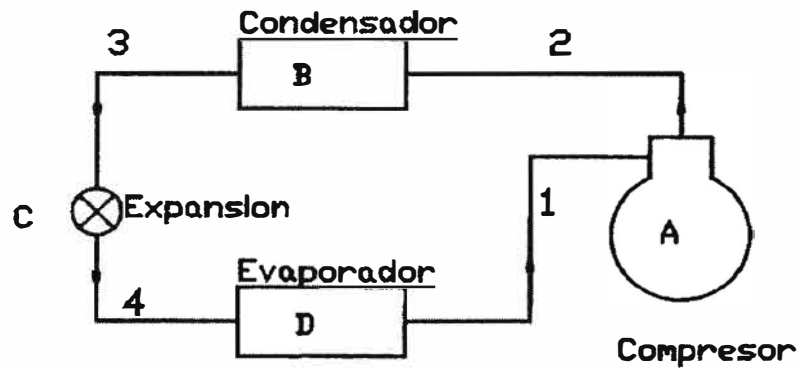


Fig. 2.4 Diagrama de flujo de un sistema de refrigeración

figura 2.5 se puede ver un diagrama de un sistema de doble etapa con dos evaporadores a distinta temperatura.

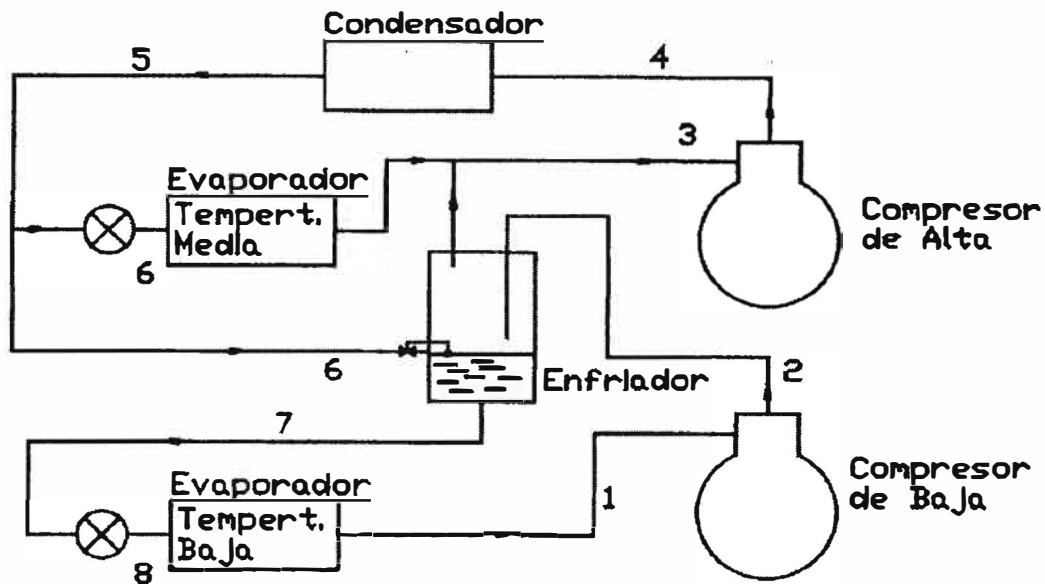


Fig. 2.5 Sistema de doble etapa con dos evaporadores a distinta temperatura

2.5 Aplicaciones de los compresores

La aplicación del compresor está relacionada al tipo de trabajo que vayan a realizar, sea este en refrigeración doméstica, comercial, aire acondicionado o refrigeración industrial. En tal sentido se mencionan las aplicaciones de los compresores en función de los principales tipos que existen, a saber: alternativos, rotatorios y centrífugos.

2.5.1 Compresores alternativos

Dentro de este grupo se encuentran los compresores herméticos y semiherméticos. Estos tienen aplicaciones domésticas, comerciales pequeñas y unidades industriales de condensación. Por lo general trabajan con el refrigerante R22 y el R134a. En el caso de los compresores herméticos estos se encuentran sellados lo cual dificulta su mantenimiento

optándose por la compra de uno nuevo. Pero la ventaja de estos es que no hay fuga del refrigerante desde el compresor.

2.5.2 Compresores rotativos

Estos compresores deben su nombre porque trabajan bajo el principio del movimiento circular, en vez de la operación alternativa. La aplicación de estos compresores es para bombear a mayor vacío que el compresor alternativo.

Dentro del principal tipo de compresor se tiene el de tornillo.

Los compresores de tornillo tienen su aplicación principalmente cuando se tienen relaciones de compresión altas. Son más compactos que los centrífugos y operan con menos vibración. Mientras estos compresores pueden trabajar más eficientemente que los reciprocantes y los centrífugos a cargas completas, su desempeño a cargas parciales se ve reducido al no emplear variadores de velocidad.

2.5.3 Compresores centrífugos

Estos compresores tienen gran aplicación en instalaciones de gran capacidad, destinadas al enfriamiento de agua o salmuera. Este tipo de compresores es similar a la bomba centrífuga y comprime el refrigerante haciendo girar a altas velocidades. Permiten desplazar grandes volúmenes de refrigerante con dimensiones reducidas. No permiten relaciones de compresión elevadas a menos que lleven varias ruedas.

CAPITULO III DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

3.1 Generalidades

El complejo industrial estará constituido por cuatro cámaras de refrigeración en donde se almacenarán helados. La instalación asimismo dispone de un andén de despacho y antecámara que tiene por misión suavizar el impacto térmico que se produce a la entrada de mercancía desde el exterior.

3.2 Condiciones de funcionamiento

3.2.1 Temperatura ideal de las cámaras:

- Cámara 1: -30° C
- Cámara 2: -30° C
- Cámara 3: -30° C
- Cámara 4: -30° C
- Antecámara: -10° C

3.2.2 Humedad relativa de las cámaras

- Cámara 1: 90 %
- Cámara 2: 90 %
- Cámara 3: 90 %
- Cámara 4: 90 %
- Antecámara: 90 %

3.2.3 Temperatura exterior:

- Temperatura exterior: 32° C
- Humedad relativa: 90 %

3.3 Dimensiones de las cámaras

La planta industrial estará conformada por cuatro cámaras y una antecámara que servirá como andén de despacho.

- Cámara 1:
 - Largo: 25m
 - Ancho: 28m
 - Alto: 12m
- Cámara 2:
 - Largo: 25m
 - Ancho: 22m
 - Alto: 12m
- Cámara 3:
 - Largo: 21m
 - Ancho: 17m
 - Alto: 12m
- Cámara 4:
 - Largo: 25m
 - Ancho: 17m
 - Alto: 12m
- Antecámara
 - Largo: 30m
 - Ancho: 17m
 - Alto: 7m

3.4 Constitución de las cámaras frigoríficas

3.4.1 Aislamiento

A fin de reducir las aportaciones de calor, desde el exterior al interior de las cámaras frigoríficas, éstas se aíslan con materiales de diferente espesor que están en función de la temperatura interior de las cámaras.

La elección correcta de los paneles permitirá ahorrar muchos kW al año y reducir costos.

Los factores esenciales que se deben tener en cuenta en la elección de los paneles aislantes son:

- Las temperaturas en el interior y exterior de las cámaras.
- La conductividad del aislante que se va instalar.
- Las pérdidas máximas admisibles.

a) Aislamiento de las paredes

En nuestro caso se emplea paneles de poliuretano tipo “SANDWICH”, que gracias a su exclusivo método de unión las hace ideales para fachadas, naves, divisiones interiores y exteriores. El perfil machihembrado proporciona una hermeticidad absoluta y a su vez una robustez a todo el conjunto.

Se emplearán paneles de 6” en las paredes de las cámaras y de 4” en las paredes de la antecámara.

b) Aislamiento del techo

También serán paneles del tipo “SANDWICH”, de 6” de espesor y con las mismas características de los paneles de las paredes. Estos se apoyarán en los paneles de las paredes.

c) Aislamiento del piso

Se colocará una barrera antivapor consistente en material asfáltico de 1mm de espesor, sobre la losa de hormigón del suelo a fin de evitar la entrada de agua o vapor de agua que pudiera ocasionar la condensación.

En las cámaras con temperaturas negativas se debe tener las precauciones contra la congelación del suelo; para tal efecto se pueden realizar un calentamiento de las losas con unas resistencias inmersas estratégicamente colocadas y alimentadas con corrientes a baja tensión.

3.5 Requerimientos del proyecto

Productos a guardar: Helados

Productos por día: 50 Toneladas/ día

Número de personas a trabajar en las cámaras: 4 personas / turno

Número de turnos: 2

Tiempo de operación de las cámaras: 24 horas

En base a lo anterior se considera la carga térmica para la refrigeración de los productos conformada por seis tipos de cargas térmicas diferentes, a saber:

- 1.- Calor por paredes.
- 2.- Calor por cambio de aire.
- 3.- Calor por producto.
- 4.- Calor por personas.
- 5.- Calor por iluminación.
- 6.- Calor por motores.

3.5.1 Carga térmica debida al calor por paredes (Q1)

Se debe a que no existe un aislamiento perfecto y siempre se tendrá que alguna cantidad de calor pasará del exterior al interior refrigerado.

Para evaluarlo empleamos la siguiente fórmula:

$$Q1 = A_p \times (T_{ex} - T_{int} + T_r) \times f_1 \quad (3.1)$$

Donde:

Q1: Carga térmica debida al calor por las paredes expresada en BTU/horas

A_p: Area de la pared, expresada en pies²

T_{ex}: Temperatura exterior expresada en °F

T_{int}: Temperatura interior expresada en °F

T_r: Temperatura de incremento optativa debida a la radiación solar, expresada en °F

f₁: Factor de estimación para transmisión de calor a través de paredes aisladas.

3.5.2 Carga térmica debida al calor por cambio de aire (Q2)

Se debe al ingreso de aire del exterior que se produce cuando se abren las puertas para manipular el producto, además de infiltraciones propias de los sellos de las puertas.

Para evaluarlo empleamos la siguiente fórmula:

$$Q2 = (1/V_a) V_c \times (h_e - h_i) \times f_2 \quad (3.2)$$

Donde:

Q2: Carga térmica debida al calor por cambio de aire, expresada en BTU/ horas

V_c: Volumen de la cámara, expresado en pies³

V_a: Volumen específico de aire seco, expresado en pies³/lb. Se determina de la carta psicrométrica en base a las condiciones externas de humedad y temperatura

H_e: Entalpía del ambiente exterior, expresada en BTU/lib. Se determina de la carta psicrométrica en base a las condiciones de humedad y temperatura.

H_i: Entalpía del ambiente interior, expresada en BTU/lib. Se determina de la carta psicrométrica en base a las condiciones de humedad y temperatura.

f₂: Factor por cambio de aire en la cámara debido a la condición de apertura de puertas

3.5.3 Carga térmica debida al calor de los productos (Q3)

Es el calor que ceden los productos al espacio refrigerado y su evaluación depende de las condiciones de la cámara y el producto.

Para evaluarlo se emplea la siguiente fórmula:

$$Q3 = m \times (T_p - T_c) \times f_3 \quad (3.3)$$

Donde:

Q3: Carga térmica debido al calor de los productos expresada en BTU/horas.

m: Masa del producto expresada en libras.

Tp: Temperatura del producto al ingresar a la cámara en °F.

Tc: Temperatura de la cámara expresada en °F.

f3: Calor específico del producto antes del congelamiento en BTU/lib °F

3.5.4 Carga térmica debida al calor por personas (Q4)

Las personas emiten calor y humedad, por esto la carga resultante varía en función al tiempo de permanencia de las personas dentro de la cámara, la temperatura de la cámara, del tipo de trabajo que realizan.

Para su evaluación se emplea la siguiente fórmula:

$$Q4 = Np \times f4 \times tp \times \text{turnos} \quad (3.4)$$

Donde:

Q4: Carga térmica debida al calor por personas, expresada en BTU/horas.

Np: Número de personas por turno.

F4: Calor liberado por personas, expresado en BTU/horas.

Tp: Tiempo de permanencia de las personas al día, expresada en horas/día

3.5.5 Carga térmica debida al calor por iluminación (Q5)

La energía eléctrica disipada al espacio por las lámparas, calentadores se convierten en calor y debe ser incluido en la carga.

Para su evaluación se emplea la siguiente fórmula:

$$Q5 = Nf \times 3.41 \times Pf \times tf \quad (3.5)$$

Donde:

Q5: Carga térmica debida al calor por iluminación, expresada en BTU/horas.

N: Número de focos.

Pf: Potencia por foco expresado en watts.

tf: Tiempo de incandescencia de los focos al día expresada en horas/día.

3.5.6 Carga térmica debida al calor de los motores (Q6)

La energía eléctrica transmitida a los motores de los ventiladores dentro de las cámaras de frío sufre un cambio de forma. Los motores pierden energía debido a la fricción y al rendimiento, transformándose en energía calorífica.

Para su evaluación se emplea la siguiente fórmula:

$$Q6 = pm \times f5 \times tm \times Nm \quad (3.6)$$

TABLA N° 3.1 Carga térmica debida a las paredes

	Pared	Area (pies ²)	Text (°F)	Tint (°F)	Tr (°F)	f1(BTU/ Fpie ² 24h)	Q (BTU/24h)
Cámara 1	Norte	3550.272	89.6	-22	0	0.68	269423.042
	Sur	813.1776	89.6	-22	0	0.68	61710.4217
	Este	3227.52	89.6	-22	4	0.68	253708.892
	Oeste	3227.52	14	-22	0	0.68	79009.6896
	Techo	7396.4	89.6	-22	0	0.68	561298.003
	Suelo	7396.4	76.1	-22	0	0.00467	3388.49054
						TOTAL QP1	1228538.54
Cámara 2	Norte	5203.392	-22	-22	0	0.68	0
	Sur	2819.75	89.6	-22	0	0.68	213985.218
	Este	3307.421	89.6	-22	4	0.68	259989.734
	Oeste	3307.421	14	-22	0	0.68	80965.6612
	Techo	6176.579	89.6	-22	0	0.68	468728.242
	Suelo	6176.579	76.1	-22	0	0.00467	2829.6577
						TOTAL QP2	1026498.51
Cámara 3	Norte	2114.813	14	-22	0	0.68	51770.6173
	Sur	2114.813	89.6	-22	0	0.68	160488.914
	Este	3227.52	-22	-22	0	0.68	0
	Oeste	3227.52	-22	-22	0	0.68	0
	Techo	3824.532	89.6	-22	0	0.68	290236.115
	Suelo	3824.532	76.1	-22	0	0.00467	1752.12155
						TOTAL QP3	504247.767
Cámara 4	Norte	2154.173	89.6	-22	0	0.68	163475.865
	Sur	2154.173	89.6	-22	0	0.68	163475.865
	Este	732.096	14	-22	0	0.68	17921.7101
	Oeste	3346.781	89.6	-22	4	0.68	263083.745
	Techo	4653.692	89.6	-22	0	0.68	353159.371
	Suelo	4653.692	76.1	-22	0	0.00467	2131.98191
						TOTAL QP4	963248.539
Ante Cámara	Norte	738.309	89.6	14	0	1.02	56932.4836
	Sur	2114.813	-22	14	0	0.68	-
	Este	2112.825	-22	14	0	0.68	-51721.956
	Oeste	2279.68	89.6	14	0	0.68	117193.789
	Techo	3788.695	89.6	14	0	1.02	292153.833
	Suelo	3788.695	76.1	14	0	0.0153	3599.75259
						TOTAL QP5	366387.286

TABLA N° 3.2 Carga térmica debida al calor por cambio de aire

	1/Va	Vc (pies ³)	he(BTU/lib)	hi (BTU/lib)	f2	Q (BTU/24h)
Cámara 1	0.08379631	291122.3	-2.87	-4.5	2.1	83503.9968
Cámara 2	0.08379631	236943.63	-2.87	-4.5	0.7	22654.55621
Cámara 3	0.08379631	145668.31	-2.87	-4.5	0.7	13927.57793
Cámara 4	0.08379631	183169.31	-2.87	-4.5	0.7	17513.10879
Antecámara	0.06936256	24778.06	43.69	-2.87	2.3	184048.8929
					TOTAL	321648.1326

TABLA N° 3.3 Carga térmica por productos

	m (Ton / Dia)	Tp(°F)	Tc(°F)	f3(BTU/Lib °F)	Q (BTU/24h)
Cámara 1	50	14	-22	0.4	1584000
Cámara 2	50	14	-22	0.4	1584000
Cámara 3	50	14	-22	0.4	1584000
Cámara 4	50	14	-22	0.4	1584000
Antecámara	0	14	14	0.4	0
				TOTAL	6336000

TABLA N° 3.4 Carga térmica de las personas

	Np(persona/turno)	f4(BTU/h persona)	Tp (horas/dia)	Turnos	Q (BTU/ 24h)
Cámara 1	4	1520	2	2	24320
Cámara 2	4	1520	2	2	24320
Cámara 3	4	1520	2	2	24320
Cámara 4	4	1520	2	2	24320
Antecámara	8	1125	2	2	36000
				TOTAL	133280

TABLA N° 3.5 Carga térmica debida a la iluminación

	3.41	Nf	Pf (W)	Tf (horas/dia)	Q (BTU/24h)
Cámara 1	3.41	8	400	4	43648
Cámara 2	3.41	8	400	4	43648
Cámara 3	3.41	5	400	4	27280
Cámara 4	3.41	5	400	4	27280
Antecámara	3.41	9	250	8	61380
				TOTAL	203236

Donde:

Q6: Carga debida al calor por los motores expresada en BTU/horas.

Pm: Potencia de los motores expresado en HP.

F5: Factor de conversión que nos indica la variación de la carga por HP expresado en BTU/ hr-HP.

Tm: Tiempo de funcionamiento de los motores, expresado en horas/día.

Nm: Número de motores

TABLA N° 3.6 Carga térmica por motores

	Pm(HP)	f5(BTU/hr-HP)	Tm (Horas/día)	Nm (motores)	Q (BTU/24h)
Cámara 1	2.68	3250	24	12	2508480
Cámara 2	2.68	3250	24	9	1881360
Cámara 3	2.68	3250	24	6	1254240
Cámara 4	2.68	3250	24	6	1254240
Antecámara	1.5	340	24	9	110160
				TOTAL	7008480

Luego para determinar la carga térmica total se suman los aportes de cada carga para cada una de las cámaras de frío, asimismo se considera un factor de 10 % de seguridad.

A continuación detallamos los equipos empleados en el siguiente proyecto:

TABLA N° 3.7 Carga térmica total

	Q TOTAL(BTU/24 h)	Q TOTAL x 1.1	QTOTAL(BTU/ H)	Q TOTAL (KCAL/H)
Cámara 1	5472490.536	6019739.589	250822.4829	63179.46672
Cámara 2	4582481.07	5040729.177	210030.3824	52904.37843
Cámara 3	3408015.345	3748816.88	156200.7033	39345.26532
Cámara 4	3870601.648	4257661.812	177402.5755	44685.78728
Antecámara	757976.1786	833773.7965	34740.57485	8750.774522

Compresores de baja

Marca: York-Frick.

Modelo: RXF 101 tipo tornillo

Temperatura de succión: -36°C

Potencia del motor del compresor: 55.9 kW

Capacidad frigorífica: 263.4 kW

Control: Microprocesador

Compresores de alta

Marca: York-Frick

Modelo: RXF 68 tipo tornillo

Temperatura de succión: -16°C

Potencia del motor del compresor: 130.4 kW

Capacidad frigorífica: 349.1 kW

Control: Microprocesador

Evaporadores de las cámaras

Marca: Güntner-Man

Modelo: MAN 080.1C/310-EHL/10P

Cantidad: Cuatro unidades

Diámetro del ventilador: 32"

Número de ventiladores: Tres

Deshielo: Gas caliente y resistencias

Potencia de los ventiladores: 3x2 kW

Capacidad frigorífica: 24948 Btu/h

Modelo: MAN 080.1D/310-EHL/10P

Cantidad: Cuatro unidades

Diámetro del ventilador: 32"

Número de ventiladores: Tres

Deshielo: Gas caliente y resistencias

Potencia de los ventiladores: 3x2 kW

Capacidad frigorífica: 34320 Btu/h

Modelo: MAN 080.1E/312-EHL/10P

Cantidad: Dos unidades

Diámetro del ventilador: 32"

Número de ventiladores: Tres

Deshielo: Gas caliente y resistencias

Potencia de los ventiladores: 3x 2 kW

Capacidad frigorífica: 30601 Btu/h

Modelo: MAN 051D/312-EHL/12P

Cantidad: Dos unidades

Diámetro del ventilador: 20"

Número de ventiladores: 3

Deshielo: Gas caliente y resistencias

Potencia de los ventiladores: 3x1.15 kW

Capacidad frigorífica: 9493 Btu/h

Modelo: MAN 051D/310-EHL/12P

Cantidad: Una unidad

Diámetro del ventilador: 20"

Número de ventiladores: 3

Deshielo: Gas caliente y resistencias

Potencia de los ventiladores: 3x1.15 kW

Capacidad frigorífica: 10637 Btu/h

Modelo: MAN 080.1E/210-EHL/209

Cantidad: Dos unidades

Diámetro del ventilador: 32"

Número de ventiladores: 2

Deshielo: Gas caliente y resistencias

Potencia de los ventiladores: 2x2 kW

Capacidad frigorífica: 22124 Btu/h

Condensadores:

Marca: Imeco-York

Modelo: XLP-S165

Temperatura de condensación: 37 °C

Temperatura de bulbo húmedo: 28 °C

Capacidad frigorífica: 480.3 kW

Motor bomba de agua: 1.5 kW

Motor del ventilador: 5.6 kW

CAPITULO IV

UBICACIÓN DE LOS EQUIPOS

4.1 Sala de máquinas

Las consideraciones que se tuvieron en cuenta fueron las siguientes:

- a) La posición de los equipos deberá tener la siguiente secuencia: condensadores, termosifón, recibidor, compresores, sistemas de recirculación, trampas de líquido y evaporadores.
- b) Los condensadores evaporativos estarán en un ambiente abierto, al aire libre.
- c) La sala de transformadores deberá ir cerca a la sala de máquinas en razón a la mayor carga eléctrica de esta zona.
- d) El tablero eléctrico de distribución principal deberá ubicarse entre la sala de transformadores y la sala de máquinas.
- e) Los instrumentos de lectura de la operación de los diversos equipos deberán ubicarse en la sala de tableros a fin de que el operador pueda reconocer fácilmente las alarmas y actuar de manera rápida ante cualquier problema.
- f) El tablero de distribución principal deberá tener un fácil acceso.
- g) Se debe tener el espacio suficiente entre los equipos a fin de poder ser desmontados y efectuar trabajos de mantenimiento.
- h) La sala de máquinas deberá ser ventilada y prever en sus dimensiones el recorrido tanto de tuberías mecánicas como eléctricas.
- i) Los conductores eléctricos deberán tener su recorrido desde la sala de máquinas hasta el lugar en que se encuentra el tablero de distribución principal, mediante zanjas por debajo del piso, sobre una parrilla metálica y debidamente tapados.
- j) El cuarto de los transformadores será ventilado y seguro.

En la TABLA N° 4.1 se muestran los equipos instalados en la sala de máquinas:

4.2 Cámaras de refrigeración

Se menciona las consideraciones que se tomaron en cuenta en el siguiente proyecto:

- a) A fin de reducir el efecto solar sobre las cámaras de refrigeración, estas deberán ir

TABLA N° 4.1 Equipos de la sala de máquinas

Item	Descripcion
1	Compresor RXF 101
2	Compresor RXF 68
3	Tanque de bombeo -36°C
4	Tanque de bombeo -16°C
5	Tanque intermedio
6	Recibidor de líquido
7	Bomba hermética CAM 2/3
8	Bomba hermética AGX 4.5
9	Condensador evaporativo
10	Tanque termosifón
11	Purgador automático
12	Válvula de alivio de presión

techadas

b) Los paneles del techo no son autosoportantes, razón por la cual se deberá fijar soportes en la estructura del techo según las exigencias del fabricante.

c) La ubicación de los evaporadores será en la dirección opuesta del ingreso de las puertas de las cámaras de refrigeración.

d) Las instalaciones de las válvulas que controlan los evaporadores se harán en el exterior de las cámaras, esto con el fin de realizar tanto el mantenimiento tanto eléctrico como mecánico de una forma sencilla y segura.

e) La ubicación de los evaporadores será más alta que la carga, para evitar barreras que impidan el flujo normal de aire.

En la TABLA N° 4.2 se muestra los equipos que se encuentran en el interior de las cámaras de refrigeración.

TABLA N° 4.2 Equipos de las cámaras de refrigeración

Item	Descripcion
1	Evaporador S-MAN 080.1C/310-EHL/10P
2	Evaporador S-MAN 080.1D/310-EHL/10P
3	Evaporador S-MAN 080.1E/312-EHL/10P
4	Evaporador S-MAN 051D/312-EHL/12P
5	Evaporador S-MAN 051D/310-EHL/12P
6	Evaporador S-MAN 080.1E/210-EHL/20P

4.3 Diseño de las tuberías

La distribución de los equipos antes mencionados se encuentra en los planos del Anexo de este proyecto.

Es necesario que el Ingeniero Electricista entienda e interprete el diseño y el funcionamiento para poder culminar el proyecto a fin de que los equipos tengan el funcionamiento adecuado.

CAPITULO V

SISTEMA ELÉCTRICO DE FUERZA

5.1 Generalidades

Se ha previsto que la Planta de Frio cuente con un suministro de energía en Media Tensión de 10 kV en una subestación; el cual estará ubicado en una Caseta de Fuerza; dicha subestación contará con una celda de llegada y dos celdas de transformación las cuales alimentarán a los circuitos de baja tensión.

Asimismo se ha provisto la utilización de un grupo electrógeno encargado de suministrar energía en ausencia del suministro eléctrico mencionado a través de un tablero de transferencia.

5.2 Descripción del sistema eléctrico

Todos los motores eléctricos de los compresores estarán bobinados para tres fases, 440 voltios de corriente alterna y 60 Hz de frecuencia, serán del tipo asíncrono jaula de ardilla, cerrados y ventilados. Para tal efecto estos compresores estarán equipados con un arranque estrella triángulo a fin de reducir el requerimiento de la corriente en el arranque. Asimismo, trabajarán con esta tensión los demás elementos del circuito frigorífico: los evaporadores, los condensadores evaporativos, así como también las bombas de refrigerante y las bombas de aceite del compresor.

Estos arrancadores y la protección para los mismos estarán ubicados en un panel central desde se controlará la planta de refrigeración.

El sistema de control será del tipo monofásico de 220 voltios de corriente alterna y 60 Hz de frecuencia, éste recibirá la señal proveniente de un UPS.

Los artefactos de iluminación de cámaras, antecámara y sala de máquinas serán del tipo vapor de sodio de alta presión y fluorescentes respectivamente. Para el tendido de cables se emplearán bandejas del tipo galvanizado adosado a las paredes y donde sea necesario por medio de entradas de tubo flexible según los requerimientos del sistema.

La instalación de alumbrado recibirá el suministro de energía desde el tablero eléctrico, y será efectuada con instalación de cables de superficie, parcialmente en bandejas para cables.

Donde sea necesario los cables serán protegidos contra daños mecánicos a base de conductos de plástico y de acero galvanizado. En los otros tramos de acuerdo a la conveniencia, los cables serán colocados en bandejas.

El alumbrado será encendido y apagado por medio de interruptores colocados a la entrada de cada cámara a una altura aproximada de 1.10m sobre el nivel del piso.

5.3 Diagrama unifilar

Se consideraron los siguientes pasos:

- a) Con las especificaciones de los equipos se elaboró la lista de motores a emplearse
- b) Con los valores hallados en kW o HP se procedió a hallar las corrientes nominales de los motores con la fórmula $I = \frac{HP \times 746}{1.73 \times V \times E_f \times f_p}$ donde I es la corriente, HP la potencia del motor, V el voltaje de operación, E_f la eficiencia del motor y f_p el factor de potencia del motor. Sin embargo; existe el detalle de que al momento de hacer los cálculos no se tenía las eficiencias y factores de potencia puesto que aun no se tenía las maquinarias. En tal sentido se tuvo que consultar a los catálogos de los fabricantes a fin de solucionar este problema.
- c) A cada uno de los motores se le asigna el tipo de arranque que tendrán, y con ello establecer la cantidad de conductores y calibres que se necesitarán.
- d) Se determina el tipo de calibre que emplearán los motores y equipos; para lo cual se toma en cuenta el tipo de conductor a emplear, el aislamiento, el nivel de voltaje y finalmente el ducto por donde hará su recorrido los cables.
- e) Con los amperajes de placa de los motores se procede a asignar la capacidad de los interruptores, contactores y relés de protección.

5.4 Diseño de la subestación

La red primaria de 10 kV se inicia en el PMI (Punto de Medición a la Intemperie) de la Empresa de Distribución EDELNOR, ubicado en la parte frontal del predio, luego todo su recorrido será con cable subterráneo N2XSJ de 3x1x25 mm² a 1.00m de profundidad hasta la subestación proyectada. Esta subestación estará conformada por una celda de llegada y una celda de transformación.

5.4.1 Celda de llegada

Conformada por un interruptor de corte en vacío y equipado con un relé de protección de sobrecorriente, con mando frontal de uso con carga, tres seccionadores unipolares y sus terminales termocontraíbles.

5.4.2 Celda de transformación

Serán dos celdas juntas, una con un transformador de 800 kVA 10/0.44 kV y otra de 100 kVA 10/0.22 kV ambas con grupo de conexión Dy5 y sus respectivos portafusibles y fusibles.

5.4.3 Bases de cálculo

Para la selección, dimensionamiento de cables, equipos se ha considerado lo siguiente:

a.- Caída de tensión máxima	:	3.5 %
b.- Media tensión nominal (Vn)	:	10 kV
c.- Baja tensión nominal	:	0.44 y 0.22 kV
d.- Potencia instalada (Pi)	:	900 kVA
e.- Sistema	:	Trifásico
f.- Factor de potencia	:	0.8
g.- Potencia de cortocircuito (Pcc)	:	200 MVA
h.- Tiempo de apertura	:	0.1s
i.- Frecuencia	:	60 Hz
j.- Sistema adoptado	:	Subterráneo
k.- Tensión de cortocircuito (Ucc)	:	5.5%

5.5 Cálculos justificativos

5.5.1 Cálculo y dimensionamiento del cable en 10 kV

Para realizar el cálculo y dimensionamiento del cable alimentador se ha tenido en cuenta las bases de cálculo enumeradas anteriormente.

a) Cálculo de la corriente nominal

$$I_n = P_i / (\sqrt{3} \times V_n) \quad (5.1)$$

$$I_n = 900 \text{ KVA} / (\sqrt{3} \times 10 \text{ kV})$$

$$I_n = 51.96 \text{ A}$$

b) Cálculo de la corriente de diseño

Para el cálculo de la corriente de diseño se debe tener en cuenta las condiciones normales y reales de trabajo.

a.1.- Condiciones normales de trabajo

Las condiciones nominales de trabajo, para los cuales se especifica la capacidad de los cables son:

Temperatura del suelo	:	20 °C
Profundidad de enterramiento	:	1.20 m
Temperatura máxima de trabajo	:	70 °C
Resistividad térmica del suelo	:	100°C-cm/W

a.2. - Condiciones reales de trabajo

La capacidad de los cables enterrados serán afectados por los siguientes factores de corrección, se toman en cuenta las condiciones reales de trabajo:

- Temperatura del suelo	:	25 °C
* Factor de corrección σ_{ts}	:	0.95
- Profundidad de enterramiento	:	1.00 m
* Factor de corrección σ_{pe}	:	0.96
- Resistividad térmica del suelo	:	150°C-m/W
* Factor de corrección σ_{rt}	:	0.83
- Tendido en ducto	:	1
* Factor de corrección	:	0.81

El factor de corrección combinado (σ_t) de los cuatro factores será:

$$\sigma_t = \sigma_{ts} \times \sigma_{pe} \times \sigma_{rt} \times \sigma_d \quad (5.2)$$

$$\sigma_t = 0.95 \times 0.96 \times 0.83 \times 0.81$$

$$\sigma_t = 0.61$$

La corriente de diseño estará dado por:

$$I_d = I_n / (\sigma_t) \quad (5.3)$$

$$I_d = 51.96 / (0.61)$$

$$I_d = 85.18 \text{ A}$$

Esta corriente esta dentro de la capacidad del cable N2XSY 3x1x16mm²

Con los siguientes parámetros eléctricos:

$$R = 1.466 \text{ } \Omega / \text{km}$$

$$X = 0.1757 \text{ } \Omega / \text{km}$$

c) Selección del conductor por caída de tensión

$$\Delta U = \sqrt{3} \cdot I_n \cdot L (R \cos \Phi + X \sin \Phi) \quad (5.4)$$

Según el CNE:

- $\Delta U \leq 3.5 \%$ para alimentadores urbanos.

- $\Delta U \leq 6\%$ para alimentadores rurales.

Entonces la máxima caída de tensión debe ser:

$$\Delta U = 3.5 (10\text{kV}) / 100$$

$$\Delta U = 350 \text{ V}$$

Como:

$$\cos \Phi = 0.8 \text{ entonces } \sin \Phi = 0.6$$

Luego:

$$\Delta U = \sqrt{3}(51.96)(0.2)[(1.466 \Omega / \text{km})(0.8) + (0.1757 \Omega / \text{km})(0.6)]$$

$$\Delta U = 23 \text{ V}$$

Por caída de tensión el conductor es N2XSY 3x1x16mm²

d) Selección del conductor por corriente de corto circuito

$$S_{cc} = I_{cc} \sqrt{t} / k \quad (5.5)$$

$$I_{cc} = P_{cc} / (\sqrt{3}) U \quad (5.6)$$

Donde:

S_{cc} : Sección del conductor por corriente de cortocircuito

P_{cc} : Potencia de cortocircuito (MVA)

I_{cc} : Corriente de cortocircuito (kA)

U : Tensión nominal (kV)

T : Tiempo de disparo del dispositivo de protección

k : Constante del conductor (N2XSY = 0.143)

$$I_{cc} = 200\text{MVA} / (\sqrt{3})(10\text{kV}) = 11.55\text{kA}$$

$$S_{cu} = 11.55 (\sqrt{0.1}) / 0.143 = 25.4309$$

Luego por corriente de corto circuito el conductor será 3x1x25mm²

5.5.2 Cálculo y dimensionamiento de protección

a.- Para la salida del 1er transformador de 10 / 0.44 kV:

$$I_{n1} = 800\text{KVA} / (\sqrt{3})(0.44\text{kV}) = 1049.73 \text{ A} \quad (5.7)$$

$$I_{n1} = 1049.73 \text{ A}$$

$$I_d = 1.25 \times I_{n1} = 1.25 (1049.73) = 1312.16 \text{ A}$$

Luego se emplea un interruptor regulable de 1500 A

b.- Para la salida del segundo transformador de 10 / 0.22 kV:

$$I_{n2} = 100\text{KVA} / (\sqrt{3})(0.22\text{kV}) = 262.43 \text{ A} \quad (5.8)$$

$$I_{n2} = 262.43 \text{ A}$$

$$I_d = 1.25 \times I_{n2} = 1.25 (262.43) = 328.03 \text{ A}$$

Luego se emplea un interruptor regulable de 400 A

c.- Cálculo de los fusibles del transformador de 800 kVA:

$$I_n = 800 \text{ kVA} / (\sqrt{3})(10\text{kV}) = 46.19 \text{ A} \quad (5.9)$$

$$F = 1.5 \times I_n = 1.5 \times 46.19 = 69.28 \text{ A} \quad (5.10)$$

Luego los fusibles utilizados serán tubulares de 12 kV con 70 A de corriente.

d.- Cálculo de los fusibles del transformador de 100 kVA:

$$I_n = 100\text{kVA} / (\sqrt{3})(10\text{kV}) = 5.77 \text{ A} \quad (5.11)$$

$$F = 1.5 \times I_n = 1.5 \times 5.77 = 8.65 \text{ A} \quad (5.12)$$

Luego los fusibles utilizados serán tubulares de 12 kV con 10 A de corriente.

5.5.3 Selección de los poderes de ruptura de los interruptores seleccionados:

Para el transformador de 10 /0.44 kV se tiene:

a.- Impedancia de la línea de MT

$$Z_l = U^2 / P_{cc} \quad (5.13)$$

$$Z_l = (10\text{kV})^2 / 200 \text{ MVA} = 0.5 \Omega$$

b.- Impedancia del transformador referido al lado de MT

$$Z_t = U_{cc} \times U^2 / S \quad (5.14)$$

Donde S es la potencia del transformador

$$Z_t = (5.5/100) \times (10\text{kV})^2 / 0.8\text{MVA}$$

$$Z_t = 6.875 \Omega$$

c.- Corriente de cortocircuito en el lado primario:

$$I_{cc1} = U / (\sqrt{3})(Z_{total}) \quad (5.15)$$

$$I_{cc1} = 10\text{kV} / (\sqrt{3})(Z_l + Z_t)$$

$$I_{cc1} = 782.5 \text{ A}$$

d.- Corriente de cortocircuito referido al lado secundario:

$$I_{cc2} = I_{cc1} \times (U_1 / U_2) \quad (5.16)$$

$$I_{cc2} = 782.5 \text{ A} (10\text{kV}/440\text{V})$$

$$I_{cc2} = 17.79 \text{ kA}$$

El interruptor será de $I_{tm} = 1500 \text{ A}$, $I_{cc} = 25\text{kA}$ y $U = 440 \text{ V}$

Asimismo para el transformador de 10 /0.22 kV se tiene:

a.- Impedancia de la línea de MT

$$Z_l = U^2 / P_{cc} \quad (5.17)$$

$$Z_l = (10\text{kV})^2 / 200 \text{ MVA} = 0.5 \Omega$$

b.- Impedancia del transformador referido al lado de MT

$$Z_t = U_{cc} \times U^2 / S \quad (5.18)$$

Donde S es la potencia del transformador

$$Z_t = (5.5/100) \times (10\text{kV})^2 / 0.1\text{MVA}$$

$$Z_t = 55 \Omega$$

c.- Corriente de cortocircuito en el lado primario:

$$I_{cc1} = U / (\sqrt{3})(Z_{total}) \quad (5.19)$$

$$I_{cc1} = 10\text{kV} / (\sqrt{3})(Z_1 + Z_t)$$

$$I_{cc1} = 104.03 \text{ A}$$

d.- Corriente de cortocircuito referido al lado secundario:

$$I_{cc2} = I_{cc1} \times (U_1 / U_2) \quad (5.20)$$

$$I_{cc2} = 104.03 \text{ A} (10\text{kV}/220\text{V})$$

$$I_{cc2} = 4.73 \text{ kA}$$

El interruptor será de $I_{tm}=400 \text{ A}$, $I_{cc}= 25 \text{ kA}$ y $U= 220 \text{ V}$

5.5.4 Selección del seccionador simple

a.- Cálculo de la corriente en régimen continuo :

$$I = 2I_n \quad (5.21)$$

$$I = 2(51.96)$$

$$I = 103.92 \text{ A}$$

b.- Corriente de corto circuito

De acuerdo a lo calculado se tiene:

$$I_{cc} = 11.55 \text{ kA}$$

c.- Corriente de choque (máxima durante el cortocircuito):

$$I_{ch} = (\sqrt{2})(\tau)I_{cc} \quad (5.22)$$

Donde $\tau = 1.8$

Luego:

$$I_{ch} = (\sqrt{2})(1.8)(11.55\text{kA})$$

$$I_{ch} = 29.4 \text{ kA}$$

Luego el seccionador simple será de:

$$I_n = 400 \text{ A}$$

$$I_{cc} = 30 \text{ kA}$$

$$I_{ch} = 75 \text{ kA}$$

$$U = 12 \text{ kV}$$

5.5.5 Selección del interruptor de potencia de media tensión:

Con los cálculos realizados anteriormente se selecciona un interruptor en vacío de:

$$I_n = 630 \text{ A}$$

$$I_{cc} = 40 \text{ kA}$$

$$I_{ch} = 75 \text{ kA}$$

$$U = 12 \text{ kV}$$

5.5.6 Selección de las barras de media tensión (posición horizontal) :

a.- Consideraciones:

d= Separación mínima entre barras.

b= Ancho de las barras.

l= Longitud entre los apoyos de las barras.

h= Espesor de las barras.

Datos:

$$I_n = 51.96 \text{ A}$$

$$I_{cc} = 11.55 \text{ kA}$$

$$I_{ch} = 29.4 \text{ kA}$$

Separación mínima entre barras (d_{min}) según en CNE:

$$d_{min} = 10\text{cm} + 1\text{cm/kV} \quad (5.23)$$

$$d_{min} = 10\text{cm} + 10\text{cm}$$

$$d_{min} = 20\text{cm}$$

A nivel industrial se emplea la separación de 35cm a 40cm; se escoge $d_{min} = 40\text{cm}$

Longitud entre apoyos (l): Se emplea longitudes entre 100cm a 200cm; se escoge:

$$l = 200\text{cm} = 2\text{m}$$

b.- Esfuerzo electrodinámico (F)

$$F = 2.04 I_{ch}^2 l/d \quad (5.24)$$

$$F = 2.04(29.4\text{KA})^2 2\text{m}/40\text{cm}$$

$$F = 88.16 \text{ kg}$$

c.- Momento flector (M)

$$M = Fx l/16 \quad (5.25)$$

$$M = 88.16 \times 200/16$$

$$M = 1102 \text{ kg.cm}$$

d.- Momento resistente necesario (W)

$$W=M/K \quad (5.26)$$

Para el cobre $K=(1000 \text{ a } 1200 \text{ kg/cm}^2)$, cuando la barra es rectangular

$$W=1102/1200$$

$$W=0.92 \text{ cm}^3$$

e.- Momento resistente de la barra para montaje horizontal (W_x):

Para que el valor del momento resistente resultante sea correcto, sw debe cumplir:

$$W < W_x$$

$$0.92 \text{ cm}^3 < W_x$$

De la TABLA N° 5.1 la capacidad de carga para barras de cobre electrolítico es:

$$W_x = 1.333 \text{ cm}^3$$

Luego se selecciona la barra de:

5mm x 40mm, pintado 600 A.

TABLA N° 5.1 Capacidad de carga para platinas y barras de cobre

DIMENSIONES	AREA	PESO	CAPACIDAD DE CARGA				MODULO RESISTENTE	
			(A)				W_x	W_y
			PINTADO		DESNUDO		X	Y
mm	mm ²	kg/m	I	II	I	II	cm ³	cm ³
2x15	30	0.27	155	270	140	240	0.0175	0.01
2x20	40	0.36	205	350	185	315	0.133	0.0133
3x15	45	0.4	185	330	170	300	0.112	0.022
3x20	60	0.53	245	425	220	380	0.2	0.03
3x25	75	0.67	300	510	270	460	0.312	0.037
3x30	90	0.8	350	600	315	540	0.45	0.045
3x40	120	1.07	460	780	420	710	0.8	0.06
5x20	100	0.89	325	550	290	495	0.333	0.083
5x25	125	1.11	385	670	350	600	0.521	0.104
5x30	150	1.34	450	780	400	700	0.75	0.125
5x40	200	1.78	600	1000	520	900	1.333	0.166
5x50	250	2.23	700	1200	630	1100	2.08	0.208
5x60	300	2.67	825	1400	750	1300	3	0.25
5x80	400	3.56	1060	1800	950	1650	5.333	0.333
5x100	500	4.45	1310	-----	1100	-----	8.333	0.4106
10x40	400	3.56	855	1500	750	1350	2.666	0.666
10x50	500	4.45	1025	1800	920	1620	4.16	0.833
10x60	600	5.34	1200	2100	1100	1860	6	1
10x80	800	7.12	1540	2600	1400	2300	10.66	1.333
10x100	1000	8.9	1880	3100	1700	2700	16.66	1.666

f.- Selección de los aisladores de apoyo:

Esfuerzo de ruptura en la punta del aislador:

$$\text{Fruptura} = F/CS \tag{5.27}$$

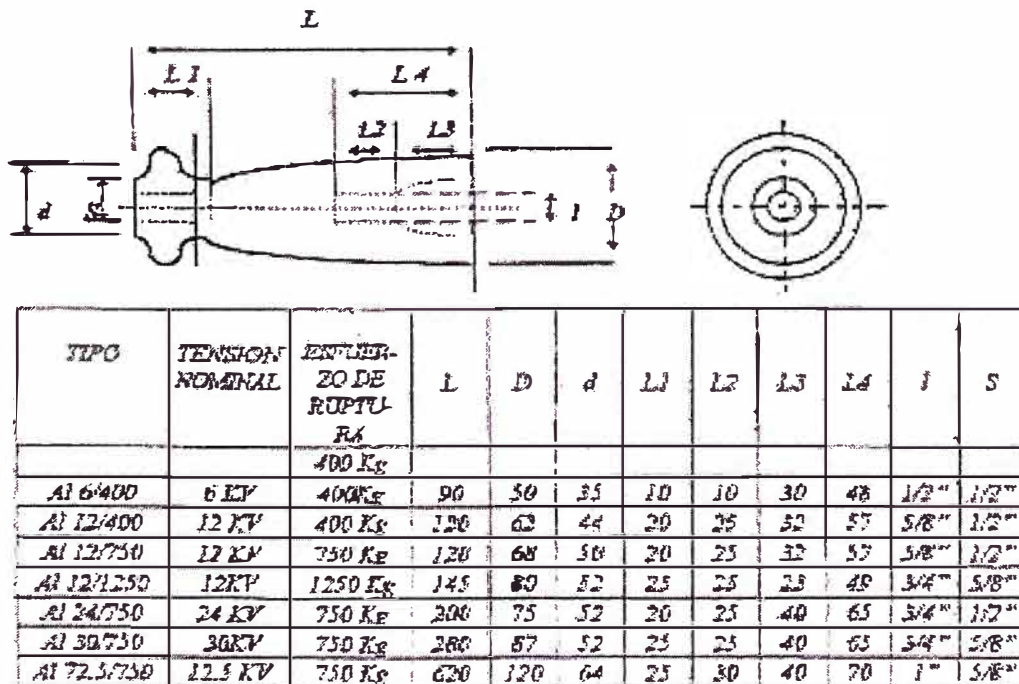
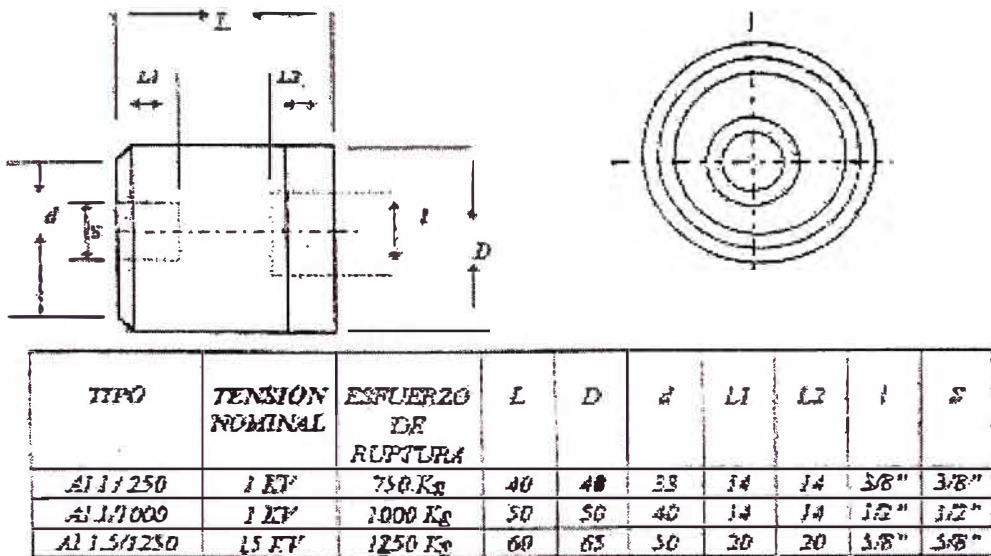
El coeficiente de seguridad (CS) se considera igual a 0.5

$$\text{Fruptura} = 88.16 / 0.5$$

$$\text{Fruptura} = 176.32 \text{ kg}$$

De la TABLA N° 5.2 de aisladores se selecciona el aislador de apoyo interior de 12 kV / 400 kg.

TABLA N° 5.2 Dimensiones de aisladores soportes a diferentes tensiones de servicio



g.- Esfuerzo por resonancia mecánica

La resonancia natural de la barra (F_n) está dada por:

$$F_n = (112/L^2)(\sqrt{E.J/G}) \quad (5.28)$$

Donde:

L: Distancia entre soportes de la barra (cm).

E: Módulo de elasticidad $Cu = 1.25 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$

G: Peso de la barra en kg/cm

J: Momento de inercia de la barra

$$J = h.b^3/12 \text{ cm}^4$$

$$J = 1. (5^3)/12 \text{ cm}^4$$

$$J = 5.21 \text{ cm}^4$$

Luego reemplazando en la expresión de arriba se tiene:

$$F_n = (112/200^2) [\sqrt{(1.25 \times 10^6)(5.21)/(0.0178)}]$$

$$F_n = 53.53 \text{ Hz}$$

La oscilación mecánica no debe hallarse alrededor del $\pm 10\%$ de la frecuencia de la red (60Hz) o del doble de ella (120Hz).

Se considera peligroso los siguientes rangos:

$$54 < F_n < 66 \text{ Hz y } 108 < F_n < 132 \text{ Hz}$$

Queda demostrado que la barra de cobre asumida de 5 x 40 mm en forma horizontal cumple con la condición de resonancia.

5.6 Diseño de los Tableros Principales

Para establecer el diseño de los tableros eléctricos se parte de los diagramas unifilares en los cuales se detallan los elementos requeridos para el sistema de fuerza y el sistema de control. Los pasos realizados fueron los siguientes:

- a.- Se determinan los disyuntores que alimentan cada circuito para lo cual se vale de las corrientes de cortocircuito halladas.
- b.- Se definen los contactores y relés de protección teniendo cuidado de no mezclar componentes de diferentes marcas.
- c.- Se eligen los elementos restantes tales como: luces piloto, pulsadores, temporizadores, instrumentos de medición.

Dentro de los tableros principales se mencionan los siguientes en los que se detallan los circuitos que alimentan:

TABLA N° 5.3 Tablero TD1-440V

Circuito	Cantidad	P(W)	Ptotal(W)
Compresor RXF 101	2	55900	111800
Compresor RXF 68	2	130400	260800
Resistencia Evaporador 1	4	49200	196800
Resistencia Evaporador 2	4	62700	250800
Resistencia Evaporador 3	2	62700	125400
Resistencia Evaporador 4	2	21900	43800
Resistencia Evaporador 5	1	21900	21900
Resistencia Evaporador 6	2	42000	84000
Bomba Hermética CAM 2/3	2	3400	6800
Bomba Hermética AGX 4.5	2	5000	10000
Evaporador S-MAN 080.1C/310-EHL/10P....1	4	6000	24000
Evaporador S-MAN 080.1D/310-EHL/10P....2	4	6000	24000
Evaporador S-MAN 080.1E/312-EHL/10P....3	2	6000	12000
Evaporador S-MAN 051D.1E/312-EHL/12P....4	2	3450	6900
Evaporador S-MAN 051D.1E/310-EHL/12P....5	1	3450	3450
Evaporador S-MAN 080.1E/210-EHL/20P....6	2	4000	8000
Condensador Evaporativo (Ventilador)	2	5600	11200
Condensador Evaporativo (Bomba)	2	1500	3000
Bomba de aceite	2	746	1492
TOTAL			1206142

TABLA N° 5.4 Tablero TD1-220V

Circuito	Cantidad	P(W)	Ptotal(W)
Iluminación Sala de Máquinas	8	80	640
Iluminación Sala de Tableros	4	80	320
Iluminación Subestación	2	80	160
Luces de Emergencia SE	3	72	216
Resistencia Purgador de Aceite	2	1000	2000
Resistencia de Compresor RXF 101	2	5000	10000
Resistencia de Compresor RXF 68	2	2000	4000
Resistencia de Drenaje	6	1000	6000
Válvula de Presión Automática	1	1000	1000
Purgador Automático	4	1000	4000
Alumbrado de Oficinas	1	2500	2500
TOTAL			30836

TABLA N° 5.5 Tablero TD4-220V

Circuito	Cantidad	P(W)	Ptotal(W)
Control de Sistemas	1	5000	5000
Tomacorrientes	10	250	2500
TOTAL			7500

TABLA N° 5.6 Tablero TD5-220V

Circuito	Cantidad	P(W)	Ptotal(W)
Microprocesador de Compresor RXF 101	2	100	200
Microprocesador de Compresor RXF 08	2	100	200
TOTAL			400

En el diseño de los tableros se tomaron en cuenta los siguientes criterios:

- a.- La altura máxima debe ser de 2m
- b.- Deberán ser modulares para ampliaciones futuras.

La ubicación de estos tableros en la Sala de Tableros se puede apreciar en los Anexos.

5.7 Diseño de los Tableros Secundarios

Corresponden a aquellos tableros destinadas a la operación de las puertas de las cámaras de refrigeración y ubicación de los camiones trailers. Estos se ubicarán en la parte exterior de las cámaras 1 y 4 y adosadas a los paneles. A continuación se muestra los elementos que la conforman:

TABLA N° 5.7 Tablero TD2-220V

CIRCUITO	CANTIDAD	P(W)	Ptotal(W)
Iluminación Pasillo Andén	9	250	2250
Iluminación Cámara 1	8	400	3200
Iluminación Cámara 2	8	400	3200
Iluminación Cámara 3	5	400	2000
Iluminación Cámara 4	5	400	2000
Luces de Emergencia (Cámaras y andén)	11	150	1650
Válvula Alivio de Presión	13	40	520
Resistencia Calefacción Puerta	6	1000	6000
Nivelador de Andén	6	1000	6000
Iluminación Exterior Trailers	3	150	450
Iluminación Exterior Frente	3	150	770
TOTAL			28040

TABLA N° 5.8 Tablero TD2-440V

Circuito	Cantidad	P(W)	Ptotal(W)
Puerta Rápida	6	5000	30000
Tomas para trailers	9	10000	90000
Balanza	2	1000	2000
TOTAL			122000

TABLA N° 5.9 Tablero TD3-220V

CIRCUITO	CANTIDAD	P(W)	Ptotal(W)
Elevadores	2	10000	20000
Carretilla	2	4000	8000
TOTAL			28000

CAPITULO VI

SISTEMA DE CONTROL DE LA PLANTA

6.1 Antecedentes

Los primeros procesos industriales tuvieron la participación directa de los operadores (control manual); sin embargo existía el problema de que los datos que éstos manejasen pudiesen ser imprecisos, incompletos y difíciles de manejar. Años después surgieron los primeros controladores los cuales permitieron manejar lazos de control pero surgía el inconveniente de la recolección de datos.

El desarrollo de los dispositivos de control neumáticos permitió un mayor avance en el control de procesos; no obstante, sus limitaciones radicaban en la lentitud de la respuesta y a las pérdidas ocasionadas cuando los instrumentos estaban demasiado lejos.

A mediados de los 60, los dispositivos electrónicos reemplazaron a los neumáticos; éstos eran rápidos, precisos pero tenían el inconveniente de la recopilación de datos.

Algún tiempo después de la aparición de los sistemas de control electrónicos analógicos, el desarrollo de los microprocesadores permitió la aparición de los transmisores y controladores digitales así como los controladores lógicos programables.

El empleo de las computadoras personales no se hizo esperar, con lo cual surgieron los sistemas de supervisión y control actuales, los cuales permiten recolectar gran cantidad de información así como generar tendencias, alarmas e incluso realizar actividades de planificación del mantenimiento e inventarios.

Muy al margen de la tecnología los sistemas de control actuales permiten reemplazar la acción directa del hombre en el manejo de un determinado proceso por el empleo de equipos y sistemas automáticos.

El tipo de proceso elegido para un determinado producto final estará en función de los requerimientos de producción y cantidades. Para el control del mismo es necesario tener un conocimiento con relación a la instrumentación empleada y en general de los aspectos mecánicos del proceso. El control óptimo sin embargo; no solamente dependerá de los

dispositivos, equipos y sistemas a emplear, sino fundamentalmente del conocimiento del proceso que se desee controlar.

6.2 Dispositivos e instrumentos de medición y control de procesos

Los instrumentos se utilizan para monitorear y controlar variables de procesos. Según el tipo de proceso se seleccionan los componentes del mismo. A continuación se muestra un diagrama de bloques de un sistema de control de lazo cerrado, el cual nos ayudara a identificar la función de los principales elementos.

La variable controlada que se desea medir y compararla con un punto de consigna o set point. El sensor mide el valor de la variable controlada y el transmisor, cambia este valor en una señal normalizada que puede ser transmitida. Esta señal es recibida por distintos componentes que pueden ser: medidor, registrador, controlador, etc.

Para el caso del controlador de procesos esta señal (variable medida) es comparada con el valor del set point y la diferencia sirve para que el elemento final de control pueda ajustar la variable manipulada.

Existen otras estrategias de control como pueden ser: rango partido, control en cascada, control de razón o una combinación de éstas. A continuación se ven algunas consideraciones respecto a los elementos del diagrama anterior, desde los sensores hasta los elementos finales de control.

6.2.1 Sensores

También denominados elementos primarios, son los encargados de sensar los cambios en el valor de la variable controlada. En algunos casos puede formar un conjunto con el transmisor o aquel que recibe la señal del sensor y la trasmite.

Dependiendo de la respuesta de un sensor, se determina cuan bien se va efectuar la medición registro o el control de la variable; y su selección es el resultado de conocer las características del proceso. Entre éstas se pueden mencionar: la exactitud, linealidad, resolución, etc. Un aspecto importante a considerar es el tiempo de respuesta, mientras menor sea el tiempo de respuesta se tendrá un mejor control del proceso.

6.2.2 Transmisores

Son instrumentos que captan la variable del proceso y la transmiten a distancia hacia un medidor, registrador, comparador. Las señales que transmiten pueden ser neumáticas, electrónicas, hidráulicas y telemétricas.

Las señales neumáticas varían linealmente entre 3 a 15 PSI; éstas principalmente se emplean como entradas de los posicionadores de las válvulas que son los elementos finales de control.

Los transmisores electrónicos trabajan con señales en corriente continua de 4 a 20 mA, 0 a 20 mA y 1 a 5 Vdc. La corriente continua no crea perturbaciones en comparación con la corriente alterna por lo que los hilos conductores no necesitarán blindaje. Los transmisores electrónicos pueden clasificarse en analógicos y digitales, los primeros están constituidos por amplificadores operacionales y los segundos en microprocesadores.

Hoy en día los transmisores electrónicos, no sólo incorporan a los sensores formando un solo bloque, sino que además, tienen posibilidades de control (PID) sobre el elemento final de control.

6.2.3 Controladores

El controlador determina las acciones necesarias sobre la variable del proceso para mantenerlo en un valor deseado (controlador de procesos) ó pueden asegurar las secuencias necesarias en base a un programa preestablecido (PLC). En este caso se refiere al primero de ellos.

Un controlador de procesos es un dispositivo que compara una señal de entrada (variable medida) con una señal de referencia (setpoint), y esta diferencia la emplea para manipular la variable controlada.

Actualmente se emplean los controladores electrónicos los cuales pueden ser analógicos y digitales. Los primeros ya no se fabrican y han sido reemplazados por los últimos, los cuales están basados en microprocesadores.

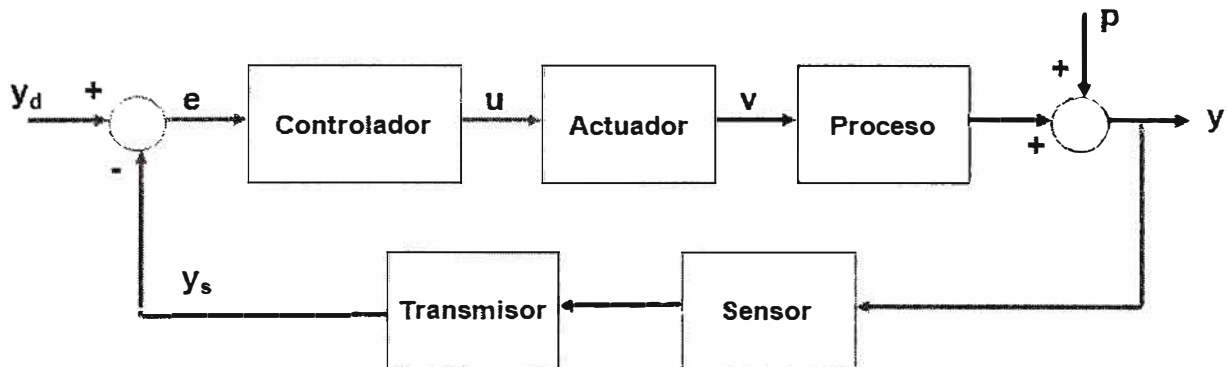
6.2.4 Elementos finales de control

Son aquellos que dentro del lazo de control responden a un cambio en la variable controlada. En la mayoría de procesos las válvulas de control son empleadas para controlar variables como flujo, presión, nivel, temperatura.

La mayoría de los flujos de fluidos son controlados por válvulas neumáticas o eléctricas, en otros casos se emplean bombas; para servicios de gases se emplean a menudo válvulas especiales y para sólidos es común hablar de fajas transportadoras alimentadas y con control de velocidad electrónico.

6.3 Diseño del sistema de control

En este capítulo se verá como es el funcionamiento de los diversos equipos que integran la planta de refrigeración industrial. Se verá pues como deben trabajar los equipos, los



Valor deseado: y_d

Variable controlada: y

Salida del controlador: u

Variable manipulada: v

Perturbación: p

Variable medida: y_s

Error: $e = y_d - y_s$

Fig. 6.1 Esquema del sistema de control

elementos que intervienen. En cuanto a los diagramas unifilares estos se mostrarán en los anexos.

6.3.1 Sistema de control de los compresores

Los compresores de tornillo son los más sofisticados que existen, en tal sentido los fabricantes de estos han desarrollado su control en base a microprocesadores. En este caso se emplean los microprocesadores Frick de York modelo RXF 101 para los compresores de baja y RXF 68 para los compresores de alta.

Este sistema de control viene de fábrica y cableado a los componentes que forman el compresor. En la pantalla del sistema de control se aprecian las diversas lecturas de los parámetros de funcionamiento como por ejemplo: presión, temperatura y nivel. El sistema de control empleado es el Frick Quantum de York el cual está constituido por los siguientes elementos: fuente de poder, controlador Quantum, dos tarjetas de entradas y salidas digitales, dos tarjetas de entradas y salidas analógicas y la interfase de operador.

La fuente de poder proporciona los voltajes necesarios para la operación de todos los componentes de control.

El controlador Quantum es el cerebro del sistema y corre un programa de software que se comunica con todas las tarjetas digitales y análogas. Esta comunicación le permite al controlador leer el estado de las entradas y salidas de las tarjetas y mostrar los datos en la pantalla. La interacción del operador es a través del teclado además de la pantalla de información. La interacción con el exterior es a través de los protocolos de comunicación industriales.

Las tarjetas de entradas y salidas digitales envían y recibe señales digitales. Las señales de salida son usadas para energizar solenoides, válvulas, contactores, relés, etc y las señales de entrada se emplean para sensar el estado de los switches, contactos de los relés, contactos auxiliares, etc.

Las tarjetas análogas envían y reciben señales análogas, las señales de salida se emplean para controlar dampers de motores, válvulas moduladas, etc, y las señales de entrada se emplean para leer los valores de los sensores de temperatura y transductores de presión.

La interfase de operador consta de dos partes: la pantalla y el teclado. La pantalla nos muestra vía una interfase gráfica los estados actuales de los valores del compresor como por ejemplo: las alarmas, las tendencias, los valores de presión y temperatura, setpoints. El teclado es utilizado por el operador para ingresar datos al controlador tales como valores de setpoint, calibración de datos, etc.

Para este proyecto se empleó el método de estrella triángulo para el arranque del motor.

6.3.2 Sistema de control de la estación de bombeo

El sistema empleado en este proyecto está conformado por 4 bombas de amoníaco: 2 bombas para las cámaras que trabajan a -30°C y 2 bombas para la antecámara que se encuentran a -10°C . En ambos casos una bomba será para el funcionamiento y la otra de respaldo. Asimismo, consta de 3 tanques: uno de alta, de baja y otro de almacenamiento; los cuales sirven a la vez de separación de líquido que retorna a los sistemas permitiendo a su vez almacenar el líquido y retornarlo a la presión de succión, mediante las bombas antes mencionadas.

Para nuestro proyecto se emplea el controlador de bombas Hansen “Pump Guardian PG1” el cual proporciona un punto centralizado de monitoreo y protección de las bombas. Asimismo puede indicar los diferentes estados de la bomba: funcionamiento, cavitación, salida por nivel bajo, pérdida de presión o presión insuficiente y sobretemperatura del motor.

En un sistema de bombeo se deben definir las siguientes condiciones de control:

a) El sistema de tener tres controles de nivel, el primero de nivel alto el cual debe apagar a los compresores para prevenir el ingreso del líquido refrigerante, el segundo debe ser el nivel de operación el cual debe permitir el ingreso del líquido (nivel bajo) y parada del ingreso de líquido (nivel alto) actuando sobre una electroválvula para este control. El tercer control de nivel es el nivel bajo.

b) Las fallas de bombeo cuentan con la protección de nivel bajo. Adicionalmente cada bomba debe tener un control diferencial de presión entre las líneas de succión y descarga. Esto es en función a que las bombas se diseñan para hacer circular amoníaco líquido, mas no aceite, por lo cual esta protección es necesaria en caso de que se arrastre aceite o el sistema se quede sin amoníaco.

Las demás condiciones de operación son:

c) El nivel bajo permite la parada de una bomba e impide el funcionamiento de otra.

d) Nunca las dos bombas deben funcionar al mismo tiempo.

e) El sistema de ingreso de líquido debe permanecer cerrado si ningún compresor está funcionando.

6.3.3 Sistema de control de los condensadores evaporativos

Los condensadores tienen un papel importante en los sistemas de refrigeración, pues una mala condensación se verá reflejada en una mala eficiencia energética y un mayor consumo de electricidad.

En nuestro proyecto se trabaja con los condensadores evaporativos los cuales tienen en su sistema eléctrico dos motores, la bomba de agua y el ventilador. Es importante señalar que si uno de estos motores se detiene, se debe mandar una señal eléctrica de control para que el(los) compresor(es) se desconecten, de lo contrario la presión de descarga aumenta poniendo en peligro el sistema.

El controlador empleado es el EKC331 de Danfoss, el cual se emplea para regular la capacidad de los condensadores y compresores en los sistemas de refrigeración. La regulación emplea hasta con cuatro relés de salida y se lleva a cabo mediante el ajuste de una referencia la cual se compara con una señal proveniente de un transmisor de presión.

En situación de alarma el controlador EKC331 activará la alarma que se encuentra entre los bornes 12 y 13, la cual a su vez detendrán la marcha de los compresores.

6.3.4 Sistema de control de las alarmas

Las diversas alarmas que se encuentran en el sistema en base a los diagramas de control de los diversos equipos nos permiten agruparlas en un único diagrama el cual va a activar una

alarma sonora, la cual alertará al operador de la planta para que tome las medidas correctivas del caso.

6.3.5 Sistema de control de las cámaras

Las cámaras fueron diseñadas para que funcionen con un número de evaporadores que están en función de su capacidad térmica. Asimismo, se tomó en consideración los siguientes aspectos:

- a) Sistema de refrigeración por bombeo o recirculado.
- b) Descongelamiento por gas caliente.
- c) Nunca más de 1/3 del número de evaporadores en un sistema debe estar en modo de deshielo en un tiempo dado.
- d) La condición de congelamiento debe permitir el ingreso del líquido, así como la salida de los gases de evaporación encontrándose los ventiladores funcionando.
- e) La condición de descongelamiento debe cerrar la válvula de ingreso de líquido, así como la válvula de succión y permitir el ingreso del gas caliente manteniendo a los ventiladores apagados.
- f) La transición del ciclo de congelamiento al ciclo de descongelado se hace considerando los siguientes pasos:
 - g) Cerrar la válvula de ingreso de líquido por un tiempo, manteniendo abierta la salida de succión y prendido el ventilador. A este proceso se le denomina vacío o PUMP OUT
 - h) Después de transcurrido dicho tiempo se debe cerrar la válvula de succión, apagar el ventilador, permitir el ingreso de gas caliente y el retorno del mismo por otro ducto. Esto debe realizarse el tiempo necesario a fin de que el evaporador quede libre de hielo.
 - i) Cuando el evaporador este libre de deshielo se procede al congelamiento siguiendo los pasos siguientes:
 - j) Cerrar el paso de gas caliente como su retorno
 - k) Permitir el paso de la presión interna del evaporador mediante un desfogue controlado, con esto se alivia la gran presión existente en el evaporador antes de abrir la línea de succión.
 - l) Al aliviarse la presión ingresa el líquido refrigerante y se abre la válvula de succión, pero aun no debe prenderse los ventiladores pues puede ingresar aire caliente y perjudicar al sistema.
 - ll) Luego de que el líquido ingrese al sistema recién se pueden encender los ventiladores y continuar con el ciclo de congelamiento

m) La cámara debe contar con un sensor de temperatura de manera que al llegar a la temperatura de diseño detenga el congelamiento manteniendo funcionando a los ventiladores.

Los elementos empleados para este fin fueron los siguientes:

Válvulas servoaccionadas para el amoníaco tipo EVRA de la marca Danfoss, cuyo funcionamiento se basa en un diafragma que se encuentra cerrado por la presión de entrada, en dicho diafragma se encuentra un orificio donde reside un pistón que se encuentra inicialmente cerrado e impide el paso del líquido. Cuando la bobina es energizada por un campo magnético el pistón se eleva y permite el paso del líquido a través del orificio, luego cuando la bobina se desenergiza el pistón vuelve a bajar impidiendo el paso del fluido.

Válvulas PMLX son válvulas principales servoaccionadas en dos tiempos, con válvulas solenoides roscadas. Las válvulas PMLX utilizan una fuente de presión externa para la apertura de la válvula sin necesidad de una diferencia de presión a través de la válvula. Las válvulas PMLX se utilizan en las líneas de aspiración para asegurar la apertura a pesar de una diferencia de presión elevada. La PMLX abre en dos tiempos: en el paso 1, se abre aprox. 10% de la capacidad máxima, cuando las válvulas piloto de solenoide están con tensión, en el paso 2, la apertura es automática después de que la diferencia de presión a través de la válvula haya alcanzado 1.5 bar aproximadamente.

Para hacer el control de estas válvulas se emplea el controlador de deshielo de PARKER el cual tiene las siguientes características:

Seis relés, y cada uno de ellos tienen un contacto abierto y otro cerrado con una conexión común entre ellos, cada uno de los cuales controla: el líquido, succión, la línea de equalizado, el soft gas, el gas caliente y los ventiladores respectivamente. Este controlador consta de un reloj horario de 24 horas el que nos permite indicar a que horas debe hacerse el deshielo y cuantas veces durante el día.

CAPITULO VII

CORRECCIÓN DEL FACTOR DE POTENCIA

Todas las máquinas eléctricas que trabajan en corriente alterna necesitan para su funcionamiento de dos tipos de energía: energía activa que es la que se transforma en trabajo y calor; y energía reactiva que está asociada a los campos magnéticos internos de los motores y transformadores, esta energía produce pérdidas en las líneas y generadoras por lo cual es necesario compensar su efecto. Los capacitores generan energía reactiva en sentido inverso a la consumida en la instalación, por lo cual la aplicación de estos neutraliza el efecto de las pérdidas por campos magnéticos. En el presente proyecto se emplearon banco de condensadores con los cuales se logra la reducción de los recargos de las empresas eléctricas, reducción de caídas de tensión y disminución de las pérdidas.

7.1 Procedimiento para la corrección del factor de potencia

El procedimiento más común para la corrección del factor de potencia es el empleo de bancos de capacitores que originan una potencia reactiva capacitiva cuyo efecto resulta contrario a la potencia reactiva inductiva. Los mismos normalmente se gobiernan a través de un regulador automático que los conectan cuando el factor de potencia toma valores por debajo de un determinado límite. Este regulador puede comandar hasta 12 pasos de capacitores de igual o distinta potencia y seleccionar de entre ellos los kVAr necesarios para obtener el factor de potencia deseado.

La corrección puede realizarse en forma individual (en máquinas de gran potencia), por grupos de motores o en forma centralizada (para máquinas de potencias reducidas).

La compensación individual optimiza el aprovechamiento de toda la instalación eléctrica, pues la corriente reactiva no sale del lugar de consumo. De esta manera disminuye la corriente tanto en el centro de transformación como en los cables de la instalación. Sin embargo suele requerir mayores costos de instalación.

Por el contrario, la compensación grupal y la compensación centralizada no optimizan el aprovechamiento de la instalación eléctrica, pero son más económicas de instalar.

7.2 Ventajas y desventajas de los tipos de compensación

Beneficios por el método del regulador automático:

- a) Control más efectivo de la corrección.
- b) Los capacitores cuestan menos por kVAr.
- c) Su instalación es más económica pues todos los conductores se encuentran centralizados.

Desventajas por el método del regulador automático:

- a) El relé electrónico que emplean estos reguladores con el tiempo se daña y su reposición es costosa con lo cual la compensación reactiva tiene que hacerse en forma manual hasta que se repare.
- b) Un mal funcionamiento del relé afecta el factor de potencia de toda la planta.
- c) La fuente de energía de los bancos de condensadores es una sola, si esta falla, todos los capacitores conectados se desconectan.
- d) Es difícil aumentar la carga cuando todos los pasos están conectados.
- e) En la mayoría de reguladores, la calibración de cada paso es una sola, por lo cual todos los bancos de capacitores tienen que ser iguales.

Ventajas de la compensación individual:

- a) El amperaje en los conductores disminuye así como también las pérdidas.
- b) No se emplean relés de regulación. Con el encendido y apagado de los condensadores se regula el factor de potencia.
- c) No requiere contactores conectados a los condensadores por lo que se obtienen ahorros económicos en su sistema de control.
- d) Disponibilidad de aumentar carga al sistema.

Desventajas de la compensación individual:

- a) Para motores o cargas pequeñas se requieren capacitores más pequeños y ellos cuestan más por kVAr.
- b) Un daño en el banco afecta directamente el arranque y las protecciones del motor ya que emplean el mismo interruptor, contactor y relé de sobrecarga.
- c) Se debe tomar en cuenta la disminución de la corriente en las líneas por efecto del factor de potencia, por lo cual los relés de sobrecarga no deben regularse con los datos de la placa de motor, esto implica que si por algún motivo se desconectan los condensadores el amperaje sube y hace disparar el relé de sobrecarga innecesariamente.

En nuestro caso se emplea la compensación con el regulador automático.

7.3 Cálculo del banco de condensadores

De los diagramas unifilares en los anexos se observa que la celda de media tensión alimenta a los tableros TDG-440V y TDG-220V y asimismo considerando una reserva del 25% se tiene que la potencia instalada en la planta es de 739.84 kW, luego para calcular el banco de condensadores se emplea la siguiente fórmula:

$$Q_c = P_i [\tan(\Phi_1) - \tan(\Phi_2)] \quad (7.1)$$

Donde:

P_i : Potencia instalada en kW

$\cos(\Phi_1)$: Factor de potencia actual: 0.8

Angulo Φ_1 : 37°

$\cos(\Phi_2)$: Factor de potencia futuro: 0.97

Angulo Φ_2 : 14.07°

Luego:

$$Q_c = (739.84 \text{ kW})[\tan(37^\circ) - \tan(14.07^\circ)]$$

$$Q_c = 372.08 \text{ kVAr}$$

Por lo que se considera un banco de condensadores automático de 400 kVAr.

7.4 Diseño del banco de condensadores

Para el cálculo del interruptor general del banco de condensadores se emplea la siguiente fórmula:

$$I = 1.5 [Q/(\sqrt{3})(V)] \quad (7.2)$$

Donde:

Q : Potencia reactiva a compensar

V : Tensión nominal.

Luego:

$$I = 1.5 [400 \text{ kVAr}/(\sqrt{3})(0.44)]$$

$$I = 787.3 \text{ A}$$

Luego se emplea un interruptor de 800 A, 25kA de poder de ruptura en 440 V.

Asimismo para compensar los 400 kVAr se utilizan 8 capacitores de 50 kVAr lo cual valiéndonos de la anterior fórmula nos dice que cada capacitor estará protegido por un interruptor de 100 A, 25 kA en 440 V.

Entonces los equipos a utilizar en la compensación serán:

- 1 regulador de energía reactiva automático de 12 pasos.
- 1 interruptor termomagnético de 800 A, 25 kA de poder de ruptura en 440 V.

- 8 interruptores termomagnéticos de 100 A, 25 kA de poder de ruptura en 440 V.
- 8 capacitores de 50 kVAr, 440 V.
- 8 contactores para capacitores de 50 kVAr, 440 V con tensión de la bobina de los contactores de 220 V.
- 1 transformador de corriente de 1500/ 5 A.

CAPITULO VIII

EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LA REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL

8.1 Generalidades

Los sistemas de refrigeración consumen grandes cantidades de electricidad y por lo tanto contribuyen grandemente en los costos de funcionamiento en aquellas industrias con considerables requerimientos de enfriamiento. Las mejoras en los elementos técnicos hechas a los sistemas de refrigeración modernos tienen el potencial de reducir el consumo de energía entre el 15 % y 40%.

En lo que se refiere a los sistemas de refrigeración industrial se plantean dos soluciones para el problema de la eficiencia energética basadas en sistemas existentes y al diseñar nuevos sistemas.

8.2 Mejora de la eficiencia energética en sistemas existentes

La secuencia que se plantea es como sigue:

8.2.1 Revisar la demanda de refrigeración

La carga típica de refrigeración está conformada por los requerimientos de enfriamiento del proceso y otras ganancias de calor no deseadas:

- a.- Tuberías mal ubicadas y aisladas.
- b.- Equipos de refrigeración mal ubicados.
- c.- Paredes, techo y piso de las cámaras de refrigeración.
- d.- Infiltración de aire a través de las puertas de las cámaras.
- e.- Motores de los ventiladores internos y bombas.
- f.- Luces y otros equipos eléctricos.
- g.- Personas y otros equipos.

8.2.2 Reducir las ganancias de calor

A continuación se presentan las soluciones para reducir las ganancias de calor en un sistema dado:

- a.- Permitir el enfriamiento del ambiente del producto antes de la refrigeración.
- b.- Mejorar el aislamiento en las tuberías y evitar las zonas calientes.

- c.- Asegurar que los productos no estén sobrecalentados.
- d.- Reducir la ganancia solar.
- e.- Ubicar los equipos de enfriamiento tan lejos como sea posible de las fuentes de calor.
- f.- Minimizar el ingreso de aire en los espacios refrigerados.
- g.- Instalar motores de ventiladores más eficientes
- h.- Instalar bombas más eficientes.
- i.- Limitar el tiempo que permanece el personal en las áreas refrigeradas.

8.2.3 Revisar el aislamiento

Las tuberías de enfriamiento no aisladas o mal aisladas pueden absorber calor de sus alrededores. Esto puede tener efectos negativos que pueden afectar seriamente el desempeño del sistema. Por ejemplo:

- a.- Ganancia del calor del sistema significa que la temperatura de succión del evaporador es más alta que la necesaria (se incrementa el consumo de energía en el compresor).
- b.- Podría llevar al proceso a condiciones del producto no alcanzadas (fallas en la calidad del producto).
- c.- Podría conducir a flujos de enfriamiento más altos (energía de bombeo más alta).

8.2.4 Revisar la planta de refrigeración, controles, set points y rechazo de calor

a) Mejorar los condensadores y reducir la presión de descarga

Los condensadores evaporativos requieren flujos de agua sobre las tuberías que contienen el refrigerante caliente y ventiladores para mover el aire a través de él y ayudar a evaporar el agua. Algunas veces los ventiladores en los condensadores evaporativos funcionan a una velocidad fija y son programados para encenderse y apagarse basados en la programación de la presión del condensador fija.

La manera más eficiente de poner en marcha un condensador evaporativo es optimizar en conjunto con la presión de descarga del condensador.

b) Succión del compresor común y tuberías de descarga

La transferencia de calor es función del área. Mientras más grande sea el área más efectiva es la transferencia de calor. En muchos sistemas los condensadores son acoplados directamente a un solo compresor. Es más eficiente hacer la capacidad de los condensadores evaporativos enteros, o el área de transferencia de calor, disponible con la planta de refrigeración todas las veces. Este método mejorará la presión de descarga del compresor haciendo más efectivo el sistema.

c) Mejorar el desempeño a carga parcial

La eficiencia del compresor se reduce considerablemente cuando se trabaja a cargas parciales. Para una carga de enfriamiento grande, es generalmente más eficiente dividir la carga entre pequeños compresores y hacerlos funcionar en una manera que minimize la operación a carga parcial para cualquier compresor individual.

d) Añadir controles que operen los compresores en su punto de más alta eficiencia

Empleando controles automáticos permite la secuencia automática de los compresores para que ellos puedan trabajar en su eficiencia óptima y ser apagados cuando no se requieran. Esto no sólo incrementa la eficiencia del compresor y motor, sino también incrementa la vida operativa.

e) Aumentar la presión de succión

Los sistemas de refrigeración son más eficientes cuando trabajan a la presión de succión más alta posible. Donde los reguladores de presión de los evaporadores se emplean en todas las cargas, la presión de succión se puede aumentar y puede mejorar la capacidad del compresor en 2.5% por cada grado de temperatura de succión saturada.

f) Reducir el aumento de temperatura

El aumento de temperaturas es la diferencia entre las temperaturas de evaporación y condensación. La importancia de minimizar el aumento de temperatura es esencial como una reducción en 1°C puede mejorar la eficiencia de la planta en 3 y 4 %. El aumento de temperatura se reduce si la temperatura de condensación es reducida y la temperatura de evaporación se aumenta.

g) Reducir las cargas parásitas

Eliminar las ganancias de calor en el sistema. Las inspecciones visuales y las imágenes térmicas pueden ayudar a identificar los puntos calientes.

Los motores eficientes de los ventiladores y bombas pueden ahorrar electricidad. Esto es a menudo una medida rentable de mejorar la eficiencia en el sistema de refrigeración.

h) Convertir la inyección de aceite líquido enfriado a un enfriamiento externo

Los compresores de tornillo a menudo requieren del enfriamiento del aceite y es bastante común para ellos emplear inyección de aceite líquido enfriado. Convirtiendo desde la alta presión la inyección de líquido de aceite enfriado para los compresores de tornillo a enfriadores externos (termosifones) pueden dar ahorros de alrededor del 3%.

8.2.5 Optimizar el mantenimiento

Si el sistema de refrigeración tiene una antigüedad superior a 10 años se debe considerar su remplazo dado que esto mejoraría su eficiencia en 30% y 40 %.

Para evitar una pobre transferencia de calor y problemas de eficiencia en el sistema de energía, el operador debe tener procedimientos para el monitoreo regular y la evaluación del desempeño total, además de valerse del servicio de los componentes tal como lo recomiendan los fabricantes. Esto debe hacerse rutinariamente y puede ayudar a identificar problemas y tiene un gran impacto en el consumo de la energía.

A continuación se mencionan algunas tareas:

a) Mejorar el mantenimiento del evaporador y el deshielo

Los evaporadores ayudan a transferir el calor del ambiente refrigerado dentro del refrigerante para que este se pueda liberar externamente. El ciclo de deshielo es empleado para liberar las tuberías del evaporador de la formación de hielo, para asegurar la máxima transferencia de calor y la eficiencia de energía. Diferentes estrategias de control de ciclos de deshielo tienen su impacto en la eficiencia energética, teniendo en cuenta que el calor que ingresa para lograr el deshielo debe ser minimizado cuando ingresa al espacio refrigerado. Los sensores de flujo de aire y los sensores de temperatura pueden detener el sistema de deshielo tan pronto como el hielo se haya derretido para asegurar que se logre la máxima eficiencia energética.

b) Mejorar el mantenimiento del condensador

Mantener una temperatura del condensador óptima es importante para la operación eficiente de la energía. La temperatura del condensador depende del tamaño de este y las condiciones, además del flujo de aire, temperatura ambiental y los gases no condensables en el refrigerante.

Las fallas en el condensador incluyen obstrucciones, problemas en la transferencia de calor. El aire y otros no condensables en el refrigerante aumentarán la temperatura de condensación y disminuirá la eficiencia. Las presiones altas de descarga se producen por una ineficiente condensación lo que reduce adicionalmente la eficiencia del sistema.

c) Mejorar el mantenimiento de las válvulas de expansión

Los problemas en las válvulas de expansión se producen generalmente por las válvulas que se encuentran abiertas o cerradas cuando no deberían estarlo, aumentando la presión de descarga del compresor.

d) Mejorar el mantenimiento del compresor

Las fallas en el compresor pueden ser difíciles de identificar pero generalmente se producen por problemas mecánicos u obstrucciones internas. Revisar los niveles de aceite, estar atento al desgaste de los rodajes y revisar las fugas deben ser tareas a tener en cuenta.

8.3 Mejora de la eficiencia energética al diseñar nuevos sistemas

8.3.1 Diseño con un método del sistema completo

Tomar una metodología del diseño completo es crítico cuando se diseña un nuevo sistema, mientras esto presenta la oportunidad más grande de incorporar eficiencia energética a todo el proceso, no estando impedido por las restricciones que podrían poseer el sistema existente. Tomar un enfoque del sistema completo implica considerar la operación del sistema como un todo en vez de enfocarse en componentes individuales.

Muchas de las consideraciones para el diseño y selección de componentes individuales en sistemas completos que fueron mencionados anteriormente también se aplican al diseñar nuevos sistemas. Críticamente, el enfoque del sistema completo también evalúa continuamente cuan bien el diseño del sistema proporciona la función de enfriamiento necesario a través del año y como el sistema se mantiene sobre su curso de vida

8.3.2 Diseño para la eficiencia alrededor de un año

Bastante a menudo los sistemas de refrigeración se diseñan para la demanda de enfriamiento pico. Esto significa que los sistemas funcionan por períodos considerables a carga parcial, lo cual puede ser ineficiente si son mal diseñados. Un nuevo sistema debe diseñarse para el desempeño de su eficiencia a carga parcial sobre el año entero y aun satisfacer la demanda pico. Empleando un método sistémico, cualquier diseño debe considerar también minimizar las pérdidas locales en el sistema en primer lugar.

Una manera de evaluar esto es desarrollar una tabla de las cargas de enfriamiento existentes o futuras versus la temperatura ambiental y la cantidad de tiempo que esto ocurre por año.

8.3.3 Seleccionar un compresor

Como el compresor es usualmente el más grande consumidor de energía en el sistema de refrigeración, es importante escoger el compresor más eficiente para el propósito y la carga. Los compresores tienen diferentes propiedades, los compresores recíprocos son empleados para pequeñas y medianas cargas mientras que los de tornillo se emplean para capacidades más grandes.

8.3.4 Seleccionar evaporadores y condensadores

Los condensadores y evaporadores se deben diseñar para mantener la más baja temperatura de condensación y la más alta temperatura de evaporación efectiva.

El uso de tuberías de succión comunes a los evaporadores se debe considerar.

a) Evaporadores

El efecto de enfriamiento de los evaporadores se determina por el tamaño y el diseño del evaporador y la diferencia de temperaturas entre el proceso a ser enfriado y el refrigerante.

Mientras más grande sea la diferencia entre el proceso y el refrigerante más grande es la tasa de transferencia de calor. Un evaporador más grande generalmente será capaz de lograr una eficiencia del evaporador más grande. El diseño se debe escoger para la aplicación específica.

Para evitar el uso ineficiente del evaporador, la temperatura de este debe estar 6°C por encima del ambiente a refrigerar. Cuando se hace el deshielo, esta operación debe hacerse de la manera más eficiente posible, se debe iniciar cuando sea necesario prevenir una pérdida de performance y detenerse tan pronto como las aletas estén libres de hielo. La mejor manera de realizar el deshielo es emplear sensores de temperatura.

b) Condensadores

Mientras más grande es la superficie del condensador más cercana es la temperatura de condensación con la temperatura del medio a enfriar, sea este agua o aire.

Las temperaturas de condensación más bajas resultan en un consumo de energía más bajo. Las mejores prácticas de diseño toman un método balanceado hacia el consumo de agua y energía, particularmente tomando en cuenta la temperatura ambiente y la humedad.

8.3.5 Seleccionar el refrigerante

La selección del refrigerante es importante pues este puede afectar la eficiencia del sistema hasta el 10%. Con el retiro de manera escalonada de los químicos fluorocarbonados (CFC, HCFC) debido a sus efectos perjudiciales en el ambiente, el amoníaco es el refrigerante predominante en la refrigeración industrial. Es el menos costoso de los refrigerantes comunes, tiene buenas propiedades de transferencia de calor en ambos estados: líquido y gaseoso. Es termodinámicamente de 3% a 10 % más eficiente HCFC-22 y el HCFC 134 a.

CAPITULO IX

OPERACIÓN DE LA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL

9.1 Secuencia de encendido de la planta de refrigeración

En la operación de plantas de refrigeración industrial con amoniaco debe seguirse la siguiente secuencia:

- a.- Encender las bombas y ventiladores de los condensadores evaporativos del sistema. Esto se hace en razón de que el sistema es por bombeo, con lo cual se mejora la velocidad de circulación del amoniaco.
- b.- Los microprocesadores de los compresores de alta RXF 68 al detectar señal por medio de sus transformadores de corriente envían señal para iniciar el arranque estrella triángulo. Asimismo los compresores de baja RXF 101 luego de recibir señal de sus microprocesadores iniciarán el arranque estrella triángulo. Previamente en los compresores de baja (booster) empiezan a funcionar las partes mecánicas del compresor.
- c.- Cerrar los selectores que alimentan a los controladores de deshielo de las cámaras y la antecámara de refrigeración. Esto hará que actúe las válvulas de solenoide líquido quienes previamente reciben la conformidad de los sensores de temperatura.
- d.- Cuando se active la señal de las válvulas de solenoide líquido del refrigerante se manda señal para activar los controladores de las bombas de amoniaco de los sistemas de -36°C y -16°C .
- e.- Encender los ventiladores de los evaporadores.

9.2 Diagrama de cargas de la planta de refrigeración industrial

En el presente proyecto se ha considerado tres ciclos de deshielo por medio de gas caliente a saber: 12am, 8am y 4pm; esto con la intención de librar de hielo las tuberías de los evaporadores. Estos deshielos durarán 30 minutos y al producirse detendrán a los compresores y a los condensadores evaporativos. Asimismo los evaporadores que enfrían los productos de las cámaras se detendrán pero no en su totalidad, sino por grupos. La razón de ello es que el gas caliente se produce por la compresión de gas a baja temperatura de los evaporadores operativos. Cuando uno o más evaporadores están siendo

descongelados, no hay suficiente vapor frío que se suministre a los compresores, por lo cual se ve reducida la fuente de gas.

Los compresores de la planta están destinados a trabajar en promedio por día 18 horas.

Cuando en las cámaras de refrigeración en su operación diaria llegan a la temperatura de diseño, produce que se detengan los equipos involucrados en el sistema de frío.

En el presente proyecto se tiene previsto que se harán despachos de productos de las cámaras de frío en dos turnos: de 10am a 12pm y 2pm a 4pm.

En razón a lo anterior se puede establecer el siguiente diagrama de carga típico en un día de trabajo que se muestra en la figura 9.1.

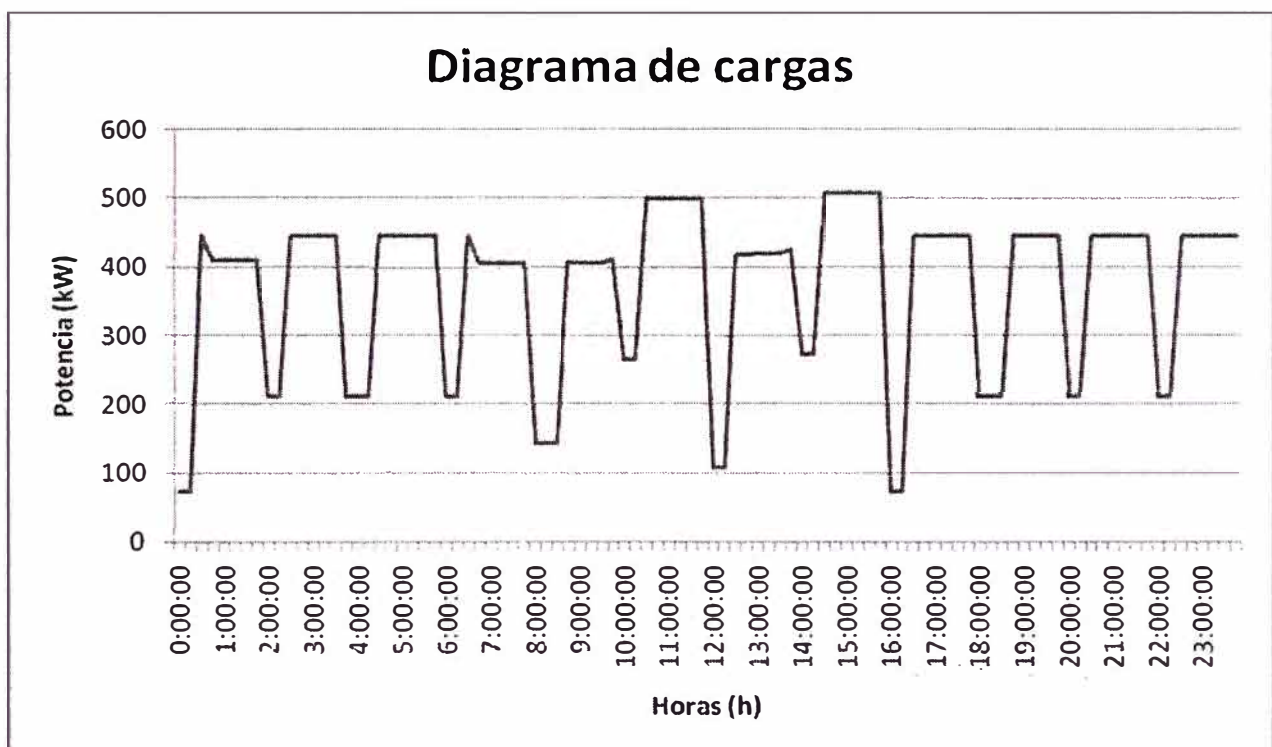


Fig. 9.1 Diagrama de cargas de la planta de frío

CAPITULO X

RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN (PAYBACK) DE LOS COMPRESORES

10.1 Generalidades

El compresor frigorífico es el elemento más importante del sistema de frío, es el encargado de mover el refrigerante por todo el sistema de refrigeración sin el cual sería imposible el transporte.

Gran parte de la energía consumida en las plantas de refrigeración se debe a la presencia de los compresores, asimismo; por contar con elementos en movimiento es el responsable de los problemas que se producen en las paradas de producción, de ahí que una buena elección redundará en ahorros de energía para la planta.

10.2 Criterios empleados

En refrigeración industrial los compresores más empleados son los reciprocantes o los de pistón y los compresores de tornillo.

Dentro de las ventajas en emplear un compresor de pistón destaca su precio que oscila entre un 20 a 50 % de su equivalente en tornillo, un mantenimiento más frecuente pero sencillo. Sin embargo su regulación es por etapas y demuestran su mayor eficiencia a cargas parciales.

Por su parte el compresor de tornillo cuenta con menos mantenimiento y partes móviles susceptibles de crear problemas y su contraparte es el precio y el personal especializado para su mantenimiento.

En nuestro proyecto se presenta un sistema de doble etapa, es decir dos compresores trabajaran a baja presión con las correspondientes cámaras de frío y los compresores de alta con la antecámara.

Si se quiere determinar cuan eficiente es un compresor con respecto a otro se debe determinar cuanta energía se necesita y cuantificarla en costos, la idea es pues comparar energía.

10.3 Análisis técnico

En la figura 10.1 se observa el consumo de potencia por temperatura de evaporación en °C para los correspondientes compresores de pistón y tornillo que trabajan con amoniaco. Este nos da una idea de los ahorros que se pueden obtener especialmente si se trabaja a bajas temperaturas de evaporación.

Obsérvese que para los compresores de baja con temperaturas de succión de -36 °C se tiene 1300 kcal/ kWh para el compresor de tornillo y 1800 kcal/kWh para su equivalente en pistón, es decir el compresor de pistón consume más potencia frigorífica por kw que el compresor de tornillo.

Si se consideran los aportes de los evaporadores de las cámaras asociados a estos compresores tenemos que totaliza 77845.572 kcal / h.

Este valor se divide entre los ahorros en potencia frigorífica específica debido al empleo de los dos compresores de tornillo. Es decir el valor de los aportes de los evaporadores se divide entre $2 * (1800-1300) \text{ kcal/kwh} = 1000 \text{ kcal/kWh}$.

El resultado que obtenemos es el ahorro en potencia eléctrica debido a sustituir compresores de pistón por los de tornillo.

$$77845.572 / 1000 = 77.85 \text{ kW}$$

En forma similar se procede con los compresores de alta con temperaturas de succión que ascienden a los -16°C, sólo que en este caso los aportes de los evaporadores asociados a estos compresores totalizan 15934.968 kcal / kWh

Como en el caso anterior este valor se divide entre $2*(3800-3500) \text{ kcal/kWh}$, es decir entre 600 kcal/kWh

Efectuando el cociente de estas cantidades se obtiene 26.56 kW

Luego por los cuatro compresores empleados se obtendrán ahorros de 104.41 kW

10.4 Indicador económico

El indicador económico es el que se detalla a continuación:

10.4.1 Periodo de reembolso (payback)

Para hallar el payback se emplea el análisis descrito del libro: “Efficient Electrical Systems Design Handbook” presentado por Albert Thurman y Harry Franz el año 2009.

La información que se requiere es fácil de conseguir.

- a.- Inversión y costos de instalación de los equipamientos.
- b.- Costos extras de operación anuales (Por ejemplo mantenimiento)
- c.- Ahorros anuales en energía eléctrica.

PRODUCCION FRIGORIFICA: Tornillo VS Pistón. Consumo de Potencia

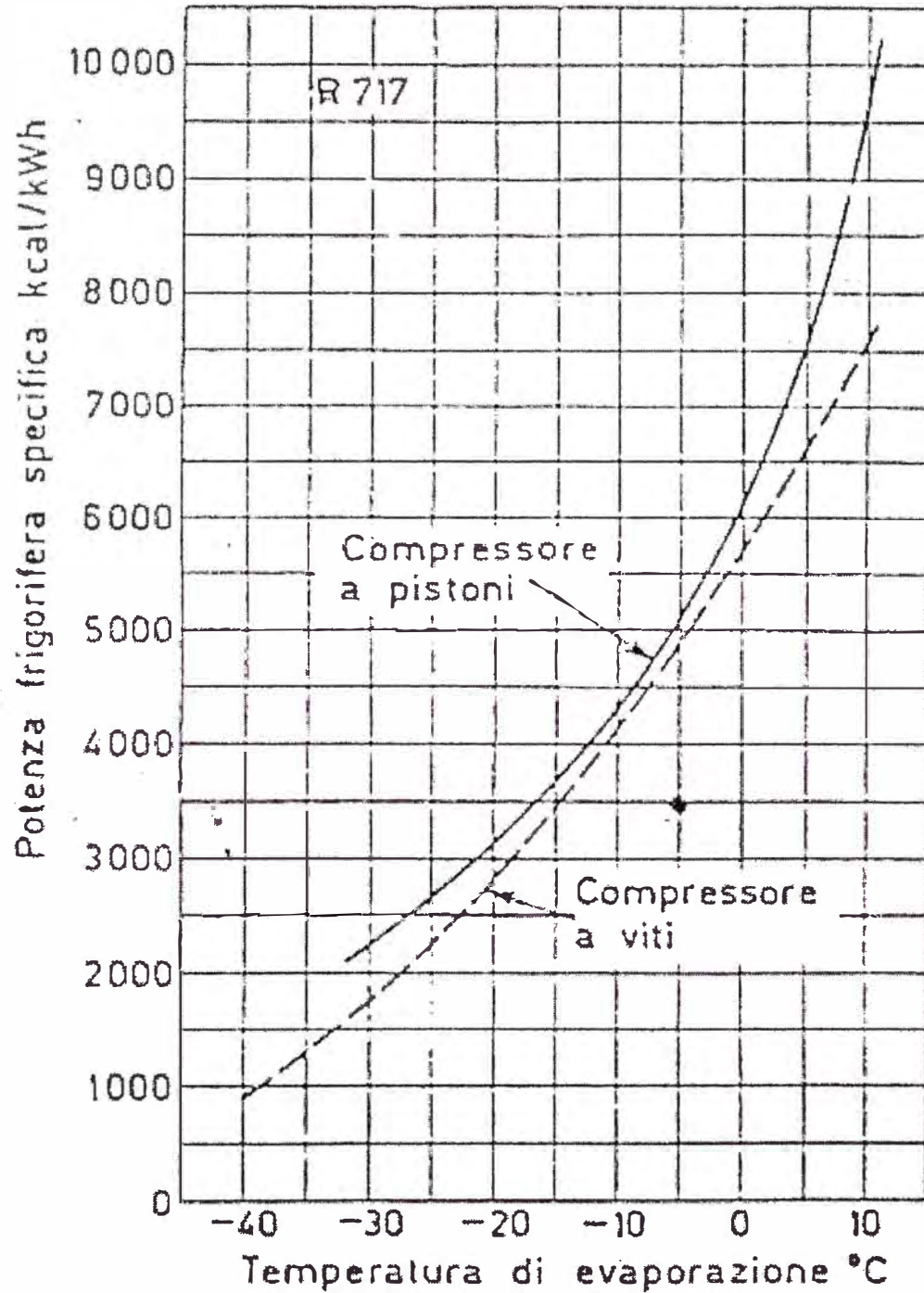


Fig. 10.1 Consumo de potencia vs temperatura de evaporación

d.- Precios de energía eléctrica.

e.- Vida útil de los equipos.

El periodo de reembolso puede ser calculado de la siguiente manera:

$$\text{Payback} = (\text{Costos de Instalación} + \text{Inversión}) / (\text{Ahorros en electricidad} - \text{Costos operativos}) \quad (10.1)$$

Para el ahorro de electricidad en dólares emplea la siguiente expresión:

$$S = 80\% \times P \times \text{CEFP} \times T + 20\% \times P \times \text{CEPP} \times T \quad (10.2)$$

Esto se debe a que el horario punta para el sistema tarifario peruano corresponde al periodo de 18:00 horas a 23:00 horas lo que representa el 20 % de las 24 horas correspondientes a un día. Asimismo, la planta de refrigeración trabaja con una tarifa MT3 la cual considera doble medición de energía activa y una medición de potencia activa.

Donde:

P: Ahorros en potencia (104.41 kW)

CEFP: Costo de la energía activa en horas fuera de punta (0.0385 US \$/kWh)

CEPP: Costo de la energía activa en horas de punta (0.0483 US \$/kWh)

T: Tiempo de trabajo anual de los compresores (8000 horas, 20% en horas punta y 80% en horas fuera de punta).

Reemplazando se tiene:

$$S = \text{US\$ } 33795.43$$

Para la evaluación del payback se tiene los siguientes datos:

Inversión: US \$ 301858 (correspondiente a los 4 compresores de tornillo)

Costos de instalación: US\$ 10000

Ahorros en electricidad: S= US\$ 32753.02

Costos operativos anuales 2% Inversión: US \$ 6037.16

$$\text{Payback} = (10000 + 301858) / (32753.02 - 6037.16)$$

$$\text{Payback} = 11.23 \text{ años}$$

Los compresores trabajan 8000 horas al año, luego con los ahorros de 104.41kW se tiene que el ahorro de energía asciende a 835280 kWh/ año. Por cada 1kw-h/año se deja de emitir 0.59 kg de CO₂, lo cual trae beneficios para el medio ambiente pues equivale a reducir 492815.2 kg de CO₂. Existe un mecanismo de financiamiento de eficiencia energética llamado los bonos de carbono, el cual tiene su origen en el protocolo de Kyoto. La reducción de emisiones de carbono atribuibles a un proyecto de eficiencia energética se

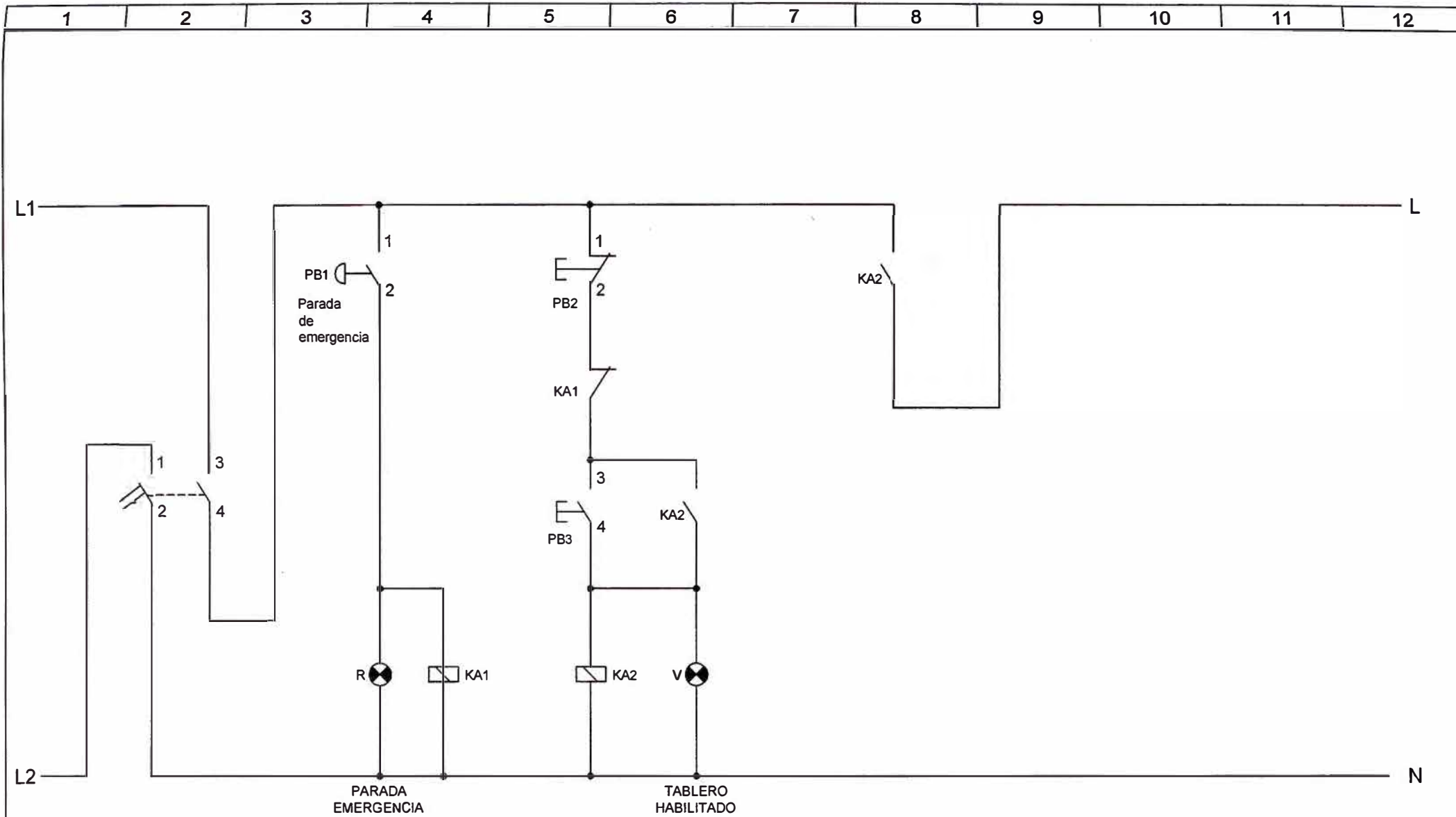
considera a un valor de US \$10 la tonelada, por lo cual se tendría un ahorro de US \$ 4928.152 por año.

CONCLUSIONES

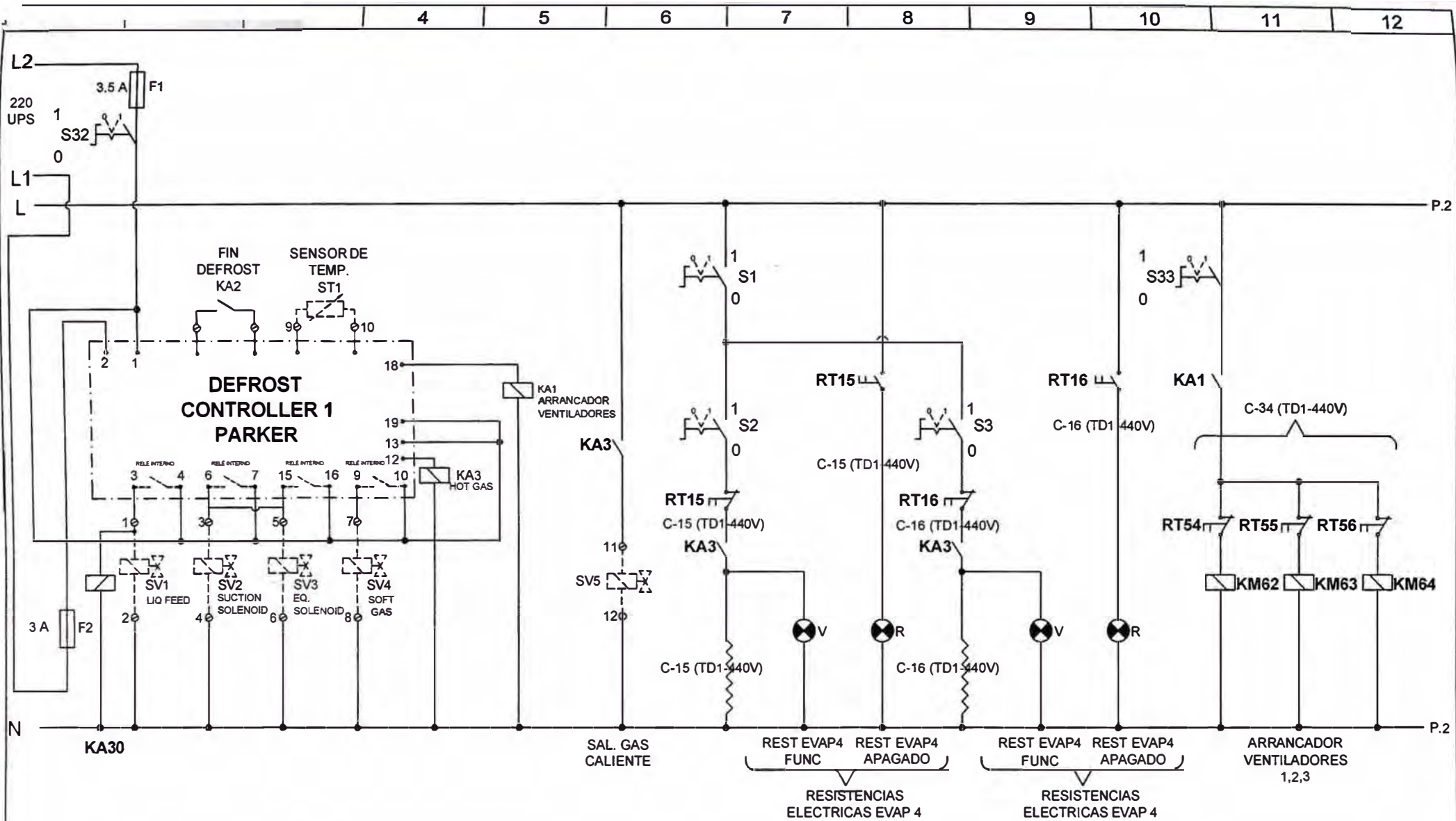
- 1.- Los conceptos aprendidos de refrigeración industrial nos pueden ayudar a comprender los sistemas de aire acondicionado, sistemas IQF y sistemas de refrigeración con agua de mar (RSW).
- 2.- En relación a la subestación de media tensión es importante hacer una buena selección de las distancias entre las barras y los apoyos pues éstas estarán sujetas a esfuerzos propios de la operación del sistema, así mismo tener cuidado en la elección del cable que alimenta a la celda de llegada considerando los criterios técnicos descritos.
- 3.- El empleo de amoníaco como refrigerante se hizo considerando criterios de eficiencia energética lo cual puede servir como incentivo a las empresas de alimentos a fin de que puedan reducir sus emisiones de CO₂.
- 4.- El sistema de control que se presenta es innovador toda vez que se considera compresores controlados por microprocesadores los cuales reducen en gran parte los cableados a los diversos elementos de control así como también el deshielo por gas caliente que es más eficiente en relación al empleo de resistencias.
- 5.- Mediante el banco de condensadores de tipo automático se logra una compensación centralizada así como un control más efectivo de la corrección.
- 6.- Se demuestra que con el empleo de compresores de tornillo se obtienen ingentes ahorros en comparación con los compresores de pistón.
- 7.- Un conocimiento extensivo de los principios aquí vertidos es importante para que el personal de operaciones y mantenimiento pueda realizar sus labores con la mayor eficacia.

ANEXOS

**ANEXO A:
CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL**

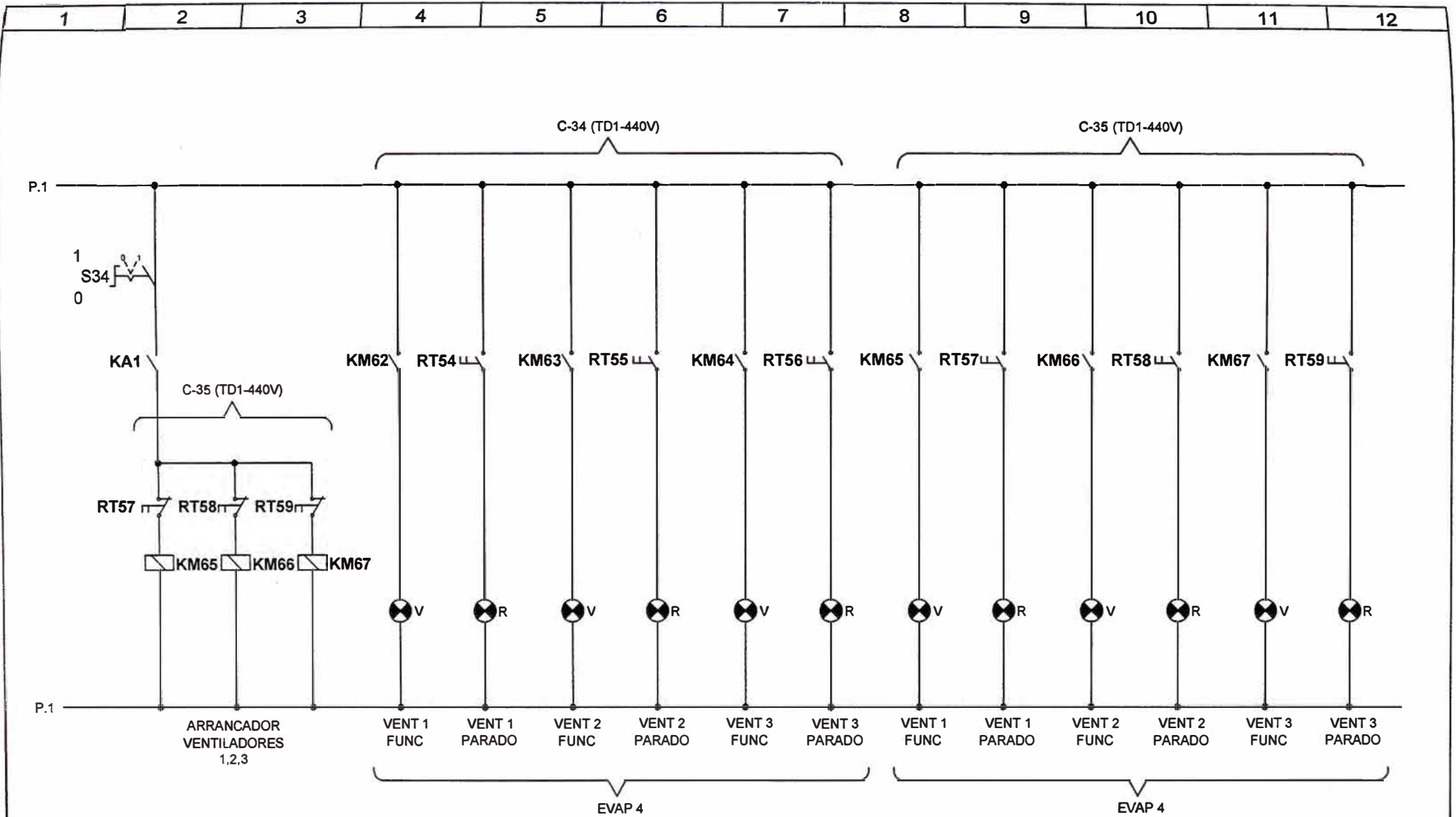


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
01	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

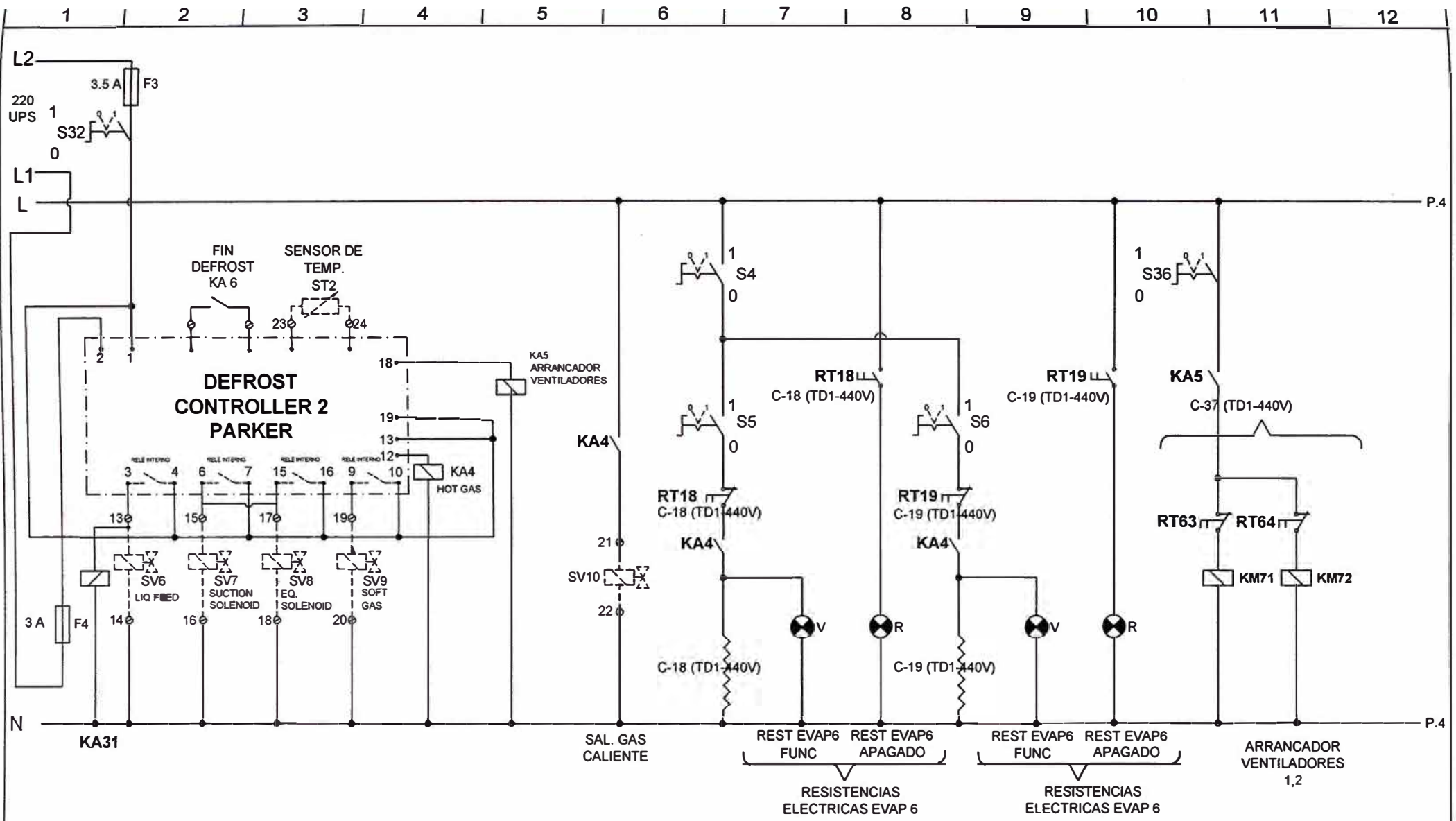


PASILLO 1

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
02	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

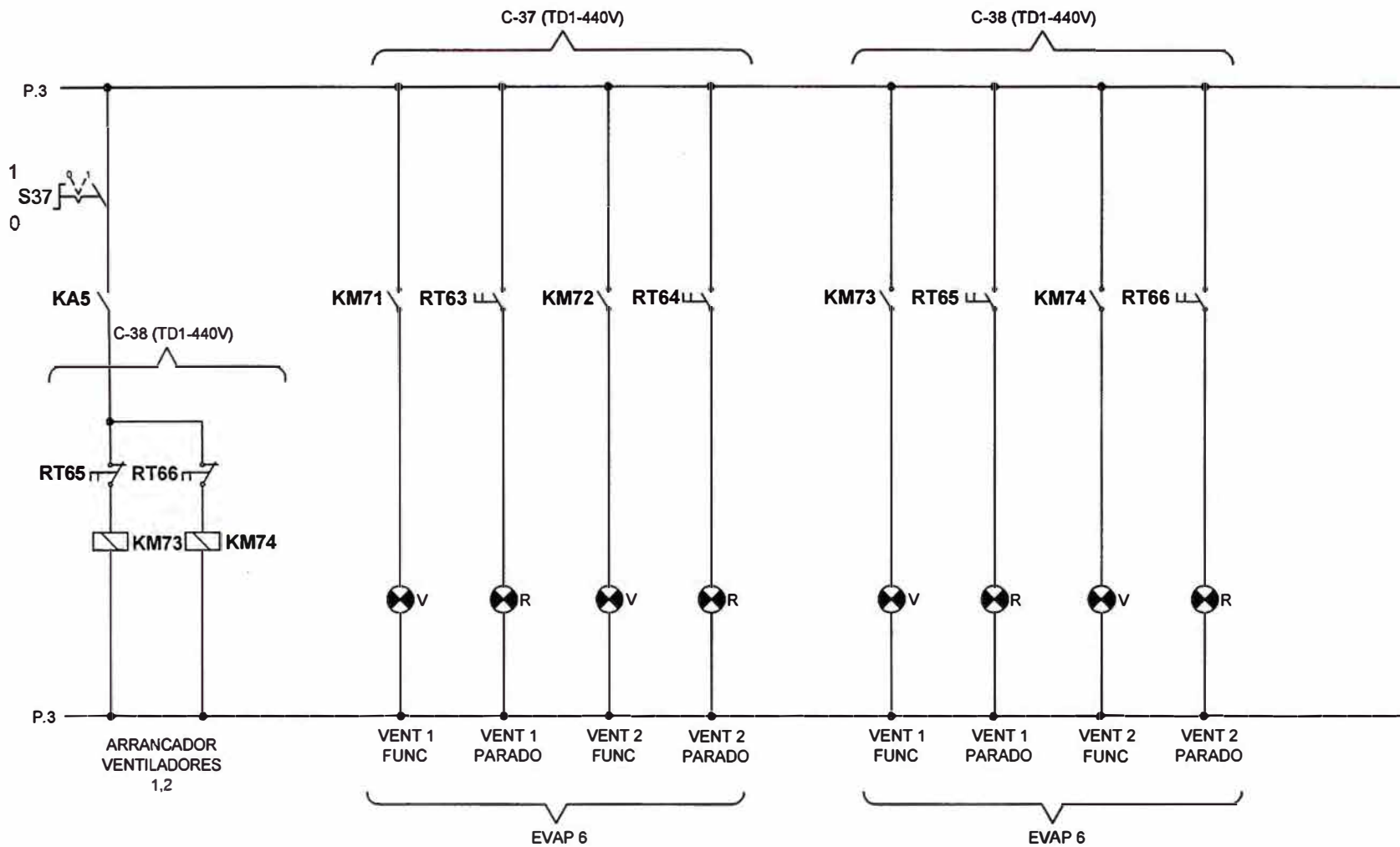


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
03	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

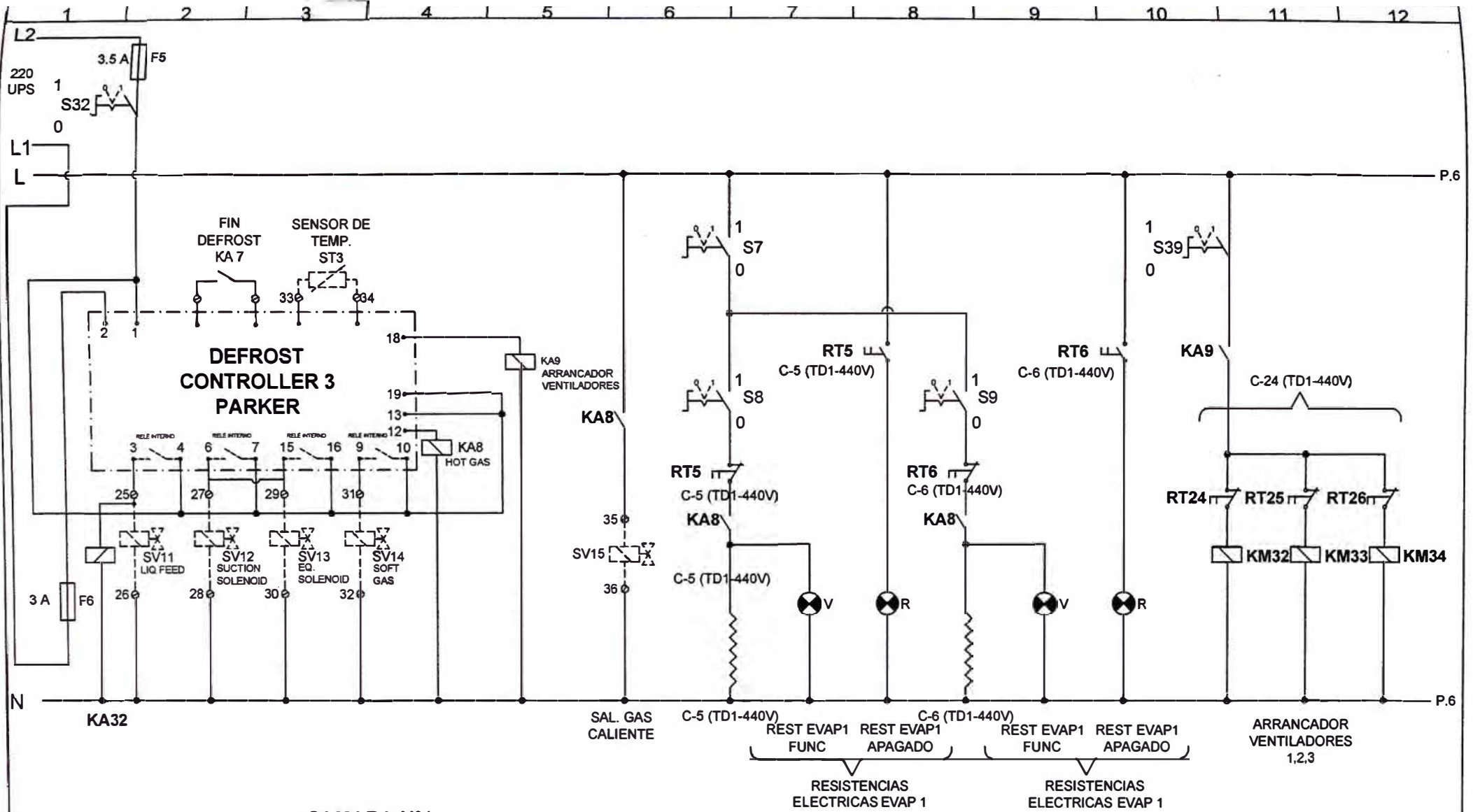


PASILLO 2

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
04	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



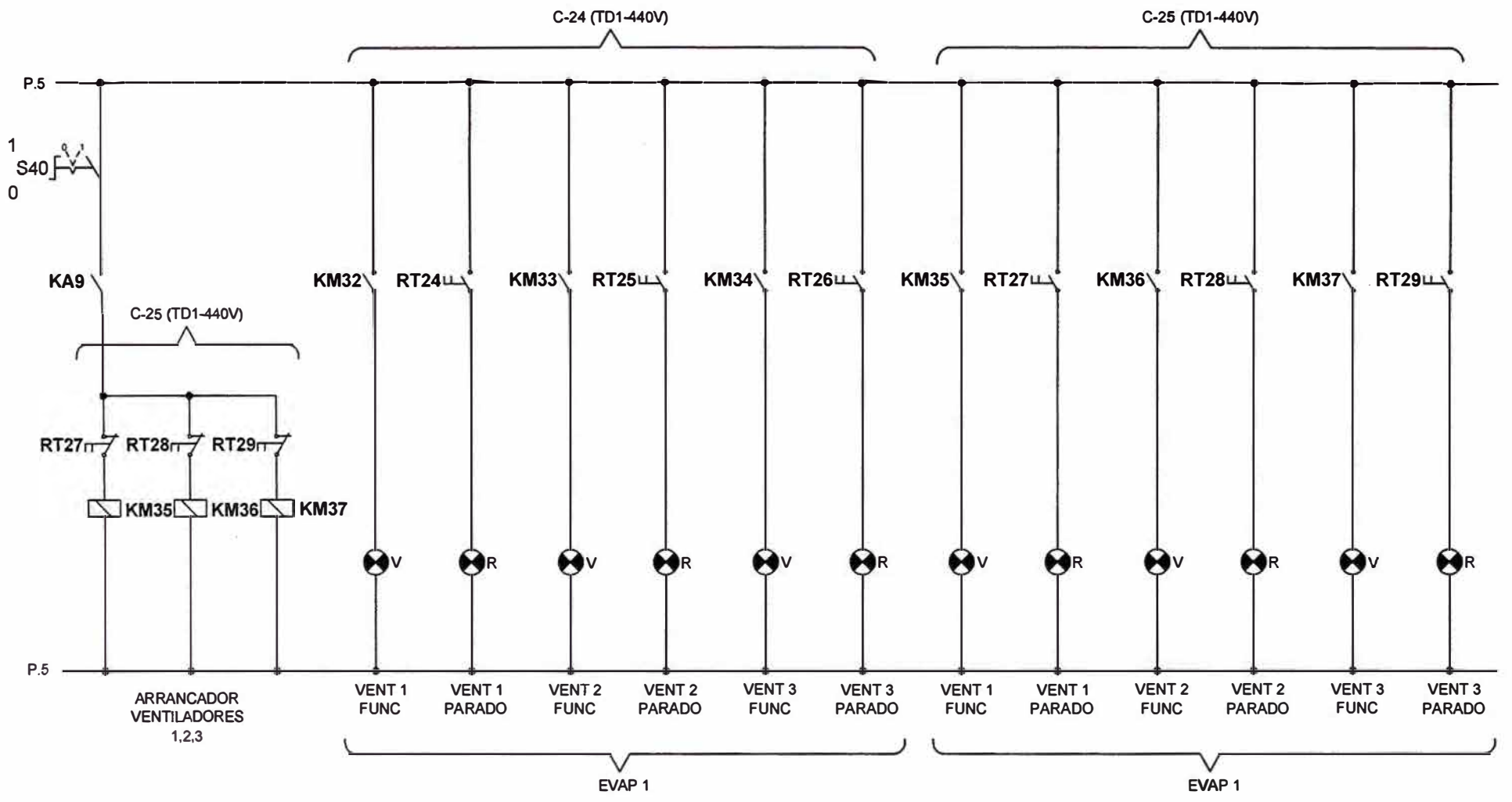
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICODE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
05	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



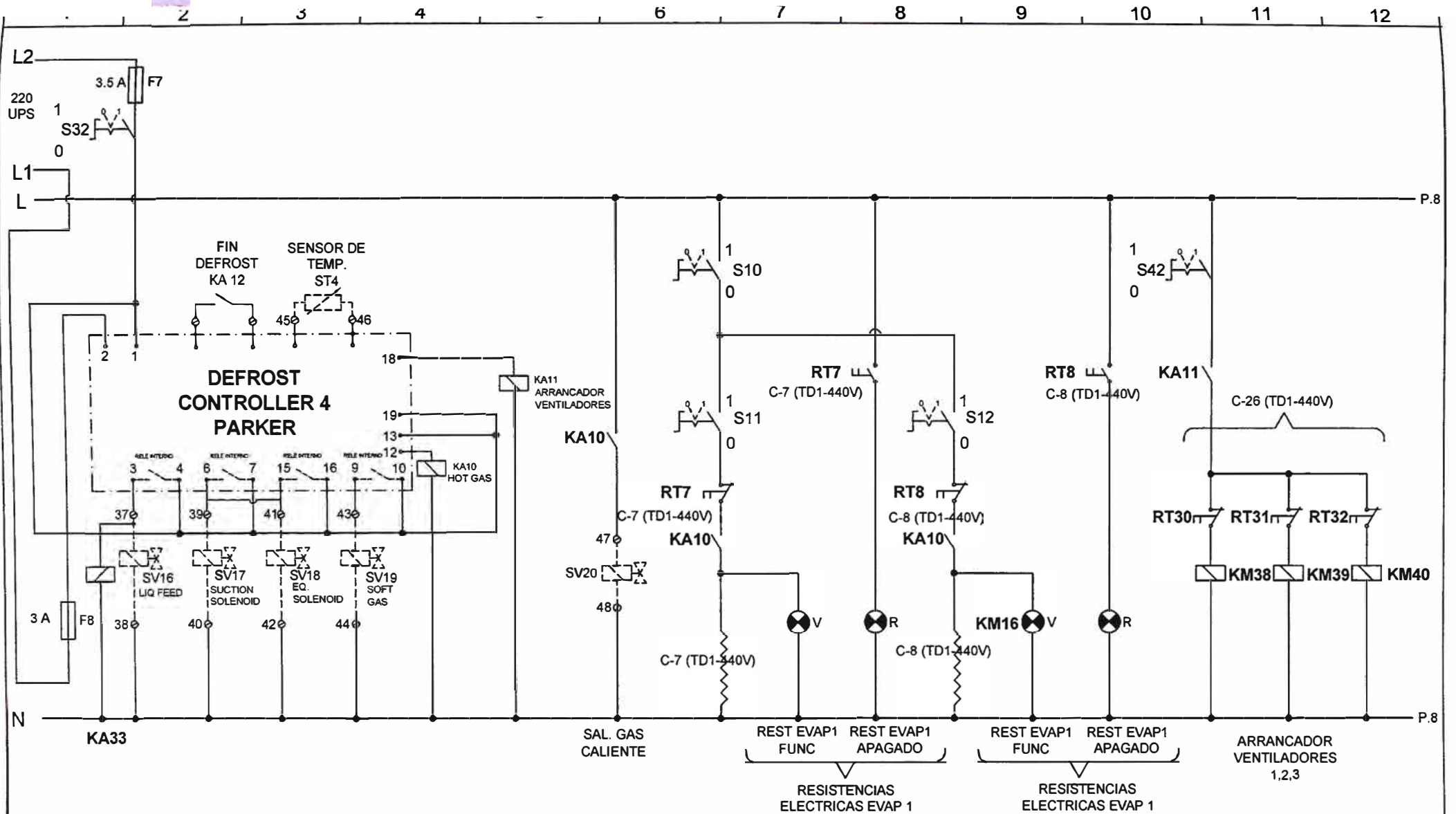
**CAMARA Nº1
GRUPO 1**

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
06	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

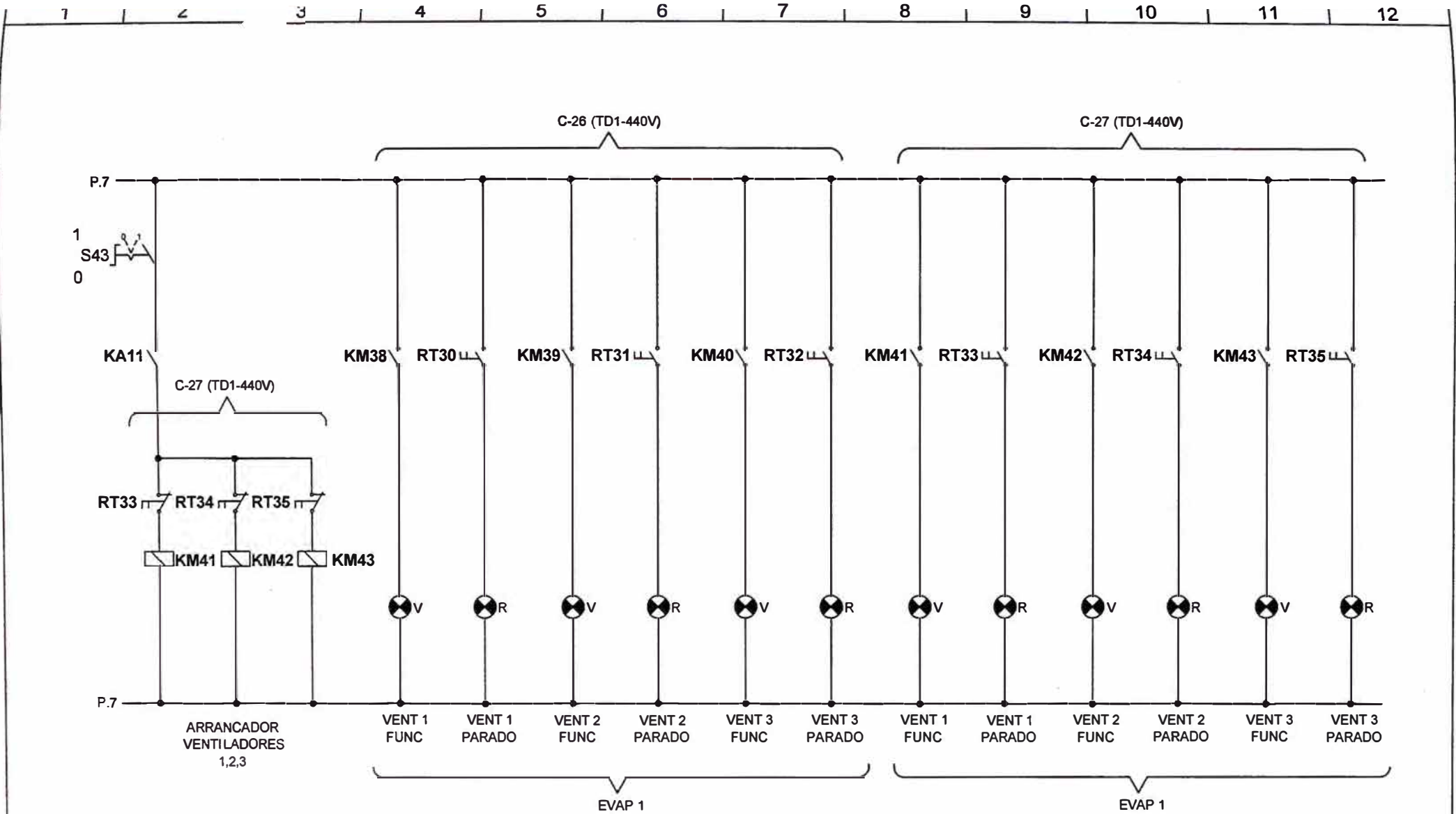


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
07	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

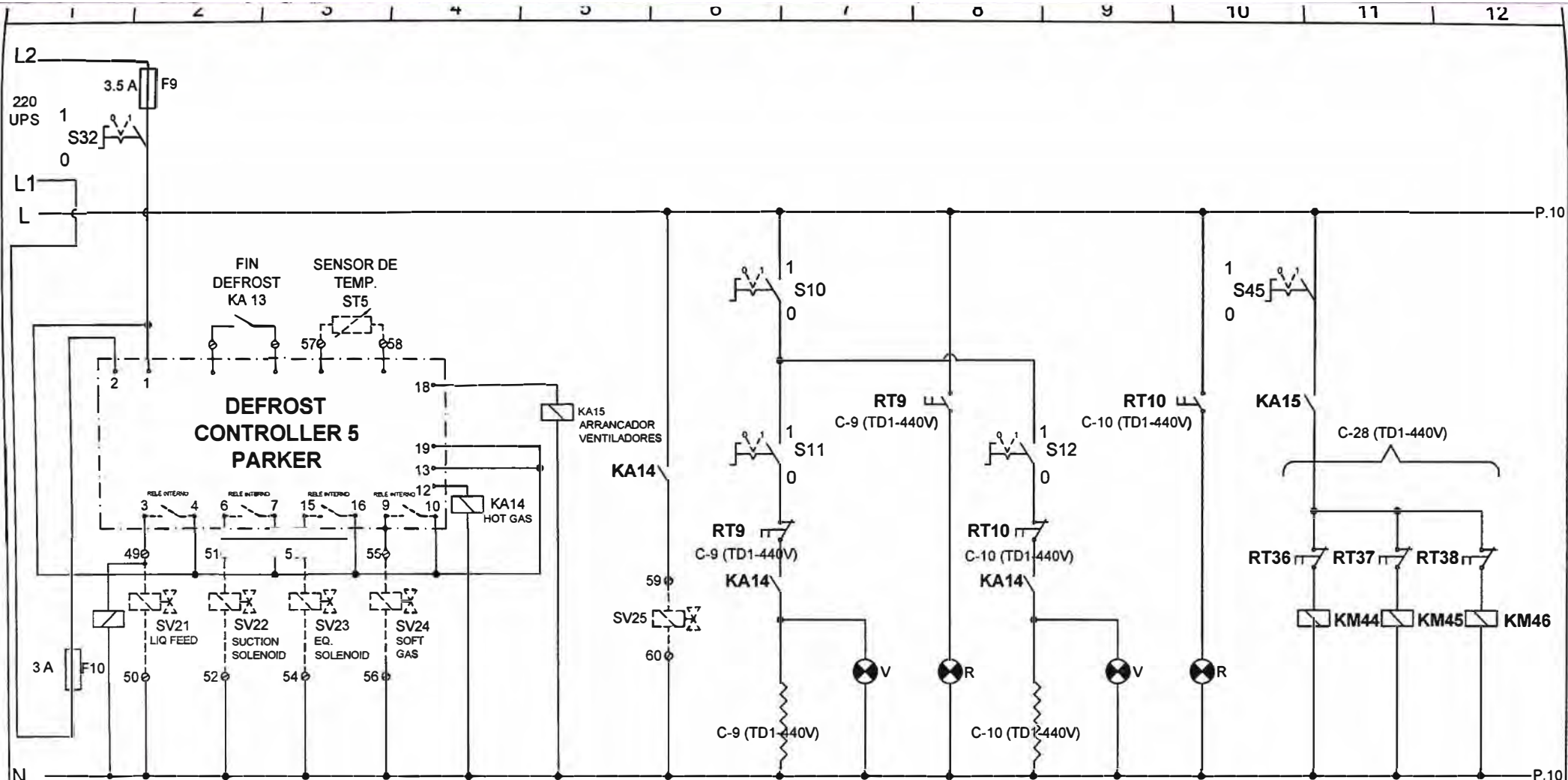


**CAMARA N°1
GRUPO 2**

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
08	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
09	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



KA34

SAL. GAS CALIENTE

REST EVAP2 FUNC APAGADO

REST EVAP2 FUNC APAGADO

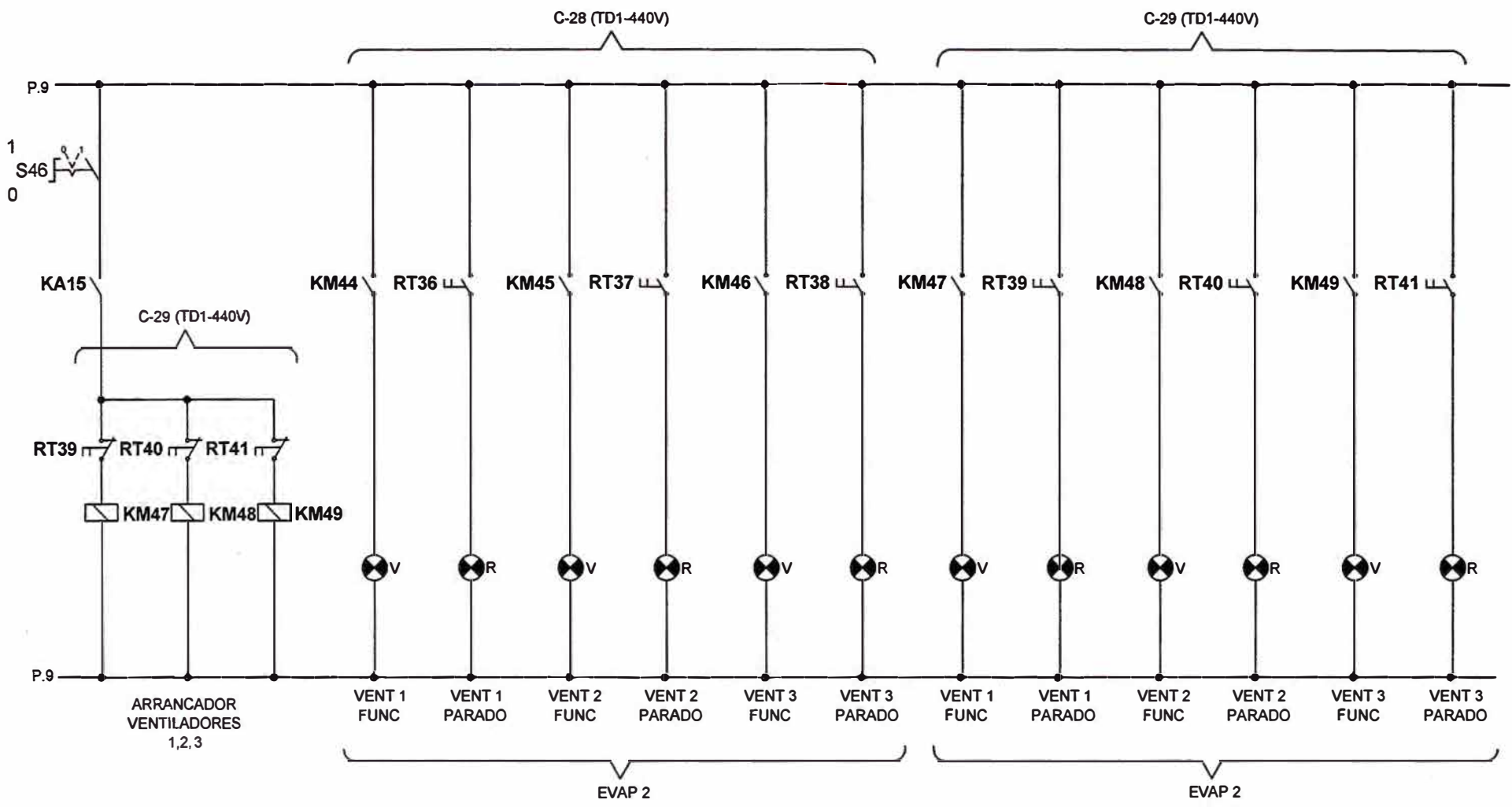
ARRANCADOR VENTILADORES 1,2,3

CAMARA N°2 GRUPO 1

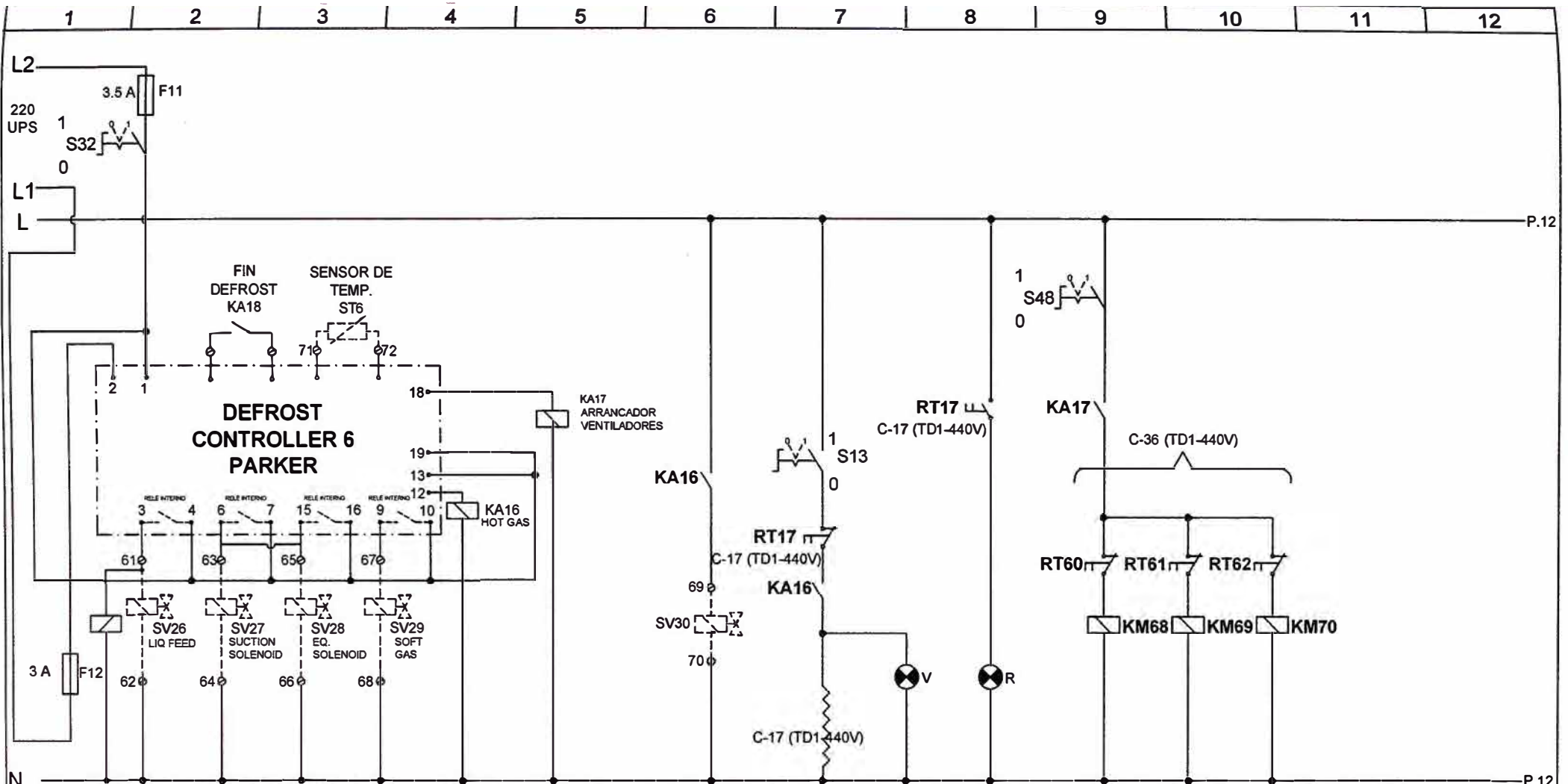
RESISTENCIAS ELECTRICAS EVAP 2

RESISTENCIAS ELECTRICAS EVAP 2

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
10	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

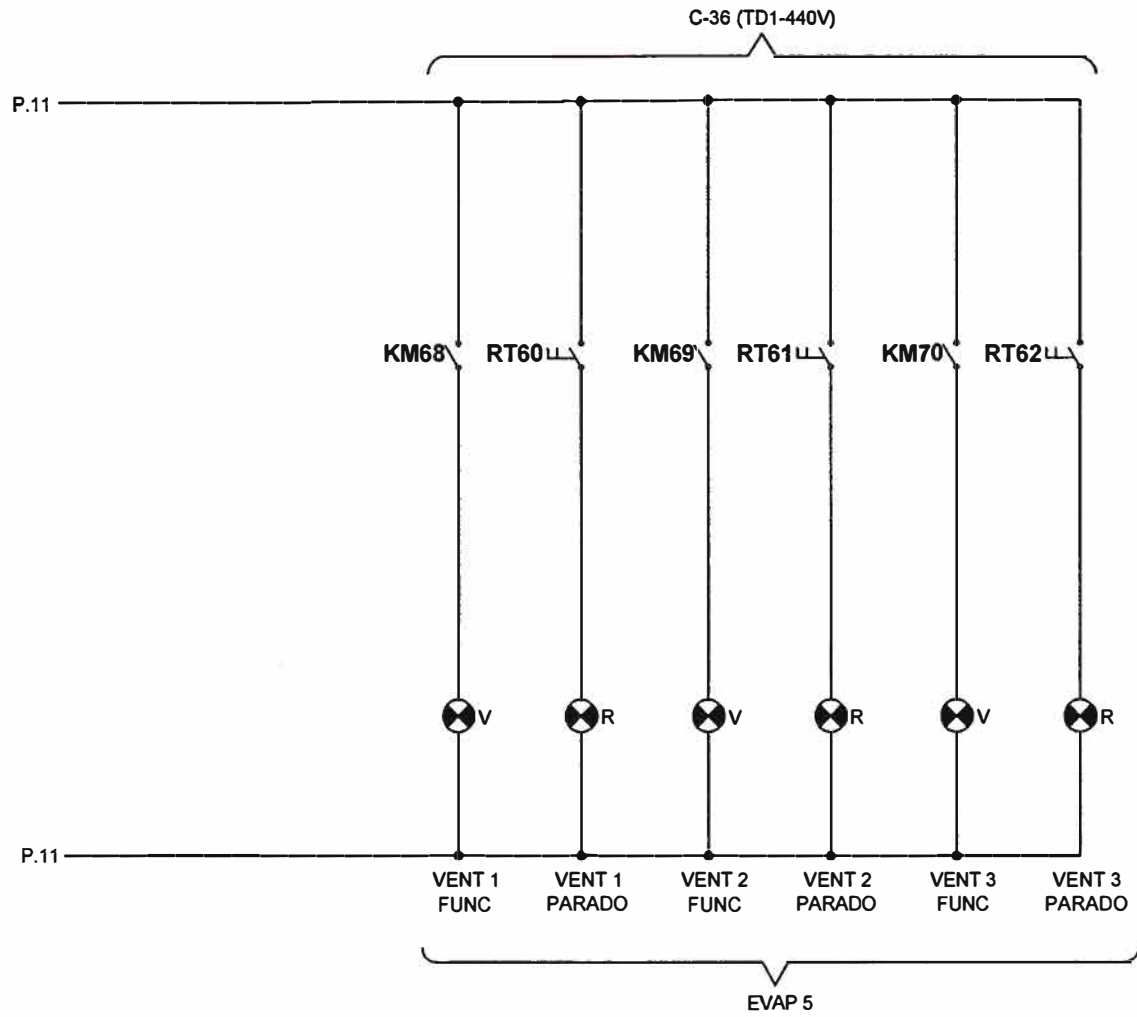


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
11	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

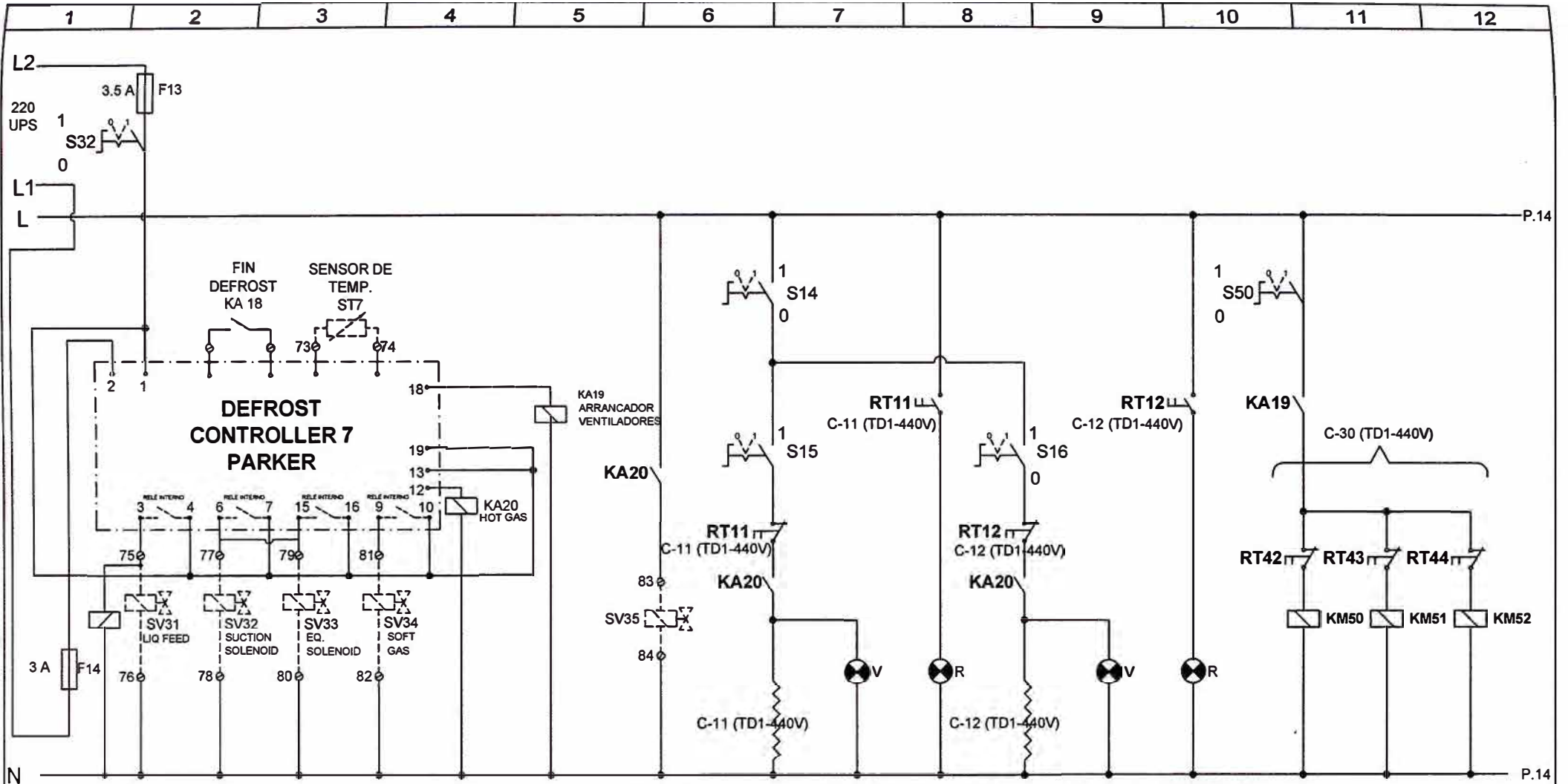


**CAMARA N°2
GRUPO 2**

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICODE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
12	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

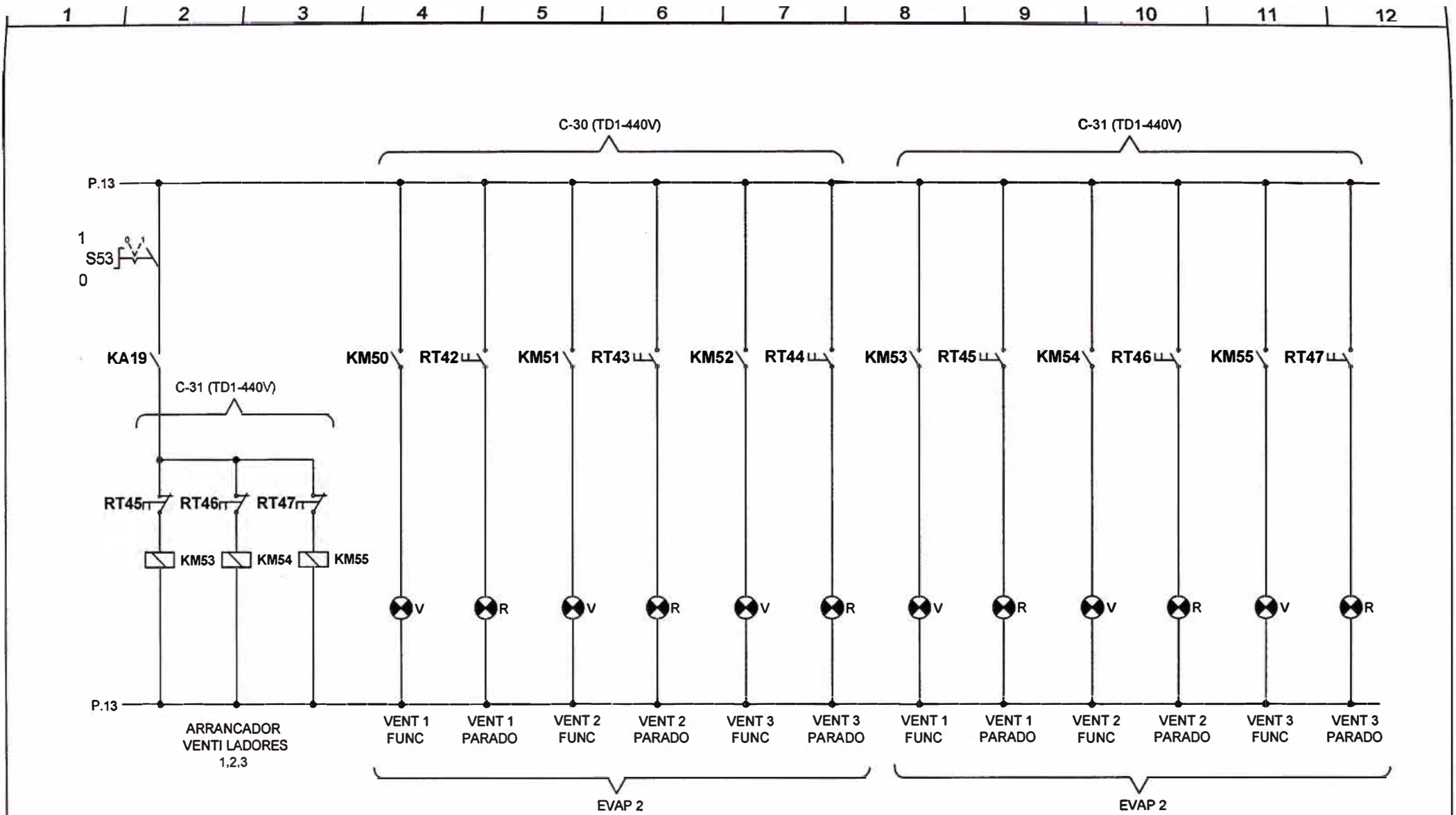


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
13	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

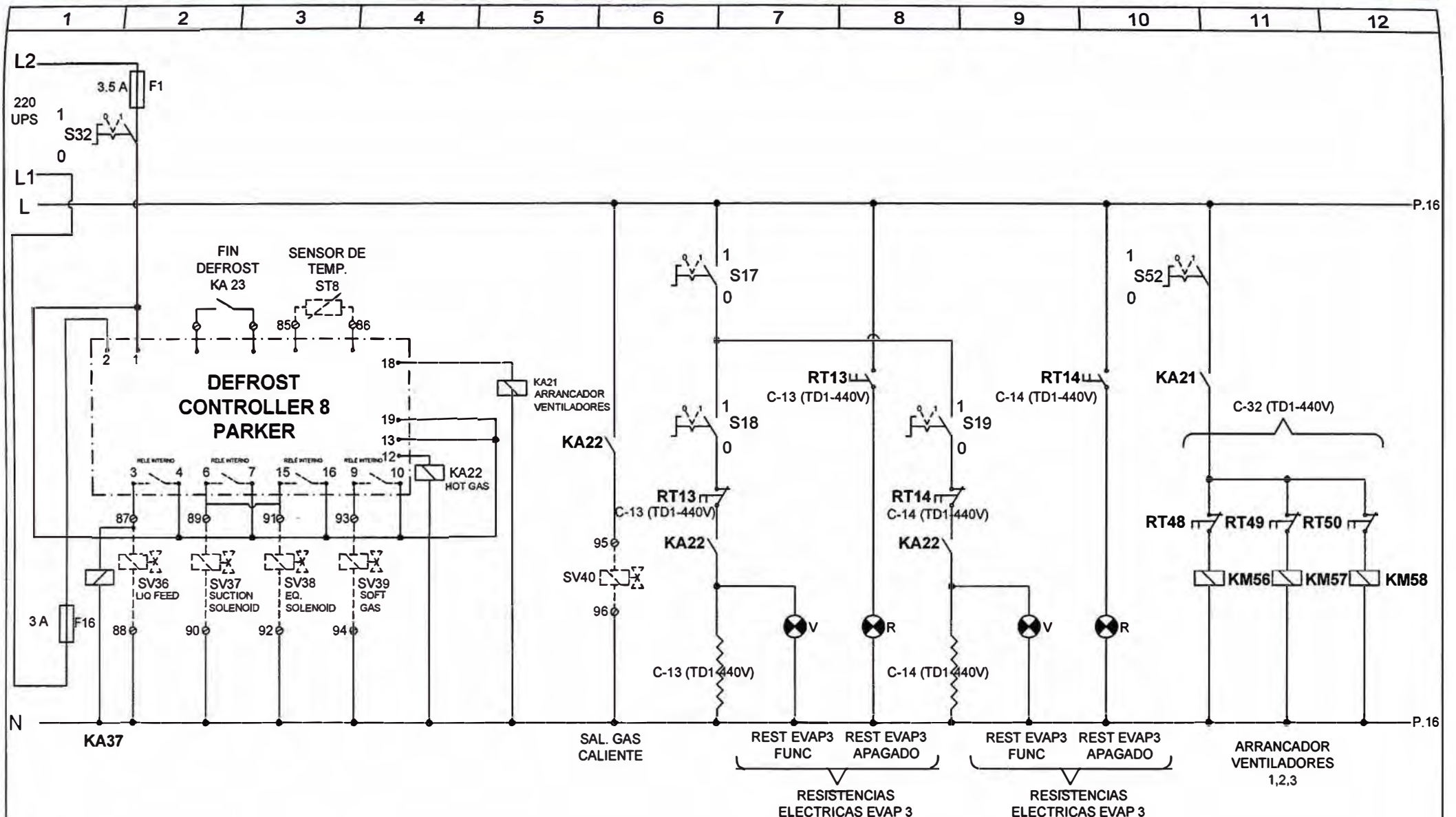


CAMARA N°3

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
14	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

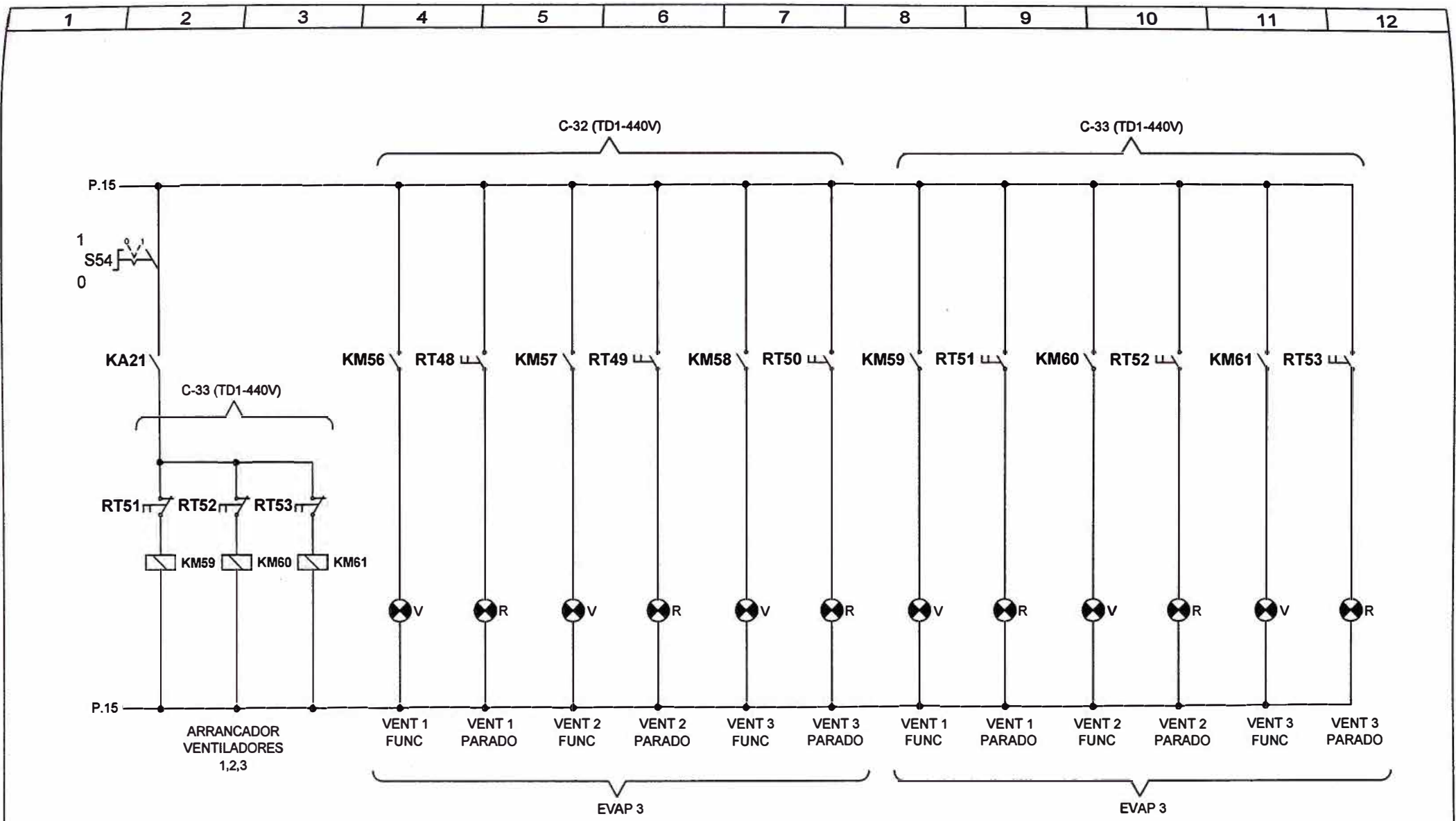


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
15	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

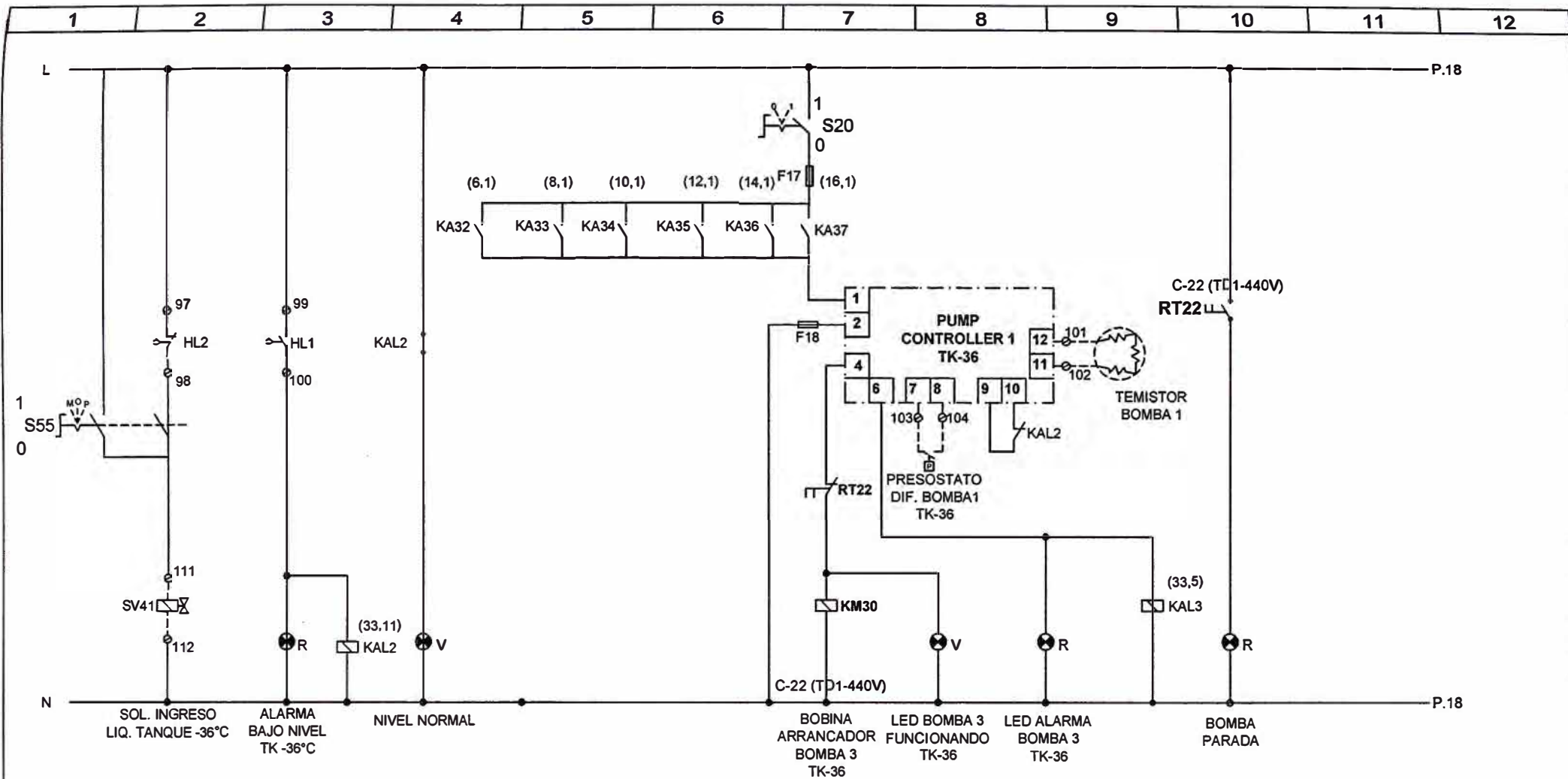


CAMARA N°4

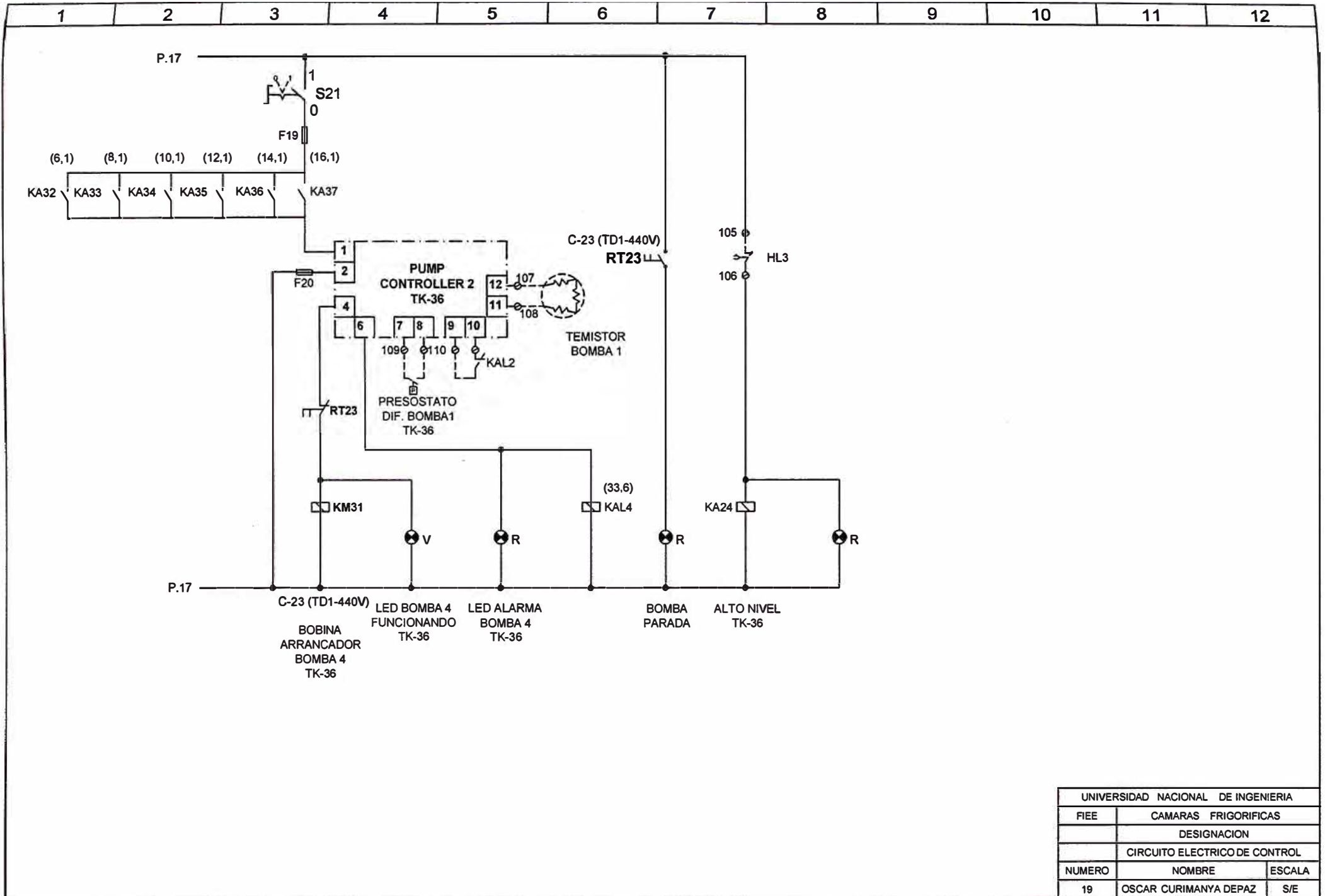
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
16	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



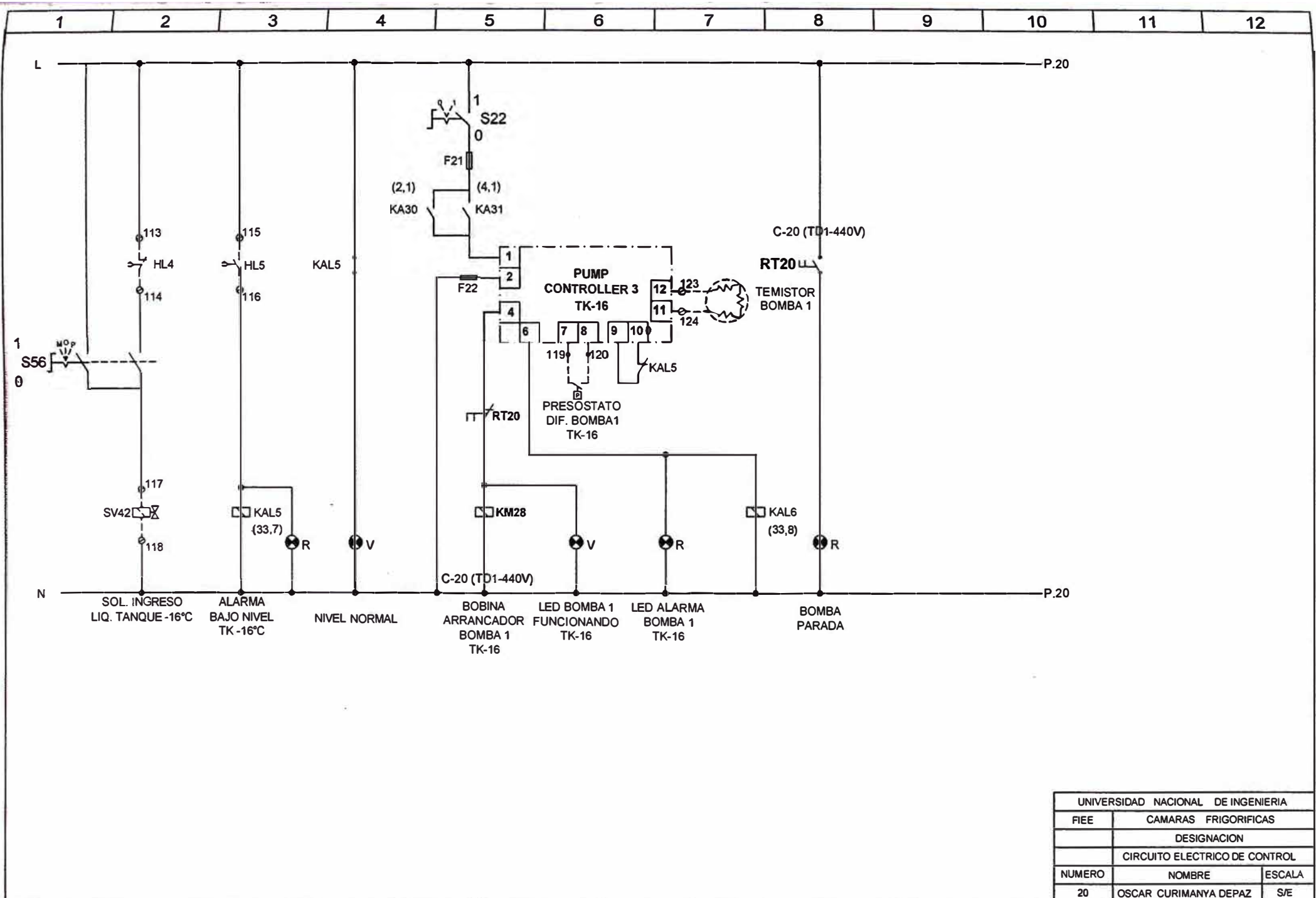
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
17	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



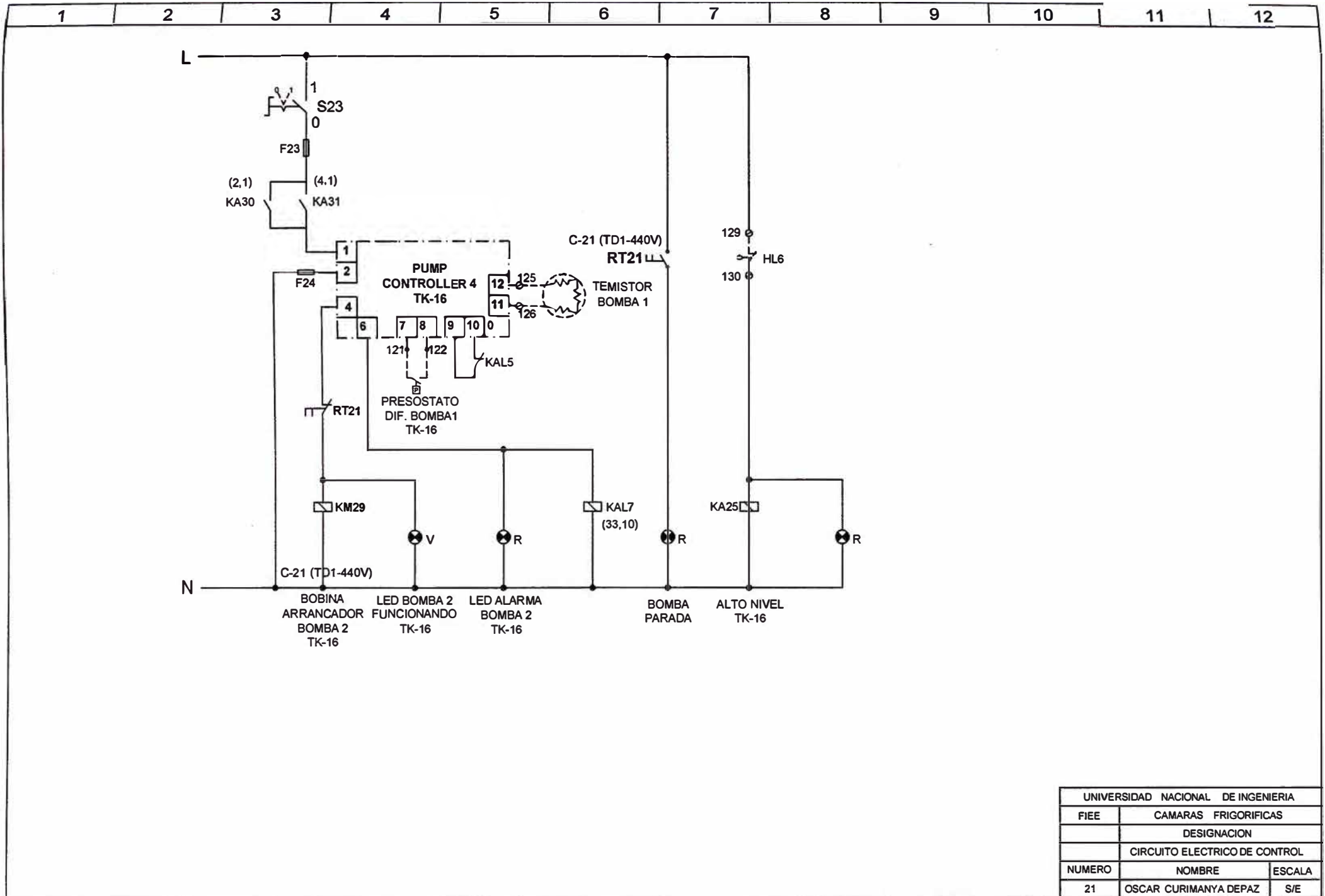
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
18	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



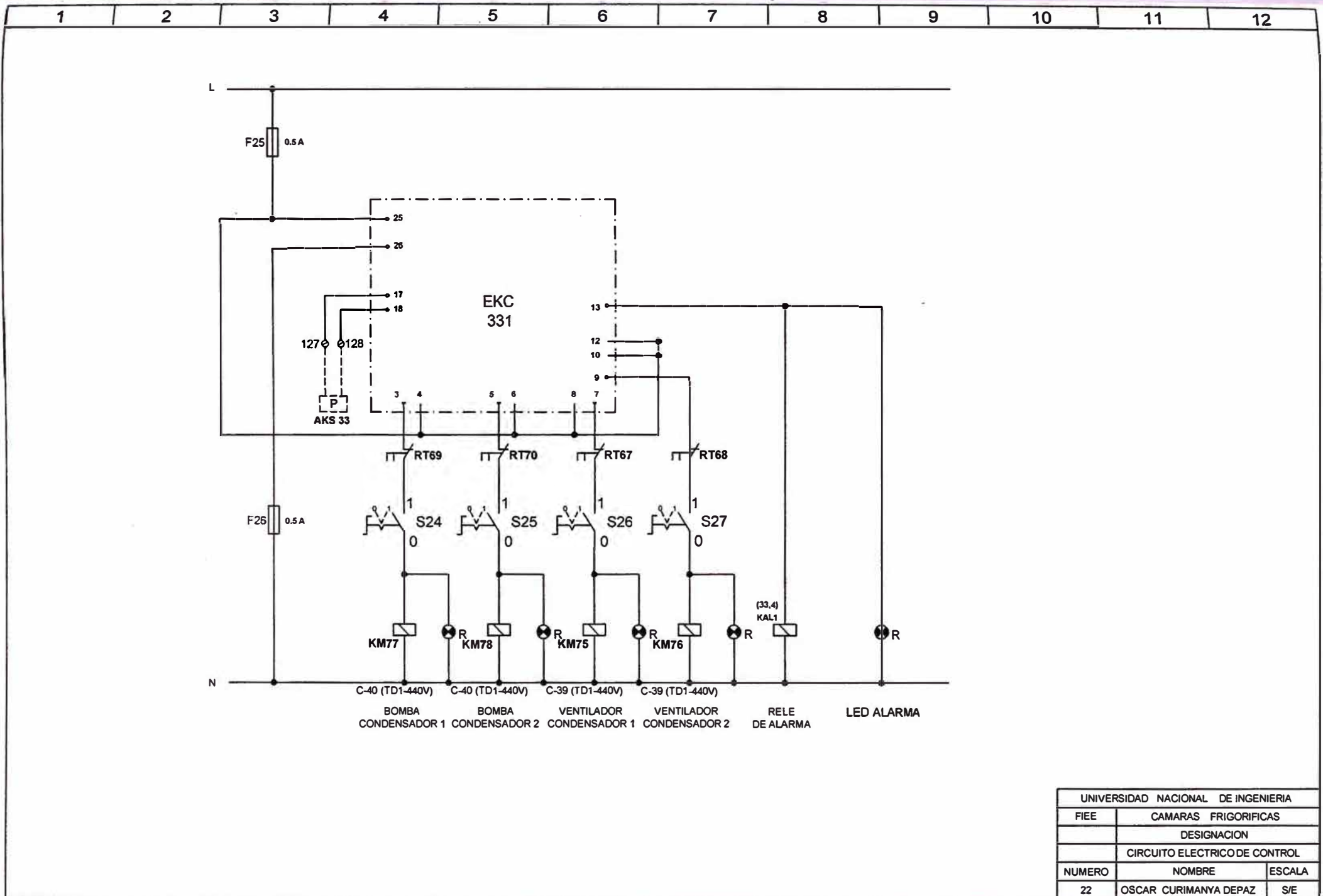
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
19	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



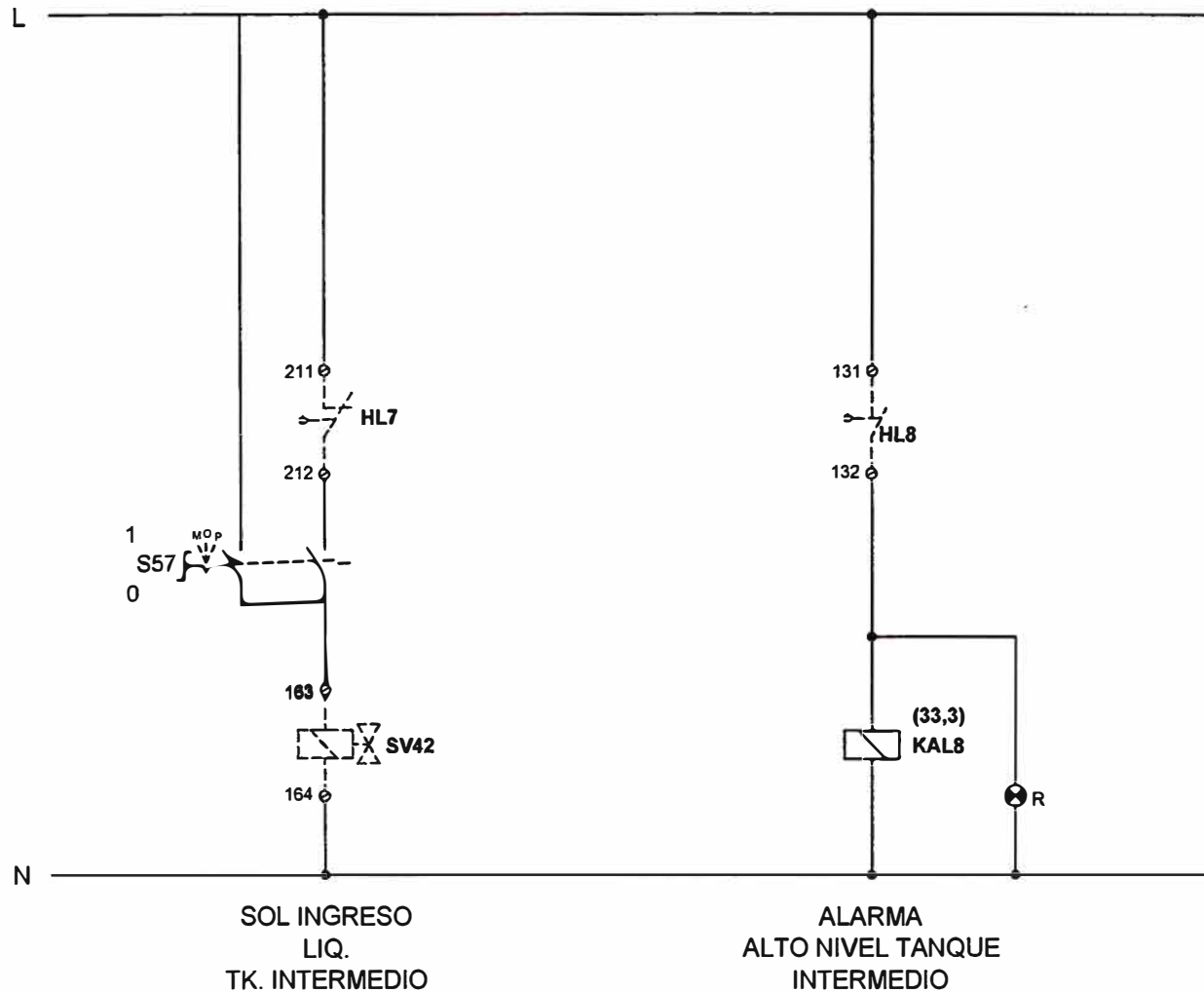
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
20	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



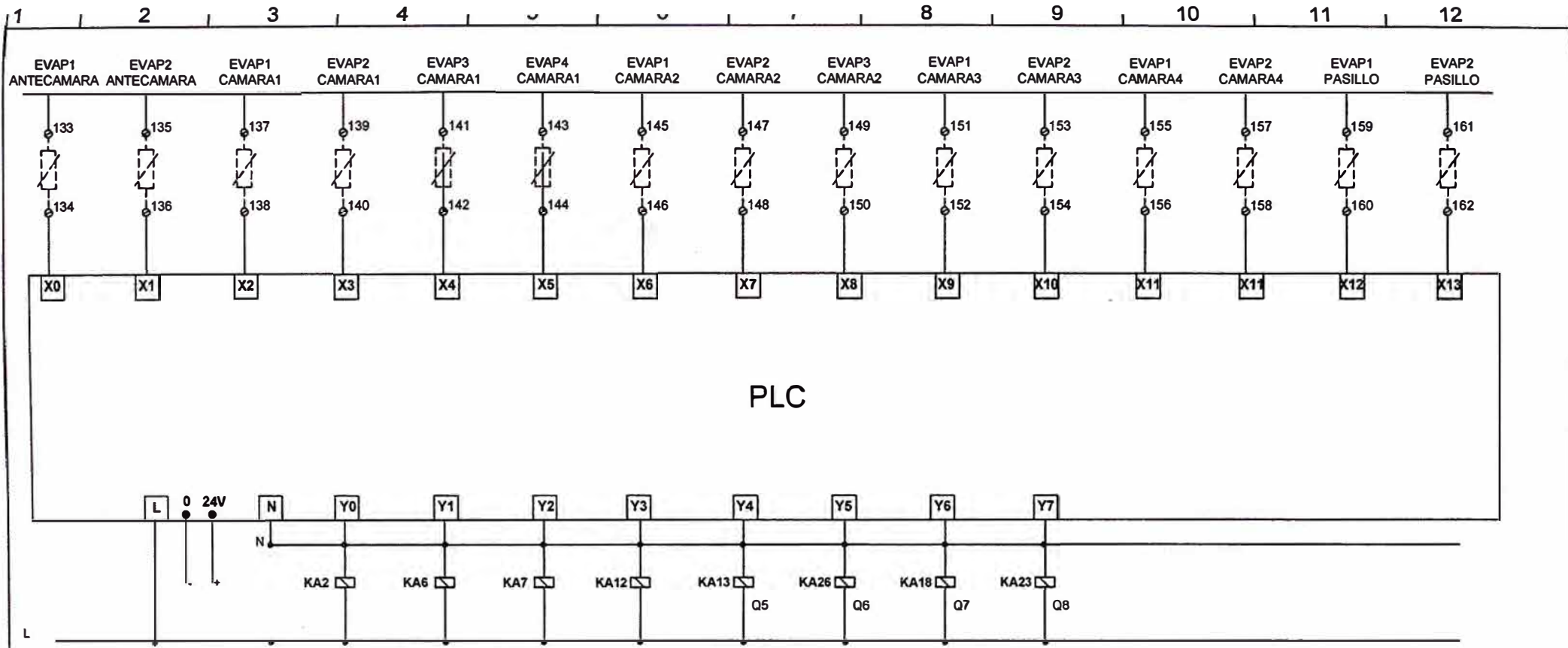
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
21	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



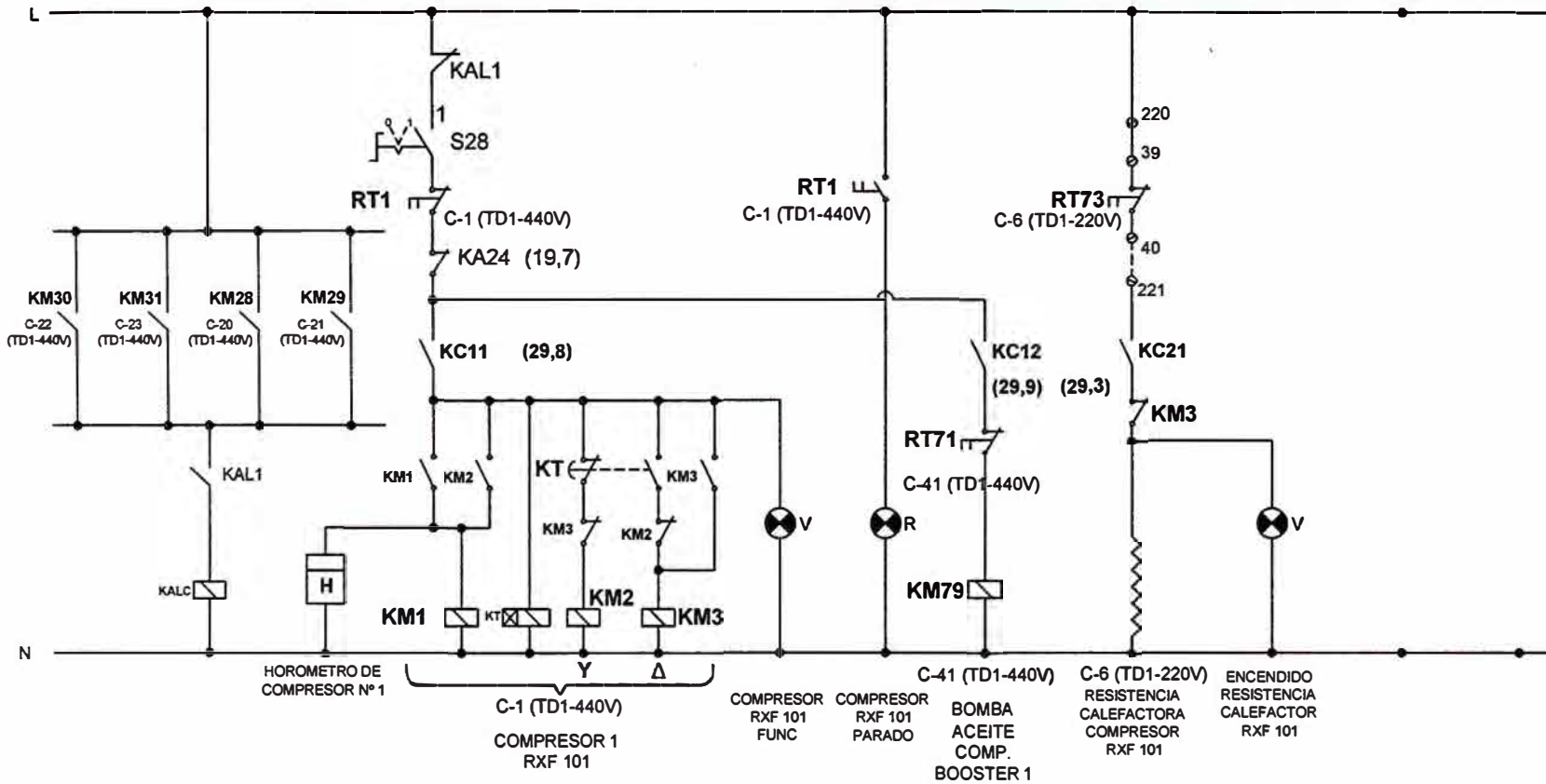
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
22	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
23	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

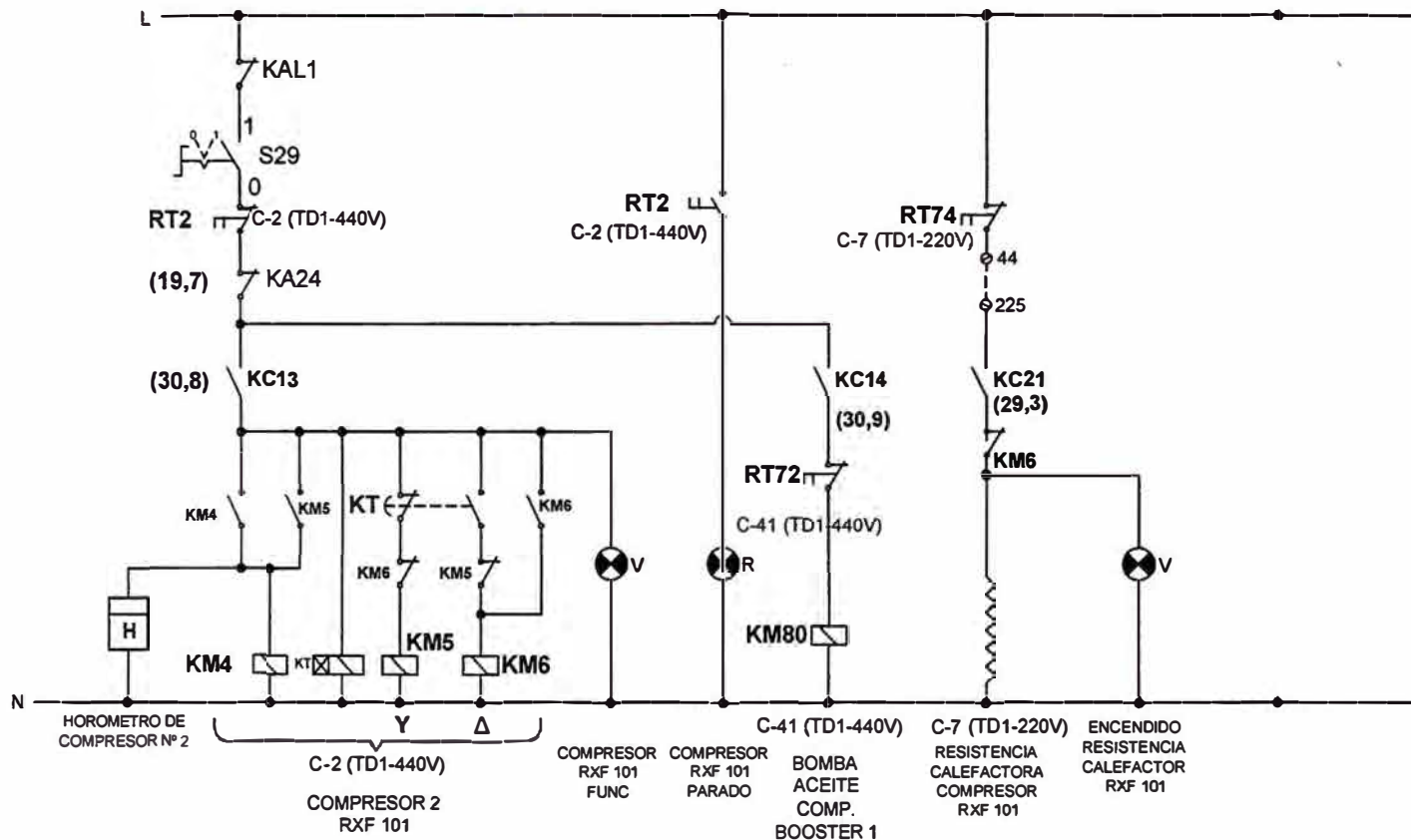


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
24	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



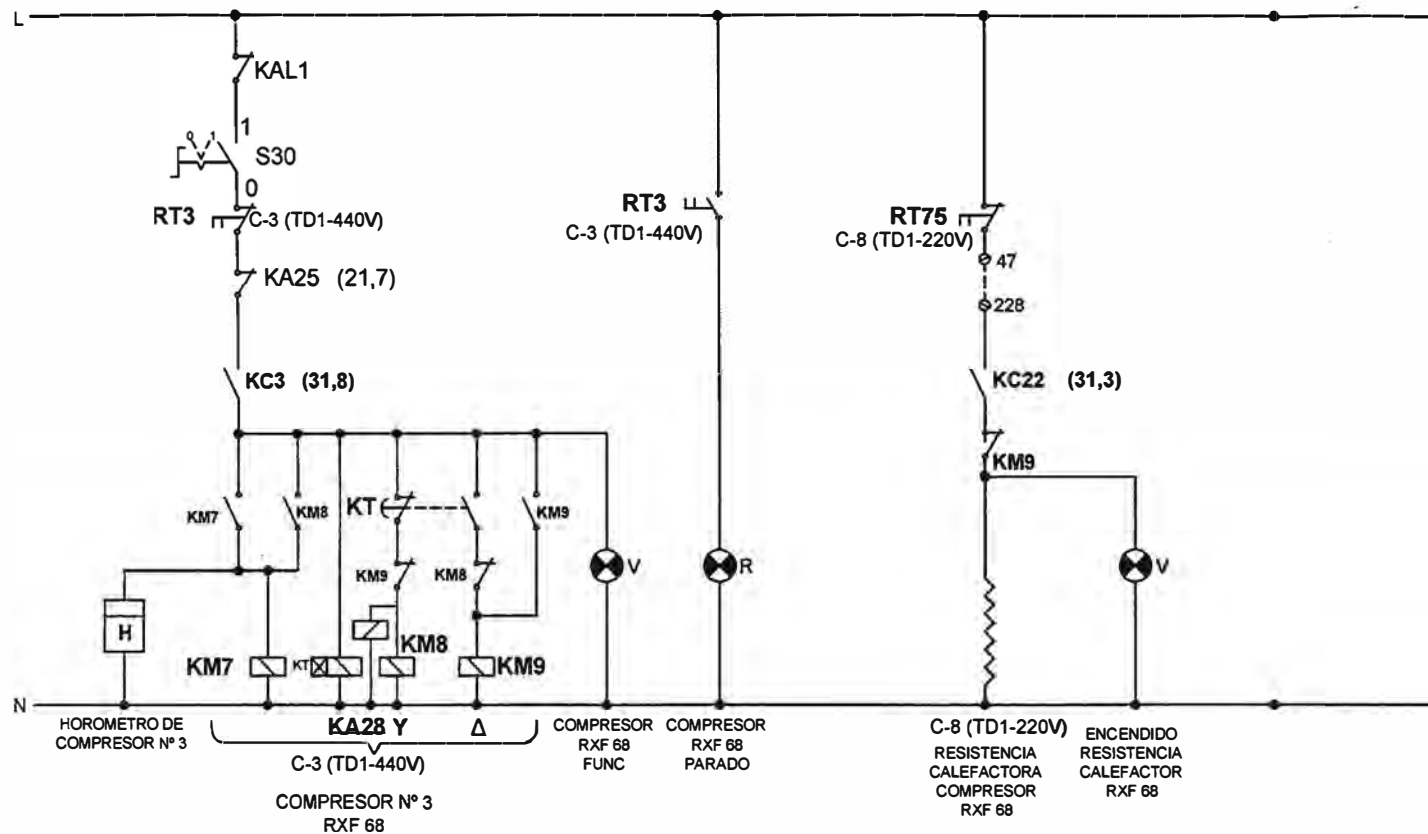
NOTA1:
Verificar el
contacto
abierto de
RELE RT71.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
25	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



NOTA2:
Verificar el contacto
abierto de RELE RT72.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
DESIGNACION		
CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL		
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
26	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FIEE CAMARAS FRIGORIFICAS

DESIGNACION

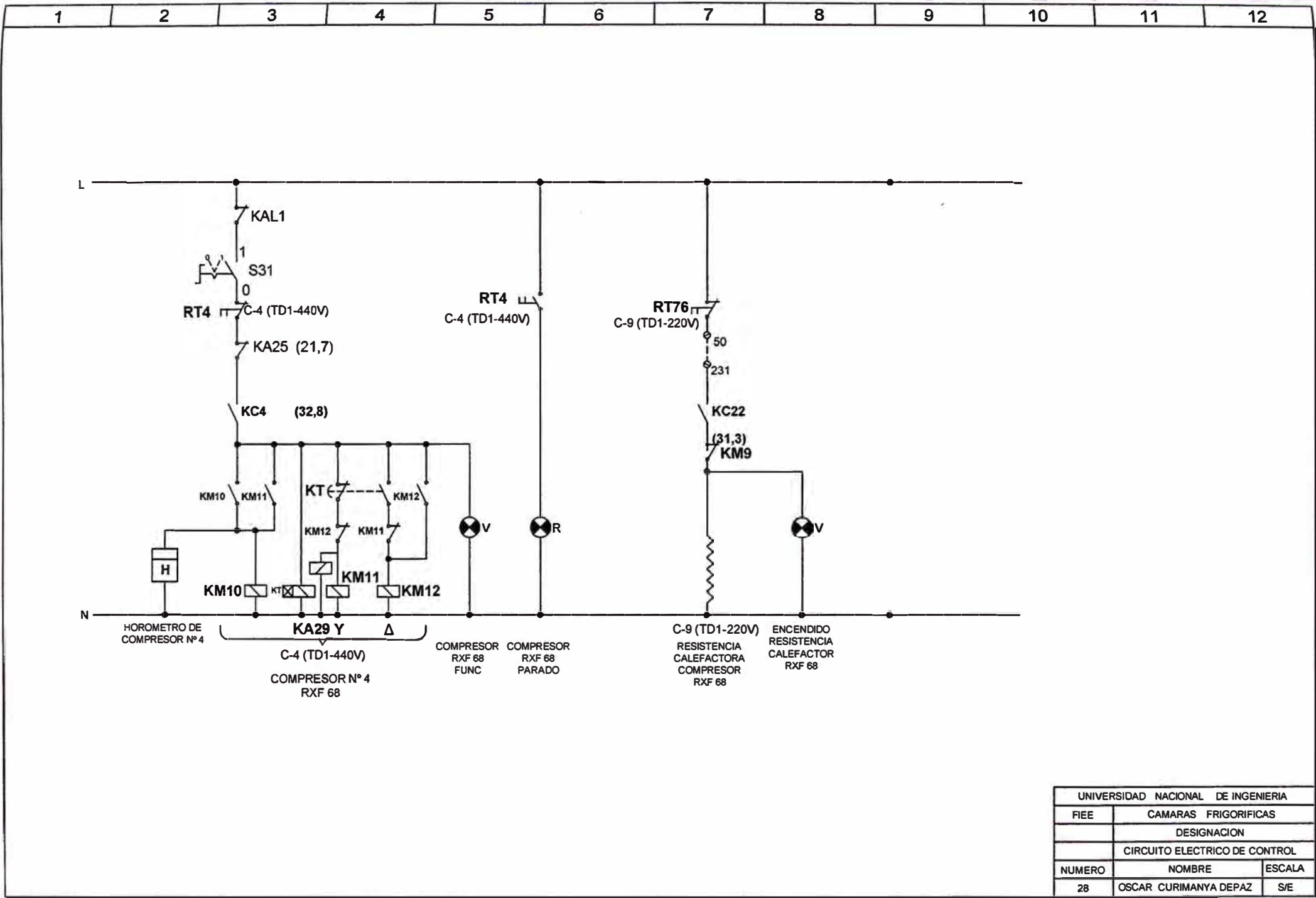
CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL

NUMERO NOMBRE ESCALA

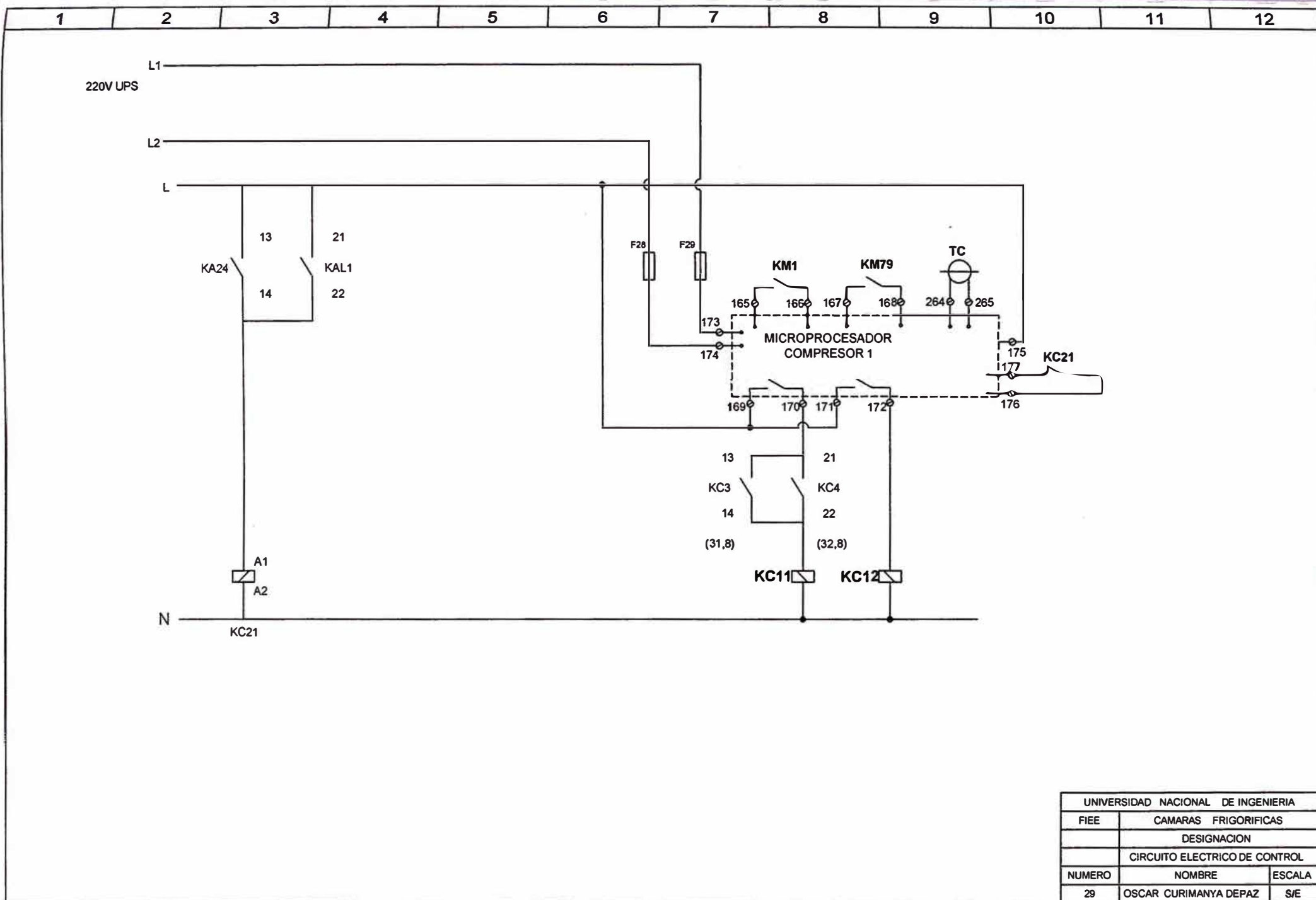
27

OSCAR CURIMANYA DEPAZ

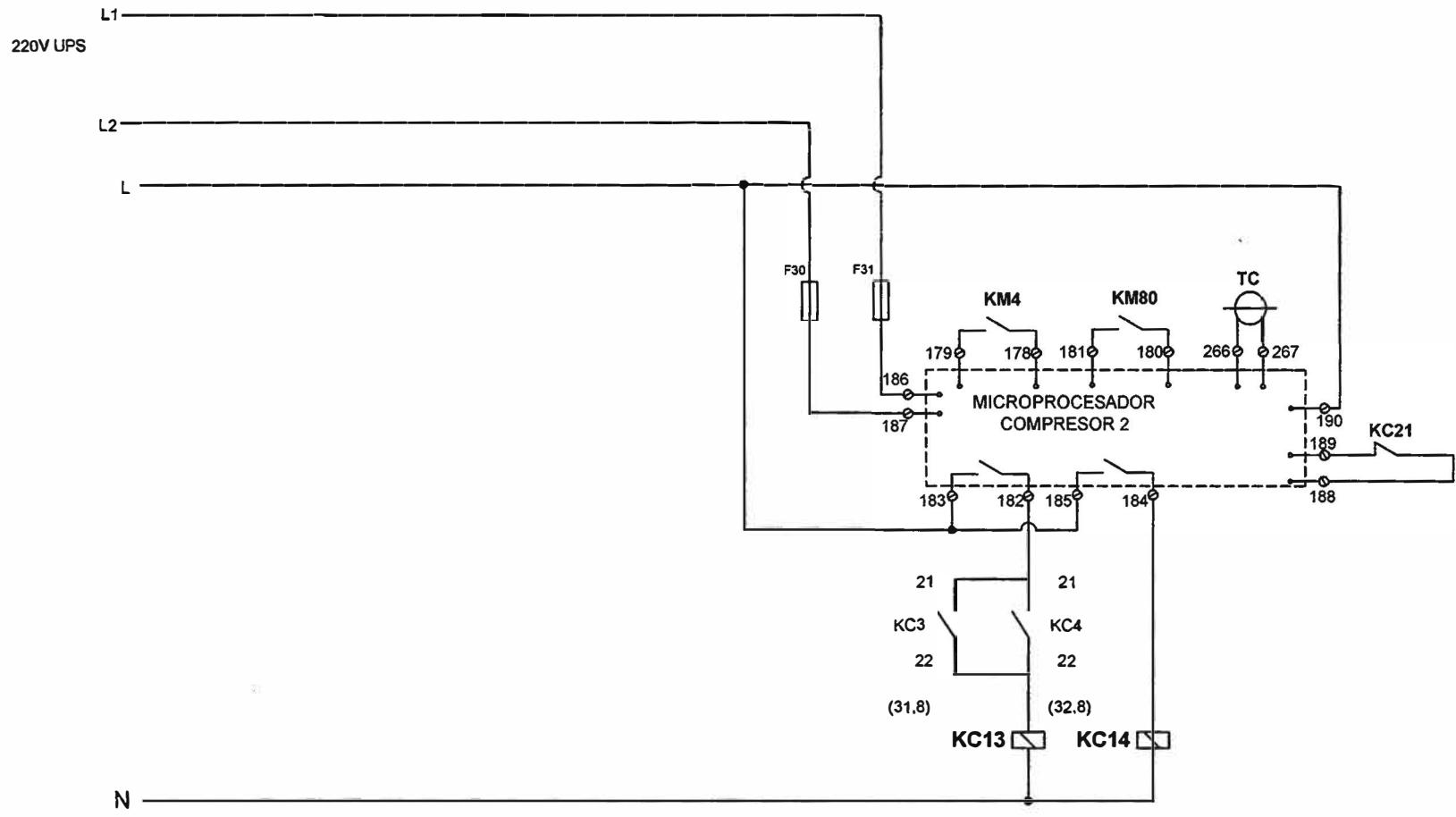
S/E



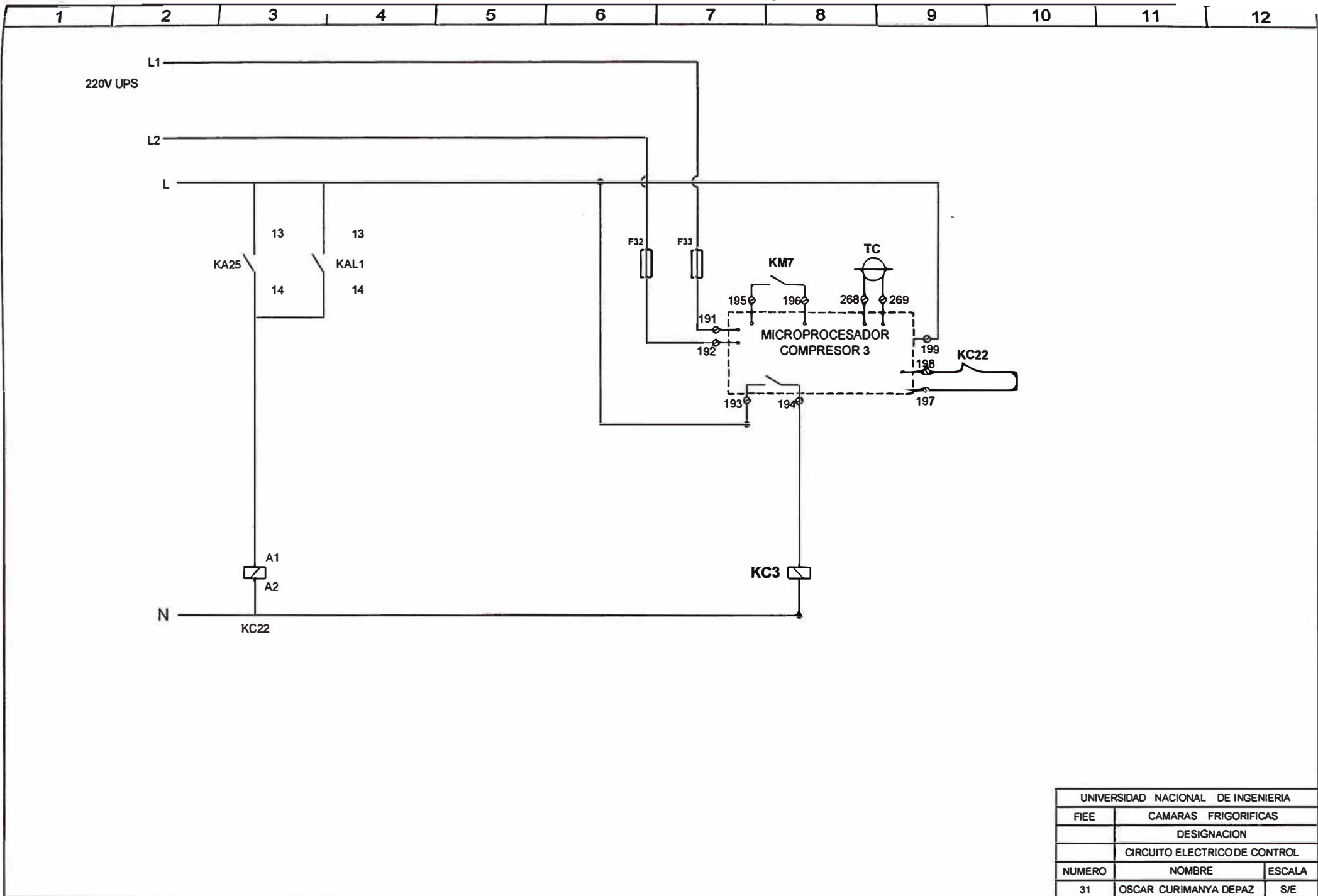
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
28	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



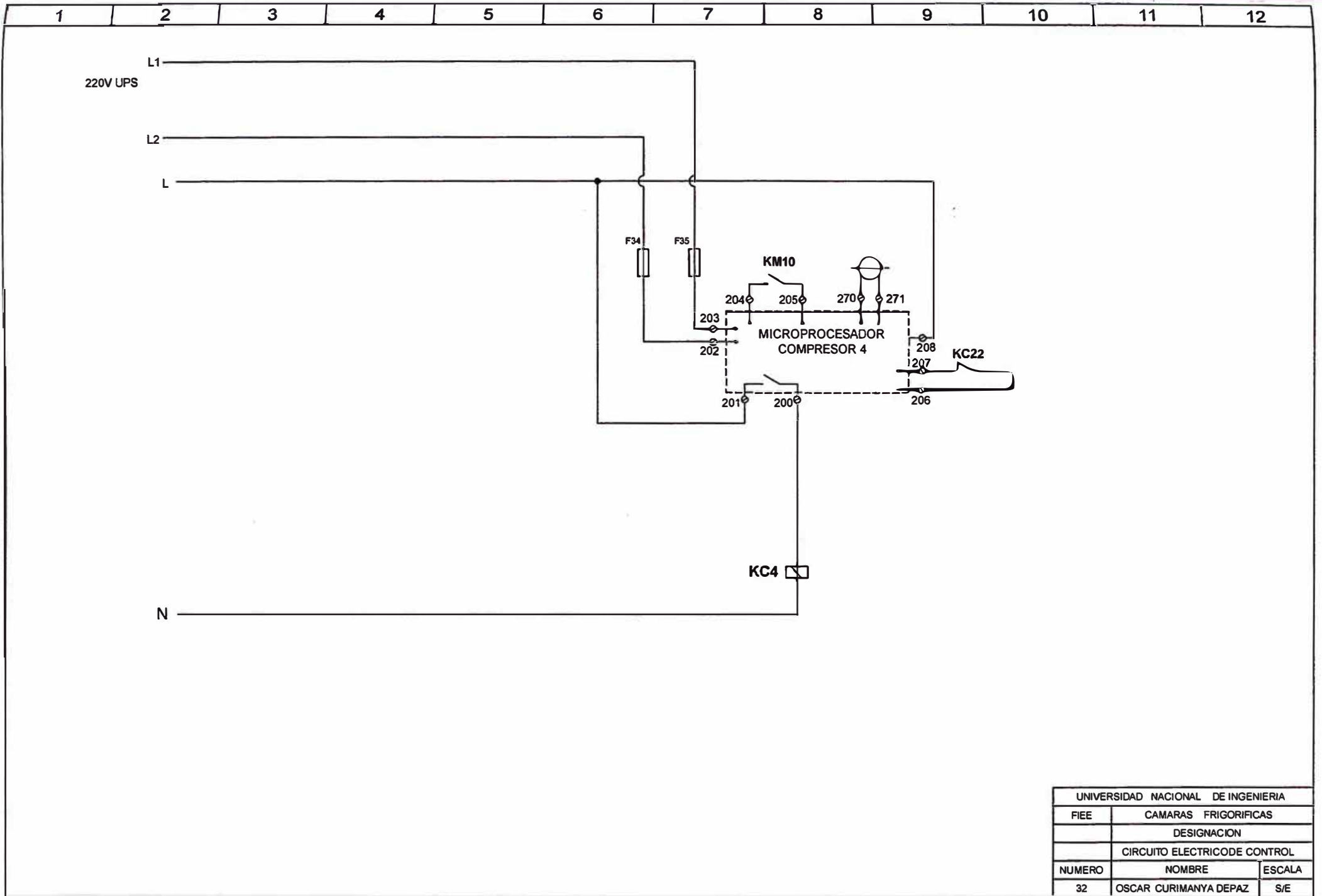
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
29	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



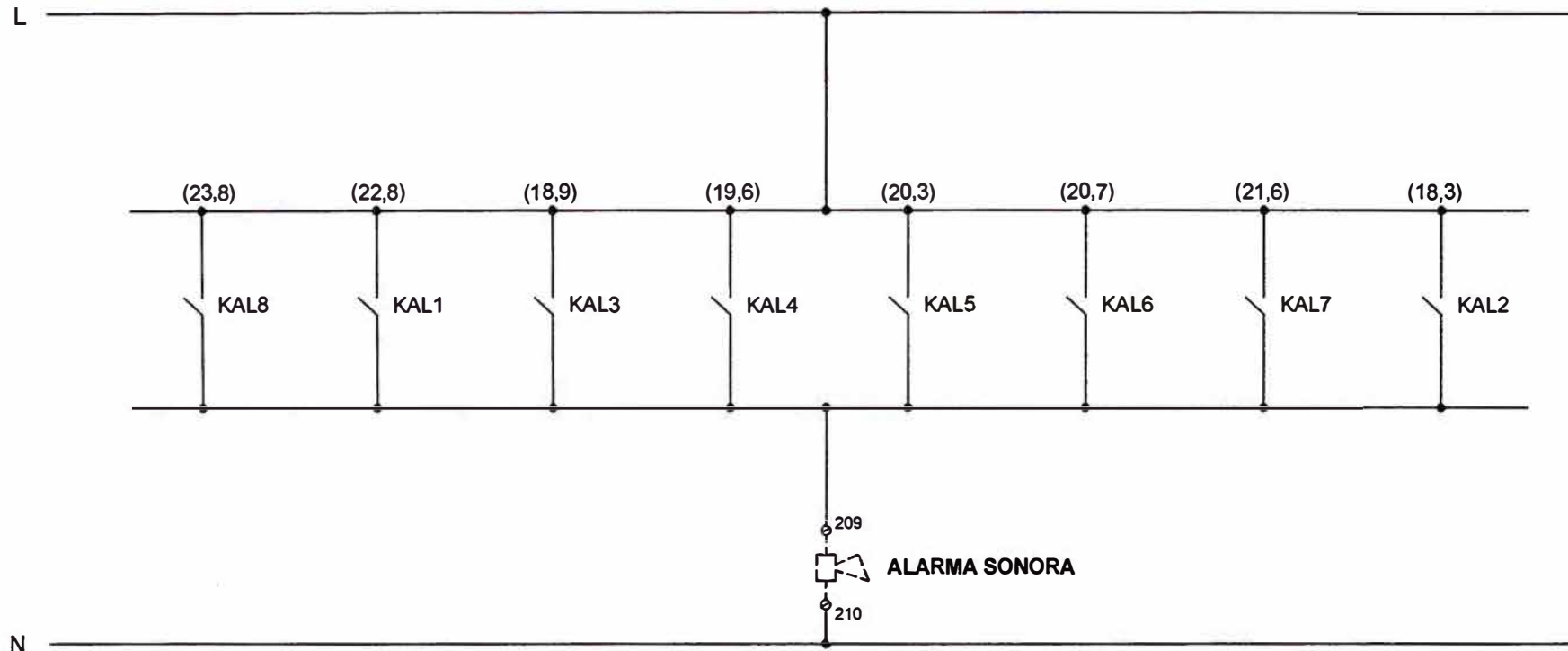
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
30	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



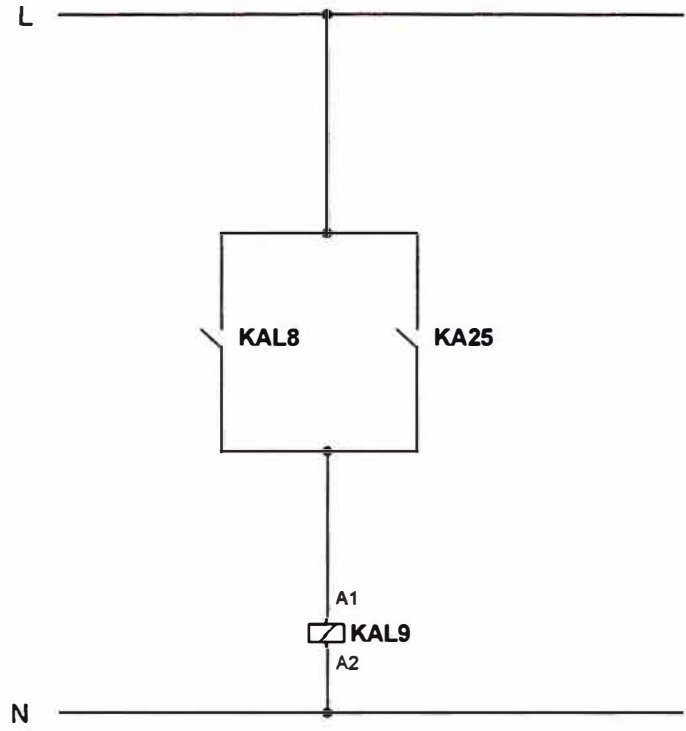
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
31	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



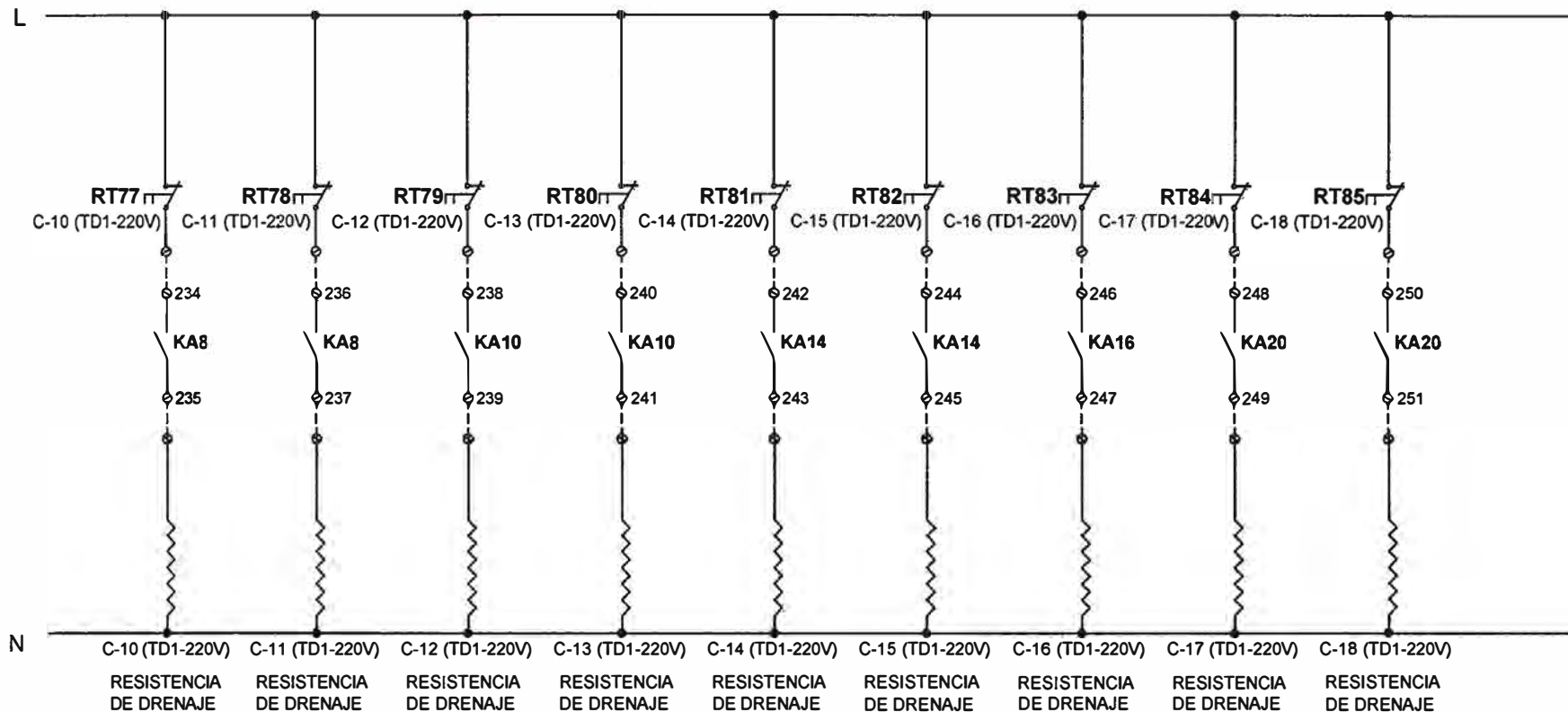
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICODE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
32	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



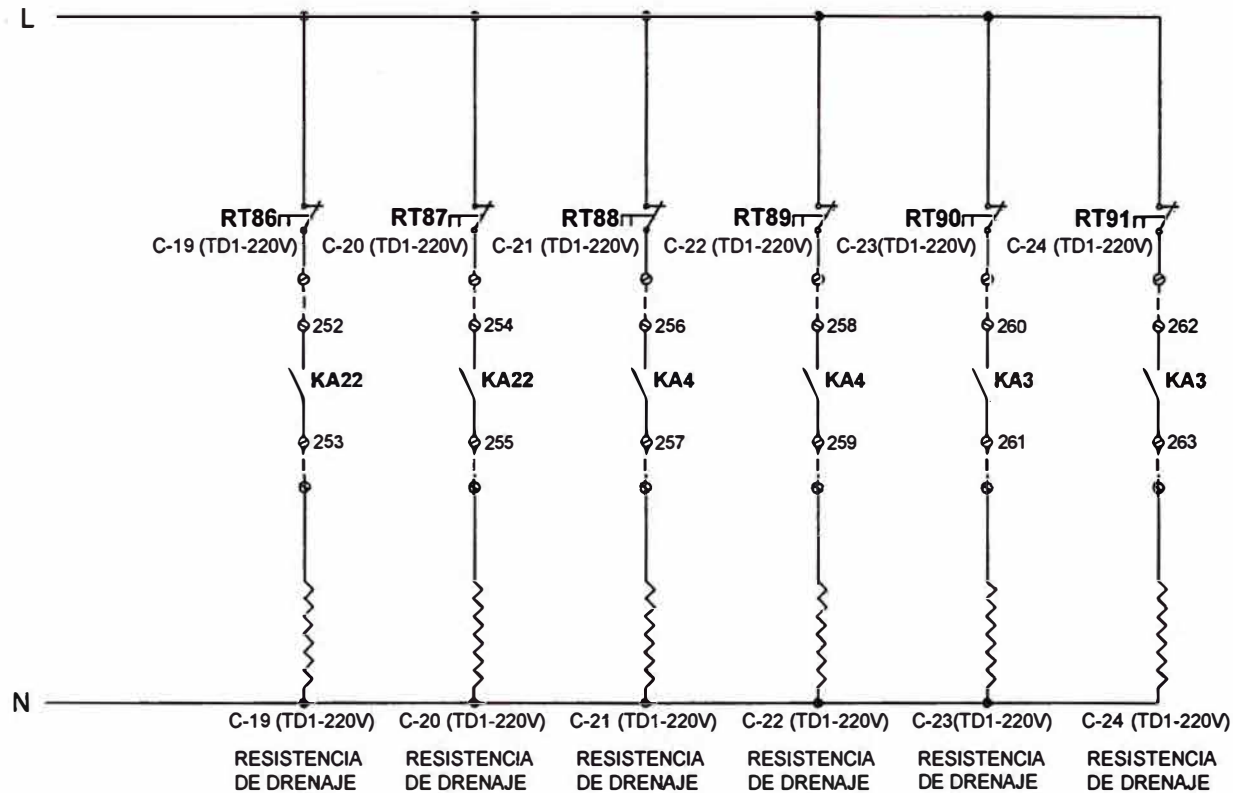
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
33	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



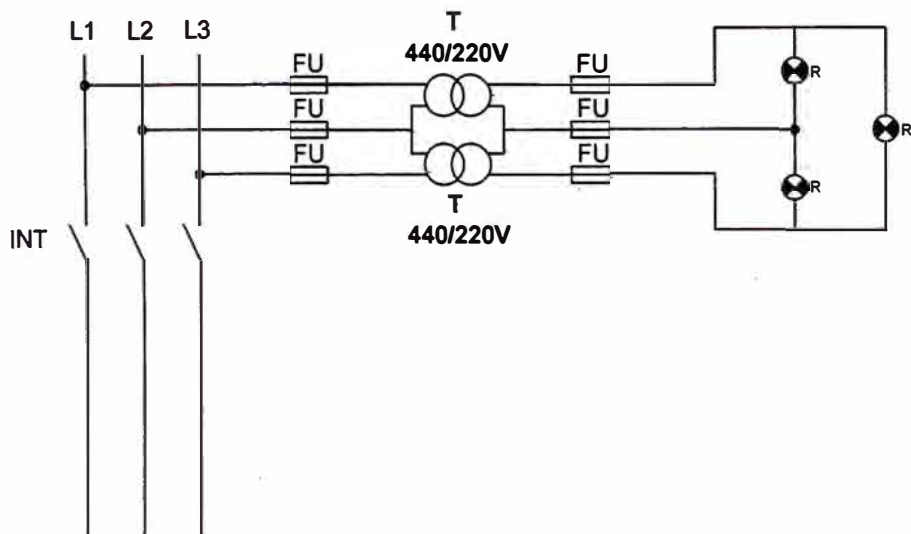
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
34	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



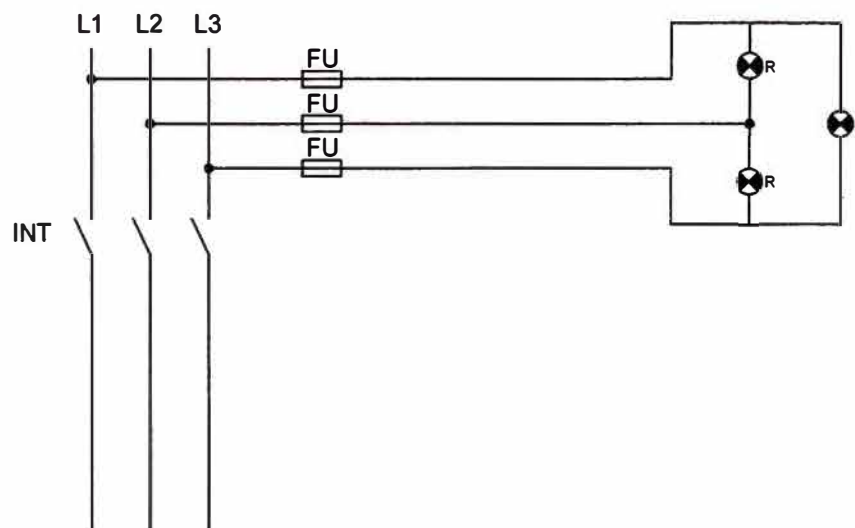
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
35	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
36	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

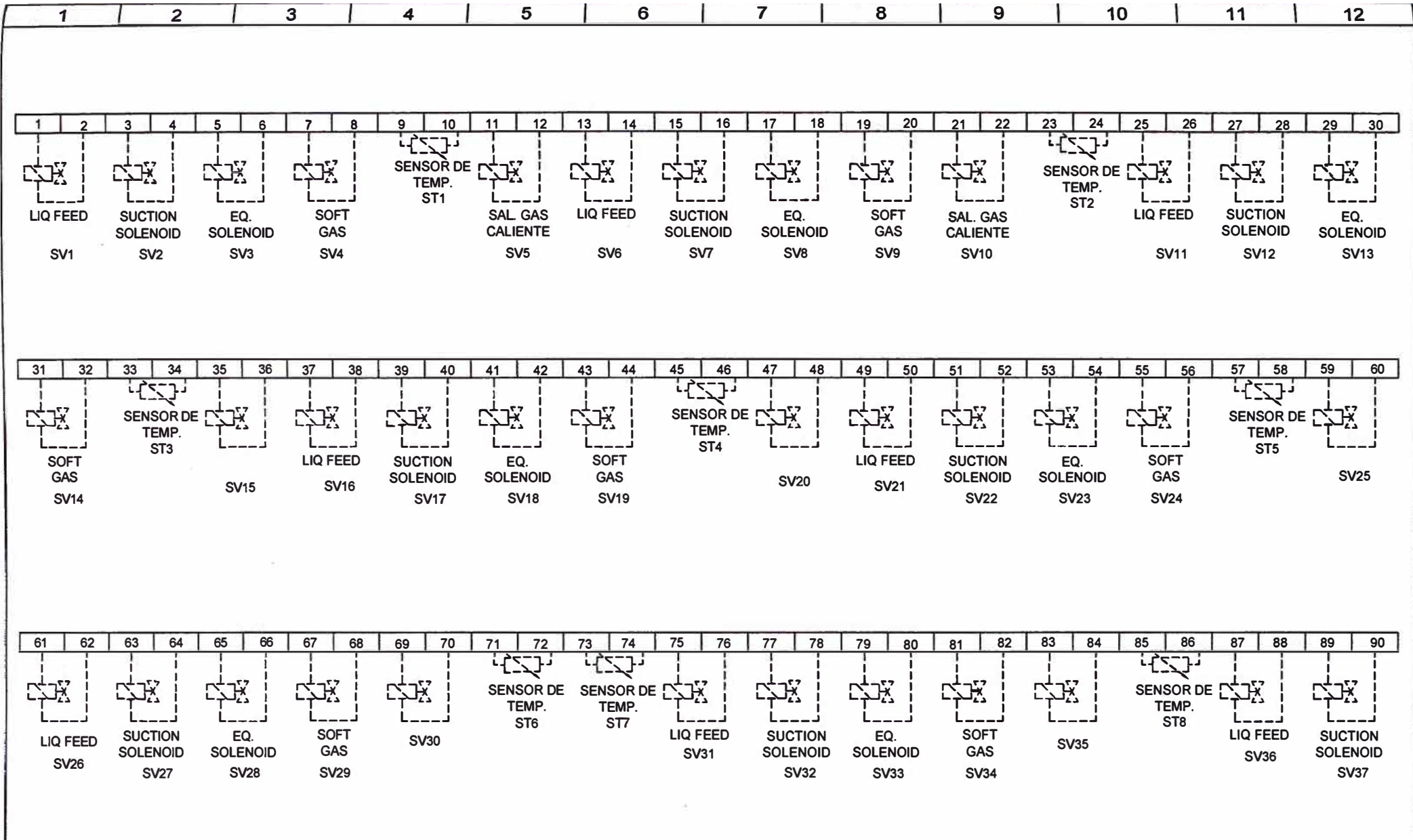


PRESENCIA DE TENSION TD1-440V

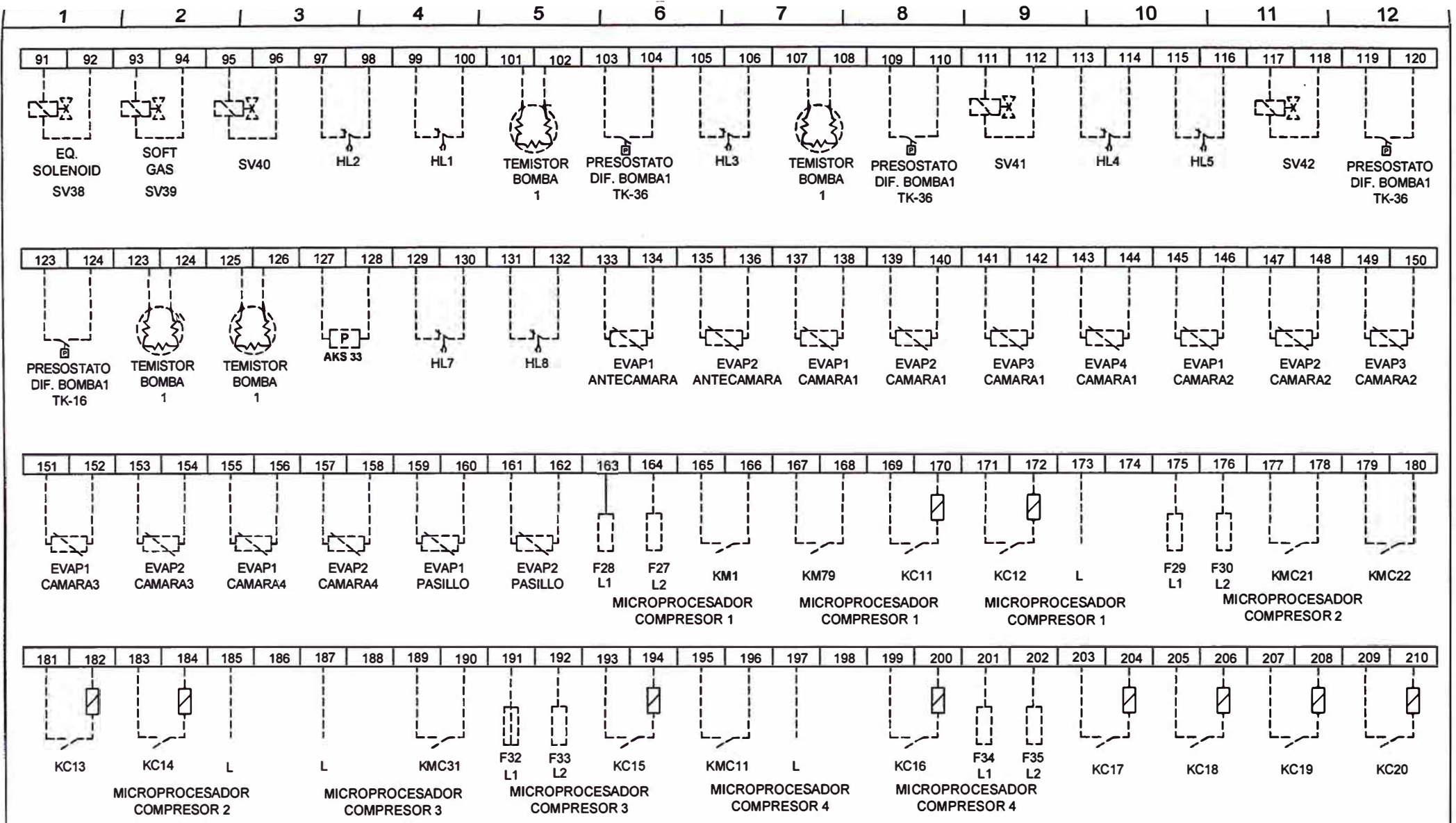


PRESENCIA DE TENSION TD1,2,3,4,5-220V

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
37	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
	DESIGNACION	
	CIRCUITO ELECTRICODE CONTROL	
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
38	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA		
FIEE	CAMARAS FRIGORIFICAS	
DESIGNACION		
CIRCUITO ELECTRICO DE CONTROL		
NUMERO	NOMBRE	ESCALA
39	OSCAR CURIMANYA DEPAZ	S/E

**ANEXO B:
DIAGRAMA DE FUERZA**

**ANEXO C:
UBICACIÓN FUERZA**

ANEXO D: UBICACIÓN CONTROL

**ANEXO E:
UBICACIÓN DE EQUIPOS**

**ANEXO F:
UBICACIÓN DE LUMINARIAS**

**ANEXO G:
CUADRO DE CARGAS**

**ANEXO H:
DETALLE DE CANALIZACIONES**

**ANEXO I:
ESQUEMA TÉCNICO**

BIBLIOGRAFIA

- [1] Refrigeración de Sistemas Industriales, Tecsup
- [2] Manual Técnico de Refrigeración Industrial, Mayo 2007, Valy Control
- [3] Equipamiento y Mantenimiento de Subestaciones Eléctricas de Distribución, Setiembre 2008, Tecsup
- [4] Instrumentación de Campo, Diciembre 2008, Tecsup
- [5] Maintenance-Frick Quantum Compresor Control Panel, Version 5.0 x, Frick.
- [6] Hansen Pump Guardian PG1, Bulletin HP519a August 2006, Hansen
- [7] Controlador de Capacidad EKC 331, Danfoss.
- [8] Defrost Controller Operating Manual, Parker Hannifin Refrigerating, Specialties Division Bulletin DF-00.
- [9] Manual y Catálogo del Electricista, Schneider Electric 2003.
- [10] Energy Efficiency Industrial Refrigeration, Sustainability Victoria
- [11] Efficient Electrical Systems Design Handbook, Albert Thurman y Harry Franz, 2009