



UNIVERSIDAD
DE SANTIAGO
DE CHILE



EFICIENCIA Y REALIDAD ENERGÉTICA DE SISTEMAS DE FRÍO COMERCIALES

Dr. Ing. Roberto Santander Moya



UNIVERSIDAD
DE SANTIAGO
DE CHILE

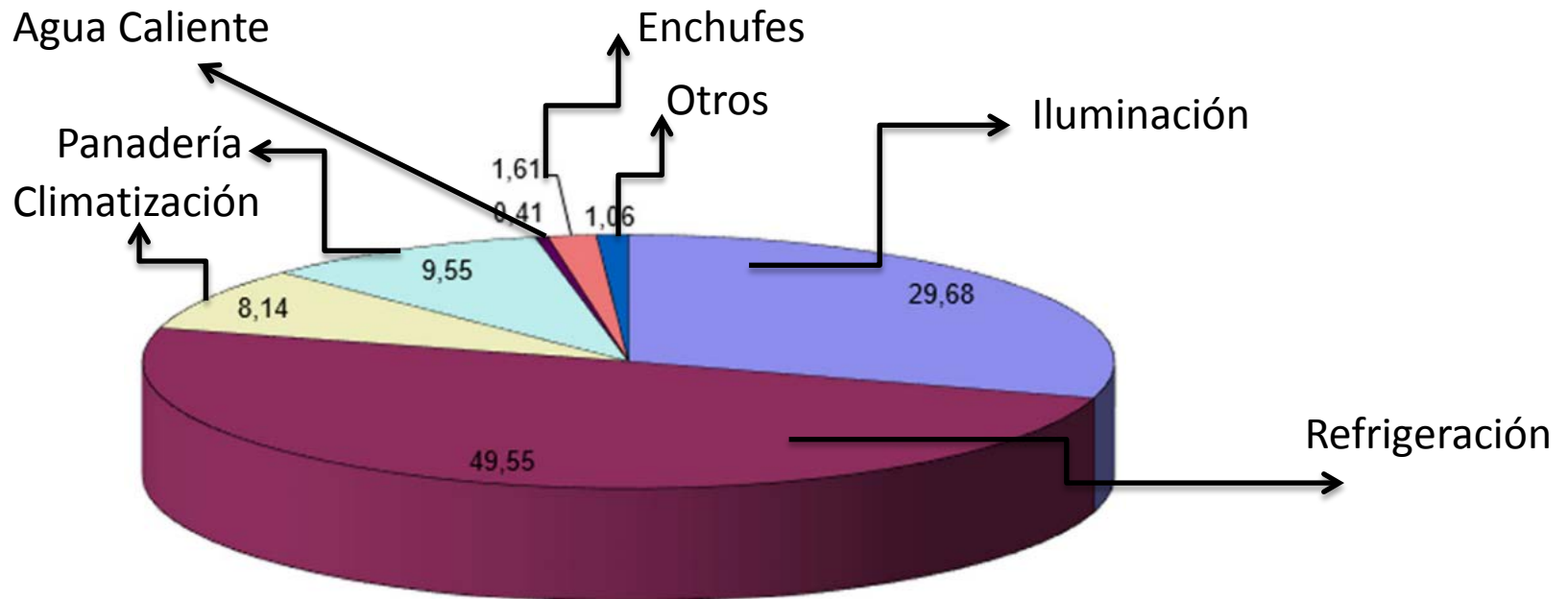


PRIMERA PARTE:

REALIDAD ENERGÉTICA SUPERMERCADOS

Dr. Ing. Roberto Santander Moya

Distribución Porcentual Consumo Energía Eléctrica Supermercados:



Adaptado de J.C. Ríos Fernández, N. Roqueñí / Sustainable Production and Consumption 14 (2018)

Variables Fundamentales:

- Antigüedad supermercado
- Área geográfica
- Estrategia comercial (hora de apertura y de cierre)
- Formato y tipo de supermercado
- Tecnología para conservación y exposición de alimentos utilizada

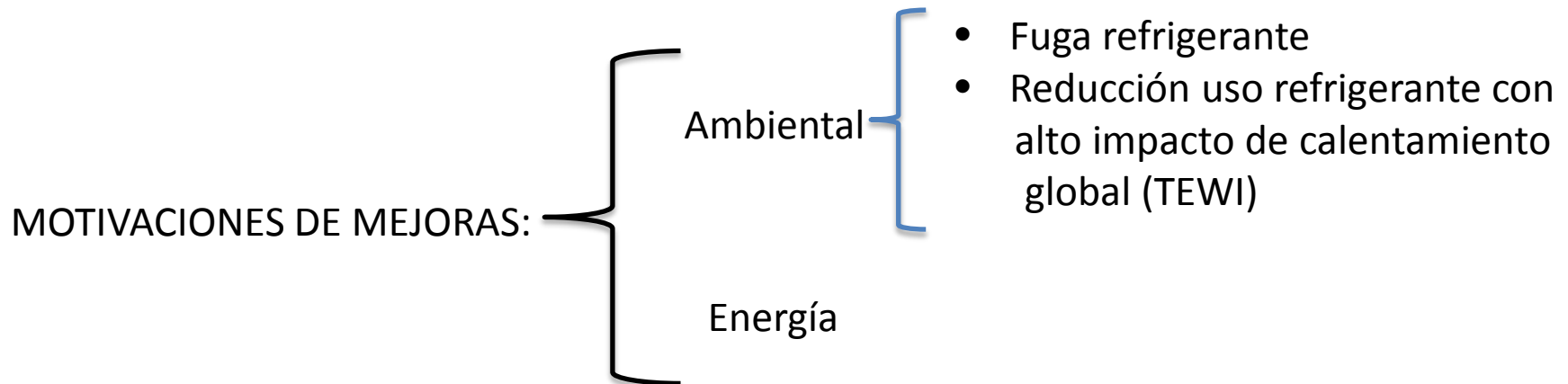


ÁREA DE SALA DE VENTAS (m²) **Consumo Eléctrico (kWh/m²)**

| | |
|-----------|-----|
| 400–1000 | 600 |
| 1000–1500 | 540 |
| 1500–2000 | 490 |
| 2000–2500 | 440 |

- En Canadá; en el año 2004 el consumo de energía podía llegar a 800 kWh/m² año
- El uso de refrigerante sintético por tienda es aproximadamente 1,000 a 2,000 kg de HCFC o HFC por tienda.
- Los porcentajes de fuga anual oscilan entre 10% a 30% por año.

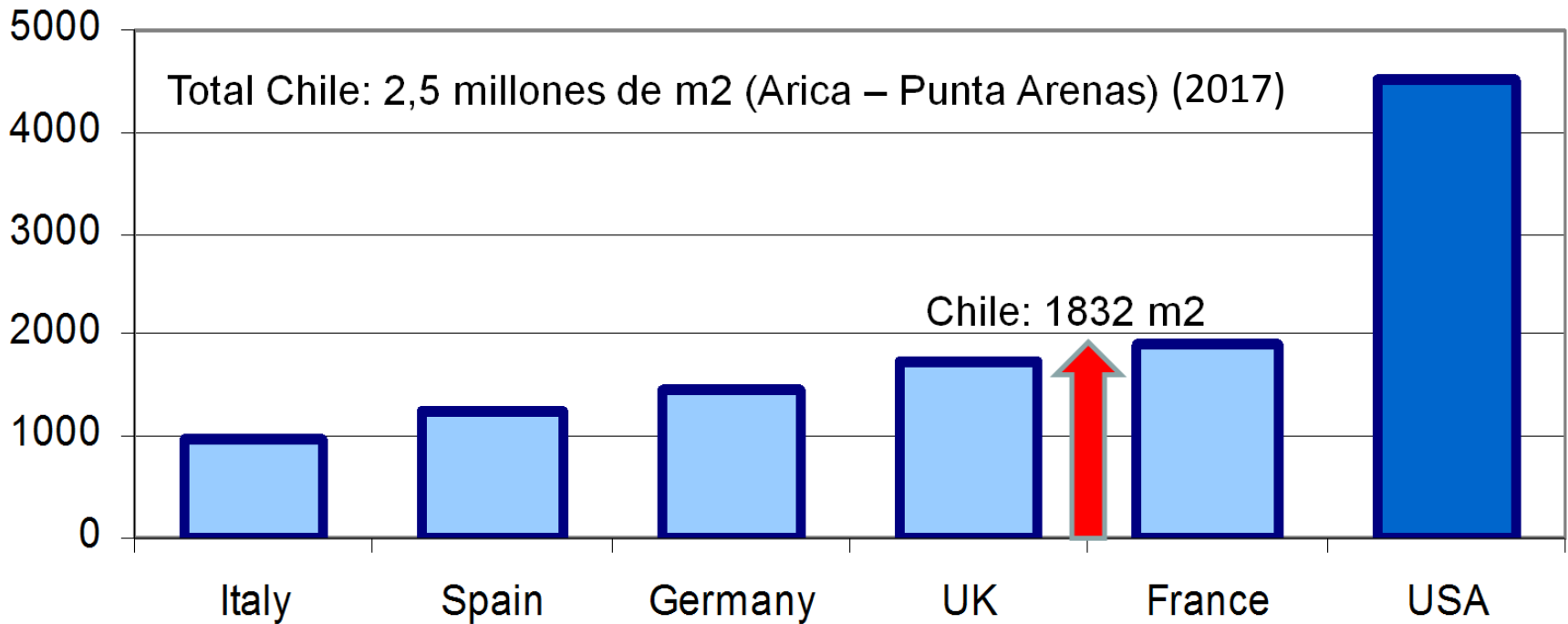
Chile al Año 2009 (Estudio Gamma Ingenieros C.N.E. Retail) : 552 kWh/m² año



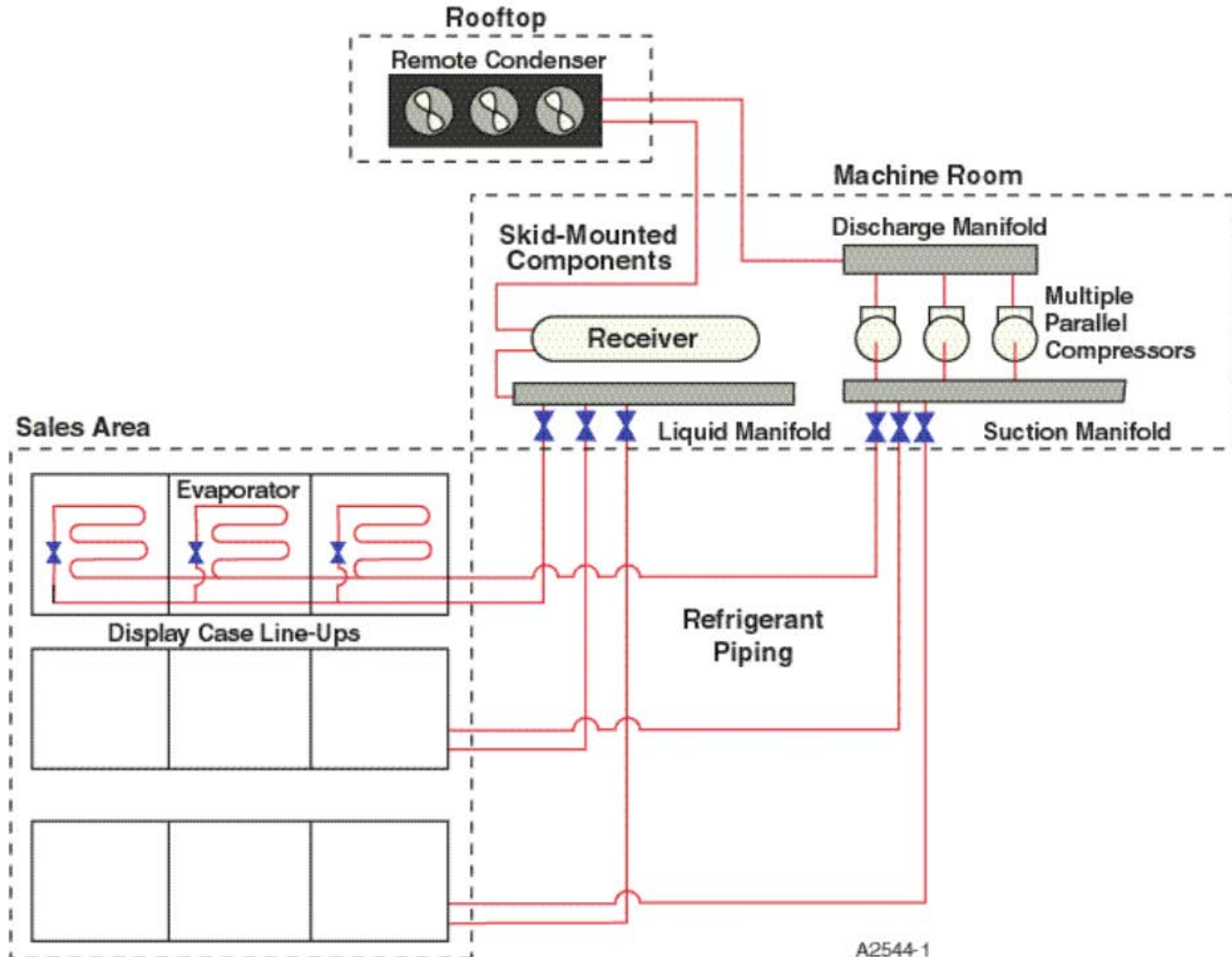


Realidad Mundial de Supermercados:

Average Retail Space [m²]



SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EXPANSIÓN DIRECTA MULTIPLE



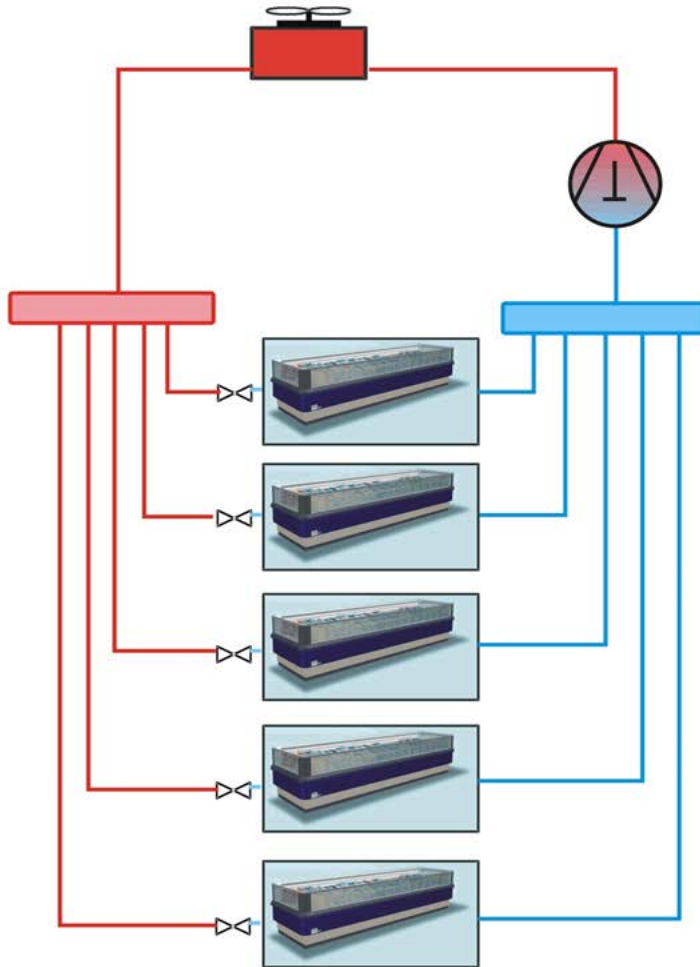


CARACTERÍSTICAS SISTEMA MÚLTIPLE:

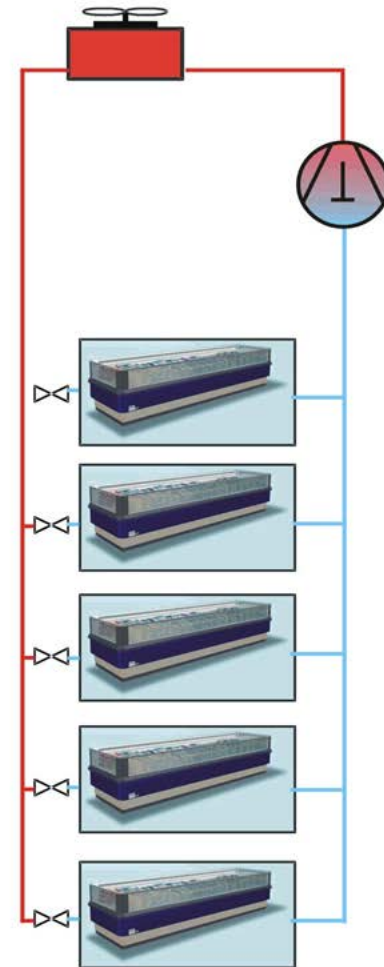
- La conexión evaporador – compresor requiere largos de tuberías importantes con altos riesgos de fuga de refrigerante.
- Rechazo de calor normalmente condensadores enfriados por aire – Uso de condensadores evaporativos reducen temperatura condensación y reducen consumo energía.
- Compresores más comúnmente utilizados son alternativos
- Cantidades de refrigerantes 1300 – 2500 kg
- El uso de múltiples compresores en paralelo proporciona un medio de control de capacidad de refrigeración.



Variaciones Sistemas Múltiples

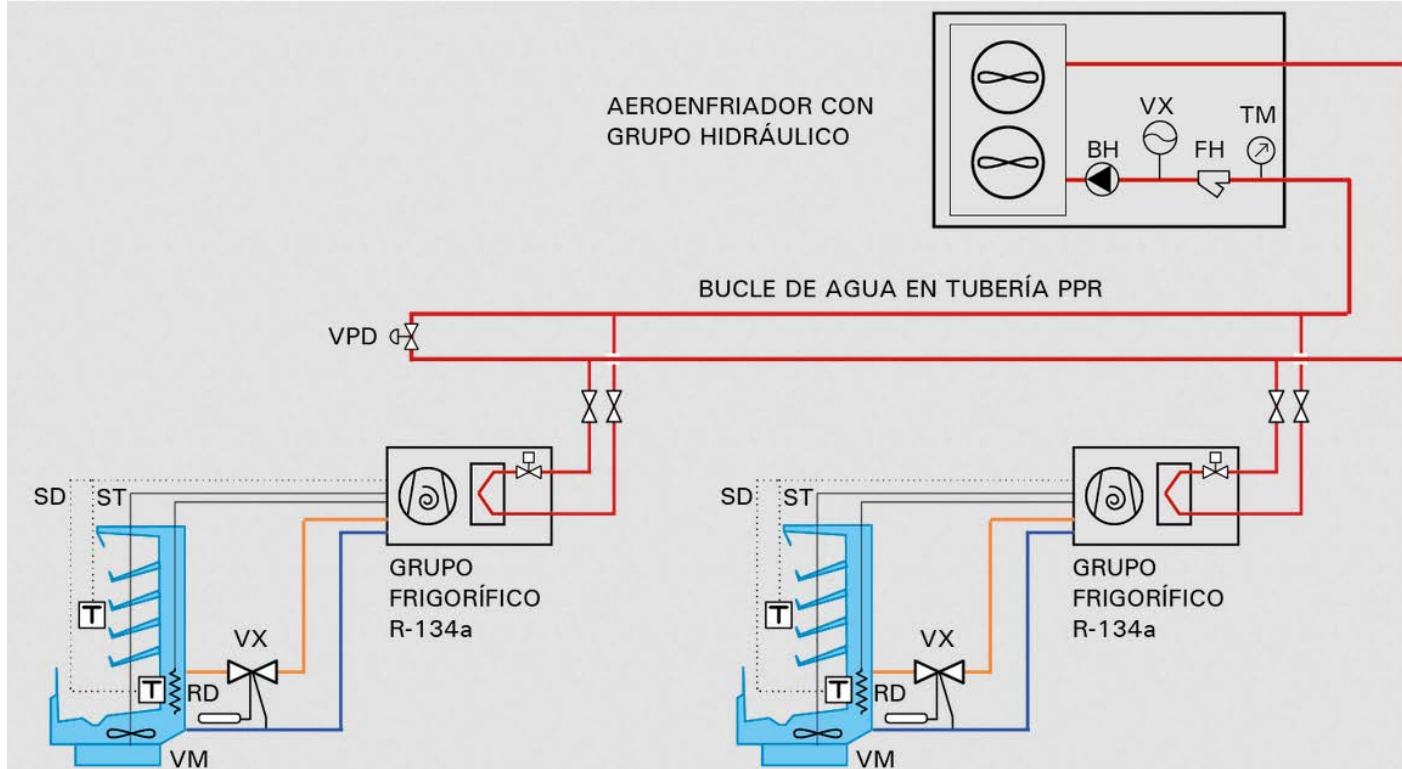


Sistema Convencional



Sistema Baja Carga

PRODUCCIÓN FRIGORÍFICA DISTRIBUIDA CON CONDENSACIÓN INDIRECTA DE AGUA



ST: SONDA TERMOSTATO
SD: SONDA DESESCARCHE
VX: VÁLVULA DE EXPANSIÓN
VM: MOTOVENTILADOR
RD: RESISTENCIA DE DESESCARCHE

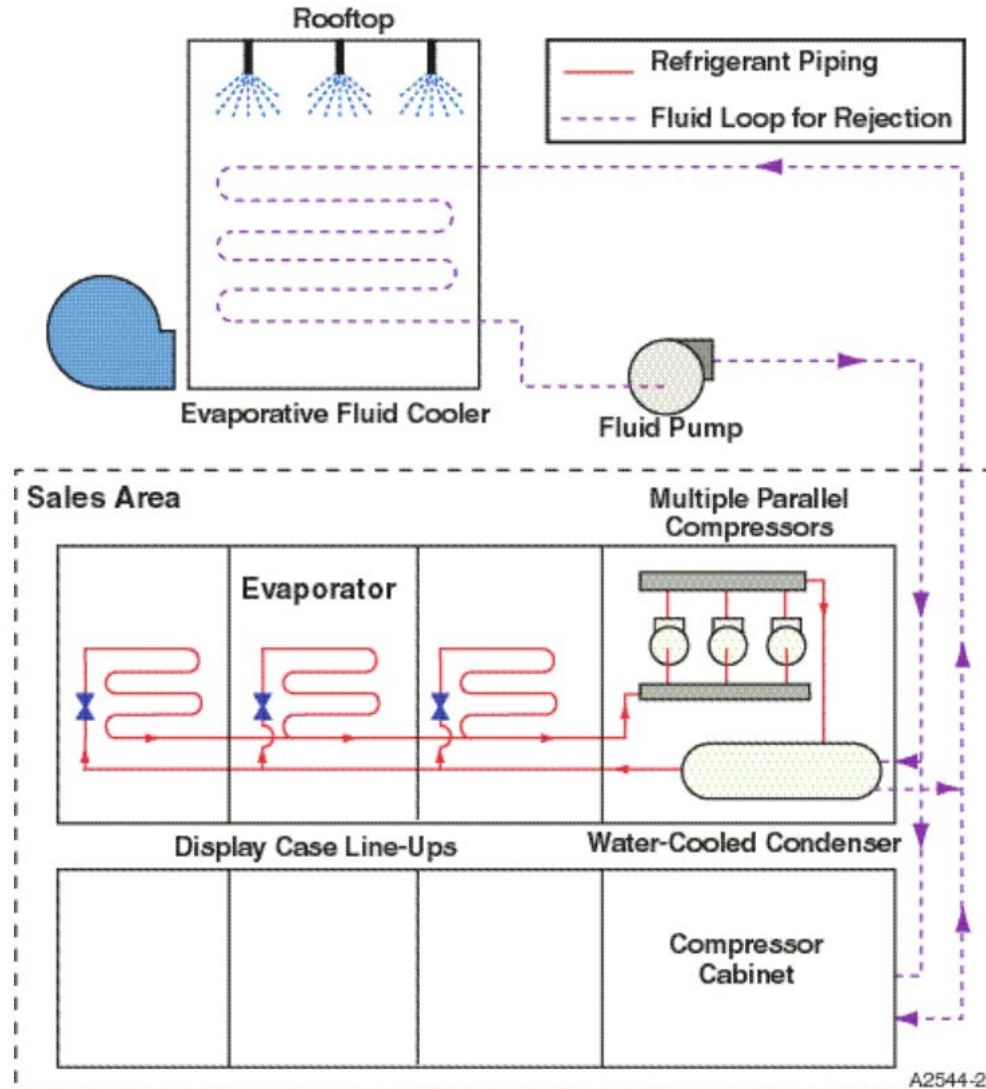
BH: BOMBA HIDRÁULICA
FH: FILTRO HIDRÁULICO DE MALLA
VPD: VÁLVULA DE PRESIÓN DIFERENCIAL
TM: TERMOMANÓMETRO
VX: VASO DE EXPANSIÓN



CARACTERÍSTICAS SISTEMA COMPRESIÓN DISTRIBUIDA:

- Se utilizan pequeños compresores localizados en la proximidad del display de alimento.
- Acorta significativamente la longitud de líneas de refrigerante con una reducción entre el 30% al 50% del refrigerante requerido con un sistema múltiple.
- Los compresores son del tipo Scroll debido al bajo nivel de ruido y vibración de estos (cercanía del display de alimentos)
- A pesar de tener menor eficiencia respecto de las unidades reciprocantes, se compensa este efecto porque pueden operar a temperaturas de condensación más bajas.
- En aquellas unidades de condensadores enfriados por agua que utilizan circuito de glicol para transferir el calor, el consumo de energía aumenta como consecuencia del bombeo y el aumento de temperatura en el circuito por el mismo efecto. Cuando se utiliza condensador evaporativo se puede mejorar la situación.

SISTEMA DISTRIBUIDO CON CIRCUITO SECUNDARIO:





Mejoras Energéticas:

| SISTEMA | RECHAZO DE CALOR | ENERGÍA ANUAL (kWh) | AHORRO DE ENERGÍA (kWh) | % DE AHORRO LÍNEA BASE |
|-----------------------|---|---------------------|-------------------------|------------------------|
| Múltiple (línea base) | Condensador enfriado por aire | 976.800 | - | - |
| Múltiple | Condensador evaporativo | 896.400 | 80.400 | 8,2% |
| Múltiple baja carga | Condensador evaporativo | 863.600 | 113.100 | 11,6% |
| Distribuido | Enfriamiento con agua – condensador evaporativo | 866.100 | 110.700 | 11,3% |
| Circuito Secundario | Enfriamiento evaporativo | 875.200 | 101.600 | 10,4% |



Aspectos Ambientales:

| System | Condensing | Charge, kg/kW | Primary Refrigerant | Leak (%) | Annual kWh | TEWI (million kg of CO ₂) | | |
|-----------------------------|--------------------------|------------------|-----------------------------|-------------|---------------|---------------------------------------|-----------------------|------------------|
| | | | | | | Direct | Indirect ^a | Total |
| Multiplex | Air-Cooled (baseline) | 4.15 | R404A /R-22 ^b | 30 (15) | 976,800 | 13.62 (6.81) | 9.52 (9.52) | 23.14 (16.33) |
| | Evaporative | 4.15 | | 30 | 896,400 | 13.62 | 8.74 | 22.36 |
| Low-Charge Multiplex | Evaporative | 2.77 | R404A /R-22 ^b | 30 | 863,600 | 9.08 | 8.42 | 17.50 |
| | | | | 15 | 863,600 | 4.54 | 8.42 | 12.96 |
| Distributed | Water-Cooled, Evap | 1.24 | R404A | 5 | 866,100 | 1.00 | 8.44 | 9.44 |
| Secondary Loop | Evaporative | 0.69 | R507 ^c | 10 | 875,200 | 1.13 | 8.54 | 9.67 |
| | | | | 5 | 875,200 | 0.56 | 8.54 | 9.10 |
| | Water-Cooled, Evap | 0.27 | R507 ^c | 5 | 987,900 | 0.23 | 9.63 | 9.86 |
| | | | | 2 | 987,900 | 0.09 | 9.63 | 9.72 |
| Advanced Self- Contained | Water-Cooled, Evap | 0.14 | R404A | 1 | 1,048,300 | 0.02 | 10.22 | 10.24 |

Results for Washington, DC location – 15 year service life

^aConversion factor = 0.65 kg CO₂/kWh

^b1/3 R404A (low temp.), GWP = 3260; 2/3 R22 (medium temp.), GWP = 1700

^cR507, GWP = 3300



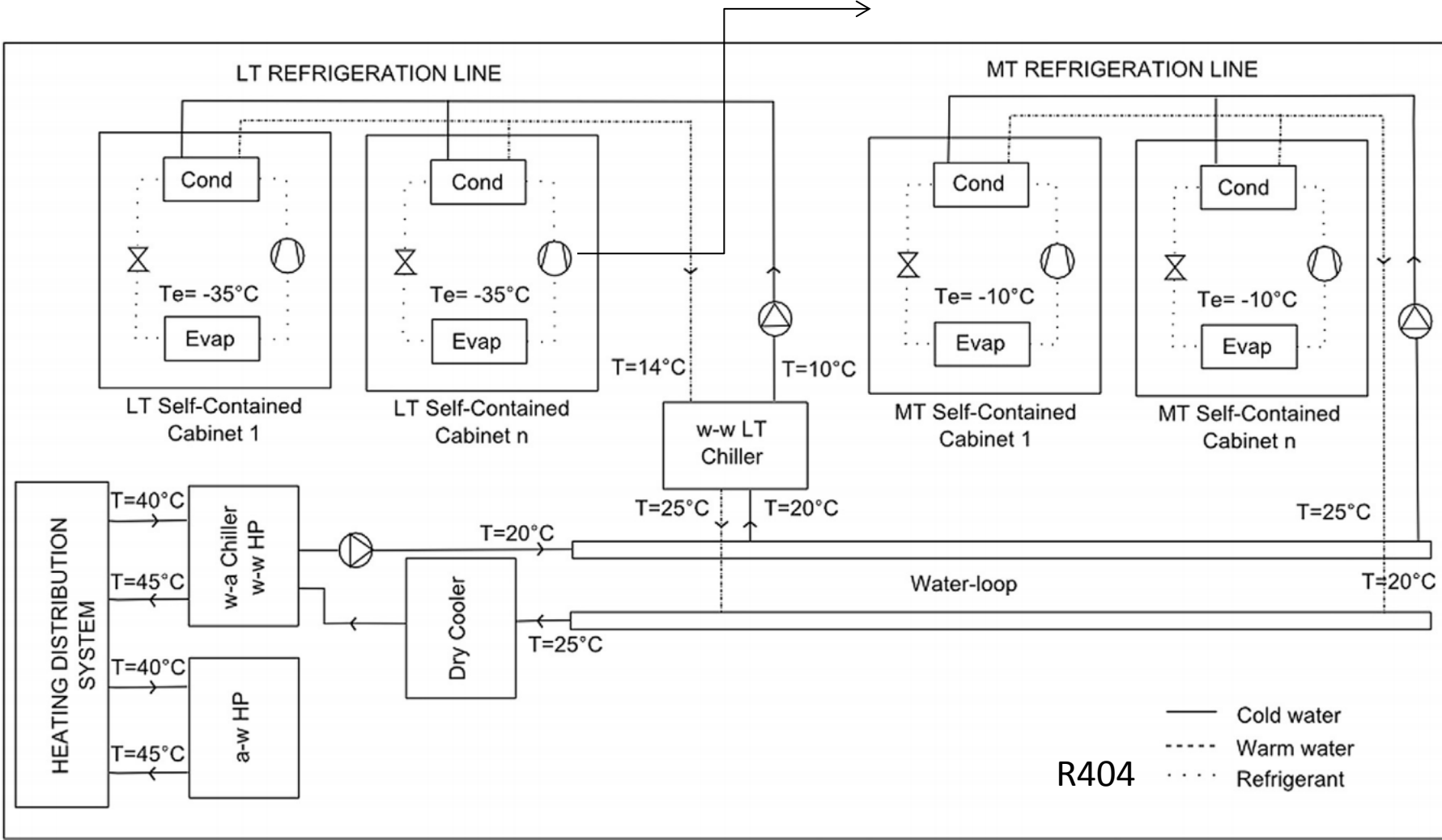
SEGUNDO CASO COMPARATIVO: Supermercado Italia 900 m²

- Referencia: Sistema múltiple con válvula expansión termostática con presión y evaporación fija (TEV) (simulado – benchmark)
- Sistema múltiple con válvula expansión electrónica (EEV) con presión y evaporación flotante (medido 1 año)
- Solución avanzada sistema refrigeración autónomo cerrado con agua y compresores modulados (WLSC)



Layout Supermercado circuito agua - autónomo

Compresores Scroll velocidad variable





Características Sistema Circuito Agua

Nominal condition data

| | Evaporator inlet temp. (°C) | Condenser inlet temp. (°C) | Cooling capacity (kW) | Heating capacity (kW) | COP EER |
|----------------|--------------------------------|-------------------------------|--------------------------------------|--------------------------|---------|
| w-w HP | 23 (water) | 40 (water) | 103 | 123 | 9.19 |
| w-a chiller | 23 (water) | 35 (air) | 103 | – | 4.20 |
| a-w HP | 7 (air) | 40 (water) | – | 110 | 3.38 |
| w-w LT Chiller | 7 (water) | 35 (water) | 23 | – | 3.17 |
| | | | Installed Electric Power (kW) | | |
| Pumps | | | 4.0 | | |
| Dry cooler | | | 10.6 | | |

Sensores Monitoreo Sistema frecuencia 5 minutos

| | |
|-----------------------|---|
| Cabinets | Evaporation pressure (bar) Condensation pressure (bar) Compressor frequency (rpm) |
| LT refrigeration line | Total electric power (compressors, lights, electric heaters, fans) (kW) Total thermal power dissipated (kW) |
| MT refrigeration line | Total electric power (compressors, lights, electric heaters, fans) (kW) Total thermal power dissipated (kW) |
| w-w LT chiller | Electric power (kW) |
| w-a Chiller | Electric power (kW) |
| w-w Heat pump | |
| Dry cooler | Electric power (kW) |
| Pumps | Electric power (kW) |

Modelo Experimental

$$P_{\text{cooling } n} = a_0 + a_1 * T_e + a_2 * T_c + a_3 * T_e^2 + a_4 * T_e * T_c + a_5 * T_c^2 + a_6 * T_e^3 + a_7 * T_c * T_e^2 + a_8 * T_e * T_c^2 + a_9 * T_c^3$$

$$P_{\text{el } n} = a_0 + a_1 * T_e + a_2 * T_c + a_3 * T_e^2 + a_4 * T_e * T_c + a_5 * T_c^2 + a_6 * T_e^3 + a_7 * T_c * T_e^2 + a_8 * T_e * T_c^2 + a_9 * T_c^3$$



Valores Nominales Vitrinas Enfriadas

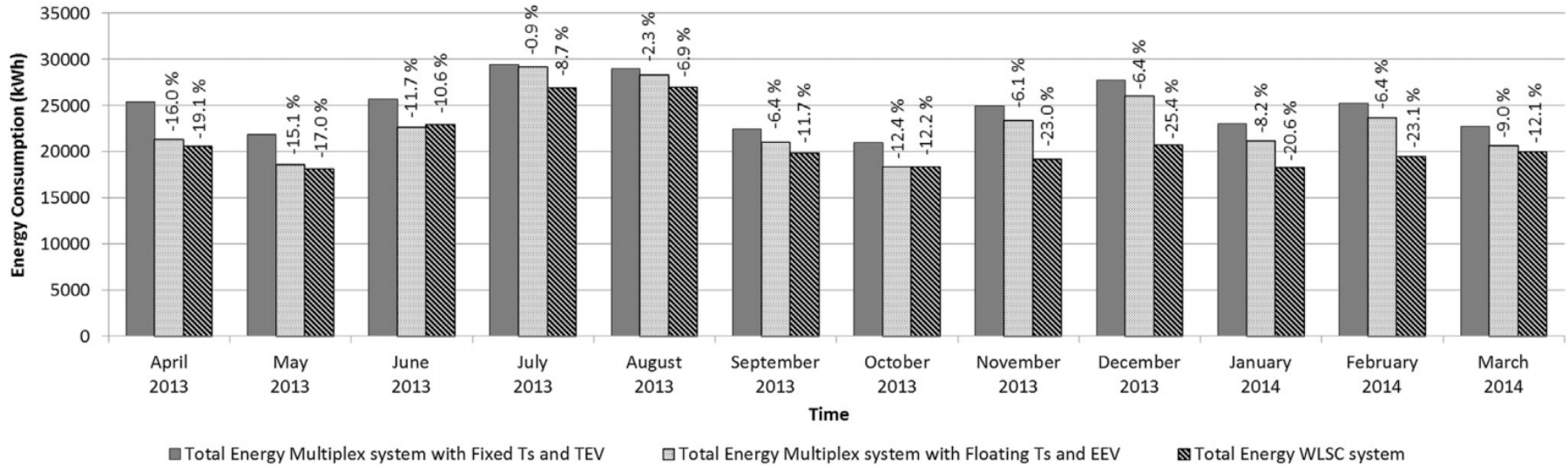
| Cabinet | Nominal compressor electric power (kW) ^a | Nominal cooling capacity (kW) ^a | Fan electric power (kW) | Antifogging electric power (kW) | Defrosting electric power (kW) | Lighting electric power (kW) |
|-------------|---|--|-------------------------|---------------------------------|--------------------------------|------------------------------|
| MT cabinets | M1 | 0.85 | 2.22 | 0.04 | — | — |
| | M2-M3 | — | — | 0.02 | — | — |
| | M4 | 1.26 | 3.59 | 0.12 | — | — |
| | M5 | — | — | 0.08 | — | — |
| | M6 | 0.85 | 2.22 | 0.12 | — | — |
| | M7 | 1.26 | 3.59 | 0.09 | — | 0.72 |
| | M8 | 0.85 | 2.22 | 0.08 | — | 0.70 |
| | M9 | 1.26 | 3.59 | 0.13 | — | — |
| | M10-M11-M12-M13 | 1.26 | 3.59 | 0.21 | — | — |
| | M14-M15-M16 | 1.26 | 3.59 | 0.13 | — | — |
| | M17 | 1.26 | 3.59 | 0.21 | — | 1.00 |
| | M18-M19 | 0.85 | 2.22 | 0.07 | — | — |
| | M20 | 0.85 | 2.22 | 0.14 | — | — |
| | M21 | 1.26 | 3.59 | 0.26 | — | 3.08 |
| | M22 | 0.85 | 2.22 | 0.18 | — | 2.08 |
| | M23 | 0.85 | 2.22 | 0.20 | — | — |
| | M24 | 0.85 | 2.22 | 0.14 | — | — |
| | M25 | 0.85 | 2.22 | 0.20 | — | 0.90 |
| | M26 | 1.26 | 3.59 | 0.14 | — | — |
| | M27-M28 | 0.85 | 2.22 | 0.00 | — | — |
| LT cabinets | L01-L03-L04-L06 | 1.17 | 1.64 | 0.032 | 0.88 | 4.00 |
| | L02-L05 | 1.17 | 1.64 | 0.026 | 0.69 | 2.89 |
| | L07-L09 | 0.99 | 1.28 | 0.17 | 0.18 | 2.16 |
| | L08-L10 | 0.99 | 1.28 | 0.17 | 0.18 | 2.16 |

LT Cabinet Nominal Condition ($T_e = -35\text{ }^\circ\text{C}$, $T_c = 35\text{ }^\circ\text{C}$).

^a MT Cabinets Nominal Condition ($T_e = -10\text{ }^\circ\text{C}$, $T_c = 35\text{ }^\circ\text{C}$).



RESULTADOS

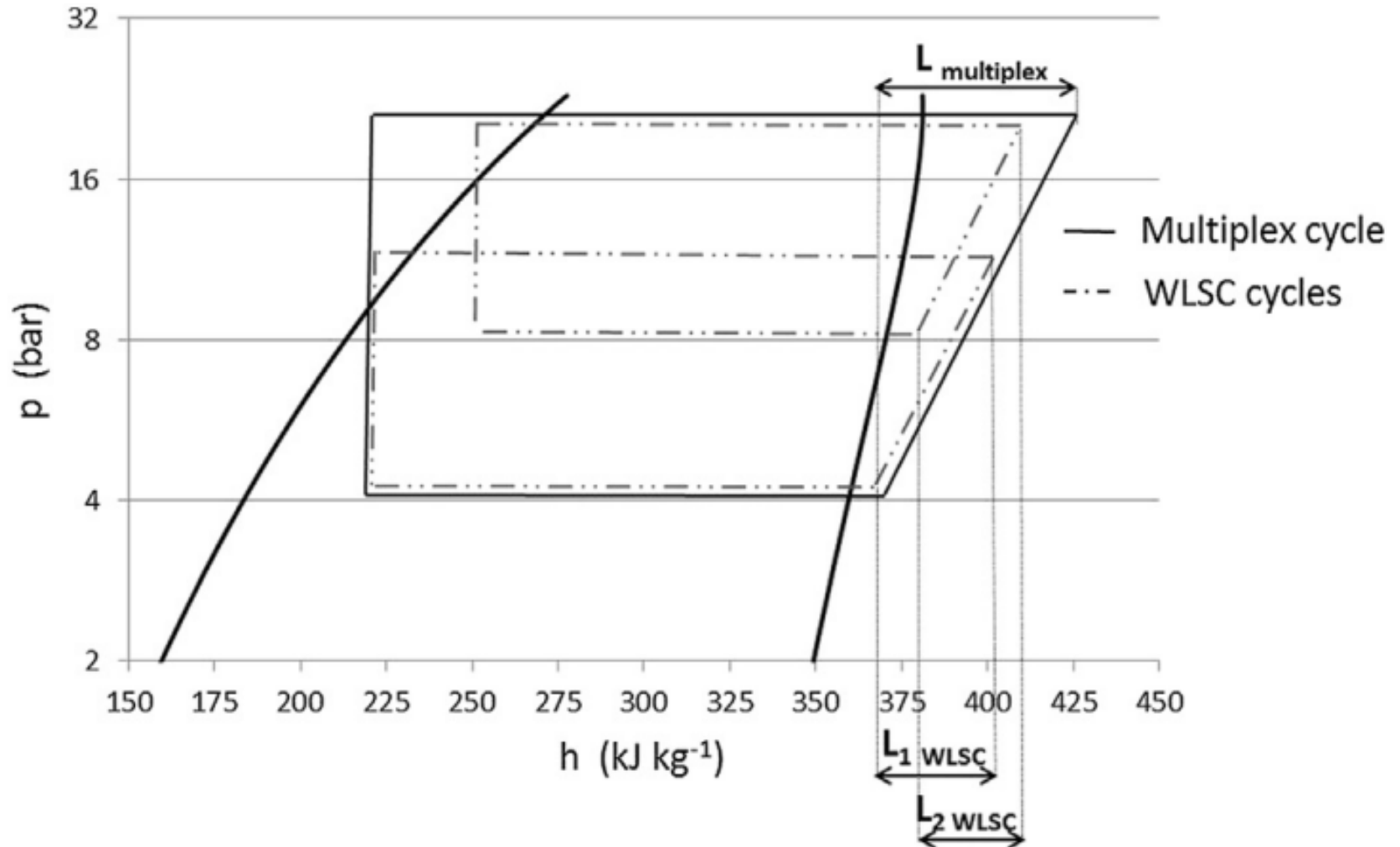


% DE AHORROS ENERGÉTICOS ENTRE SISTEMAS

| Issue | Annual energy savings ($MP_{EEV-Float. suction p}$ vs $MP_{TEV-Fixed suction p}$) | Annual energy savings ($WLSC$ vs $MP_{TEV-Fixed suction p}$) |
|---------------------------------------|--|---|
| Lower pressure drops | 0.0% | 4.5% |
| Lower compression ratio | 10.6% | 18.6% |
| Pumping energy | 0.0% | -4.3% |
| Double refrigerating cycle (chillers) | 0.0% | -13.2% |
| Heat recovery | -1.1% | 11.5% |
| Other (superheating, fans, inverter) | -1.4% | -1.3% |
| Total | 8.1% | 15.8% |



FUNDAMENTO TEÓRICO





EMISIONES CO2

Table 5 – Estimation of 15-years Total Equivalent Warming Impacts of the MP_{TEV-Fixed suction p} supermarket (MP1), of the MP_{EEV-Float. suction p} system (MP2) and of the WLSC solution (WLSC).

| | Refr. charge factor ^a (kg kW ⁻¹) | Refr. charge (kg) | Annual leakage ^b % | GWP (R404A) ^a | 15-years-direct TEWI (million kg _{CO2}) | Conversion Factor ^a (kg _{CO2} /kWh) | Total energy consumption (kWh) | 15-years-indirect TEWI (million kg _{CO2}) | 15-years TEWI (million kg _{CO2}) |
|------|--|----------------------|----------------------------------|--------------------------|--|--|-----------------------------------|--|---|
| MP1 | 3.50 | 322 | 20% | 3260 | 3.15 | 0.65 | 298,252 | 2.91 | 6.06 |
| MP2 | 3.50 | 322 | 20% | 3260 | 3.15 | 0.65 | 274,088 | 2.67 | 5.82 |
| WLSC | 0.35 | 76 | 3% | 3260 | 0.11 | 0.65 | 251,178 | 2.45 | 2.56 |

^a Tassou et al., 2011.

^b Walker, 2001.



SEGUNDA PARTE:

EFICIENCIA ENERGÉTICA EN REFRIGERACIÓN

COMERCIAL CENTRALIZADA



PROBLEMÁTICA CENTRAL

- Evaluación energética se realiza mediante aplicaciones computacionales:



- Aspectos dinámicos complejos
- Variabilidad operacional y estacional



Comparación entre soluciones alternativas difícil

- ¿ Estándar Europeo EN 14825 y EN 13215 mediante rendimiento de energía estacional (SEPR) opción tecnológica ?



- Logra incorporar una categorización climática

SE BUSCA HERRAMIENTA QUE PERMITA COMPARAR CON JUSTICIA Y PRECISIÓN
LOS DIFERENTES SISTEMAS




HITOS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA EN SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN:


- Proceso de etiquetado energético, directiva UE 2010
- Estándares mínimos de eficiencia energética (MEPS por sus siglas en inglés)

En Chile el etiquetado de eficiencia energética para acondicionadores de aire se oficializa con el Protocolo Análisis y/o Ensayos de Eficiencia Energética de Producto Eléctrico PE N°1/26/2, SEC, 1 de diciembre de 2009.

“Alcance de la norma ISO 5151:2010

Monofásicos, de expansión directa de gas refrigerante, tipo dividido o tipo unidad, sin distribución de aire por ductos, hasta una potencia térmica de 12 kW (42000 Btu/h) y que sean condensados por aire”.


$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{calef}}}{W_{\text{elec}}}$$


$$\text{EER} = \frac{Q_{\text{enfr}}}{W_{\text{elec}}}$$



Estándares Eficiencia Energética Otros Países:

| Economía | Estándar Nacional para Ensayo | Estándar Internacional de Referencia | Métrica utilizada |
|-----------|--|--------------------------------------|---|
| Australia | AS/NZS: 3823-2013 | ISO 5151 | AEER* |
| China | Velocidad fija : GB/T 7725-2004 Velocidad variable: GB/T 7725-2004, GBT 17758-2010 | ISO 5151 | EER para velocidad fija SEER** para velocidad variable |
| EU | EN 14825 | ISO 5151 | EU SEER |
| India | Velocidad fija: IS 1391-1992 con todas sus adendas Velocidad variable: 16358-1:2013 | ISO 5151 | EER*** para velocidad fija Indian SEER para velocidad variable |

(Estándar Mínimo de Eficiencia Energética Equipos de Aire Acondicionado DIVISIÓN DE EFICIENCIA ENERGÉTICA – Ministerio Energía)

- SEER : Relación de Eficiencia Energética Estacional (Seasonal Energy Efficiency Ratio)
- Evalúa el rendimiento a carga parcial considerando variaciones de temperatura externa y efecto de capacidad de refrigeración.



Continuación

| Economía | Estándar Nacional para Ensayo | Estándar Internacional de Referencia | Métrica utilizada |
|----------|---|---------------------------------------|-------------------|
| Japan | JIS B 8616:2015 para aires acondicionados comerciales JIS C 9612: 2013 para equipos en viviendas | ISO 5151, ISO 16358***** | APF**** |
| Korea | KS C 9306:2011 | ISO 5151, ISO 16358***** | CSPF |
| US | 10 CFR 430, Subpart B, Appendix F | Consistente con Estándar ASHRAE 16/69 | US SEER |
| Viet Nam | TCVN 7830:2015 | ISO 5151, ISO 16358***** | CSPF |

* Versión anualizada de EER que descuenta el consumo en espera

**SEER es usado para aires acondicionados que solo tienen la función de enfriamiento; El Factor Anual de Desempeño (Annual performance factor - APF) es usado para aires acondicionados con las funciones de enfriamiento y calefacción.

***El estándar para aires acondicionados de velocidad fija y variable será fusionado en 2018, y el ISEER será usado para ambas categorías.

**** Factor Anual de Desempeño (APF) es similar al SEER

***** ISO 16358 entrega un método de cálculo para el factor de desempeño estacional y refiere a la ISO 5151 como método de ensayo.



Medidas Realidad Industrial:

- Mejora Diseño Sistema Refrigeración: Selección adecuada de condensador enfriado por aire

Sistema: $\Delta T_{\text{condensación}} = 10 - 20 \text{ K}$ R404 $\eta_{\text{isoent}} = 0,7$

| Indicator | Inverse Carnot cycle | Real cycle | |
|---|----------------------|---------------------------|--------------------------|
| | | $\Delta T = 15 \text{ K}$ | $\Delta T = 8 \text{ K}$ |
| Evaporation temperature $t_0, ^\circ\text{C}$ | 0 | -8 | -8 |
| Condensation temperature $t_c, ^\circ\text{C}$ | 31 | 46 | 39 |
| Coefficient of performance ε | 8.55 | 2.03 | 2.5 |
| Degree of thermodynamic perfection η_{th} | 1.00 | 0.24 | 0.29 |

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{Carnot}}} = \frac{2.03}{8.55} = 0.24 \quad Q_{\text{Ref}} = 276,5 \text{ kW}$$



Caso base



Tiempo de Recuperación Inversión Modificación Diseño Original Condensador

| Indicator | Condenser model | | | | |
|---|---|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|
| | BCDS904CD Feet SW CB (Alfa Laval) | ACVS805CD SK SW CB (Alfa Laval) | ACVS806CD SK SW CB (Alfa Laval) | ACVS907CD SK SW CB (Alfa Laval) | GVX 071V.2A/Ax4-LJ.E (Guntner) |
| Quantity of condensers, pcs. | 1 | 1 | 1 | 1 | 3 |
| Temperature difference, K | 15 | 12 | 10 | 8 | 8 |
| Total heat-transfer surface area of the condenser, m ² | 2442 | 3220 | 3868 | 4517 | 1323.9 |
| Total power consumed by fans, kW | 14.8 | 18 | 21.6 | 25.9 | 29.28 |
| Total number of fans, pcs. | 8 | 10 | 12 | 14 | 24 |
| Consumption of energy, kW h: | | | | | |
| by the compressor | 1705482.3 | 1547873.4 | 1451874.1 | 1361791.3 | 1361791.3 |
| by the condenser fans | 38046.5 | 39439.6 | 41924.0 | 45004.6 | 50869.3 |
| total | 1743528.9 | 1587312.9 | 1493798.1 | 1406795.9 | 1412660.6 |
| Difference in the condenser cost in comparison with the base version, rubles | — | 541895.1 | 886190.9 | 1224926.2 | 623312.7 |
| Annual expenditures for consumption of energy by the compressor and condenser, rubles | 7497174.2 | 6825445.6 | 6423331.9 | 6049222.5 | 6074440.7 |
| Electricity saving as compared with the base version, rubles | — | 671728.6 | 1073842.3 | 1447951.7 | 1422733.5 |
| Payback period, years | — | 0.81 | 0.83 | 0.85 | 0.44 |

- Atención importante se debe dar a selección condensador
- El cálculo de diferencia temperatura condensación – ambiente debe considerar aspectos económicos operacionales con límites delta T = 10 K



ASPECTOS OPERACIONALES:

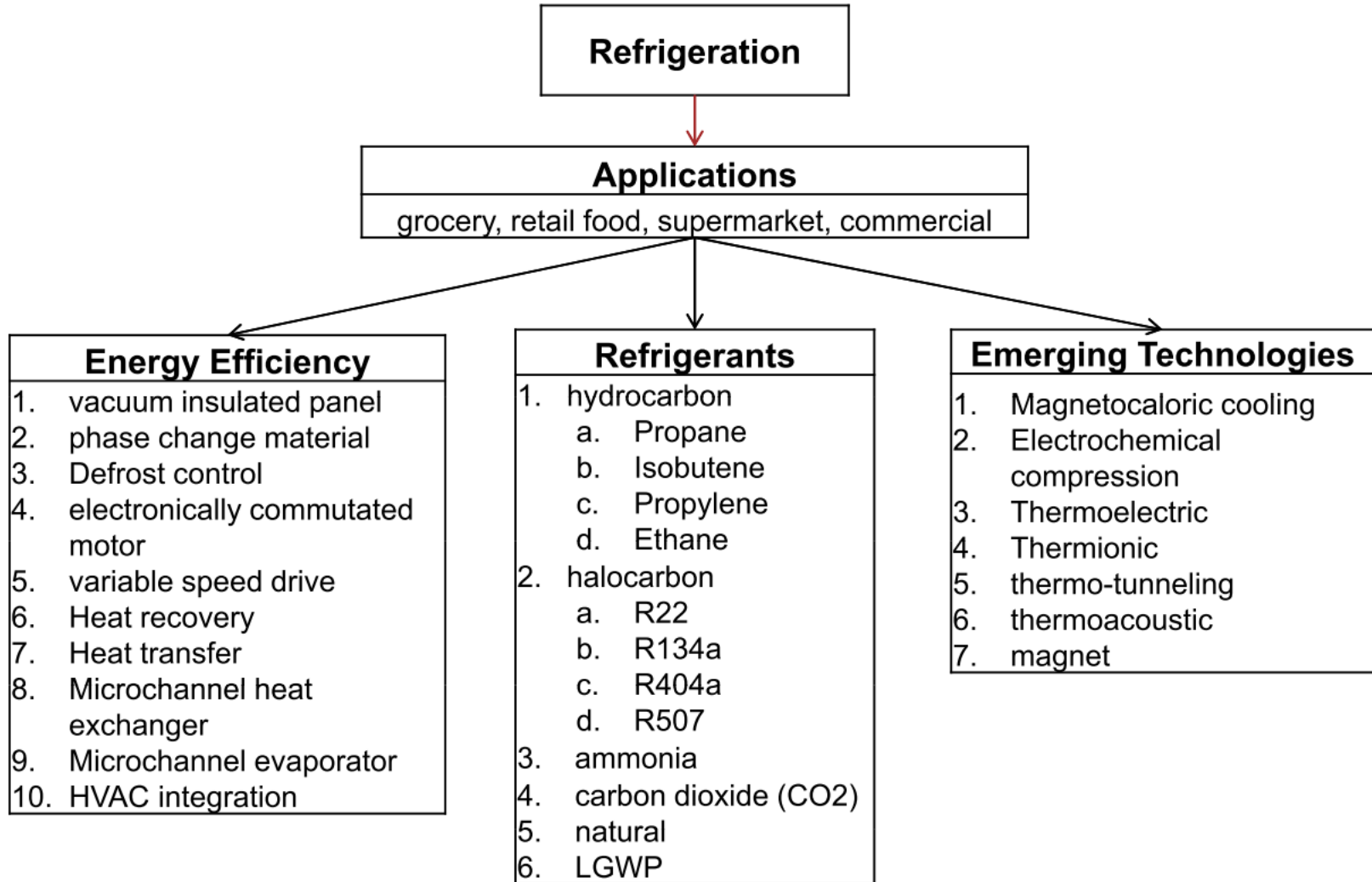
- Se deben tomar medidas para disminuir diferencias de temperatura de condensación por cada 1 K de aumento, aumenta el consumo eléctrico en 3%.
- Mientras mayor sea la temperatura de evaporación de un sistema de refrigeración, menor será su consumo de energía. Un aumento de 1°C , podría significar ahorros que van entre un 1% y un 4%.

Formas de reducción temperatura de evaporación:

- Evaporadores libre de hielo.
- No obstruir flujo de aire en las cámaras de frío.
- Intercambiadores de calor libre de obstrucciones, aceite, etc.
- Dimensionar líneas de succión y utilizar separadores de aceite para evitar acumulación de aceite de los compresores en los evaporadores.
- Evitar pérdidas de presión en filtros de refrigerante (limpieza)
- Verificar si proyecto permite elevar la temperatura de evaporación



AVANCES EN LA INVESTIGACIÓN DE LA REFRIGERACIÓN





UNIVERSIDAD
DE SANTIAGO
DE CHILE

