



UNIVERSIDAD
DE SANTIAGO
DE CHILE



EFICIENCIA Y REALIDAD ENERGÉTICA DE SISTEMAS DE FRÍO COMERCIALES

Dr. Ing. Roberto Santander Moya



UNIVERSIDAD
DE SANTIAGO
DE CHILE

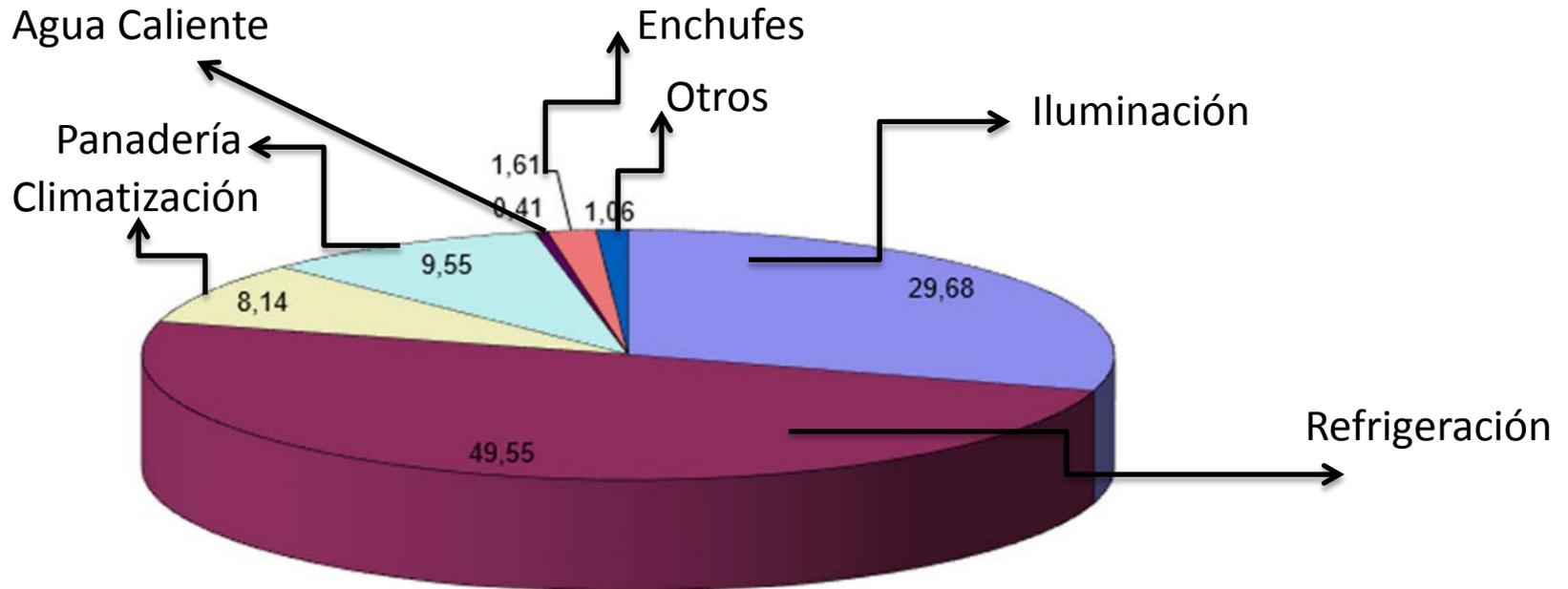


PRIMERA PARTE:

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

MOTIVACIONES DE MEJORAS:

Ambiental

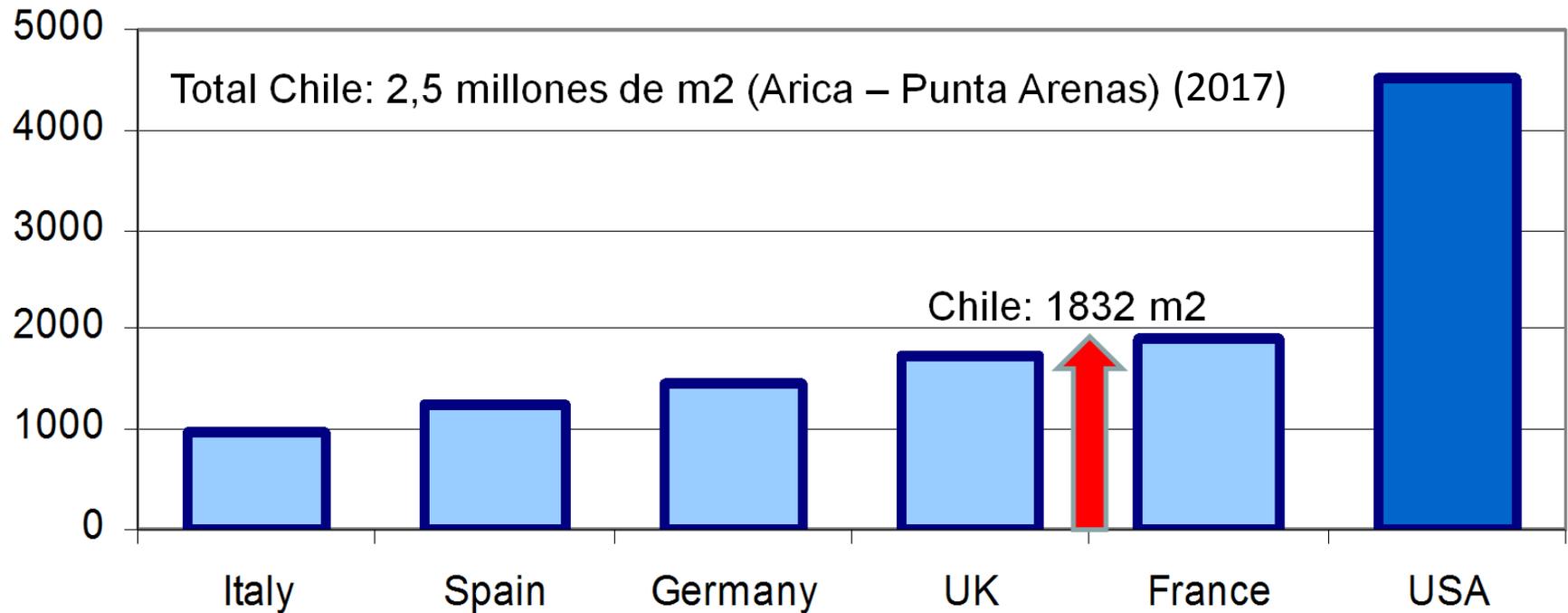
Energía

- Fuga refrigerante
- Reducción uso refrigerante con alto impacto de calentamiento global (TEWI)

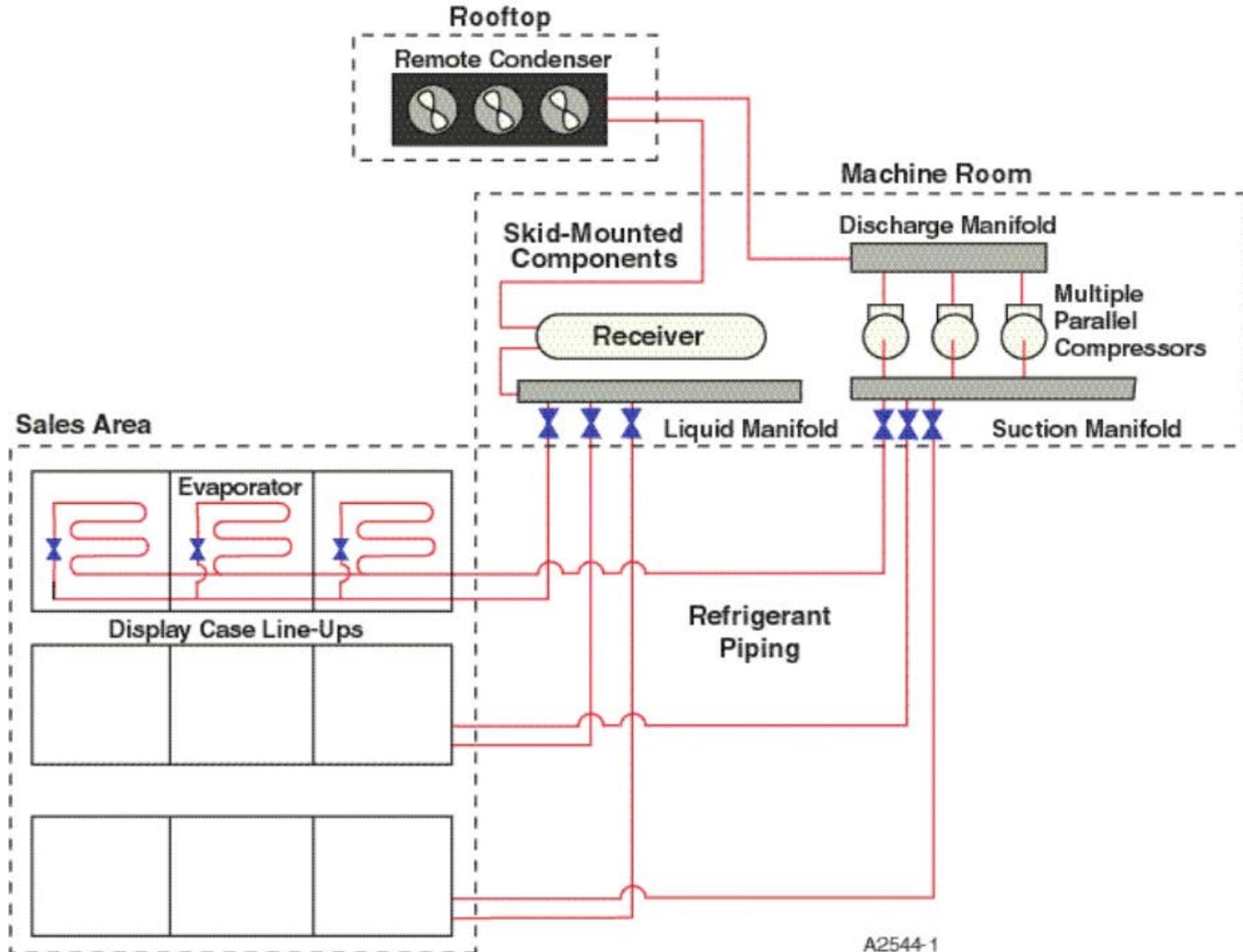


Realidad Mundial de Supermercados:

Average Retail Space [m²]



SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EXPANSIÓN DIRECTA MULTIPLE

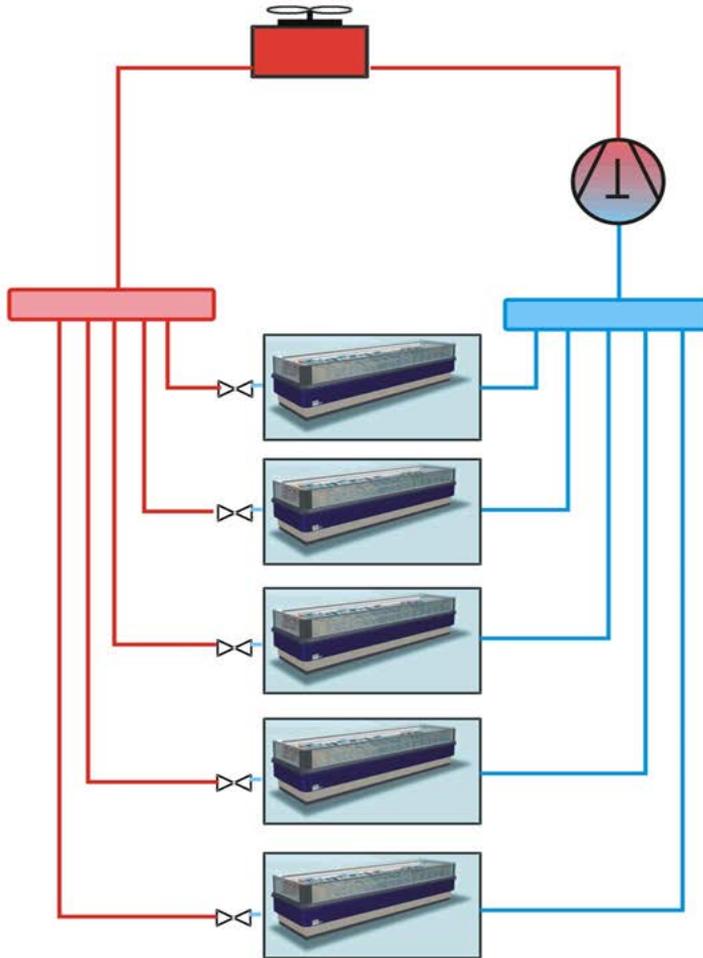




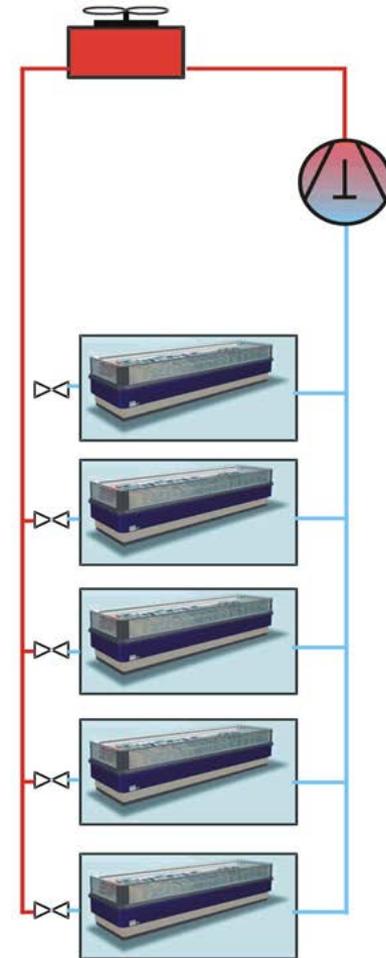
CARACTERÍSTICAS SISTEMA MÚLTIPLE:

- 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

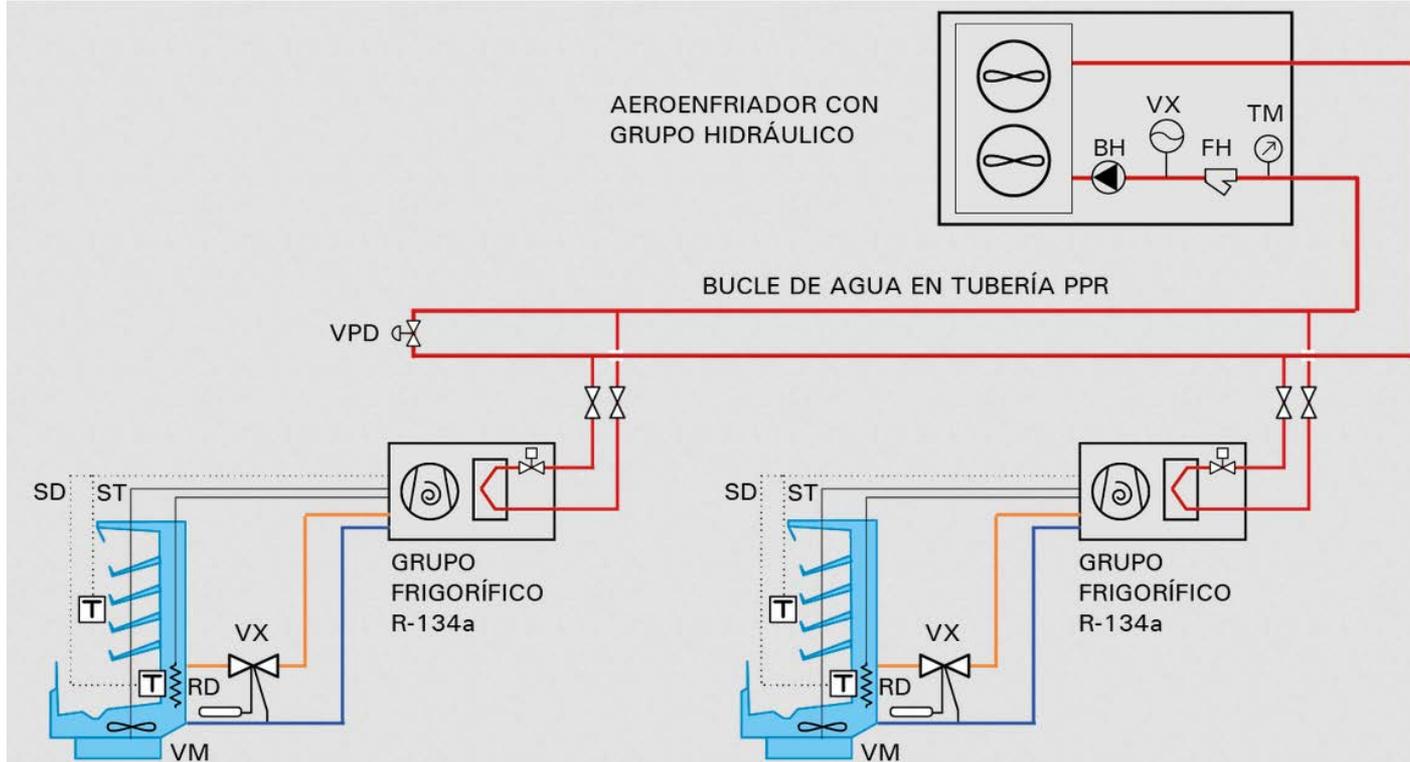


Sistema Convencional



Sistema Baja Carga

PRODUCCIÓN FRIGORÍFICA DISTRIBUIDA CON CONDENSACIÓN INDIRECTA DE AGUA



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

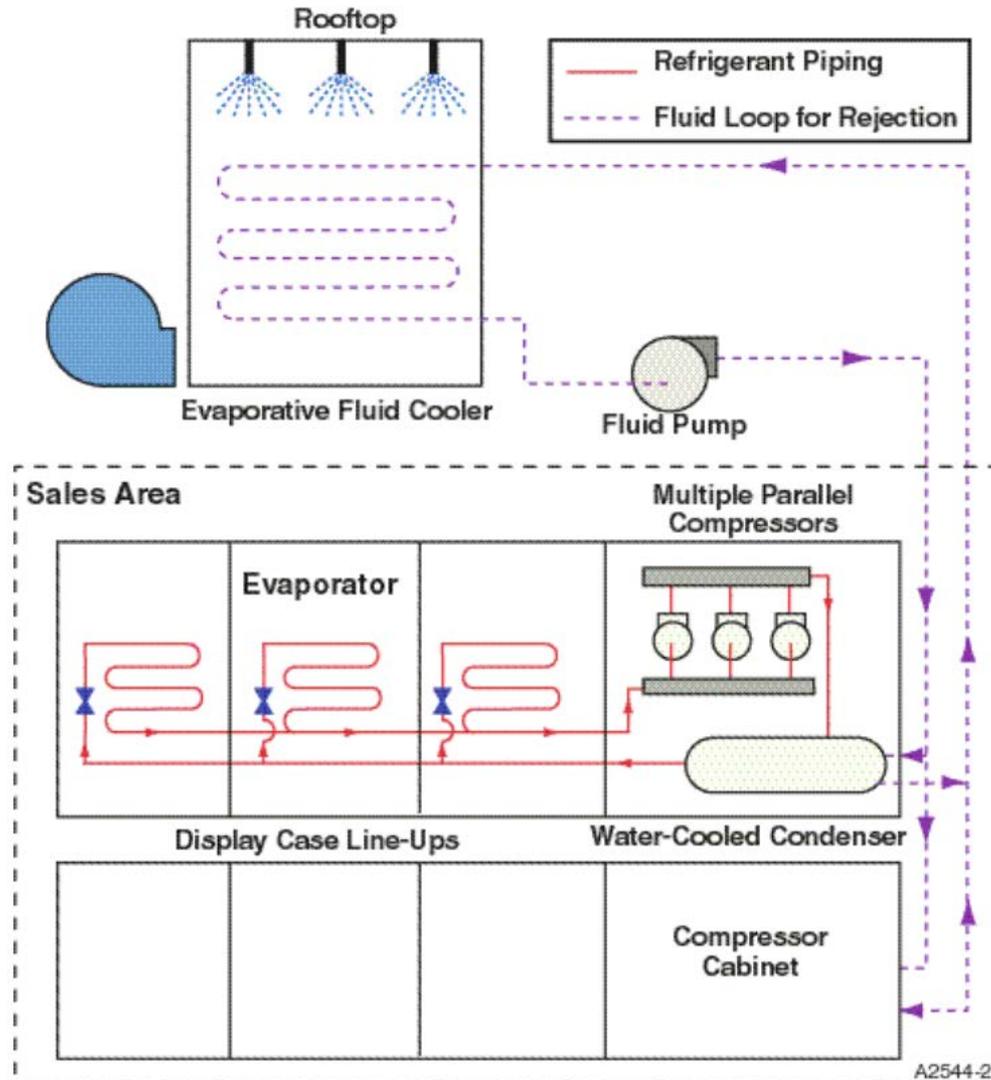
BH: BOMBA HIDRÁULICA
FH: FILTRO HIDRÁULICO DE MALLA
VPD: VÁLVULA DE PRESIÓN DIFERENCIAL
TM: TERMOMANÓMETRO
VX: VASO DE EXPANSIÓN



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 recíprocas, 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



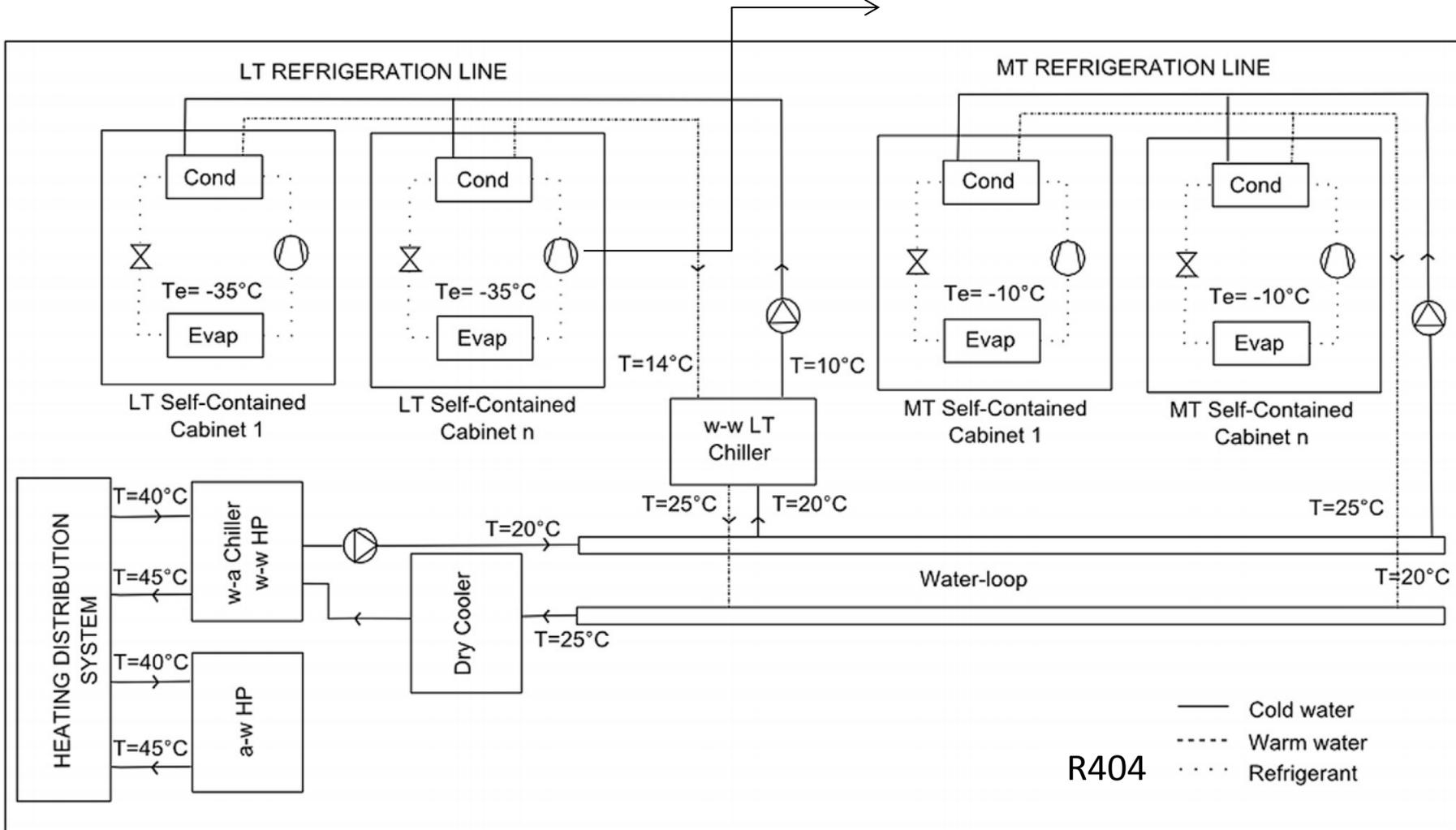
SEGUNDO CASO COMPARATIVO: Supermercado Italia 900 m²

- 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

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

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



Valores Nominales Vitrinas Enfriadas

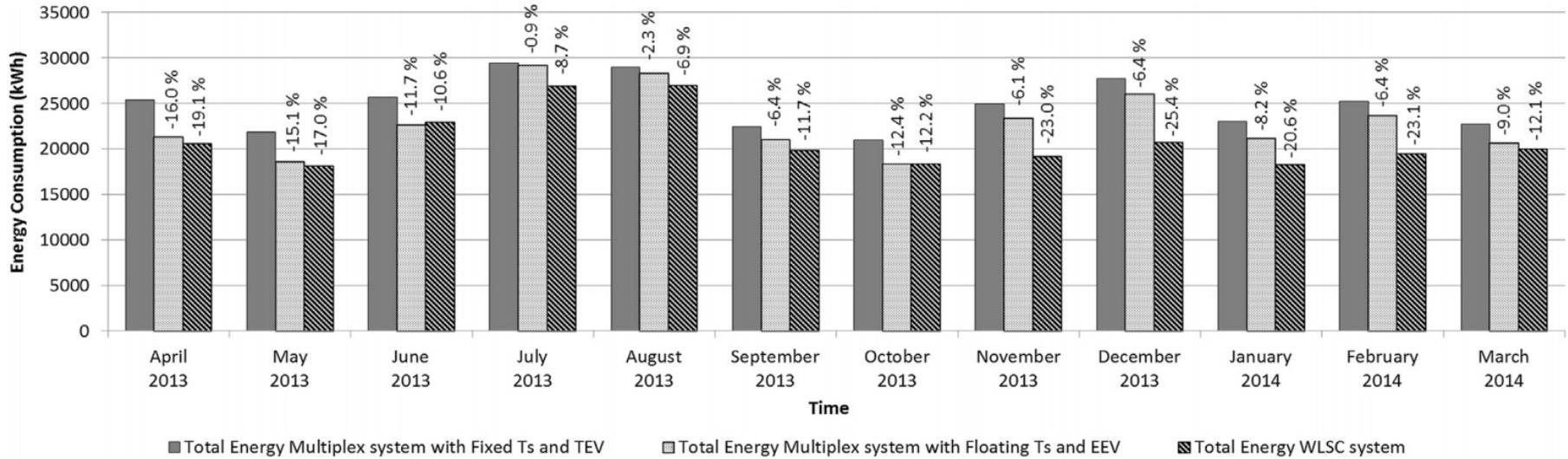
Cabinet	Nominal compressor electric power (kW) ^a	Nominal cooling capacity (kW) ^a	Fan electric power (kW)	Antifogging electric power (kW)	Defrosting electric power (kW)	Lighting electric power (kW)
MT cabinets	M1	0.85	2.22	0.04	—	—
	M2-M3	—	—	0.02	—	—
	M4	1.26	3.59	0.12	—	—
	M5	—	—	0.08	—	—
	M6	0.85	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 ($T_e = -35\text{ °C}$, $T_c = 35\text{ °C}$).

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



RESULTADOS

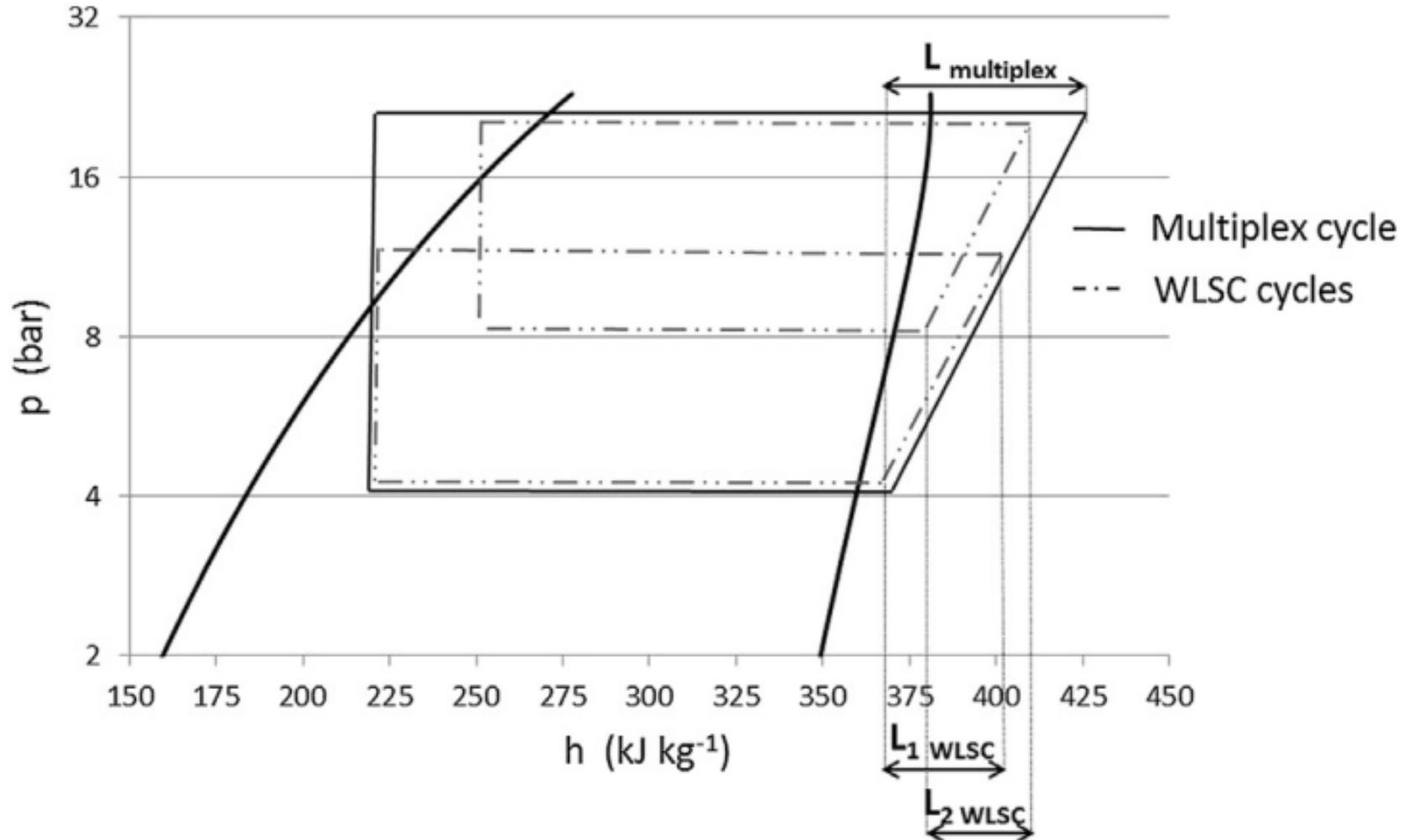


% DE AHORROS ENERGÉTICOS ENTRE SISTEMAS

Issue	Annual energy savings	
	(MP _{EEV} -Float. suction p vs MP _{TEV} -Fixed suction p)	(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:

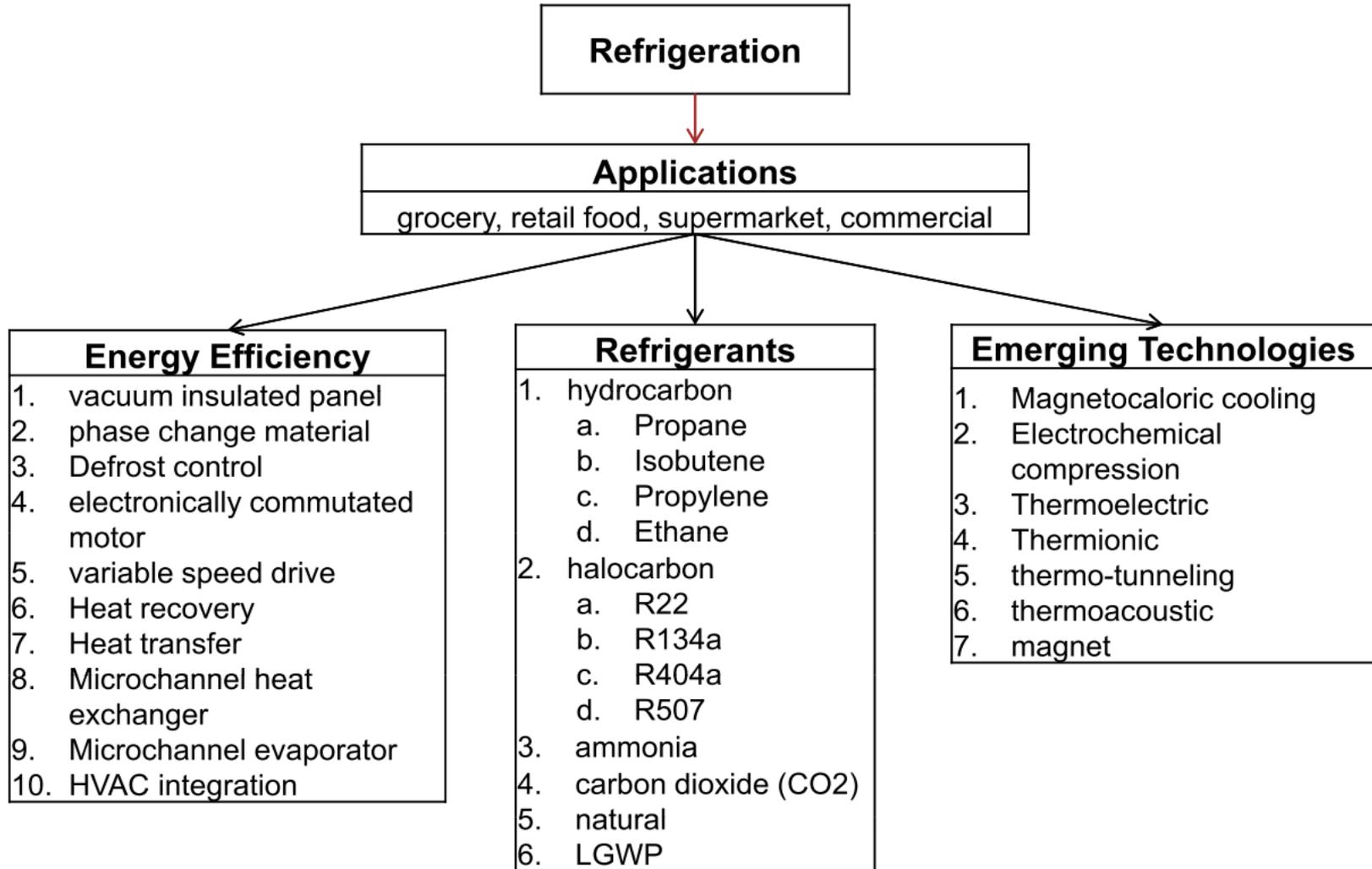
- Se deben tomar medidas para disminuir diferencias de temperatura de condensación por cada 1 K de aumento, aumenta el consumo eléctrico en 3%.
- Mientras mayor sea la temperatura de evaporación de un sistema de refrigeración, menor será su consumo de energía. Un aumento de 1°C , podría significar ahorros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

