

船舶用 空氣調和 裝置 負荷計算

LOAD CALCULATION OF SHIP AIR CONDITIONING SYSTEM

朴 大 輝*, 權 五 甲**
DAE-HUI PARK, O-KAP KWON

1. 서 언

선박용 공기조화 시스템(Air conditioning system)은 일반 육상 건축물에 대한 부하계산(Load calculation)에서는 감안되지 않는 구조 자체의 이동성, 각 구역(zone)에 작용하는 공조부하의 변화성, 선박구조의 특수성 때문에 일반적인 부하계산과 기기선정에서는 볼 수 없는 많은 특징을 가지고 있다.

이는 선박의 구조상 일반 건물과 다른 벽체 구조와 좁은 거주공간, 또한 태풍 등 비와 바람에 대비한 수밀형의 창문으로 구성되고 각 방이 완전 독립되어 있으므로 재실 인원에 대한 쾌적한 상태를 유지하는 것은 매우 중요하다. 특히 자동화, 무인화 되어가는 선박의 운항에 필요한 전자 장비의 보호를 목적으로 하는 공기조화 장치의 수요가 점차 증가하고 있으며 전자장비의 보호 및 생활 환경의 보장은 선박의 항해구역에 따라 사계절 항시 지속되어야 하므로 기기의 내구성 또한 보장되어야 한다.

선박에 공기조화 장치가 필요한 이유는 여러가지가 있으나 ASHRAE Application에서 기준 목적은 다음과 같이 분류할 수 있다.

(1) 선박의 조기 노후화를 방지하기 위한 보호의 목적

(2) 승무원의 능력을 향상시키기 위한 목적 (특히 열대지방에서 운항중)

(3) 더욱 우수한 승무원을 모집하고 유지하기 위한 목적

(4) 새로히 건조시 추후에 공기조화 장치를 설비하기 위해 선박이 오랫동안 쉬는 것을 방지하기 위한 목적

(5) 전자장비 및 유사 장치들의 신뢰성을 증가시키는 목적

(6) 해군함정의 경우 특수한 무장장비의 조기 악화를 방지하기 위한 목적

위와 같은 목적을 달성하기 위하여 공기조화 장치 설계에는 여러 방법들이 사용되고 있으므로 본 논고에서는 선박공기조화 부하계산 및 기기 선정을 위한 여러 기준을 검토하고 전산화된 부하계산 방식을 소개하고자 한다.

2. 선박용 공기조화 장치 설계기준

2-1 외기온도 조건의 기준

외기온도 조건은 선박 공기조화 장치 계획 시 미리 예정항로 정박시간의 장단, 설비에 대한 고려, 운전비의 고려 등 여러가지 제반조건을 검토후 결정하는 것이 적당하며 일반적인 외기 기준은 다음과 같이 정해져 있다(표 1).

*, **. 正會員 慶元機械工業(株) 設計部

표 1. 외기온도 조건 기준

구 분	호 칭	기 준 치		주 요 적 용 향 해 구 역
		건구온도 (°C)	상대습도%	
냉 방	여름외기기준	*,***	35 °C 70%	페르샤만, 인도, 동남아
		**	35 °C 58%	열대지방
		**	35 °C 53%	아열대지방
		**	35 °C 48%	북대서양
		*,***	32 °C 70%	열대지방
		**	30 °C 70%	기타지역
난 방	겨울외기기준	*	-20 °C —	북빙양
		***	-18 °C —	북미방면
		**	-1.7.8 °C —	일반지역
		*,***	-10 °C —	유럽, 일본 북해도
		*,***	0 °C —	일반지역

* : 일본 냉동지 1974 Vol. 49 No.555
 ** : ASHRAE HAND BOOK 1982 APPLICATION
 *** : 선박 공조장치 설계기준 1977. 공업진흥청

표 2. 실내온도조건 기준

구 분	호 칭	기 준 치		주 요 적 용 향 해 구 역
		건구온도 (°C)	상대습도%	
냉 방	여름실내기준	*,***	30°C 50%	전구역 수면가능한 최고상태 반수이상이 쾌적 모든사람이 쾌적
		*,***	27°C 50%	
		*	26°C 50%	
		**	26.7~29.4°C 45~50%	Crews quater aboard tanker and Cargo vessel
		**	21.1~23.9°C 45~50%	Public spaces and passenger state room
난 방	겨울실내기준	*	25°C 40~50%	전구역 모든사람이 쾌적 반수이상이 쾌적
		*	22°C 40~50%	
		*,***	20°C 40~50%	쾌적감 하한선
		**	21.1~23.9°C 45~50%	Public space and passenger state room, crews quater

* 일본 냉동지 1974 Vol. 49 No.555
 ** ASHRAE HAND BOOK 1982 APPLICATION
 *** 선박공조장치 설계기준 1977. 공업진흥청

2-2 실내온도 조건의 기준

실내 온도 조건은 실내온도가 실내 거주자에게 가장 쾌적한 상태를 유지하는 것이 주목적이나 거주자의 재실 시간의 장단, 작업

의 성질 및 일량, 연령, 성별, 개인차 등에 의 해 많은 차이가 나므로 일반적으로 ASHRAE 에서 정하고 있는 Comfort chart 를 기준한다. 하절기의 너무 낮은 실내 공기온도 유지는 많은 냉방 능력이 필요하므로 전체 냉방기의 용

량이 증대하고 겨울에 너무 높은 실내온도의 유지는 많은 스팀을 사용해야 하므로 보일러의 용량에 영향을 미친다.

여러 문헌에서 나타내는 실내 온도조건의 기준은 다음과 같다(표 2).

또한 ASHRAE에서는 여객선과 화물선의 실내 온도조건을 쾌감선도인 유효온도 곡선(Effective temperature)에 따라 정하기도 한다. 여기서는 여객선의 경우 21.7~23.3 ET, 유조선이나 비여객선은 24.4~25.6 ET를 정하고 있으며 현재는 점차 낮은 유효온도 쪽으로 높은 쾌감대를 요구하는 경향이다(그림 3).

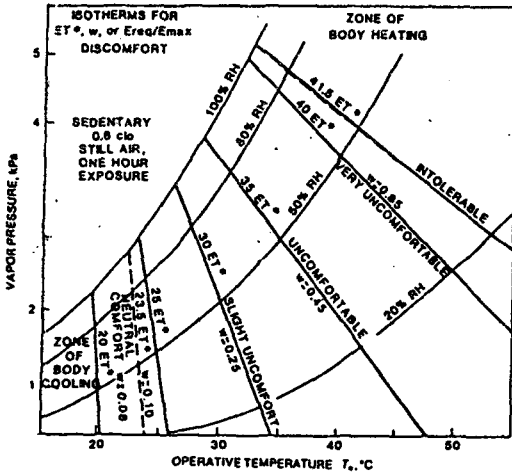


그림 3. Lines of Constant ET*. Generally Isotherms for Skin Wettedness, Sensations of Discomfort and Heart Rate Parallel Those for ET*, Especially for Humidities Below 4 kPa.

표 4. 해수온도 기준

호 칭	기 준 치	적용항해구역	
냉각해수 온도기준	*,***	32 °C	원 양 구 역
	*	30 °C	근 해 구 역
	**	29.4 °C	전구역(여름)
	*	28 °C	일본근해구역
	***	27 °C	한국근해구역

* 일본박용공업회편 1973

** ASHRAE HANDBOOK 1982. Application

*** 선박공기조화장치 설계기준 1977. 공진청

2-3 냉각 해수 온도기준

냉각 해수 온도기준은 다음과 같다(표 4).

선박용 공조장치의 설계시는 일반적으로 원양구역인 32°C를 기준하는 경우가 대부분이며 간혹 열교환기를 채용하여 36°C Fresh water 로써 냉방기를 운전하는 경우가 있다.

그림 5는 한국 근해의 표면 수온을 나타내며 근해를 운항하는 경우 적용한다.

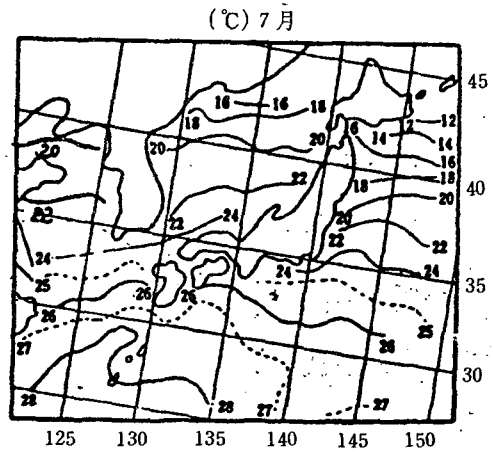


그림 5 한국근해의 표면수온

3. 부하 계산(Load calculation)

선박 공조장치의 전체 용량 선정을 위한 부하계산은 일반 육상 건물의 부하계산과 동일한 방식을 취하나 선박의 구조상 표면은 철판으로 구성되어 있으며 일반적으로 햇빛을 가릴 수 있는 장치가 없고 항시 해상을 이동하여 태양광선이 임의의 방향으로부터 선체에 도달하므로 항상 최대치를 택하고 있다. 또한 선박은 구역(zone)으로 나누어져 공조구역과 비공조구역으로 구별되므로 이에 대한 사항을 고려해야 한다.

냉방 부하를 환산하기 위해서는

- (1) 태양의 복사(Solar radiation)
- (2) 갑판과 격벽으로부터의 열전달(Heat transmission through Decks and Bulkheads)
- (3) 재실 인원으로부터의 열부하(Heat dissipation of occupants)

(4) 조명에 의한 열부하(Heat gains because of lights)

(5) 환기 풍량(Ventilation air)

(6) 전동기 혹은 다른 전기적 열발산 장비(Motor or other electrical heat-producing equipment)

(7) 기계와 다른 열발생 장비(Machinery and other heat-generating equipment) 등을 고려해야 하며, 난방부하를 환산하기 위해서는

(1) 갑판과 격벽을 통한 열손실(Heat losses through decks and bulkheads)

(2) 환기 풍량(Ventilation air)

(3) 침입 공기(Infiltration)

등을 고려하며 태양열로부터의 열흡수, 재실 인원으로부터의 발열량, 조명이나 다른 열발생 장치로부터의 열량은 고려하지 않는다.

3-1 갑판과 격벽으로부터의 열전달

각 방의 벽면을 통한 열부하는 다음과 같다.

$$q_T = K \cdot A \cdot \Delta T$$

여기서 q_T = 주위로부터의 전열부하(kcal/h)

K : 갑판, 벽, 바닥, 격벽 등의 열관류율 (kcal/m²·h·°C)

A : 갑판, 격벽의 표면적(m²)

ΔT : 실온과 주위온도와의 차(°C)

3-1-1 열관류율(heat transfer coefficient)

벽체의 열관류율 K 값은 공기조화 구역과의 표면 경계층간의 구조, 시공방법, 단열재 등의 구성요소, 열의 흐름방향, 대기에 노출정도, 보강재 등의 종류 등 여러가지 결정요소들이 복합적으로 작용하여 구해지며 전형적인 구조식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\frac{l_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{l_n}{\lambda_n} + \frac{1}{m_L}}{\mu}$$

여기서,

K : 열관류율(kcal/m²·h·°C)

α_o : 외면 열전달율(kcal/m²·h·°C)

α_i : 내면 열전달율(kcal/m²·h·°C)

표 6 표면 열전달계수

벽체	열전달율 (kcal/m ² h·°C)	적용구역
외기와 물체간의 대류 열전달율	* 70	SURFACE EXPOSED TO WIND (20m/s) OUTSIDE
	** 30	일반구역
	*** 20	일반건축물 적용예
	** 12	ENGINE CASING과 접한 구역
실내공기와 물체간의 대류 열전달율	*** 10	일반구역
	** 8	"
	*** 7	FOR SURFACE NOT EXPOSED TO WIND (0.5m/s) INSIDE
	* 7	
밀폐공간과 물체간의 열전달 공기층계수	*** 5	

	** 5.4	

* : VIS 규격 VARVSINDUST IS STANDARDCENTRAL 1974-04-01.3

** : 船用空氣調和裝置의 設計基準の日本船用工業會편

*** : 선박공기조화장치 설계기준 공업진흥청 1977.12

**** : 空氣調和 핸드ブック 井上宇市 1982 p.391

표 7 열관류율표 (HEAT transfer coefficient)

BOUNDRY	SKETCH	MATERIAL & THICKNESS (mm)	EXPRESSION	HEAT transfer COEFFICIENT : K
EXPOSED DECK		8t ST+50t RW+AS +9t CB WITH 1.2LM (BEAM 25t RW)	$1/K=1/30+1/5+(0.008/37+0.05/0.044+1/5.4+0.01/0.17)/1.5$	(Kcal/m ² h °C) 0.87
EXPOSED WALL		8t ST+50t RW+AS +19t CB WITH 1.2 LM(BEAM 25t RW)	$1/K=1/30+1/8+(0.008/37+0.05/0.044+1/5.4+0.02/0.17)/1.5$	0.89
MACHINERY DECK FACED FLOOR		8t ST+50t LATEX + 8t LATEX	$1/K=1/12+1/9.5+(0.008/37+0.05/0.053+0.008/0.08)/2.6$	1.69
PASSAGE WALL		19t ASBESTOS WITH 1.2 t LM	$1/K=1/8+1/8+0.02/0.056$	1.65
WASH & CHANGE ROOM INSIDE WALL		8t ST+AS+19t CB WITH 1.2t LM	$1/K=1/8+1/8+(0.008/37+1/5.4+0.02/0.17)/2.6$	2.73
GALLEY INSIDE WALL		8t ST+AS+19t CB WITH 1.2t LM + 50t RW+AS+1.0t SUS	$1/K=1/8+1/8+(0.001/12.5+1/5.4+0.05/0.044+1/5.4+0.02/0.17)/1.5$	0.8
GALLEY FLOOR		8t ST+45t CT+6t TILE+9t CB WITH 1t LM	$1/K=1/9.5+1/5+(0.006/1.1+0.045/1.3+0.008/37+1/5.4+0.01/0.17)/2.6$	2.54
GALLEY CEILING		8t ST+8t LATEX+ 2t MON+50t RW+AS +1t SUS	$1/K=1/5+1/9.5+(0.008/37+0.008/0.08+0.05/0.044+1/5.4+0.001/12.7)/1.5$	0.79
LAUNDRY INSIDE WALL		8t ST+AS+20t CB	$1/K=1/8+1/8+(0.008/37+1/5.4+0.02/0.17)/2.6$	2.73
LAUNDRY FLOOR		8t ST+45t CT+6t TILE+9t CB WITH 1.2 t LM	$1/K=1/9.5+1/5+(0.006/1.1+0.045/1.3+0.008/37+1/5.4+0.01/0.17)/2.6$	2.54
LAUNDRY CEILING		8t ST+AS+1.0t ST+8t LATEX+ 2t MONO	$1/K=1/5+1/9.5+(0.001/37+1/5.4+0.008/37+0.008/0.08)/2.6$	2.41
PROVISION COLD CHAMBER WALL & CEILING		8t ST+100t UF +9t CB with 1.2t LM+AS	$1/K=1/8+1/8+(0.02/0.17+1/5.4+0.008/37+1/5.4+1/0.02)/2.6$	0.42
STAIR WAY		8t ST+(2x19t CB with 1.2t LM+AS	$1/K=1/8+1/8+(0.02/0.17+1/5.4+0.008/37+1/5.4)/2.6$	0.44
CABIN FLOOR		8t ST+8t LATEX +AS+2t MONO	$1/K=1/5+1/9.5+0.008/0.08+0.008/37+1/5.4+0.01/0.17)/2.6$	2.28
CABIN DIVISIONAL WALL		19t CB WITH 1.2t LM	$1/K=1/8+1/8+0.02/0.17$	2.72

HEAT CONDUCTIVITY (kcal/m h °C)

STEEL : 37	URETHANE FOAM : 0.02
ROCK WOOL: 0.04	SUS SHEET : 12.8
ASBESTOS : 0.056	GLASS WOOL : 0.036
LATEX : 0.08	AIR SPACE : 5.4
CEMENT : 1.3	SILICATE BOARD : 0.053
TILE : 1.1	GYPSSUM BOARD : 0.18
MONOLUME : 0.28	"B" CLASS BOARD : 0.17
CHIP BOARD: 0.17	PLY WOOD : 0.13

* NOTE *

- EFFECTIVE COEFFICIENT OF STIFFENER OR BEAM
INSULATED BEAM OR STIFFENER : 1.5
NONINSULATED BEAM OR STIFFENER : 2.6

MISCELLANEOUS BASIS

- SOLAR HEAT GAIN
90° SUN RADIATION ON EXPOSED DECK : 800 (te=60°C)
35° SUN RADIATION ON EXPOSED WALL : 500 (te=52°C)
SHADED DECK OR WALL : 67 (te=39°C)
- HEAT TRANSFER RATE (kcal/m²h °C)
1) WEATHER FACED DECK OR WALL : 30
2) INSIDE FACED
CEILING : 5
WALL : 8
FLOOR : 9.5
SUMMER SEASON
CEILING : 9.5
WALL : 8
FLOOR : 5
WINTER SEASON

l_n : 방열재의 두께(m)
 λ_n : 방열재의 열전도율(kcal/m.h.°C)
 μ : beam. frame. 계수

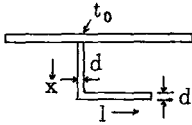
표7은 전형적인 열관류율(heat transfer coefficient) 계산식이다(경원기계 STANDARD).

여기서 외면 열전달을 α_o 와 내면 열전달을 α_i 의 계수는 각 Maker와 여러 자료에 의해 나타나고 있으나 조금씩 차이가 나고 있다.

표6은 외면 및 내면과 공기층의 열전달을 관계를 나타낸다.

3-1-2 Beam 계수

선박의 구조상 조합된 방열벽의 열관류율은 보강재 Beam의 영향을 고려시키지 않고 방열재를 조합시켜 구한 값에다 어떤 계수를 곱하여 수정을 하고 있다. 이 계수는 벽체에 강도를 지지해 주는 Beam이 열전달 과정에서 PIN의 효과를 나타내어 열전달을 증가시키므로써 고려되는 사항이며 계산방법은 다음과 같다.



다음과 같은 부재에서 온도분포는 온도를 θ 라고 하면(주위온도는 0°C라 한다)

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} = m^2 \theta \quad \text{단, } m^2 = \frac{Z\alpha}{Kd}$$

따라서 경계조건 $x=0$ 에서 $\theta_0 = t_0$ 및 $x=c$ 에서 $\frac{d\theta}{dx} = 0$ 와 열방산의식 $q_0 = -Kd(\frac{d\theta}{dx})_x = 0$ 로부터 $q_0 = Kmdt_0 \tanh ml$

여기서,

t_0 : 판의 온도

d : 보강재의 두께

l : 길이

k : 철판의 열전달율

α : 강판과 실내공기의 열전달율이다.

표8은 beam계수의 관계표를 나타낸다.

Beam계수는 여러가지 기준에 의하여 정할 수 있으나 일반적으로 벽체의 구조에 따라 경험식이 많이 작용하며 Maker에서는 여러가지 벽체의 구성방법에 따라 Table화 하여 계산하고 있다.

표 8. BEAM 계수

벽체 구조	BEAM 계수	규 격
	$\mu = 1.2$	VIS
	$\mu = 1.45$	VIS
방열이 있는 경우 방열이 없는 경우	$\mu = 1.3-1.75$ $\mu = 2.6$	일본박용공업회
수정계수	$\mu = 1.5-2.0$	선박공기조화 장치공업진흥청

3-1-3 상당 외기 온도차(ΔT)

침입열량을 환산하기 위한 공조구역과 비공조구역의 온도차 중에서 태양의 복사를 받는 갑판과 측벽 등의 구조체 표면온도는 태양복사열의 영향에 의해 외기온도보다 높은 온도가 된다.

이 벽체온도와 실내 공기온도의 차이를 상당외기 온도차라고 하며 실제의 열부하 계산에 적용한다.

일사광선을 받는 벽에서 들어오는 열량은 다음 식과 같다.

$$Q_{cw}' = \sum A_w (\alpha I + \alpha_o (t_o - t_s))$$

$$= \sum A_w \alpha_o \left\{ \left(\frac{\alpha}{\alpha_o} I + t_o \right) - t_s \right\}$$

여기서, $\frac{\alpha}{\alpha_o} I + t_o$ 를 상당외기온도라고 하고 $\Delta t_e = t_e - t_o = I \frac{\alpha}{\alpha_o}$ 를 상당외기 온도차라고 한다.

$$\therefore Q_{cw}' = \sum A_w K_w (t_e - t_r) \text{이다.}$$

여기서,

t_e : 벽 외표면온도 °C

t_r : 실내 공기온도 °C

α : 벽 외표면의 흡수율(암색계 도료는 0.9)

α_o : 벽 외표면의 열전달율(kcal/m².h.°C)

I : 전 일사량(kcal)

Q_{cw}' : 벽의 외표면에 받는 열량 kcal/h

K_w : 벽의 열관류율(kcal/m².h.°C)

A_w : 벽의 면적(m²)

표9는 청정한 공기에 대하여 수직 한 면에 받는 일사량과 태양의 높이와의 관계를 나타

표 9. 일사량과 태양높이의 관계

(kcal/m²h)

太陽 높이 θ	直 達 日 射 量 Ion	散 亂 日 射 量				
		北向	東向	南向	西向	水平
5°	181	16	30	11	11	19
10	333	30	54	12	19	38
15	450	38	73	20	27	52
20	533	41	87	35	33	62
25	590	43	95	31	35	71
30	636	46	98	46	41	76
35	671	46	98	42	43	81
40	698	49	98	47	46	84
45	720	51	95	42	49	87
50	739	51	90	58	52	90
60	766	57	66	53	57	92
70	783	60	62	69	62	95
80	790	-	-	-	-	-
90	795	-	-	-	-	-

散亂日射量은 北緯 40° 8 月의 記錄

낸다.

또한 표 10은 실제로 선상에서 측정한 값을 나타내고 있다.

위와 같이 실제로 계산에 의해 적용하는 경우도 있으나 선박에서는 위도, 계절, 시간, 방위각 등의 결정에 의해 상당외기온도를 정하기에는 계산이 매우 복잡하므로 미리 규정하여 외벽의 온도를 정하면 매우 계산이 편리하다. 그러므로 많은 경우 표 11와 같이 결정하여 부하계산시 적용한다.

(예) 외기온도 35°C의 폭로갑판의 t_o 는

$$t_o = 35 + 25 = 60^\circ \text{가 된다.}$$

표 11. 상당외기온도 기준

폭 로 갑 판		외기온도 + 25°C
그늘진 갑판	차 양	외기온도 + 7°C
	구 조 체	외기온도 + 2°C
폭 로 강벽 (鋼壁)		외기온도 + 15°C
그늘진 강벽 (鋼壁)		외기온도 + 2°C

표 10. 배에서 실측한 값

船 位	水 平 日 射 熱 量 H _H				
	8時	10時	12時	14時	16時
06 - 24N	417	695	764	706	313
108 - 17E					
07 - 37N	417	706	776	730	417
77 - 43E					
26 - 18N	382	637	683	625	347
55 - 03E					
26 - 37N	347	637	706	637	347
50 - 35E					
26 - 37N	347	579	672	602	301
50 - 35E					
26 - 19N	290	579	660	625	301
55 - 17E					

주: 9월에 측정한 값이고 ± 20% 정도의 오차를 감안할 필요가 있다.
산란 일사량을 포함함.

3-1-4 비공조 구역의 온도

비공조 구역으로부터 공조구역으로 전해지는 열량을 구할 때는 비공조구역의 온도를 구할 필요가 있는데 그 온도는 다음 식으로 구해진다.

$$t_s = \frac{\sum A_j K_j T_j}{\sum A_j K_j}$$

여기서,

t_s : 비공조구역의 온도(°C)

T_j : 대상으로 하는 방에 인접한 방의 공기 온도(°C)

A_j : 대상으로 하는 방의 사방구조의 면적(m²)

K_j : 대상으로 하는 방의 사방구조의 열관류율(kcal/m².h.°C)

상세한 계산은 위 식을 사용하면 가능하나 실용상 비공기조화 구역의 온도를 정할수 있으면 대단히 편리하다.

표 12는 여러 기준에서의 사용 실례이다.

3-1-5. 실내면적

열침입을 하는 벽의 크기는

천정 바닥면적 $A = w \times l$

표 12. 비공조구역의 공기온도

(1) 日本船用工業會

단위 (°C)

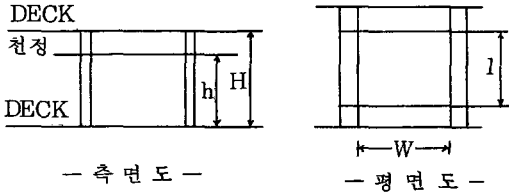
종 별			냉 방 시				난 방 시								
			외기온도기준	35	35	32	32	30	30	-20	-10	-10	0	0	0
명 칭			실내온도기준	30	27	27	26	27	26	20	20	22	20	22	25
거주 구내 통로	통로로 리턴되 는경우	엔진케이싱에 접하지 않음	32	29	29	28	29	28	12	13	15	14	16	18	
		엔진케이싱에 접함	33	30	30	29	30	29	12	13	15	14	16	18	
	리턴공기가 통로를 통하지 않는 경우		35	35	32	32	30	30	0	5	5	10	10	10	
SPOT 냉난방 구역			33	33	30	30	28	28	10	12	12	15	15	15	
세면장, 화장실, 욕실, pantry, Locker 등 비공조구역			35	35	32	32	30	30	0	5	5	10	10	10	
조 리 실			40	40	37	37	35	35	3	5	5	10	10	10	
보 기 실			42	42	42	42	42	42	3	5	5	10	10	10	
기관 실	디 이 젤 선		45	45	45	45	45	45	10	12	12	15	15	15	
	터 어 빈 선		50	50	50	50	50	50	10	12	12	15	15	15	
보일 러실	디 이 젤 선		50	50	50	50	50	50	-	-	-	-	-	-	
	터 어 빈 선		55	55	55	55	55	55	-	-	-	-	-	-	
F.O.SETTLING TANK			55	55	55	55	55	55	0	5	5	10	10	10	
F.O.SERVICE TANK			55	55	55	55	55	55	0	5	5	10	10	10	

(2) VIS 規格 (각해당 사항은 공조구역과의 온도차를 나타냄 (°C))

Surface against adjoining space	Summer Ta -Ti	Winter Ti -Ta
Deck above hot tanks	41	17
Deck and bulkhead against boiler room	26	17
Deck and bulkhead against engine room and non-airconditioned galley	16	17
Deck and bulkhead against cargo space and equivalent space	11	27
Deck and bulkhead against laundry	11	17
Deck and bulkhead against common sanitary spaces	6	0
Deck and bulkhead against private sanitary spaces		
1) With any part against exposed outer space	2	0
2) Not exposed	1	0
Bulkhead against alleyway adjoining engine room or boiler room	3	6
Bulkhead against alleyway not adjoining engine room or boiler room	2	8

Ta = temperature in adjoining space, Ti = temperature in the space.

벽면적 $A = w(l) \times h$ 혹은 $w(l) \times H$ 로서 계산한다.



일반적으로 DECK 높이로 계산한 면적이 천정높이로 계산한 값보다 약 10% 증가한다. 이런 사항을 고려하여 전열면적은 천정높이와 DECK 높이의 중간값을 정하는 경우가 많다.

3-2 창문으로 부터의 열부하계산

창문을 통과하여 침입하는 열량은 태양의 복사에 의한 복사열과 내외의 온도차에 의한 전도열의 2 가지가 있다.

유리면에 도달한 전일사량 I ($\text{Kcal}/\text{m}^2\text{h}$) 중 q_{GI} 는 반사된다.(그림 13)

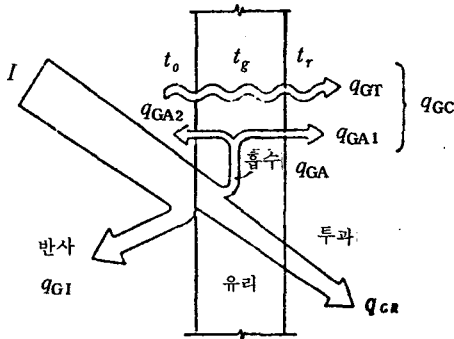


그림 13 창문으로부터의 침입열량

유리에 들어간 일사량중 q_{GA} 는 유리에 흡수되고 나머지 q_{GR} 가 투과한다.

여기서 $\frac{q_{GI}}{I}$ 를 반사율(r) $\frac{q_{GA}}{I}$ 를 흡수율(α) $\frac{q_{GR}}{I}$ 를 투과율(τ)라고하며 이 r, α, τ 는 태양의 입사각에 따라 달라진다.

그러므로 실내로 침입하는 열량은 일사량의 투과율에 해당하는 만큼의 복사열인 q_{GR} 과 유리에 흡수된 열량으로 인하여 유리의 온도를

높이고 그 온도차로 인한 열전달로 내부에 이동하는 열량 q_{GA1} 또한 유리면의 내외부 온도차에 의한 외부로부터의 열량 q_{GT} 가 이동한다. 여기서 $(q_{GA1} + q_{GT})$ 를 모아 대류열량(q_{GC})이라고 하면 유리를 통해 흡수한 전열량은 $q_G = (q_{GR} + q_{GC})$ 로 할수 있다.

$$q_{GR} = I_{GR} \times k_s \times Ag$$

$$q_{GC} = I_{GC} \times Ag$$

여기서 q_{GR} : 유리를 투과한 일사에 의한 취득열량 (Kcal/h)

q_{GC} : 유리의 내표면으로부터 대류에 의하여 침입하는 열량 (Kcal/h)

I_{GR} : 유리를 투과하는 일사량 (Kcal/h)

k_s : 차폐계수

Ag : 유리창의 면적 (m^2)

I_{GC} : 창면적당의 대류침입열량 ($\text{Kcal}/\text{m}^2\text{h}$)

여기서의 일사량은 표 9의 일사량값에 준하며 각 시간대별의 값을 정하여 적용하기도 한다. 여기서 차폐계수는 폭로유리(햇빛에 직접 접하는 유리)의 경우 커튼등으로 차폐시키므로 0.5를 곱하여 환산한다.

3-3 재실인원으로 부터의 열부하

사람이 실내에 거주하고 있으면 항시 체온을 일정하게 유지하기 위한 현열과 잠열을 방산하고 있다. 이 열량은 성별, 연령, 작업의 상태, 실내의 건구온도와 상대습도에 의해 변화하며 일반적으로 공기조화를 하고 있는 실내는 다음과 같다.(표 14, 15)

(그림 16)는 ASHRAE 1964 GUIDE and Data Book와 VIS의 자료를 기준한 잠열, 현열의 상태변화를 나타낸다.

위의 Data는 주로 유럽과 미국사람을 대상으로 구하였기 때문에 한국인은 대개 Data의 90%정도로 환산하면 옳다.

그리고 그림 16의 27°C의 그래프가 표 14와 차이가 나는 것은 82년부터 ASHRAE APPLICATION의 Data 자체가 변경된 것

에 기인한다.

3-4 재실인원에 대한 결정

각방에 거주하는 인원은 배의 특성 및 방의 구조 탑승 인원등에 의해 결정되며 사용되는 재실의 면적으로 환산하는 방법과 의자, BED

표 14 ASHRAE Hand Book & Product Directory 1982. Applications at 80°F (27°C) 건구온도기준 Heat Gain from People (for Marine Air Conditioning Loads)

Degree of Activity	Heat Rate watts		
	Sens-ible	Latent	Total
Dancing	71.8	177.3	249.1
Persons eating (mess rooms and dining rooms)	64.5	96.7	161.2
Waiters	87.9	205.1	293.0
Moderate activity (lounge, ship's office, chart rooms, etc.)	58.6	73.3	131.9
Light activity (staterooms, crew's berthing, etc.)	57.1	60.1	117.2
Workshops	73.3	149.4	222.7

표 15 VIS 376 규격

Primary and second data of sensible and latent heat from a person actat different Aactivities are given in the table below.

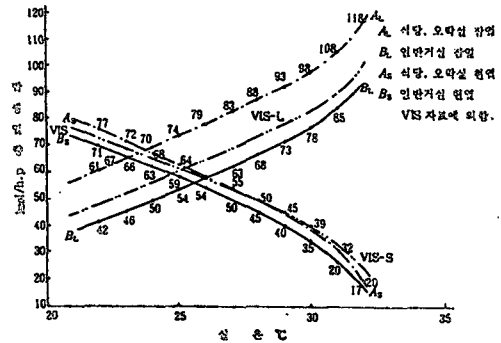
Acti- vity	Data W(Kcal/h)	Primary (29°C)	Secondary (24°C)
1	Sensible	41 (41)	74 (63)
	Latent	92 (79)	66 (57)
2	Sensible	120 (103)	170 (146)
	Latent	237 (204)	237 (204)

Activity 1 = a person sitting, emitted heat = 140 W (120 Kcal/h), Working effect 0.5 W (0.4 Kcal/h)

Activity 2 = a person exercising, emitted heat = 407 W (350 Kcal/h), working effect 27 W (23 Kcal/h)

등으로 결정하는 2 가지 방법이 있다.

표 17 은 재실인원 기준을 나타낸다.



AL 식당, 오락실 잠열
BL 일반거실 잠열
AS 식당, 오락실 현열
BS 일반거실 현열
--- VIS 자료에 의한

그림 16 인체로 부터의 발생열량

표 17 재실 인원 기준

장소	규격	VIS 376	日本船用工學會
Captain Room		4 Person	3~4 Person
Chief Officer R/M		4 Person	3~4 Person
Chief Offer and Ist Engr R/M		3 Person	2~3 Person
Private Room		Bed Number	Bed Number
Mess Room		1 Person/1.5m ²	Chair Number
Saloons (REC. Room)		1 Person/2.0m ²	Chair Number
Spare Time Rooms		1 Person/5m ²	사용율을고려 70~80 %

3-5 조명에 의한 열부하

조명에 의한 열부하는 보통 백열등이나 형광등을 사용하는데 그 소비전력 전부가 열로 바뀐 것으로 여긴다.

백열등은 부하계산시 1kw당 860 Kcal/h 의 전발생열량으로 환산하며 형광등의 경우는

같은 밝기에서는 소비전력이 작으나 초기 점 등시의 소비전력을 포함하여 전소비전력을 1 kw당 1000 Kcal/h의 전발생 열량으로 환산한다.

표준조도는 1 Lux를 W/m²으로 환산하여 계산하며 다음식과 같다.

$$Pw/m^2 = 0.05 E$$

여기서 Pw: WATT

E : 평균 수평면 조도(LUX)

일반적으로 실내의 조명부하는 천정면적 1 m²당 일반거실에는 4~4.5 Kcal/h 고급거실 식당에는 8~10 Kcal/h로 하고 있으며 여객선의 SALOON LOUNGE 등의 20~40Kcal/h 등도 사용하고 있다. VIS 376에서는 6 W (5 Kcal/h)/m²을 기준하기도 한다.

3-6 전등기 혹은 다른 열발생 장비로 부 터의 열부하

기계부하는 냉방시 계산에 넣는데 난방시는 이러한 기기에 의한 발열은 마아진으로 계산에 포함시키지 않는다.

각 기기에서 발생하는 열량은 일반 백열등과 같이 사용전력×860 Kcal/h·kw로써 환산한다. 통신기기등의 발열체는 선박의 크기에 따라 설비기기의 종류가 다양하므로 실제의 소비전력을 확인해야하나 일반적으로 통신기기를 사용하는 경우 2~4 kw를 계산에 포함시키는 경우가 많다. VIS 376에서는 RADIO ROOM의 경우 1 kw (860Kcal/h)를 계산한다.

다음표 18은 여러가지 기구에서 발생하는

표 18 Recommended Rate of Heat Gain from Commercial Cooking Appliances Located in the Air-Conditioned Area^a

Manufacturers Input Rating Boiler Watts	Probable Max. Hourly Input W	Recommended Rate of Heat Gain, watts				Appliance Electric, Counter Type	Capacity	Overall Dim., mm Width · Depth · Height	Miscellaneous Data (Dimensions in mm)
		Without Hood			with Hood All Sensible				
		Sensible	Latent	Total					
625	290	225	65	290	100	Coffee brewer per burner			
160	90	67	23	90	25	per warmer			
5000	2490	1905	585	2490	500	automatic	240 cups perh	4 burner + water htr.	
2000	1000	750	250	1000	290	Coffee urn	12 L		
3000	1500	1130	370	1500	470		18 L		
4000	2000	1525	475	2000	615		30-L twin		
5500	2750	820	1930	2750	880	Deep fat fryer	6kg fat	300·550·250	
8000	4000	1200	2800	4000	1260		10 kg fat	400·550·250	
2585	1260	1010	250	1260	410	Dry food warmer, per m ² of topd			
100	555	335	220	555	175	Egg boiler	2 cups	250·350·650	
29015	14510	9460	14510	5050	4730	Griddle, frying per m ² of topd			
6000	3000	1935	1065	3000	940	Griddle-Grill		450·500·350 Grid, 0.125m ²	
5200	2610	1550	1060	2610	820	Hotplate		450·500·350 2heating unit	
1650	820	500	320	820	265	Roaster		450·500·350	
1650	820	760	60	820	265	Roll warmer		450·500·350	
2200	1085	575	1060	1085	350	Toaster, continuous	360 slices/h	400·400·700 2slices wide	
3000	1500	790	710	1500	470		720 slices/h	500·400·700 4slices wide	
2540	1230	650	580	1230	380	Toaster; pop-up	4 slices	300·300·250	
1650	820	490	330	820	265	Waffleiron		450·500·350 2grids	

열량을 나타낸다.(표 18)

3-7 침입공기에 의한 열부하

선박에서 공기침입의 원인이 되는 창문은 수 밀이고 또한 거실문은 직접 외벽에 접해서 설치되어 있는 것이 아니고 통로에 면하고 있다.

또한 실내공기의 압력이 외기보다 높으므로 공기의 침입은 없다. 그러므로 침입공기에 의한 부하의 영향은 적게 되므로 부하계산시 침입공기에 의한 부하는 고려하지 않는다.

3-8 난방부하의 계산

난방부하의 계산시에는 냉방시의 부하계산과 동일하나 벽체의 상당외기온도차 대신 실온에서 주위온도를 뺀 값으로 환산한다. 난방시의 열관류율은 냉방시와 비교하면 열흐름의 방향이 반대로 되고 또한 방열체의 평균온도도 엄밀하게는 동일하지 않으나 그 차이가 미소하므로 냉방시와 동일하게 취급하는 경우가 많다.

또한 외기가 접한벽의 온도 환산시에도 태양에 의한 복사열을 취급하지 않고대기온도와 실온의 차이만 환산한다.

실내의 재실인원에 의한 현열·잠열부하 및 조명에 의한 부하 기기의 발생열량에 의한 부하등은 여유분으로 취급되어 난방부하 계산시에는 적용하지 않는다.

그러나 COMPUTER실등 연중 계속 항온항습을 유지해야 하는 경우에는 그 조건의 정도에 따라 이 실내 발생열을 부하계산에 포함한다.

4. 풍량의 결정

선실내의 공기조화장치에 대하여 각 실내에 공급되는 각각의 풍량은 하절기의 열부하,동절기의 열부하에 의하여 결정할 수가 있으나 선박에는 그외에 각종 적용 규격이 있어 환기회수와 1인당의 신선외기량 등이 규정되어 있다. 이러한 사항을 고려하여 이조건들을 만족해야 하며 각각의 선실에 대하여 각각의 풍량

을 비교하여 최대값을 선정하여 이것을 선실의 풍량으로 한다.

4.1 환기풍량의 기준

선실에는 탄산가스 농도기준, 담배연기의 고려, 영국의 B.O.T 규격 등을 검토하여 환기풍량을 결정하고 있으며 특히 취기(臭氣)가 잔존하는 취약한 장소에는 탈취장치(활성탄에 의한 재생가능한 장치)에 의해 외기량 감소를 보충하고 있다.

일반적인 환기풍량은 환기회수와 실용적 및 풍량의 관계이며 다음식과 같다.

$$V_d = C \cdot V_E \cdot \alpha \text{ } m^3/h$$

여기서, V_d : 환기회수에 의한 풍량(m^3/h)

V_E : 실 용 적(m^3)

α : 지정환기회수(회/h) 개인 공용

C : 가구 등의 수정계수(0.9, 0.95)

여기에서 C 는 가구 등을 고려하여 방의 실용적을 구한 값이며 개인Room은 0.9 공용구역. 기타 침대 등이 없는 경우는 0.95를 채택한다.

지정환기회수 α 는 각종 규격에 의해 정해지며 DTI (Department of Trade Industry English)와 NSC (Norwegian Ship Control : Norway)에서는 최소 6회/h로 규정하고 있다.

4.2 신선외기 도입

외기의 도입은 실내공기의 질을 향상 시키기 위해 각방에 공기를 공급할 때 1인당의 필요 신선공기량을 결정하여 실내에서의 환기된 공기와 일정비율로 혼합하여 공급한다.

1인당의 신선외기량은 각규격에서 표준 풍량이 결정되어 있고 전체공급 풍량의 결정은 다음식과 같다.

$$V_o = F \cdot P / \frac{\beta}{100} \text{ } m^3/h$$

여기서 V_o : 신선외기량에 의한 풍량(m^3/h)

F : 1인당의 필요외기량 $m^3/h \cdot p$

P : 실내 재실인원

β : 신선외기량의 백분율(%)

위의 경우 DTI 에 규정 1인당의 신선공기량이 $25.5 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$ (1인당) 신선공기량 / 순환공기량 = 30/70 (신선공기 30%)의 경우 필요풍량은 $25.5 \times 1 \div 0.3 = 85 \text{ m}^3/\text{h}$ 가 된다.

다음 표 (19)은 각규격에서 보여주는 신선공기 도입량을 표시하다.

4.3 열부하에 의한 풍량의 결정

임의의 건구온도와 습구온도(혹은 상대습도)를 실내상태로 정하여 송풍기의 풍량을 결정하려면 풍량은

$$\text{풍량} = \frac{\text{현 열 손 실}}{\text{공기의 비중} \times \text{공기의 비열} \times (\text{실온} - \text{급기 온도})}$$

로써 결정할 수 있다. 또한 토출구 공기의 습

구온도(상대습도)는 실내의 열손실중 현열과 잠열의 비율에 의하여 결정된다.

지금까지의 부하계산에 의하여 계산된 전 실내 현열부하를 Q_s 전 실내 잠열부하를 Q_L 이라고 하면 전 실내부하는 $Q_T = Q_s + Q_L$ 로 되고 전 실내 현열부하와 전 실내부하의 비를 실내현열비 (RSHF : Room sensible heat factor)라고 한다.

$$\text{RSHF} = \frac{Q_s}{Q_T} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L}$$

여기서 RSHF는 보통 0.7~0.9정도이나 여객선 등 많은 인원이 탑승하는 경우는 0.6 근처까지 되는 경우도 있다.

하계부하에 의해 각방의 풍량을 결정하는 것에는 실내현열비에 의한 방법과 유효현열비에 의해 구하는 2가지 방법이 있으나 여기서는 일반적으로 널리 사용되는 실내현열비에 의한

표 19. 각 규격별 신선공기 도입량

규격	신선 공기 도입량		비고
DTI (British)	냉방시 난방시	17.0 $\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$ 25.5 $\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$	* 냉난방시
NSC (DNC) (Norway)	1인실 2인실 3인실 4인실 5인실이상	60 m^3/h 75 m^3/h 90 m^3/h 105 m^3/h 25 $\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$	* 총풍량의 50% 이상이 신선공기량 * 냉난방시
USCG (USA)		17.0 $\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$	
DSS (Denmark)		20.0 $\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$	* 전신선공기
US Navy		8.5 $\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$	

주) DTI : Department of Trade and Industry (영국)
 NSC(DNC ,DNS) : Norwegian ship control (노르웨이)
 Det norske skipskontroll (노르웨이)
 USCG : United states coast guards (미국)
 DSS : Direktoratet for statens skibstilsyn (덴마크)

방법을 적용한다.

위의 식은 공기선도를 사용하여 설명하면 그림 (20) 과 같다.

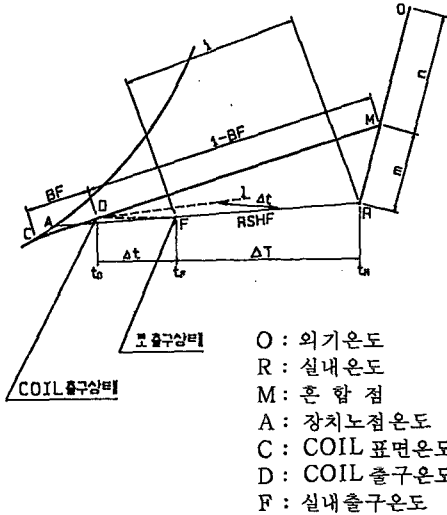


그림 20 실내현열비에 대한 공기선도

그림에서 O 상태의 외기와 R 상태의 실내공기를 m:n 으로 혼합할 경우 혼합공기의 상태는 OR 상의 M 점이 된다.

M 상태의 공기가 냉각코일을 통과하면 코일의 표면 온도인 C 점까지 온도가 떨어지나 실제로 통과공기의 일부가 코일표면과 접촉하지 않고 통과한 공기 (bypass air) 상태로 되어 D 점으로 된다.

여기서 BF 는 bypass factor 이며 1- BF 는 Contact Factor 이다.

BF 는 이론식으로 다음과 같이 구한다.

$$\log_e BF = - \frac{A \cdot \alpha \cdot N}{C_s \cdot G}$$

여기서, α_0 : 코일의 외표면 열전달율 [Kcal/m² h°C]

A : 코일의 전면적 (m²)

a : 코일의 표면적 (m²/m² · 전면적, 열)

C_s : ≃ 0.24 (공기의 비열)

G : 풍량 (kg/h)

N : 코일의 열수

이 Bypass Factor 는 코일의 형상 · 열수 ·

공기 · 속도 등에 의해 변화되는 계수이며 코일의 설계시 고려되어야 한다.

실내공기 상태점 R에서 실내현열비(RSHF) 선을 따라 포화선과의 교점을 A라고 하고 이 점은 이온도에서의 장치노점온도(Apparatus Dew Point)이다. 선실내의 공기를 R상태로 유지하기 위하여는 각방에서의 Diffuser를 통한 토출공기 상태점 F는 현열비선상에 있어야 하고 또한 송풍공기는 송풍기용 전동기의 발열과 Duct에서의 침입열량에 의해 온도가 상승되므로 Coil 출구 공기상태인 D는 토출공기 상태점 F와 절대습도가 같은 선상의 온도상승분 Δt 만큼 적다. 토출공기는 신설에 토출된 후 실내현열비에 따라 상태가 변화한 후 실내공기 상태점 R에 도달한후 실내는 설계조건을 유지한다.

공기 선도상에서의 풍량은 다음식으로 구할 수 있다.

$$V_a = \frac{Q_s}{C_p \cdot \Delta T \cdot 1/v} \text{ m}^3/\text{h} \text{ 혹은 } V_a = \frac{Q_T}{\Delta i \cdot 1/v}$$

여기서 V_a = 풍량 (m³/h)

C_p : 비열 Kcal/kg°C

v : 비체적 m³/kg

ΔT : 토출온도차 (t_r - t_f)°C

Δi : 실내와 토출구의 엔탈피차 Kcal/kg

실제의 경우는 위의 이론적인 공기선도와는 달리 작용하는 경우가 많으며 전체 부하계산에 의한 기기선정시에는 다음의 사항들을 고려해야 한다.

공기선도상에서 보면 Duct에서의 온도상승분과 송풍기에 의한 온도상승, 복도를 통하여 리턴되는 공기온도 상승, 리턴덕트가 매우 긴 경우 리턴 송풍기에 의한 온도상승 등을 실제 부하계산시 적용하며 모든 사항을 고려한 공기선도는 그림 (21) 와 같다.

여기서 리턴 공기온도 상승은 대부분 복도를 통하므로 2~3°C이고 리턴 송풍기는 마력에 의해 계산해야 하며 통상 1~1.5°C를 간

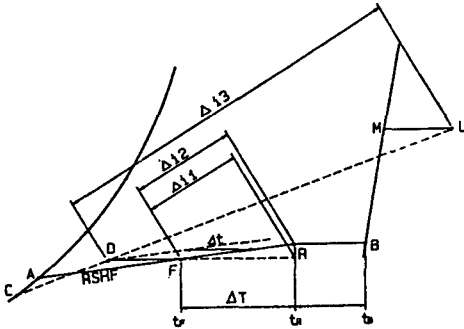


그림 21 실제부하에 적용되는 공기선도

주한다.

그러므로 실제 공조장치에서 처리해야 하는 전부하에 Δi_3 로되어 계산된 풍량과 엔탈피차에 해당하는 기기가 선정된다. 일반적으로 대부분의 선실은 하계의 부하에 의해 풍량을 채용하는 경우가 많으나 많은 인원이 수용되는 공공장소에는 규정된 신선외기나 환기회수에 준한다.

5. 부하의 결정

전냉방부하 구하기 위하여서는 실내 현연비에 의해 구하는 방법에 의해 각조건을 비교하여 최대의 풍량이 결정되면 다음과 같이 전냉방부하를 결정한다.

$$QG_T = V_{f3} \cdot \Delta i_3 \cdot 1/v \text{ Kcal/h}$$

여기서 QG_T : 전냉방 부하 (Kcal/h)

V_f : 최대풍량

Δi_3 : 최대 엔탈피차 (Kcal/kg)

v : 비체적 (m^3/kg)

전냉방부하는 가열전부하와 기습전부하로 구분되며 그합계가 전냉방부하로 다음식과 같다.

$$Q_{HGT} = Q_{HST} + Q_{HLT}$$

$$Q_{HST} = C_p \cdot \frac{1}{v} \cdot V_f (t_f - t_m)$$

$$Q_{HLT} = \frac{1}{v} \cdot r \cdot V_f (h_r - h_m)$$

C_p : 비열 (Kcal/kg°C)

v : 비체적 (m^3/kg)

V_f : 난방시의 풍량 (m^3/h)

t_f : 토출구 공기온도 (°C)

t_r : 혼합점 공기온도 (°C)

r : 물의 증발잠열 (0°C의 경우 579 Kcal/kg)

h_r : 실내공기의 절대습도 (kg/kg)

h_m : 혼합공기의 절대습도 (kg/kg)

6. 풍량결정과 부하계산의 전산화

지금까지의 선실내의 전 부하와 전 풍량을 결정하기 위하여는 각방에 대한 열전달, 환기회수 등을 각각 계산하여 그 총화를 구하여야 한다. 이 계산에는 많은 Man Hour 가 필요하므로 많은 Maker 에서는 전산화하여 시간을 단축하고 있다. 다음 그림 (22)은 전형적인 부하계산 Program의 Flow Chart 이다.

위의 Program은 VIS 376에 규정된 각조건들을 만족하고 있으며 특별한 조건 및 벽체열전달, 환기회수 등은 수요자의 요구에 의해 각방의 열부하 및 필요 풍량을 결정한다.

7. 결 언

지금까지 선박의 공조장치 설계를 위한 각종의 기준 및 부하계산, 풍량결정과 기타 전산화의 방식에 대하여 검토하였다. 이 부하계산은 선박용 공조장치 기자재를 국산화하기 위한 필수적인 단계로써 모든 공조장치 Maker 에서는 선박의 특수성을 감안한 정확한 용량 선정으로 최적의 상태를 유지하도록 해야 한다. 또한 성능에너지의 관점에서는 변화하는 각 Jones 의 부하에 대하여 적절히 대처하도록 풍량이 공급되어야 한다.

그러나 실제 설계시에는 각종 기준에서 정한 Data 만 참고되지 않고 선주의 의견이나 배의 특수성에 의해 많은 변화가 있으므로 적절히 유연성을 가져야 할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

1. ASHRAE Hand Book & Product Directory 1982. Application

2. 船用空氣調和裝置の設計基準 社團法人 日本船用工業會 1973.
3. 船舶空氣調和裝置設計基準 工業振興廳 1972.
4. VIS. Varvsindust Is Standardcental VIS 376. 1974.
5. 船用空氣調和裝置 日本冷凍一第 43 卷 第 493 號
6. 奈古屋 元知. 小型船舶の空調裝置 日本冷凍 49 卷 555 號
7. H. Donald Air conditinoing at sea. Trans 1 Mar E(c) 1981. Vol. 94 paper c94.

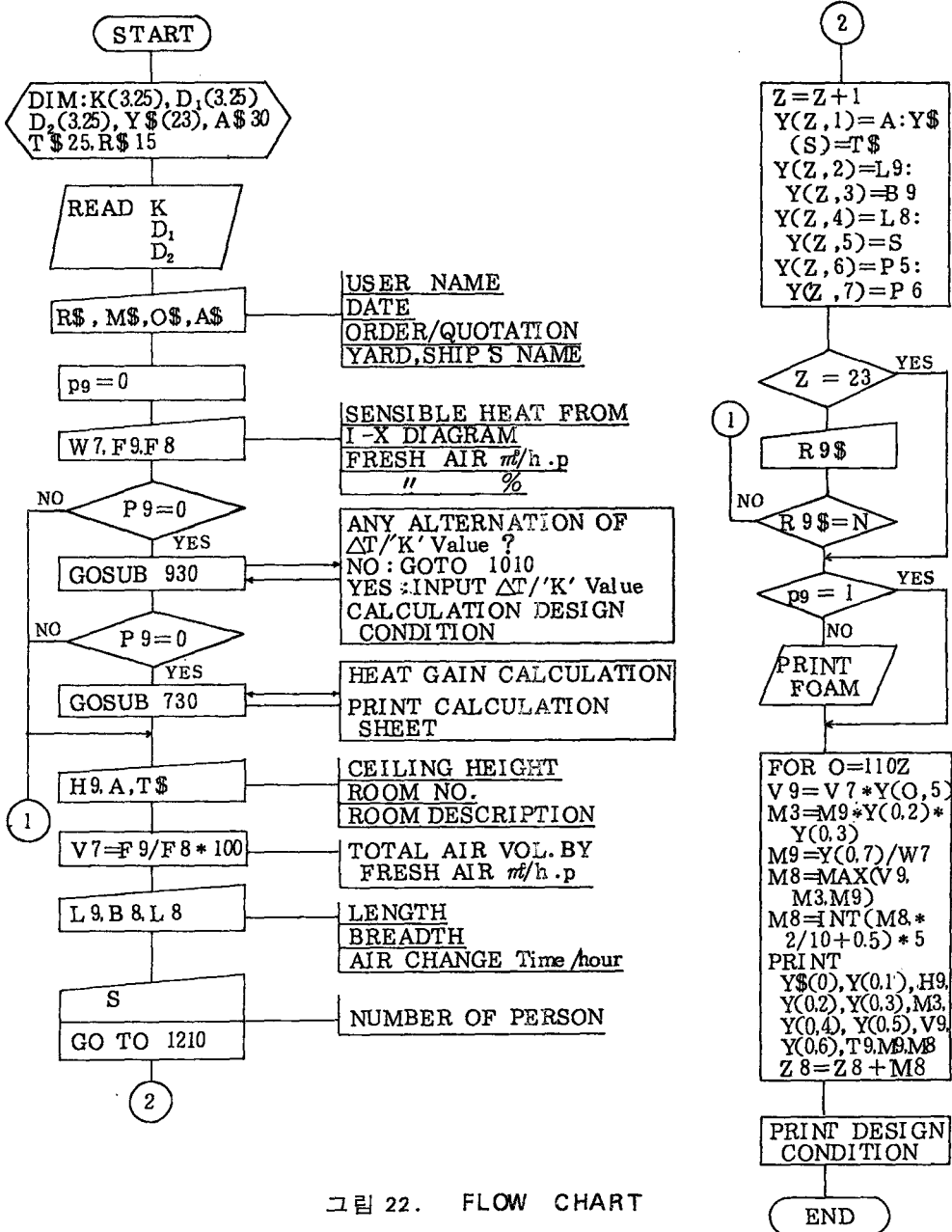


그림 22. FLOW CHART