



中华人民共和国船舶行业标准

CB/T 3817—1998
eqv ISO9099:1987

船舶干粮库的空气调节与通风 设计条件和计算基准

Air-conditioning and ventilation of dry provision rooms
on board ships—Design conditions and basis of calculations

1998—12—29发布

1999—06—01实施

前 言

本标准主要作为民用船舶要求设置空调和通风的干粮库设计过程中的基本依据。

本标准等效采用 ISO9099:1987《船舶干粮库的空气调节与通风——设计条件和计算基准》。ISO9099 主要依据 ISO7547:1985《船舶起居处所的空气调节与通风——设计条件和计算基准》，并规定采用 ISO9099 时要同时使用 ISO7547。

考虑使用者的方便，将 ISO9099 条文中引用的 ISO7547 内容作为标准的附录列入在本标准中。

本标准的附录 A、附录 B 为标准的附录。

本标准由全国海洋船标准化技术委员会提出。

本标准由中国船舶工业总公司七院七〇八研究所归口。

本标准起草单位：中国船舶工业总公司七院七〇八研究所。

本标准主要起草人：罗志平、王伟勇、张士连。

IEC/ISO 前言

ISO(国际标准化组织)是各国标准机构(ISO 成员团体)的世界性联合组织,国际标准的制定工作由 ISO 各技术委员会进行。每个成员团体对某技术委员会所从事的课题感兴趣,都有权参加这个委员会。与 ISO 有联系的政府性和非政府性的国际组织也参加这项工作。

各技术委员会通过的国际标准草案,在 ISO 理事会批准作为国际标准之前,先送给各成员团体认可。按 ISO 标准制定程序,国际标准草案至少需有 75% 的成员团体投票赞成才能成为国际标准。

本国际标准 ISO9099 由 ISO/TC8“造船与海上结构物技术委员会”制定。

使用者应注意,所有国际标准经常需要重新修订,除非另有说明外,本标准引用的其他国际标准均指最新版本。

船舶干粮库的空气调节与通风 设计条件和计算基准

Air-conditioning and ventilation of dry
Provision rooms on board ships—Design
Conditions and basis of calculations

1 范围

本标准对海上民用船舶要求有空调和通风的干粮库,规定了其空调和通风的设计条件及相应的计算方法。

本标准适用于极高气候以外的(即高于4.2所定的焓值)所有气候条件下空调与通风的设计与计算。

2 引用标准

下列标准所包含的条文,通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时,所示版本均为有效。所有标准都会被修订,使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

ISO7547:1985 船舶起居处所的空气调节与通风——设计条件和计算基准

3 定义

本标准采用的定义同ISO7547,定义内容见附录A(标准的附录)。

4 设计条件

4.1 总则

干粮库应保持干燥、凉爽和良好的通风。干粮库的送风应为扩散式,以避免较高风速直接吹到贮藏物品上所造成的过分干燥,应使整个库内的空气分布均匀。

干粮库所用的全部风管道应有可靠的防鼠设施。

本标准所用的温度均为干球温度。

4.2 夏天温度和湿度

库外空气:35℃,相对湿度为70%。

库内空气:27℃,相对湿度为50%。

4.3 冬天温度

无采暖要求,但如果提出要采暖,则送入库内的空气可预热到最高温度不超过22℃。

4.4 库外空气

最小库外新鲜空气量不得少于库内总送风量的50%。

4.5 人员定额

除船东另有规定外,干粮库中的人数为1人。

5 热增量和热损失计算

总热增量和热损失计算按 ISO7547 进行,见附录 B(标准的附录)。

6 通风量计算

6.1 库容

计算干粮库总容积时,不应扣除搁货架和贮物箱等的体积。

6.2 送风量

送至干粮库的风量应采用按下列准则计算得到的最大值:

- a) 保持 4.4 所述条件的送风量;
- b) 送入的新鲜空气量每人不少于 $0.008 \text{ m}^3/\text{s}$;
- c) 每小时换气 6 次。

6.3 透风温度

降温工况时,送入库内的空气温度与其库内平均温度之差应不大于 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

附 录 A

(标准的附录)

引用 ISO7547 的定义

A1 起居处所 accommodation spaces

用作公共舱室、居住舱室、办公室、医院、电影室、游乐室、娱乐室、理发厅和无烹调设备的配餐室的处所。

A2 空调 air-conditioning

将所在区域的空气温度、湿度、通风和空气清洁度都控制在规定限度内的空气处理形式。

A3 通风 ventilation

对一个封闭处所供给空气,以满足居住者或操作过程的需要。

A4 相对湿度 relative humidity

湿空气中,以百分数表示水蒸汽实际压力与相同干球温度下饱和水蒸汽压力的比值。

A5 干球温度 dry bulb temperature

避开辐射影响的干的温度敏感元件(如玻璃水银温度计的感温球)所显示的温度。

附录 B

(标准的附录)

ISO7547 中热增量和热损失的计算

B1 适用范围

夏季工况,应按 B2~B5 计算。

冬季工况,只按 B2 计算。

B2 传热

B2.1 计算方法

每个表面的渗入热或渗出热按公式(B1)计算:

$$\Phi = \Delta T [(k_s \cdot A_s) + (k_r \cdot A_r)] \dots\dots\dots(B1)$$

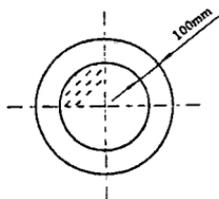
式中: Φ —— 每个表面的渗入热和渗出热, W; ΔT —— 空气温差(有空调与无空调的内部处所之间的空气温差见 B2.2), K; k_s —— A_s 面积的传热系数(见 B2.3), $W/(m^2 \cdot K)$; A_s —— 扣除舷窗和矩形窗(透光尺寸+200 mm)后的面积(见图 B1 和图 B2), m^2 ; k_r —— A_r 面积的传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; A_r —— 舷窗(见图 B1 和矩形窗(见图 B2)的面积(透光尺寸+200 mm), m^2 。

图 B1 舷窗

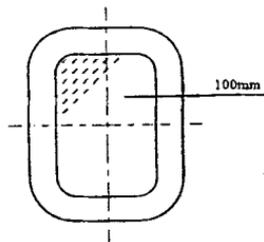


图 B2 矩形窗

B2.2 相邻内部处所之间的温差

有空调与无空调的内部处所之间的空气温差 ΔT , 见表 B1。

表 B1 相邻内部处所之间的温差

甲板或舱壁	$\Delta T, K$	
	夏季	冬季
与加热柜毗邻的甲板	43	17
与锅炉舱毗邻的甲板和舱壁	28	
与机舱和无人空调厨房毗邻的甲板和舱壁	18	
与非加热柜、货舱及类似处所毗邻的甲板和舱壁	13	42
与洗衣室毗邻的甲板和舱壁	11	17
与公共厕所毗邻的甲板的舱壁	6	0
与独用厕所毗邻的甲板和舱壁		
a: 厕所任何一面与外界毗邻	2	0
b: 厕所所有表面不与外界毗邻	1	0
c: 厕所任何一面与机舱、锅炉舱毗邻	6	0
与走道毗邻的舱壁	2	5
注: 与外界相邻的厕所所有采暖设施。		

B2.3 传热系数

表 B2 中的传热系数 k 值, 是假定露天的或与热的或冷的处所相邻的, 或与热设备或热管系相邻的所有表面设有合适的隔热层的情况下求得的, $W/(m^2 \cdot K)$ 。

除船东另有要求外, 应选用表 B2 中的数值。在其它情况下, 传热系数的计算方法按 B2.4。

表 B2 传热系数

表 面	传热系数 $W/(m^2 \cdot K)$
遮阳的露天甲板、船舷侧板和外露舱壁	0.9
与机舱、货舱或其它无人空调处所毗邻的甲板和舱壁	0.8
与锅炉舱或机舱内锅炉毗邻的甲板和舱壁	0.7
与暴露在日光下的开放或露天甲板和加热柜毗邻的甲板	0.6
单层玻璃的舷窗和矩形窗	6.5
双层玻璃的舷窗和矩形窗	3.5
与走道毗邻的舱壁, 无隔声设施	2.5
与走道毗邻的舱壁, 有隔声设施	0.9

B2.4 传热系数计算方法

传热系数 k 按公式 (B2) 计算:

$$\frac{1}{k} = \sum \frac{1}{\alpha} + \frac{\sum \frac{d}{\lambda} + M_t + M_s}{\mu} \quad \dots\dots\dots (B2)$$

式中: k —— 传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

α —— 表面空气放热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; 其中对于受风 (20 m/s) 的外表面, $\alpha = 80 W/(m^2 \cdot K)$; 对于不受风 (0.5 m/s) 的内表面, $\alpha = 8 W/(m^2 \cdot K)$;

d —— 隔热材料厚度, m;

λ —— 导热系数, W/(m·K);

M_i —— 空气层的热阻, W/(m²·K);

M_e —— 不同材料层之间的热阻, (m²·K)/W;

μ —— 钢结构的修正系数, 其中按图 B3 的隔热, $\mu=1.2$; 按图 B4 的隔热, $\mu=1.45$

无通风空气层的热阻 M_L 见表 B3。

表 B3 无通风空气层热阻

空气层的界面	空气层厚度 a ¹⁾ mm	热阻 2) (m ² ·K)/W
两个表面均具有高的辐射系数	5	0.11
	20	0.15
	200	0.16
一个表面具有高的辐射系数, 另一个表面具有低的辐射系数	5	0.17
	20	0.43
	200	0.47
两个表面均具有低的辐射系数	5	0.18
	20	0.47
	200	0.51
两个高辐射系数的表面紧贴 3)	0	0.09

1) 空气层厚度 a 见图 B3、图 B4。
2) 根据 ISO31/4 中规定用“热阻”(“thermal insulance”), 该术语, 在许多国家写为“thermal resistance”, 用符号 R 表示。
3) 假定铝饰和其它抛光表面具有低的辐射系数 0.2, 假定其它所有表面具有高的辐射系数 0.9。



图 B3 均匀厚度的平坦形隔热



图 B4 均匀厚度的曲折形隔热

B2.5 传热面积的计算

舱壁、甲板和舷侧板的传热面积的测量应从钢板到钢板。

B3 太阳热增量

太阳热增量按公式(B3)计算,

$$\Phi_s = \sum (A_s \cdot k \cdot \Delta T_s) + \sum (A_g \cdot G_s) \dots \dots \dots (B3)$$

式中: Φ_s —— 太阳热增量, W;

A_s —— 暴露在日光下的表面积(不包括舷窗和矩形窗), m²;

k —— 根据 B2.3 和 B2.4 的船体结构(甲板、外围壁等) A_s 部分的传热系数, W/(m²·K);

ΔT_s —— 表面受太阳辐射引起的温升(舱外温度超过 35 °C 后的附加温度)如下: 垂直的浅色表面为 16 K; 垂直的深色表面为 29 K; 水平的浅色表面为 12 K; 水平的深色表面为 32 K;

A_g —— 暴露在日光下的玻璃表面积, m²;

G_s —— 每平方米玻璃表面的热增量。对于透明的玻璃表面为 350 W/m²; 对于带内部遮阳的透明

玻璃表面为 240 W/m^2 。

位于角隅的舱室,应选用有最大 ϕ 值的那个表面来计算太阳热增量。

A. 以外的表面,由于起货甲板的遮阳或其它遮阳设施,应以太阳入射角 45° 来计算太阳热增量。

注:

1 如果采用反射太阳辐射的玻璃,则 G_s 可以减小。

2 由太阳辐射引起的垂直和水平表面的温升及玻璃表面附加受热量应根据亚热带气候的最高平均温度和一天中出现的“最恶劣条件”而测得。

B4 人体热

舱内 27°C 时每人散发的显热和潜热见表 B4。

表 B4 人体活动程度和散热量

活动程度	热的类型	散热量 W	
坐着休息	显热	55	135
	潜热	80	
中等、重体力劳动	显热	140	390
	潜热	250	

B5 照明和其它热源的热增量

利用日光的处所,照明的附加热可忽略不计。

无日光的处所,照明热负荷按船东建议或有关权力机构规定的额定功率计算。当船东或有关权力机构对额定输出功率没有规定时,一般照明热负荷则按表 B5 数值选用。表 B5 中数值已考虑了有关照明要求。

表 B5 常用照明的热增量

处 所	常用照明的热增量 W/m^2	
	白炽灯	荧光灯
住舱等	15	8
大餐厅或小餐厅	20	10
健身房等	40	20

冰箱的输出功率,除了船东另有规定外,按每升贮藏量容积 0.3 W 考虑。

其它的散热源,如一天中短时使用的设备,在船东有规定时才予以考虑。

对一些短暂时间使用的电器设备,如收音机、电视机及热水壶等的散热则忽略不计。

报务室内的各种设备的散热量,除船东另有规定外,按 2.5 kW 计算。

风机热按每 kpa 风压温升 1°C 来考虑。

风管内空气温升限于 2°C 。