

---

# Norme internationale



# 7547

---

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION • МЕЖДУНАРОДНАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ • ORGANISATION INTERNATIONALE DE NORMALISATION

---

## Conditionnement d'air et ventilation des emménagements à bord des navires — Conditions de conception et bases de calcul

*Air-conditioning and ventilation of accommodation spaces on board ships — Design conditions and basis of calculations*

Première édition — 1985-11-01

**iTeh STANDARD PREVIEW**  
(standards.iteh.ai)

[ISO 7547:1985](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/2f9433d5-b91d-4b92-80ad-23ae3e8e1d21/iso-7547-1985)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/2f9433d5-b91d-4b92-80ad-23ae3e8e1d21/iso-7547-1985>

---

CDU 629.123.132 : 629.1.06

Réf. n° : ISO 7547-1985 (F)

Descripteurs : construction navale, navire, conditionnement d'air, ventilation, conception, spécification.

## Avant-propos

L'ISO (Organisation internationale de normalisation) est une fédération mondiale d'organismes nationaux de normalisation (comités membres de l'ISO). L'élaboration des Normes internationales est confiée aux comités techniques de l'ISO. Chaque comité membre intéressé par une étude a le droit de faire partie du comité technique créé à cet effet. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec l'ISO participent également aux travaux.

Les projets de Normes internationales adoptés par les comités techniques sont soumis aux comités membres pour approbation, avant leur acceptation comme Normes internationales par le Conseil de l'ISO. Les Normes internationales sont approuvées conformément aux procédures de l'ISO qui requièrent l'approbation de 75 % au moins des comités membres votants.

La Norme internationale ISO 7547 a été élaborée par le comité technique ISO/TC 8, *Construction navale et structures maritimes*.

ISO 7547:1985

L'attention des utilisateurs est attirée sur le fait que toutes les Normes internationales sont de temps en temps soumises à révision et que toute référence faite à une autre Norme internationale dans le présent document implique qu'il s'agit, sauf indication contraire, de la dernière édition.

# Conditionnement d'air et ventilation des emménagements à bord des navires — Conditions de conception et bases de calcul

## 1 Objet et domaine d'application

La présente Norme internationale spécifie les conditions de conception et les méthodes de calcul appropriées pour le conditionnement d'air et la ventilation des emménagements et de la cabine radio des navires de commerce, pour toutes les conditions climatiques à l'exception de celles rencontrées sous les climats extrêmement chauds ou extrêmement froids (c'est-à-dire ayant une enthalpie inférieure ou supérieure à celles fixées en 4.2 et 4.3).

L'annexe A donne les directives et les règles de l'art pour la conception des systèmes de ventilation et de conditionnement d'air à bord des navires.

L'annexe B donne, sous forme de tableau, les valeurs pratiques de la conductivité thermique des matériaux de construction les plus usuels.

NOTE — Les utilisateurs de la présente Norme internationale noteront que, tout en observant les prescriptions de la norme, ils devront s'assurer qu'ils satisfont en même temps tels ou tels prescriptions, règles ou règlements légaux qui pourraient s'appliquer à chaque navire considéré.

## 2 Références

ISO 31/4, *Grandeurs et unités de chaleur*.

ISO 3258, *Distribution et diffusion de l'air — Vocabulaire*.

## 3 Définitions

Dans le cadre de la présente Norme internationale, les définitions suivantes, en plus de celles de l'ISO 31/4 et de l'ISO 3258, sont applicables.

**3.1 emménagements:** Espaces utilisés comme locaux communs, cabines, bureaux, hôpitaux, cinémas, salles de jeux et de bricolage, salons de coiffure et offices ne contenant pas d'appareils pour faire la cuisine.

**3.2 conditionnement d'air:** Traitement de l'air par lequel la température, l'humidité, la ventilation et la propreté de l'air sont maintenues, en même temps, dans les limites prescrites pour le local à conditionner.

**3.3 ventilation:** Quantité d'air à fournir dans un espace fermé, suffisante pour satisfaire aux besoins des occupants ou aux nécessités du travail à y effectuer.

**3.4 humidité relative:** Pour l'air humide, rapport exprimé en pourcentage de la pression réelle de la vapeur d'eau à la pression de saturation de la vapeur d'eau, pour une même température au bulbe sec.

**3.5 température au bulbe sec:** Température indiquée par un élément sensible à la température sèche (tel que le bulbe d'un thermomètre en verre à mercure), protégé des effets des radiations.

## 4 Conditions de conception

### 4.1 Généralités

Le système doit être conçu pour les conditions intérieures spécifiées en 4.2 et 4.3 pour tous les emménagements définis en 3.1, ainsi que pour les conditions extérieures fixées, en respectant le débit d'air extérieur, la ventilation et l'équilibrage prescrits respectivement en 6.2.1, 6.2.2 et 6.5.

NOTE — Toutes les températures indiquées sont des températures sèches.

### 4.2 Températures et humidités en été

Air extérieur: + 35 °C et 70 % d'humidité relative

Air intérieur: + 27 °C et 50 % d'humidité relative

NOTE — En pratique, les conditions intérieures obtenues peuvent être différentes des conditions fixées, notamment pour l'humidité.

### 4.3 Températures en hiver

Air extérieur: – 20 °C

Air intérieur: + 22 °C

NOTE — La présente Norme internationale ne formule pas d'exigences pour l'humidification en hiver.

**4.4 Air extérieur**

La quantité minimale d'air extérieur ne doit pas être inférieure à 50 % du débit total soufflé dans les espaces traités.

**4.5 Occupation**

Le nombre de personnes à prendre en considération dans les différents emménagements doit être le suivant, sauf indication contraire de l'acheteur :

**Cabines :** nombre maximal de personnes pour lequel la cabine est prévue.

**Salons, salles à manger, salles de récréation :** nombre de personnes qui peuvent s'asseoir ou, si ce nombre n'est pas spécifié par l'acheteur :

- 1 personne par 2 m<sup>2</sup> de surface au sol pour les salons;
- 1 personne par 1,5 m<sup>2</sup> de surface au sol pour les salles à manger;
- 1 personne par 5 m<sup>2</sup> de surface au sol pour les salles de récréation.

**Pièce de séjour du commandant et du chef mécanicien :** 4 personnes.

**Pièce de séjour du second capitaine, du second mécanicien, du maître d'hôtel et autres pièces de séjour particulières :** 3 personnes.

**Hôpital :** nombre de lits + 2.

**Gymnase, salles de jeux :** 4 personnes.

**Infirmierie :** 2 personnes.

**Bureaux :** 2 personnes.

**5 Calcul des gains et pertes de chaleur**

**5.1 Application**

Pour le calcul des conditions d'été, les paragraphes 5.2 à 5.5 inclus doivent être appliqués.

Pour le calcul des conditions d'hiver, le paragraphe 5.2 seul doit être appliqué.

**5.2 Transmission de chaleur**

**5.2.1 Méthodes de calcul**

Les pertes ou les gains de chaleur par transmission,  $\Phi$ , pour chaque aire considérée, doivent être calculé(e)s, en watts, à l'aide de l'équation

$$\Phi = \Delta T [(k_v \cdot A_v) + (k_g \cdot A_g)]$$

où

$\Delta T$  est la différence de température, en kelvins, de l'air (pour la différence de température de l'air entre des locaux conditionnés et des locaux intérieurs non conditionnés, voir 5.2.2);

$k_v$  est le coefficient de transmission thermique globale, en watts par mètre carré kelvin, pour l'aire  $A_v$  (voir 5.2.3);

$A_v$  est l'aire, en mètres carrés, à l'exclusion des hublots et des fenêtres rectangulaires (surface vitrée + 200 mm) (voir figures 1 et 2);

$k_g$  est le coefficient de transmission thermique globale, en watts par mètre carré kelvin, pour l'aire  $A_g$  (voir 5.2.3);

$A_g$  est l'aire, en mètres carrés, des hublots et des fenêtres rectangulaires (surface vitrée + 200 mm) (voir figures 1 et 2).

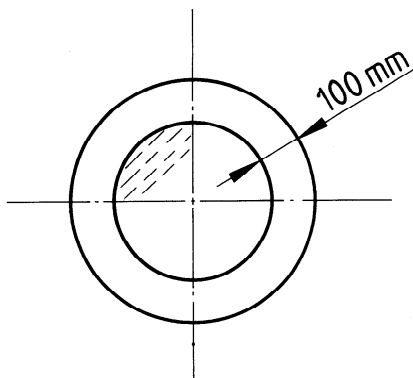


Figure 1 — Hublot

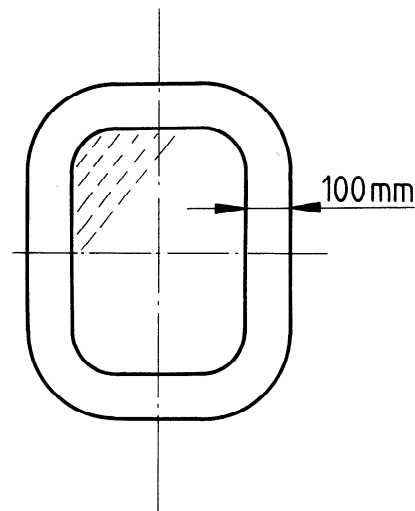


Figure 2 — Fenêtre rectangulaire

### 5.2.2 Différences de température entre locaux intérieurs adjacents

Pour les différences de température de l'air,  $\Delta T$ , en kelvins, entre les espaces intérieurs conditionnés et ceux non conditionnés, voir le tableau 1.

Tableau 1 — Différences de température entre locaux intérieurs adjacents

Pont ou cloison	$\Delta T$ , K	
	Été	Hiver
Pont sur soute réchauffée	43	
Pont et cloison contigus à une chaufferie	28	17
Pont et cloison contigus au compartiment moteur ou à une cuisine non conditionnée	18	
Pont et cloison contigus à des soutes non réchauffées, à des espaces de cargaison ou à des espaces similaires	13	42
Pont et cloison contigus à une buanderie	11	17
Pont et cloison contigus à un sanitaire commun	6	0
Pont et cloison contigus à un sanitaire particulier		
a) dont une partie est contiguë à une paroi extérieure exposée	2	0
b) dont aucune partie n'est exposée	1	0
c) dont une partie est contiguë au compartiment moteur ou à une chaufferie	6	0
Cloison contiguë à une coursive	2	5

NOTE — Il est bien entendu que les sanitaires exposés sont équipés de moyens de chauffage.

### 5.2.3 Coefficients de transmission thermique globale

Les valeurs des coefficients de transmission thermique globale,  $k$ , en watts par mètre carré kelvin, données dans le tableau 2 supposent qu'une isolation thermique convenable est prévue sur toutes les surfaces exposées aux conditions extérieures, ou contiguës aux espaces chauds ou froids ou aux équipements et tuyautages chauds.

Les valeurs données dans le tableau 2 doivent être utilisées dans les cas où elles sont applicables, à moins que d'autres valeurs n'aient été recommandées par l'acheteur. Pour les autres cas, une méthode de calcul du coefficient est donnée en 5.2.4.

### 5.2.4 Calcul du coefficient de transmission thermique

Le coefficient de transmission thermique doit être calculé à l'aide de l'équation

$$\frac{1}{k} = \sum \frac{1}{\alpha} + \frac{\sum \frac{d}{\lambda} + M_L + M_b}{\mu}$$

où

$k$  est le coefficient de transmission thermique globale, en watts par mètre carré kelvin;

$\alpha$  est le coefficient de transmission thermique de surface, en watts par mètre carré kelvin, pour l'air:

$\alpha = 80 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  pour une surface extérieure exposée à un vent de 20 m/s;

$8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  pour une surface intérieure non exposée au vent (0,5 m/s);

$d$  est l'épaisseur, en mètres, du matériau;

$\lambda$  est la conductivité thermique, en watts par mètre kelvin;

$M_L$  est le coefficient d'isolation thermique, en mètres carrés kelvins par watt, pour une couche d'air;

$M_b$  est le coefficient d'isolation thermique, en mètres carrés kelvins par watt, entre des couches de matériaux différents;

$\mu$  est le facteur de correction pour la structure métallique:

$\mu = 1,2$  pour une isolation conforme à celle de la figure 3;

1,45 pour une isolation conforme à celle de la figure 4.

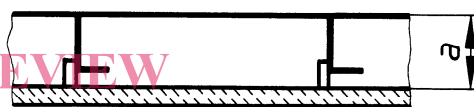


Figure 3 — Isolation plane d'épaisseur uniforme



Figure 4 — Isolation enveloppante d'épaisseur uniforme

Tableau 2 — Coefficients de transmission thermique globale

Surfaces	Coefficient de transmission thermique globale, $k$ W/(m <sup>2</sup> ·K)
Pont exposé non soumis aux radiations solaires, bordé de navire et cloisons extérieures	0,9
Pont et cloison contigus au compartiment moteur, à un espace cargaison ou à d'autres espaces non conditionnés	0,8
Pont et cloison contigus à une chaufferie ou à une chaudière dans le compartiment moteur	0,7
Pont contigu à un espace ouvert ou pont exposé aux radiations solaires ou pont contigu à des soutes réchauffées	0,6
Hublots et fenêtres rectangulaires à simple vitrage	6,5
Hublots et fenêtres rectangulaires à double vitrage	3,5
Cloison non insonorisée contiguë à une coursive	2,5
Cloison insonorisée contiguë à une coursive	0,9

Les valeurs pratiques de la conductivité thermique des matériaux de construction les plus usuels sont données dans l'annexe B.

Pour les coefficients d'isolation thermique,  $M_L$ , pour une couche d'air non ventilée, voir le tableau 3.

**Tableau 3 — Coefficients d'isolation thermique pour une couche d'air non ventilée**

Surfaces limitant la couche d'air	Épaisseur de la couche d'air, $a^{1)}$ mm	Coefficient d'isolation thermique <sup>2)</sup> $m^2 \cdot K/W$
Les deux surfaces ont une émissivité élevée	5	0,11
	20	0,15
	200	0,16
Une surface a une émissivité élevée, l'autre a une émissivité faible	5	0,17
	20	0,43
	200	0,47
Les deux surfaces ont une émissivité faible	5	0,18
	20	0,47
	200	0,51
Surfaces à émissivité élevée en contact <sup>3)</sup>	0	0,09

1) Voir figures 3 et 4.

2) Le terme « coefficient d'isolation thermique » est utilisé avec la définition donnée dans l'ISO 31/4. Dans de nombreux pays, ce coefficient est appelé « résistance thermique » et est symbolisé par  $R$ .

3) Les feuilles d'aluminium et les autres surfaces polies sont supposées avoir une émissivité faible (0,2). Toutes les autres surfaces sont supposées avoir une émissivité élevée (0,9).

**5.2.5 Mesurage des aires de transmission**

L'aire de transmission des cloisons, des ponts et du bordé doit être mesurée de tôle à tôle.

**5.3 Apport de chaleur solaire**

L'apport de chaleur solaire,  $\Phi_s$ , doit être calculé, en watts, à l'aide de l'équation

$$\Phi_s = \Sigma(A_v \cdot k \cdot \Delta T_r) + \Sigma(A_g \cdot G_s)$$

où

$A_v$  est l'aire, en mètres carrés, exposée aux radiations solaires (les hublots et les fenêtres rectangulaires ne sont pas comptés);

$k$  est le coefficient de transmission thermique globale, conforme à 5.2.3 ou à 5.2.4, pour la structure du navire (pont, cloison extérieure, etc.) à l'intérieur de l'aire  $A_v$ ;

$\Delta T_r$  est l'élévation de température (au-dessus de la température extérieure de + 35 °C), provoquée par les radiations solaires sur les surfaces indiquées ci-dessous :

- $\Delta T_r = 16$  K pour les surfaces verticales claires;
- 29 K pour les surfaces verticales sombres;
- 12 K pour les surfaces horizontales claires;
- 32 K pour les surfaces horizontales sombres;

$A_g$  est l'aire de la surface vitrée (aire nette), en mètres carrés, exposée aux radiations solaires;

$G_s$  est l'apport de chaleur par mètre carré de surface vitrée:

- $G_s = 350$  W/m<sup>2</sup> pour les surfaces vitrées transparentes;
- 240 W/m<sup>2</sup> pour les surfaces vitrées transparentes avec store ou voilage intérieur.

En ce qui concerne les cabines de coin, l'aire donnant la plus grande valeur de  $\Phi_s$  doit être retenue pour le calcul de l'apport de chaleur.

Les surfaces non comptées dans l'aire  $A_v$ , soit à cause de l'ombre portée par un pont en surplomb, soit à cause de l'ombre créée par d'autres moyens de protection, doivent être calculées avec le soleil à 45°.

NOTES

1 Si des verres réfléchissant les radiations solaires sont utilisés,  $G_s$  peut être diminué.

2 L'élévation de température pour les surfaces horizontales et verticales et l'apport supplémentaire de chaleur pour les surfaces vitrées, dus aux radiations solaires, ont été établis à partir des températures moyennes extrêmes rencontrées sous des climats subtropicaux et donnent les « plus mauvaises conditions » qui puissent avoir lieu dans une journée.

**5.4 Apport de chaleur par les personnes**

Les valeurs des quantités de chaleur sensible et de chaleur latente émises par une personne dans une ambiance de 27 °C sont données dans le tableau 4.

**Tableau 4 — Activité corporelle et émission de chaleur**

Activité	Type de chaleur	Émission W
Personne assise en repos	Chaleur sensible	55
	Chaleur latente	80
Activité moyenne ou soutenue	Chaleur sensible	140
	Chaleur latente	250

**5.5 Apport de chaleur par l'éclairage ou d'autres sources**

Dans les espaces éclairés par la lumière du jour, on ne doit pas tenir compte de l'apport de chaleur supplémentaire par l'éclairage.

Dans les espaces sans éclairage naturel, l'apport de chaleur par l'éclairage doit être calculé à partir de la puissance nominale, en watts, de l'éclairage, suivant les indications de l'acheteur ou les prescriptions de l'autorité compétente. Lorsque la puissance nominale n'est pas spécifiée par l'acheteur ou l'autorité compétente, l'apport de chaleur par l'éclairage d'ambiance doit être pris comme indiqué dans le tableau 5, en tenant compte toutefois des éclairages spéciaux qui peuvent exister.

Tableau 5 — Apport de chaleur par l'éclairage d'ambiance

Espaces	Apport de chaleur par l'éclairage d'ambiance, W/m <sup>2</sup>	
	Éclairage incandescent	Éclairage fluorescent
Cabines, etc.	15	8
Salles à manger	20	10
Gymnases, etc.	40	20

La puissance des réfrigérateurs doit être considérée comme étant égale à 0,3 W/l de capacité de stockage, sauf spécification contraire de l'acheteur.

Les autres sources de chaleur, telles que celles d'appareils qui sont en fonctionnement le jour pendant de longues périodes, ne doivent être prises en considération que si l'acheteur l'exige.

Les appareils électriques fonctionnant occasionnellement, tels que postes de radio, postes de télévision, bouilloires à eau, etc., ne doivent pas être pris en compte.

L'apport de chaleur provenant de l'équipement, etc. dans la cabine radio doit être considéré comme étant égal à 2,5 kW, sauf spécification contraire de l'acheteur.

L'apport de chaleur par les ventilateurs, à prendre en compte, doit correspondre à une élévation de température de 1 °C/kPa d'élévation de pression.

L'élévation de température dans les conduits d'air doit être limitée à 2 °C.

## 6 Calcul du débit d'air

### 6.1 Volume de l'espace

Le volume de l'ameublement, des penderies, des équipements fixes, etc. ne doit pas être déduit pour le calcul du volume brut des cabines et autres espaces.

### 6.2 Débit d'air soufflé

#### 6.2.1 Air soufflé en conditionnement

Le débit d'air soufflé dans chaque espace conditionné doit être calculé en prenant, parmi les critères suivants, celui qui donne la plus grande valeur :

- débit nécessaire pour maintenir les conditions de 4.2;
- débit nécessaire pour maintenir les conditions de 4.3;
- débit d'air extérieur égal ou supérieur à 0,008 m<sup>3</sup>/s par personne pour chaque local considéré.

L'air soufflé dans les cabines avec sanitaire particulier (bain, douche ou water-closet) doit avoir un débit au moins 10 % supérieur à celui de l'air extrait à partir du sanitaire.

NOTE — On doit observer qu'il existe des réglementations nationales fixant un nombre minimal de renouvellements de l'air.

#### 6.2.2 Air soufflé en ventilation

L'air conditionné soufflé dans les espaces ventilés, tels que ceux énumérés de a) à e), doit être fourni directement ou être

de l'air peu pollué provenant d'un local adjacent, et doit être en quantité suffisante pour permettre de satisfaire aux prescriptions de 6.4 concernant le débit d'air extrait :

- sanitaires communs (bain, douche, urinoir ou water-closet);
- buanderie;
- séchoirs et salles de repassage;
- vestiaires;
- armoires à produits d'entretien.

NOTE — Il est supposé que les espaces ventilés sont munis de moyens de chauffage supplémentaires si cela est nécessaire.

### 6.3 Température de l'air soufflé

La température de l'air soufflé dans un local ne doit pas être inférieure de plus de 10 °C à la température ambiante, ni être supérieure de plus de 23 °C à la température ambiante du local en période de chauffage.

### 6.4 Air extrait

#### 6.4.1 Volume d'air extrait

Le débit d'air extrait dans les salons, les salles à manger et les salles de séjour communes doit être le même que celui d'air soufflé.

Le débit d'air extrait dans les hôpitaux et les offices doit être au moins 20 % supérieur au débit d'air soufflé.

Le débit d'air extrait dans les sanitaires particuliers (bain, douche ou water-closet) doit être égal à la plus grande des deux valeurs suivantes : 0,02 m<sup>3</sup>/s ou 10 renouvellements par heure.

Le débit d'air extrait dans les sanitaires communs (bain, douche, urinoir ou water-closet), les buanderies, les séchoirs et les salles de repassage doit assurer au minimum 15 renouvellements par heure, et dans les vestiaires, les toilettes et les armoires à produits d'entretien au minimum 10 renouvellements par heure.

Une attention particulière doit être portée aux sanitaires communs des navires à passagers, y compris les transbordeurs. Le débit d'air extrait doit correspondre au minimum à 30 renouvellements par heure.

#### 6.4.2 Système d'extraction

L'air extrait des locaux énumérés en a) et b) doit être évacué directement à l'air libre et ne doit pas être utilisé pour le recyclage et, en outre, les systèmes d'évacuation pour chacun de ces espaces ou groupes d'espaces doivent être distincts les uns des autres :

- hôpital;
- sanitaires, buanderies, offices, etc.

### 6.5 Équilibrage

L'installation doit être équilibrée positivement. Cet équilibrage doit être applicable à chaque pont.

Dans les locaux où il y a des séchoirs à tambour, l'équilibrage entre air soufflé et air extrait doit être réalisé en accord avec le fournisseur des séchoirs.

Les hôpitaux et les offices doivent être maintenus en légère dépression par rapport aux emménagements adjacents.

## Annexe A

### Directives et règles de l'art

(La présente annexe ne fait pas partie intégrante de la norme.)

#### A.1 Installation et conduits

La disposition de l'installation et la taille des conduits devraient permettre une alimentation en air sans recirculation.

#### A.2 Air soufflé

Dans les hôpitaux, un clapet de non-retour devrait être installé dans le conduit d'air soufflé.

#### A.3 Air extrait

Dans les buanderies, les séchoirs et les salles de repassage, les prises d'extraction d'air devraient être placées au-dessus des endroits où les émissions de chaleur et l'humidité sont élevées.

#### A.4 Mouvement de l'air dans les zones occupées

Le mouvement de l'air dans les zones occupées devrait être maintenu à l'intérieur des limites indiquées à la figure 5.

La valeur supérieure de la vitesse de l'air ne s'applique que dans les locaux où se déroulent des activités.

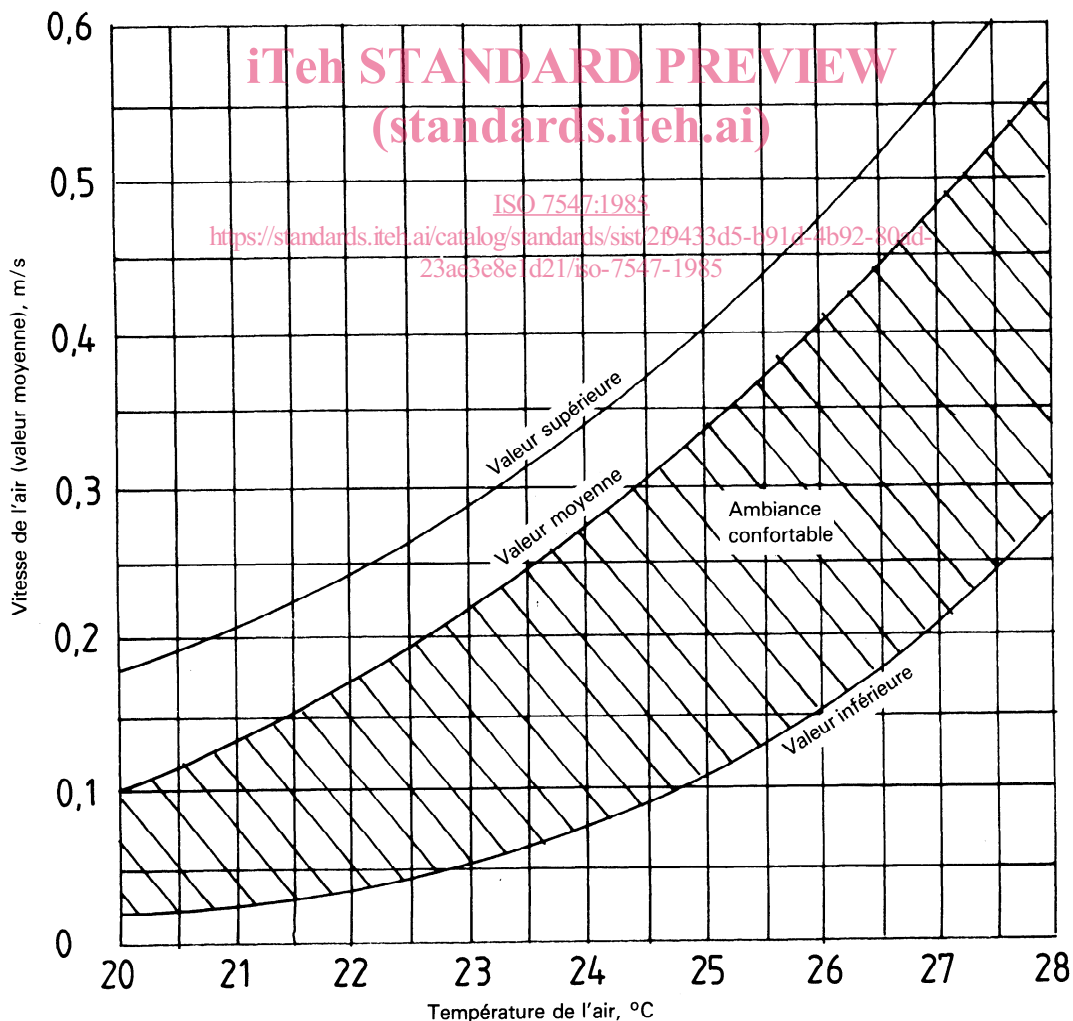


Figure 5 — Limites du mouvement de l'air dans les zones occupées

NOTE — Dans des applications normales pour le confort de l'homme, les zones occupées sont limitées géométriquement à 0,15 m de toutes les parois du local, avec une hauteur de 1,80 m au-dessus du sol.



## A.5 Variation de la température dans les zones occupées

La différence maximale de température entre tous points d'une zone occupée (voir A.4) ne devrait pas dépasser 2 K.

## A.6 Installation de réfrigération

Pour un système à l'eau de mer, le condenseur devrait être dimensionné pour une température de l'eau de mer à l'entrée de + 33 °C, et le moteur du compresseur devrait être capable d'entraîner le compresseur avec une température de l'eau de mer à l'entrée de + 35 °C.

Pour un système à refroidissement indirect, le condenseur devrait être prévu pour une température de l'eau de refroidissement de + 36 °C à l'entrée et le moteur du compresseur pour + 38 °C.

Pour le calcul du coefficient de transmission thermique globale du condenseur, on devrait utiliser un coefficient d'encrassement de 0,000 09 m<sup>2</sup>·K/W.

Pour le calcul du refroidissement, on devrait utiliser une masse volumique de l'air de 1,20 kg/m<sup>3</sup>.

## A.7 Bruit

Le système devrait être conçu pour que le niveau de pression acoustique pondéré A de la distribution d'air, mesuré à 1 m de la sortie du dispositif de soufflage, ne dépasse pas 55 dB (A).

## A.8 Réglage de la température

Un dispositif de réglage individuel de la température devrait être installé dans chacun des locaux d'emménagements. Ceci peut être obtenu par réglage du débit d'air.

## A.9 Humidificateur en hiver

ISO 7547:1985

Lors de l'humidification en hiver, il est fortement recommandé de limiter supérieurement le taux d'humidification à 35 % d'humidité relative et de régler cette humidification de sorte qu'elle fonctionne uniquement lorsqu'il y a une longue période de temps froid et sec. Il conviendrait de tenir compte du risque de condensation sur les surfaces froides et, par suite, du risque de formation de glace dans l'isolation. Lorsque l'isolation est fixée sur des surfaces exposées à l'atmosphère, il conviendrait de s'assurer qu'un joint d'étanchéité à la vapeur soit mis en place pour éviter la pénétration d'air humide chaud.