

ISO

ORGANISATION INTERNATIONALE DE NORMALISATION

RECOMMANDATION ISO R 916

ESSAIS DES MACHINES FRIGORIFIQUES
(standards.iteh.ai)

ISO/R 916:1968

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/e9cd407c-3f2b-4ad0-a897-d45ae1812755/iso-r-916-1968>

1^{ère} ÉDITION

Décembre 1968

REPRODUCTION INTERDITE

Le droit de reproduction des Recommandations ISO et des Normes ISO est la propriété des Comités Membres de l'ISO. En conséquence, dans chaque pays, la reproduction de ces documents ne peut être autorisée que par l'organisation nationale de normalisation de ce pays, membre de l'ISO.

Seules les normes nationales sont valables dans leurs pays respectifs.

Imprimé en Suisse

Ce document est également édité en anglais et en russe. Il peut être obtenu auprès des organisations nationales de normalisation.

Page blanche

iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)

ISO/R 916:1968

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/e9cd407c-3f2b-4ad0-a897-d45ae1fd239/iso-r-916-1968>

HISTORIQUE

La Recommandation ISO/R 916, *Essais des machines frigorifiques*, a été élaborée par le Comité Technique ISO ISO/TC 86, *Froid*, dont le Secrétariat est assuré par la British Standards Institution (BSI).

Les travaux relatifs à cette question ont été confiés au Sous-Comité ISO/TC 86/SC 3, dont le Secrétariat est assuré par la Belgique. Les travaux commencèrent en 1960 et les “Recommandations pour un code international d’essais des machines frigorifiques”*, publiées en novembre 1957 par l’Institut International du Froid, servirent de base aux discussions. Les travaux aboutirent à l’adoption d’un Projet de Recommandation ISO.

En mars 1967, ce Projet de Recommandation ISO (N° 1153) fut soumis à l’enquête de tous les Comités Membres de l’ISO. Il fut approuvé, sous réserve de quelques modifications d’ordre rédactionnel, par les Comités Membres suivants :

Allemagne	Grèce	Royaume-Uni
Australie	Hongrie	Suède
Belgique	Italie	Suisse
Canada	Nouvelle-Zélande	Tchécoslovaquie
Chili	Pays-Bas	Yougoslavie
Danemark	Pologne	
France	R.A.U.	

Aucun Comité Membre ne se déclara opposé à l’approbation du Projet.

Le Projet de Recommandation ISO a été alors soumis par correspondance au Conseil de l’ISO qui décida, en décembre 1968, de l’accepter comme RECOMMANDATION ISO.

* Bulletin IIF — 177 Boulevard Malesherbes, Paris 17^e. Volume XXXVIII N° 1.

TABLE DES MATIÈRES

	Pages
Introduction	5
1. Unités	6
2. Définitions et données	7
3. Détermination des performances	8
4. Organisation des essais	8
5. Mesure de la puissance frigorifique	9
6. Mesure de la consommation d'énergie motrice	17
7. Instruments de mesure	17
8. Tolérances	18
9. Expression des résultats	19
10. Tableaux numériques — Diagrammes	19

ESSAIS DES MACHINES FRIGORIFIQUES

INTRODUCTION

La présente Recommandation ISO a pour objet de déterminer les performances techniques d'une machine frigorifique, à l'exclusion des performances utilitaires d'une installation complète ou des performances techniques d'une partie de la machine.

Par *machine frigorifique*, il faut entendre un ensemble classique du type à compression de vapeur et comprenant les organes de compression, de condensation, d'évaporation, les tuyauteries de raccordement et tous les accessoires indispensables à l'accomplissement du cycle du fluide frigorigène.

La détermination des performances techniques d'autres dispositifs frigorifiques tels que, par exemple, les machines à absorption et les machines à éjecteur n'a pas été prévue dans cette Recommandation ISO, mais pourra faire l'objet d'autres Recommandations ISO.

Ne sont envisagés que des essais de machines frigorifiques complètes en fonctionnement de régime normal et permanent (fréquence, tension, alimentation d'eau, etc.) et pour lesquelles le fluide frigorigène est entièrement à l'état liquide à l'amont du détendeur.

La direction des essais ne doit être confiée qu'à des personnes ayant les connaissances nécessaires et la compétence requise.

Lorsqu'aucune des méthodes d'essais prévues dans la présente Recommandation ISO n'est praticable ou acceptable, on envisagera de limiter l'essai à la détermination des performances du compresseur seul, conformément à la Recommandation ISO/R 917, *Essais des compresseurs pour fluides frigorigènes*.

1. UNITÉS

Grandeur	Symboles	Unités du Système International (SI)	Unités usuelles métriques	Unités usuelles non métriques	Facteurs de conversion
température absolue température usuelle	T, Θ t, θ	K	K °C	°R °F	$t \text{ °C} = T \text{ K} - 273,15$ $t \text{ °F} = T \text{ °R} - 459,67$
pression	p	N/m ²	kgf/cm ²	lbf/in ²	$1 \text{ kgf/cm}^2 = 98\,066,5 \text{ N/m}^2$ $1 \text{ lbf/in}^2 = 6894,76 \text{ N/m}^2$
masse volumique	ρ	kg/m ³	kg/m ³	lb/ft ³	$1 \text{ lb/ft}^3 = 16,0185 \text{ kg/m}^3$
enthalpie massique	h	J/kg	kcal _{IT} /kg	Btu/lb	$1 \text{ kcal}_{IT}/\text{kg} = 4186,8 \text{ J/kg}$ $1 \text{ Btu/lb} = 2326 \text{ J/kg}$
entropie massique	s	J/(kg·K)	kcal _{IT} /(kg·K)	Btu/(lb·°R)	$1 \text{ kcal}_{IT}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = 4186,8 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ $1 \text{ Btu}/(\text{lb} \cdot \text{°R}) = 4186,8 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
chaleur massique	c	J/(kg·K)	kcal _{IT} /(kg·°C)	Btu/(lb·°F)	$1 \text{ kcal}_{IT}/(\text{kg} \cdot \text{°C}) = 4186,8 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ $1 \text{ Btu}/(\text{lb} \cdot \text{°F}) = 4186,8 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
chaleur de vaporisation massique	l	J/kg	kcal _{IT} /kg	Btu/lb	$1 \text{ kcal}_{IT}/\text{kg} = 4186,8 \text{ J/kg}$ $1 \text{ Btu/lb} = 2326 \text{ J/kg}$
conductivité thermique	λ	W/(m·K)	kcal _{IT} /(h·m·°C)	Btu/(h·ft·°F)	$1 \text{ kcal}_{IT}/(\text{h} \cdot \text{m} \cdot \text{°C}) = 1,163 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ $1 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft} \cdot \text{°F}) = 1,730\,73 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
coefficient de transmission thermique de surface	α	W/(m ² ·K)	kcal _{IT} /(h·m ² ·°C)	Btu/(h·ft ² ·°F)	$1 \text{ kcal}_{IT}/(\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}) = 1,163 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ $1 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}) = 5,678 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
coefficient global de transmission thermique	K	W/(m ² ·K)	kcal _{IT} /(h·m ² ·°C)	Btu/(h·ft ² ·°F)	$1 \text{ kcal}_{IT}/(\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}) = 1,163 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ $1 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}) = 5,678 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
viscosité cinématique	ν	m ² /s	m ² /s St	ft ² /s	$1 \text{ ft}^2/\text{s} = 0,092\,903\,0 \text{ m}^2/\text{s}$ $1 \text{ St} = 0,000\,1 \text{ m}^2/\text{s}$
débit massique	q_m	kg/s	kg/h	lb/h	$1 \text{ lb/h} = 126 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$
flux thermique	Φ	W	kcal _{IT} /h	Btu/h	$1 \text{ kcal}_{IT}/\text{h} = 1,163 \text{ W}$ $1 \text{ Btu/h} = 0,2931 \text{ W}$
puissance frigorifique (globale, nette, utile)	Φ_o	W	fg/h	ton	$1 \text{ fg/h} (= 1 \text{ kcal}_{IT}/\text{h}) = 1,163 \text{ W}$ $1 \text{ ton of refrigeration} (= 12\,000 \text{ Btu/h})$ flux thermique absorbé à la source froide d'une machine frigorifique = 3516,85 W
facteur de performance frigorifique (globale, nette, utile)	ϵ	—	—	—	—
rendement	η	—	—	—	—
puissance mécanique	P	W	kW ch	kW hp	$1 \text{ ch} = 735,499 \text{ W}$ $1 \text{ hp} = 745,700 \text{ W}$
aire d'une surface d'échange	A	m ²	m ²	ft ²	$1 \text{ ft}^2 = 0,092\,903\,0 \text{ m}^2$
humidité relative	φ_p	—	—	—	—
humidité absolue (rapport de mélange)	x	—	—	—	—

Il est recommandé d'utiliser des chiffres 1, 2, 3 etc. comme indices de repère d'un état quelconque de fluide frigorigène (voir, par exemple, Fig. 1).

Indices inférieurs atmosphère ambiante, air a
 eau w
 agent de transmission liquide (saumure, alcool, etc.) f
 fluide frigorigène (sans indice)
 saturé s

2. DÉFINITIONS ET DONNÉES

2.1 Définitions

2.1.1 Puissance frigorifique globale. Débit de chaleur enlevée par le fluide frigorigène aux milieux extérieurs. Seuls, les échanges éventuels entre éléments du cycle lui-même sont exclus de cette puissance frigorifique globale.

Il est à remarquer que, dans un grand nombre de cas, la puissance frigorifique globale peut être mesurée à partir de la différence d'enthalpie massique entre l'aspiration au compresseur et la sortie du condenseur ou, s'il existe, du refroidisseur complémentaire, ainsi que par le débit correspondant du fluide frigorigène.

2.1.2 Puissance frigorifique nette. Débit de chaleur enlevée par le fluide frigorigène à l'agent de transmission de la source froide.

2.1.3 Puissance frigorifique utile. Débit de chaleur enlevée par le fluide frigorigène ou par l'agent de transmission entre deux endroits spécifiés, compte tenu des conditions d'utilisation.

2.2 Données

2.2.1 L'une des trois puissances frigorifiques définies au paragraphe 2.1 doit être donnée.

2.2.2 Dans le cas de machines frigorifiques à plusieurs étages d'évaporation et à utilisations fractionnées, les températures intermédiaires doivent être données.

2.2.3 Dans tous les cas, les consommations suivantes doivent être données :

- a) l'énergie motrice (électricité, charbon, vapeur, mazout, etc., avec leurs caractéristiques);
- b) l'eau de refroidissement, avec ses caractéristiques, s'il y a lieu.

2.2.4 Il est conseillé de faire figurer, parmi les données, les conditions d'exploitation suivantes :

- a) la nature du fluide frigorigène;
- b) la vitesse de rotation du compresseur;
- c) éventuellement, la pression du fluide frigorigène à l'aspiration du compresseur, à l'entrée du condenseur et à la sortie de l'évaporateur;
- d) lorsque la puissance frigorifique globale est donnée (voir paragraphe 2.1.1), l'état thermodynamique du fluide frigorigène en amont du détendeur et à l'aspiration du compresseur;
- e) lorsque la puissance frigorifique nette est donnée (voir paragraphe 2.1.2),
 - soit la température d'entrée et la température de sortie de l'agent de transmission au condenseur et à l'évaporateur;
 - soit la température d'entrée ou la température de sortie de l'agent de transmission au condenseur et à l'évaporateur, ainsi que le débit correspondant. On choisira, de préférence les données suivantes :
 - 1) pour un condenseur avec effet d'évaporation : la température d'entrée de l'eau, la température de l'air et l'humidité relative de l'air extérieur (généralement la température à l'entrée);
 - 2) pour un évaporateur à circulation d'air : la température d'entrée de l'air et, si nécessaire, son humidité relative;
 - 3) pour un évaporateur à circulation de saumure : la température de sortie de la saumure.

2.2.5 Il n'est pas nécessaire de déterminer le débit correspondant de l'agent de transmission à l'évaporateur lorsque la température de cet agent doit être pratiquement uniforme autour de l'évaporateur, dans un local ou dans un réservoir (par exemple un bac à saumure).

3. DÉTERMINATION DES PERFORMANCES

- 3.1 La détermination des performances techniques prévues dans l'Introduction concerne, en particulier, les données suivantes :
 - 3.1.1 La puissance frigorifique donnée au paragraphe 2.2.1, choisie d'après les possibilités de vérification expérimentale.
 - 3.1.2 Les consommations correspondantes données au paragraphe 2.2.3.
 - 3.1.3 Les conditions d'exploitation indiquées au paragraphe 2.2.4.
- 3.2 Les données doivent être vérifiables dans les conditions d'exploitation prévues pour l'essai.
- 3.3 Les conditions de l'essai étant, dans la pratique, sujettes à des variations temporaires non codifiables, il est conseillé de formuler les données de façon que celles-ci restent applicables dans l'intervalle considéré.
 - 3.3.1 En conséquence, il est conseillé de prévoir les données stipulées aux paragraphes 2.2.1 à 2.2.3 pour différentes valeurs voisines des conditions d'exploitation indiquées au paragraphe 2.2.4, et notamment pour différentes valeurs voisines des températures données. Pour la commodité de l'interpolation, et afin d'éviter les méthodes de correction de ces données par le calcul, ces valeurs pourront être présentées sous forme de diagrammes. Ces diagrammes seront limités aux intervalles à envisager autour de chaque couple de température. Des écarts maximaux admissibles doivent être prévus.
 - 3.3.2 En ce qui concerne l'influence des variations temporaires des autres conditions d'exploitation, celle-ci devra faire l'objet d'un accord entre les parties intéressées.

(standards.iteh.ai)

4. ORGANISATION DES ESSAIS

ISO/R 916:1968

- 4.1 Les essais envisagés se rapportent uniquement à des machines frigorifiques à l'état de régime permanent (voir l'Introduction).
- 4.2 Des essais préliminaires de mise au point doivent être effectués avant l'essai proprement dit. Seules, des mises au point agréées peuvent encore être effectuées pendant l'essai proprement dit.
- 4.3 Les essais doivent être réalisés dans des conditions conformes à celles qui sont indiquées au paragraphes 4.4 et se rapprocher, le plus possible, des conditions d'exploitation.
- 4.4 La stabilité du régime doit être vérifiée de préférence par un relevé graphique des mesures effectuées dans un intervalle de temps suffisamment long et tel que l'état initial et l'état final soient les mêmes pour toutes les grandeurs essentielles à la vérification des données.
- 4.5 Les valeurs présentant un écart grossier par rapport à la moyenne arithmétique des relevés doivent être exclues.
- 4.6 Le nombre des relevés destinés au calcul doit être au moins de dix. Ces relevés doivent être régulièrement espacés et les intervalles seront de 20 minutes au maximum.
- 4.7 Toutes les mesures doivent être effectuées conformément aux règles internationales en vigueur ou, à défaut, conformément aux règles nationales admises par les parties intéressées. Tous les instruments de mesure doivent avoir été étalonnés en vue de l'essai.
- 4.8 La machine frigorifique doit être pourvue des prises thermométriques et manométriques nécessaires; celles-ci doivent être appropriées à leur emploi en vue d'éviter les erreurs de mesure, (givrage, flux thermique longitudinal dans les tuyauteries, etc.).

- 4.9 L'appareillage et tout l'équipement exigés exclusivement pour ces essais ne doivent, en aucune manière, contrarier le fonctionnement normal ou l'accessibilité.
- 4.10 Il est conseillé de prévoir, à l'amont du détendeur, un regard de coulage pouvant servir de dispositif de contrôle du niveau du fluide frigorigène. En outre, il faut s'assurer, avant les essais, que la machine est convenablement dégazée et que les entraînements d'huile sont acceptables pour la mesure envisagée.
- 4.11 Il est recommandé de procéder, chaque fois que la chose est possible, à deux essais simultanés, en ayant recours, pour le deuxième essai notamment, aux méthodes indirectes décrites au paragraphe 5.2.
- Si l'on ne dispose que d'une seule méthode, il sera procédé à deux essais successifs, sauf convention contraire entre les parties intéressées.
- 4.12 L'attention est attirée sur les causes d'imprécision des mesures des débits gazeux ou liquides par débitmètres normalisés (pulsations dans les canalisations, entraînements d'huile, impuretés dans le circuit).

5. MESURE DE LA PUISSANCE FRIGORIFIQUE

5.1 Méthodes directes

- 5.1.1 *Puissance frigorifique globale.* Lorsque la vapeur du fluide frigorigène en circulation est saturée sèche ou surchauffée à l'entrée du compresseur, c'est-à-dire sans liquide entraîné ou en suspension, la puissance frigorifique globale est calculable à l'aide de l'équation :

$$\Phi_o = q_m (h_1 - h_s) \quad (1)$$

L'état 1 correspond à l'état à l'entrée du compresseur, et l'état 5 à l'état à la sortie du refroidisseur complémentaire (pour préciser, bride d'entrée du détendeur ou bride d'entrée de l'échangeur interne du côté haute-pression, comme indiqué sur la Fig. 1 ou 2).

Les valeurs d'enthalpie massique sont données pour les fluides frigorigènes usuels dans les tableaux et diagrammes mentionnés au paragraphe 10.1.

La mesure du débit massique du fluide frigorigène dans le circuit basse pression doit être effectuée soit par la méthode du bilan thermique (voir paragraphe 5.1.1.1), soit par la méthode du débitmètre normalisé (voir paragraphe 5.1.1.2).

5.1.1.1 MESURE PAR BILAN THERMIQUE. Le débit massique peut, en principe, être déterminé au moyen du bilan thermique de tout appareil du circuit, pourvu qu'il soit parcouru par ce même débit; si des prélèvements auxiliaires du fluide frigorigène ont lieu, il faut en tenir compte.

- a) Pour les installations à un seul étage, l'appareil le plus indiqué pour l'établissement du bilan thermique est le condenseur, lorsque ce dernier est pourvu d'un système de refroidissement par liquide sans évaporation. Le débit massique est alors donné par la relation

$$q_m = \frac{q_{mw} c_w \Delta t_w + \Phi_c}{\Delta h} \quad \dots \quad (2)$$

où l'indice inférieur w représente le liquide de refroidissement (en général, de l'eau).

Δh représente la chute d'enthalpie massique du fluide frigorigène dans le condenseur.

Le débit massique q_m du liquide se détermine par l'une des méthodes en usage pour les mesures de débit (bac jaugé, diaphragmes, etc.).

Le débit de chaleur Φ_c est un terme de correction qui doit intervenir chaque fois que la température de la paroi extérieure de l'appareil est différente de la température ambiante. Cette correction est donnée par la formule

$$\Phi_c = K A (t_m - t_a) \quad \dots \quad (3)$$

où

K est le coefficient global de transmission thermique entre le fluide parcourant la canalisation extérieure de l'échangeur et le milieu ambiant. Comme Φ_c représente un terme correctif, on peut se contenter de la valeur approximative $K = 7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ [$K \approx 6 \text{ kcal}_{\text{IT}}/(\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$] si l'appareil n'est pas calorifugé;

A est l'aire de la surface de contact entre l'échangeur et le milieu ambiant;

t_m est la température moyenne de la paroi extérieure assimilable, pour ce terme correctif, à la température du fluide frigorigène dans la partie de canalisation la plus proche;

t_a est la température ambiante.

Le terme correctif Φ_c , tantôt positif, tantôt négatif, doit être faible relativement aux autres termes du bilan thermique lorsque sa détermination est approximative. Il convient, dans ce cas, d'examiner d'après les tolérances limites (voir paragraphe 8.4.1) s'il est nécessaire de calorifuger la conduite en vue de réduire davantage la valeur de ce terme.

Dans ce dernier cas, la valeur de K se détermine par la formule approximative des plaques qui est la suivante :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha} + \frac{e}{\lambda} \quad \dots \quad (4)$$

où, suivant le choix des unités (voir définition de K , faisant suite de l'équation (3)),

$$\alpha = 7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad \text{ou} \quad \alpha = 6 \text{ kcal}_{\text{IT}}/(\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

et e et λ représentent respectivement l'épaisseur du calorifuge et sa conductivité thermique dans les conditions d'utilisation.



- (A) Condenseur
- (B) Refroidisseur complémentaire
- (C) Détendeur
- (D) Séparateur
- (E) Evaporateur
- (F) Compresseur
- (G) Echangeur interne