Conditions d’utilisation des contenus du Conservatoire numérique

1- Le Conservatoire numérique communément appelé le Cnum constitue une base de données, produite par le Conservatoire national des arts et métiers et protégée au sens des articles L341-1 et suivants du code de la propriété intellectuelle. La conception graphique du présent site a été réalisée par Eclydre (www.eclydre.fr).

2- Les contenus accessibles sur le site du Cnum sont majoritairement des reproductions numériques d’œuvres tombées dans le domaine public, provenant des collections patrimoniales imprimées du Cnam.

Leur réutilisation s’inscrit dans le cadre de la loi nº 78-753 du 17 juillet 1978 :

- **la réutilisation non commerciale de ces contenus est libre et gratuite dans le respect de la législation en vigueur ; la mention de source doit être maintenue (Cnum - Conservatoire numérique des Arts et Métiers - https://cnum.cnam.fr)**
- **la réutilisation commerciale de ces contenus doit faire l’objet d’une licence. Est entendue par réutilisation commerciale la revente de contenus sous forme de produits élaborés ou de fourniture de service.**

3- Certains documents sont soumis à un régime de réutilisation particulier :

- **les reproductions de documents protégés par le droit d’auteur, uniquement consultables dans l’enceinte de la bibliothèque centrale du Cnam. Ces reproductions ne peuvent être réutilisées, sauf dans le cadre de la copie privée, sans l’autorisation préalable du titulaire des droits.**

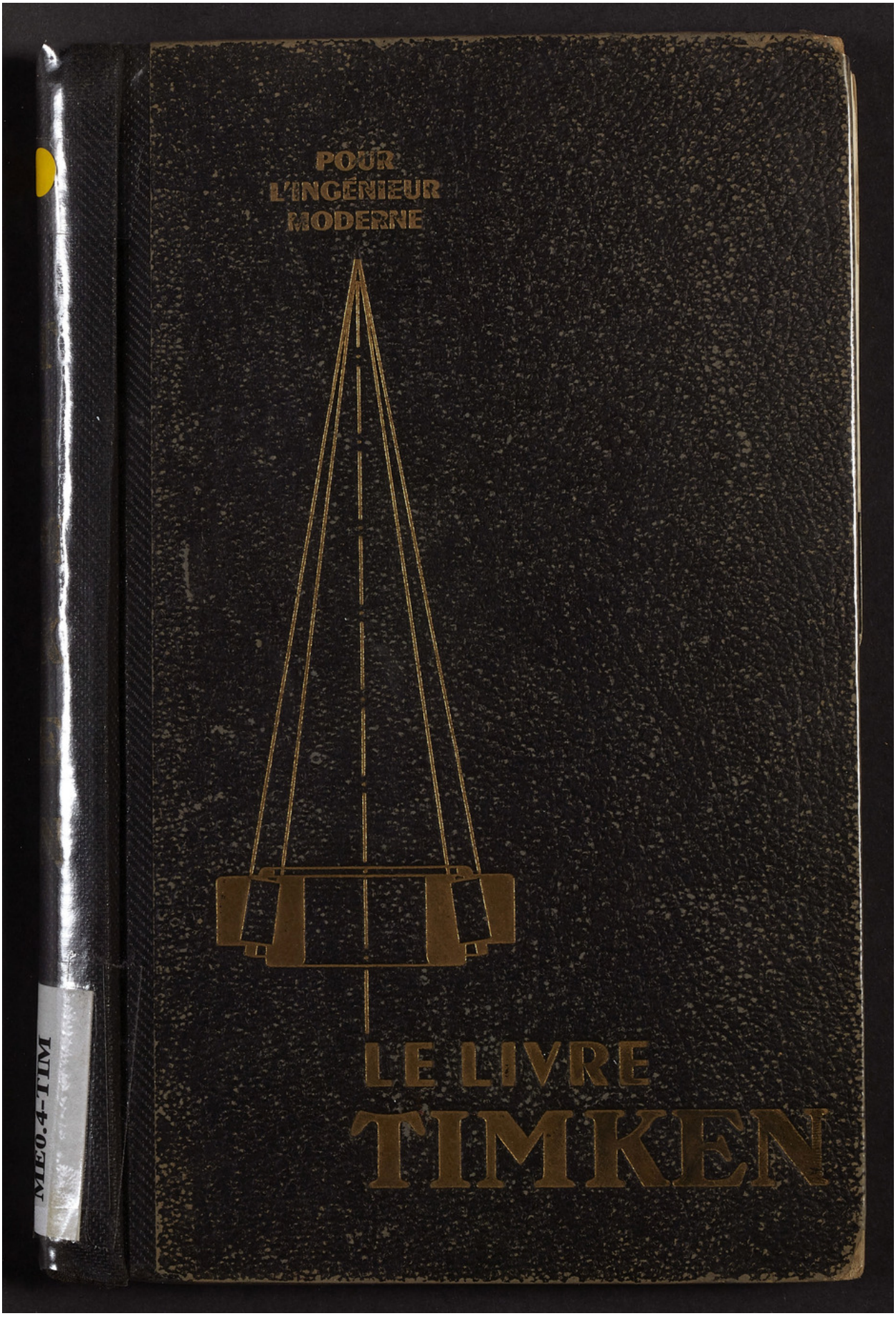
4- Pour obtenir la reproduction numérique d’un document du Cnum en haute définition, contacter cnum(at)cnam.fr

5- L’utilisateur s’engage à respecter les présentes conditions d’utilisation ainsi que la législation en vigueur. En cas de non respect de ces dispositions, il est notamment passible d’une amende prévue par la loi du 17 juillet 1978.

6- Les présentes conditions d’utilisation des contenus du Cnum sont régies par la loi française. En cas de réutilisation prévue dans un autre pays, il appartient à chaque utilisateur de vérifier la conformité de son projet avec le droit de ce pays.

NOTICE BIBLIOGRAPHIQUE

Auteur(s)	**Timken Société anonyme française**
Titre	**Roulements à rouleaux coniques**
Adresse	**Asnières : S.A.F.T., 1949**
Collation	**1 vol. (87 p. + 24 pl.) : ill. ; In-8**
Nombre de vues	**118**
Cote	**CNAM-MUSEE ME0.4-TIM**
Sujet(s)	**Roulements à rouleaux** **Catalogues de constructeurs**
Thématique(s)	**Catalogues de constructeurs**
Typologie	**Ouvrage**
Langue	**Français**
Date de mise en ligne	**19/03/2025**
Date de génération du PDF	**07/04/2025**
Notice complète	https://documentation.arts-et-metiers.net/cgi-bin/koha/opac-detail.pl?biblionumber=14878
Permalien	https://cnum.cnam.fr/redir?M12225

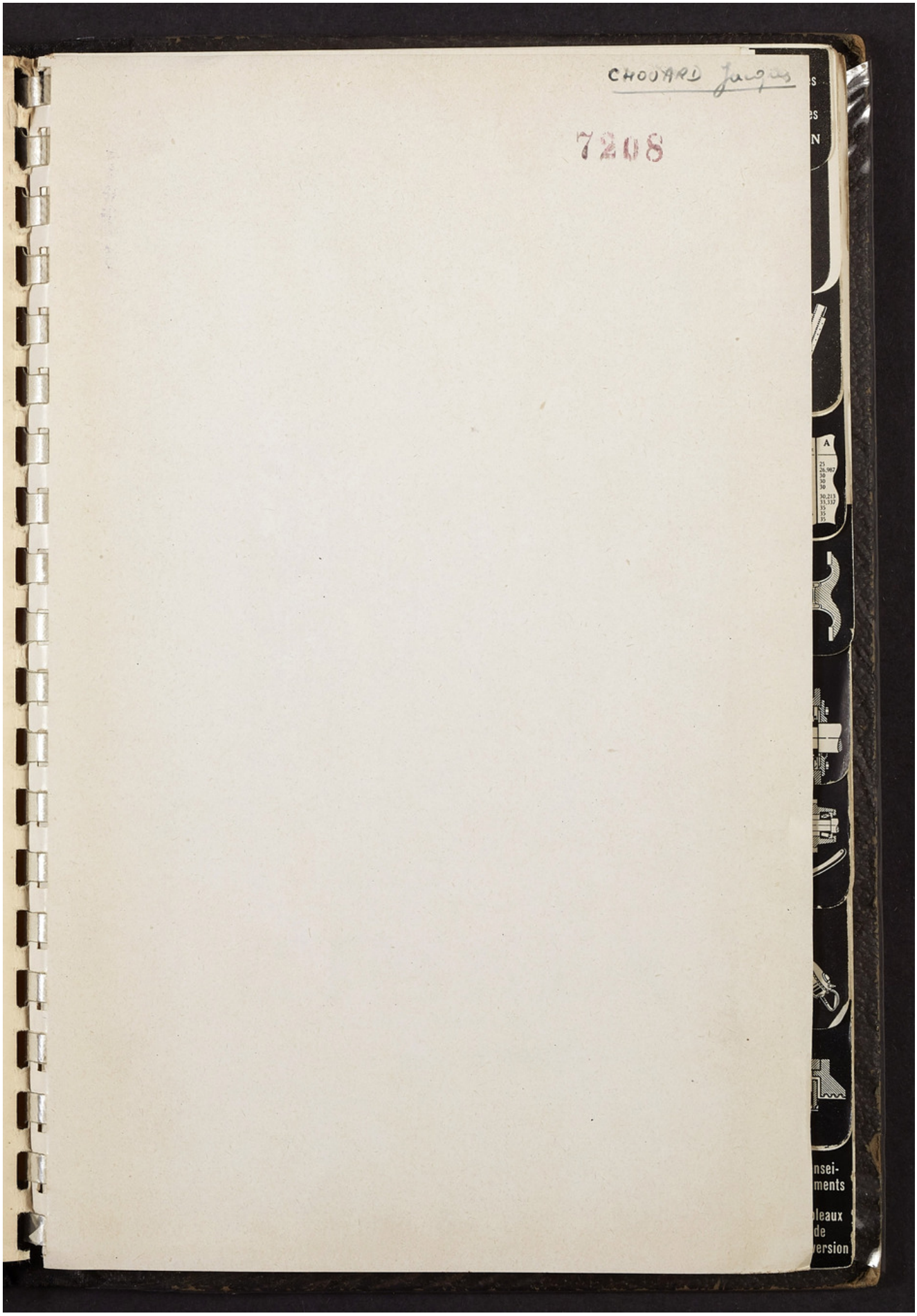


Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

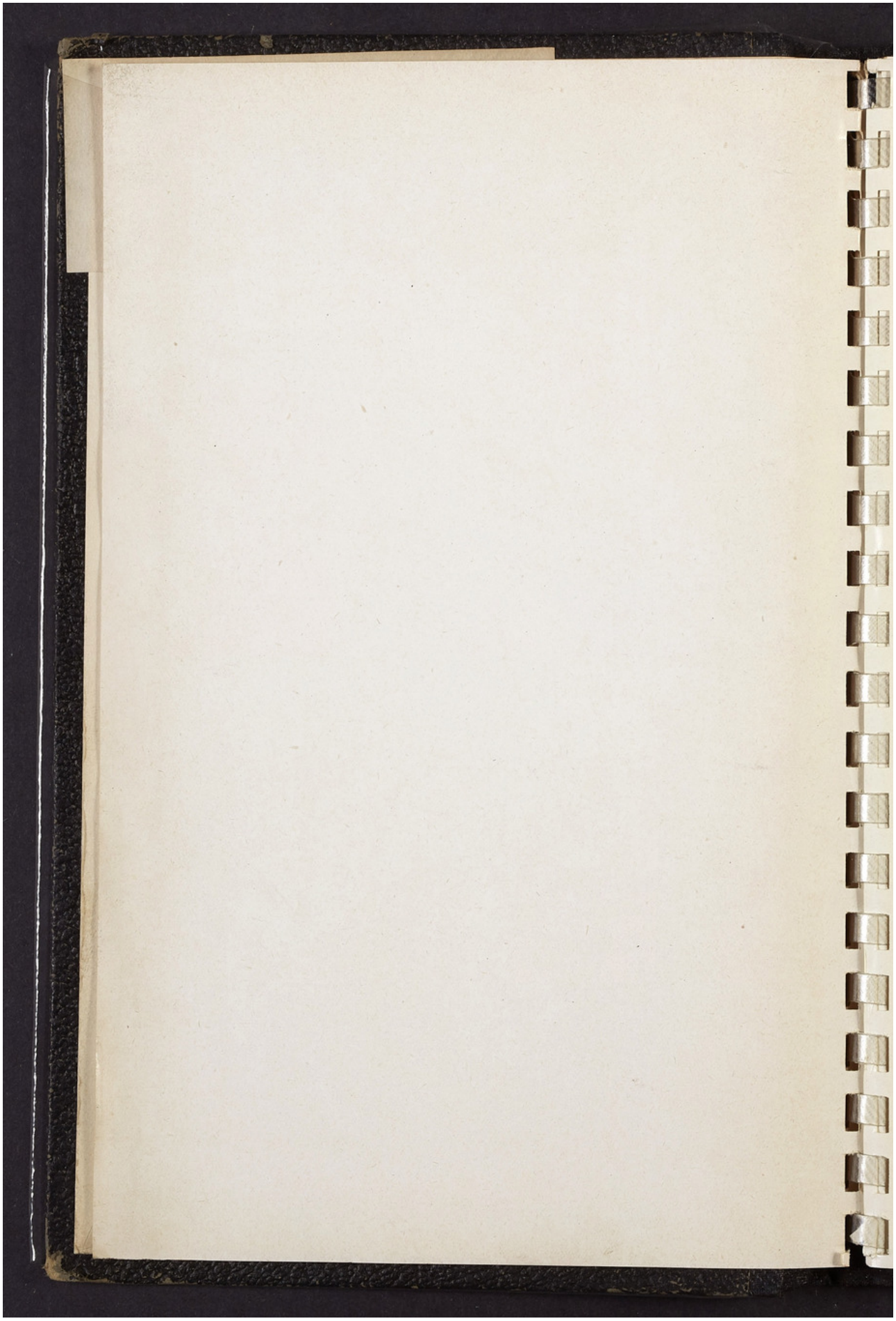
Consulter,
dans la pochette à la fin du volume,
la plaquette
comportant des modifications et des errata.

Conservatoire National des Arts et Métiers
MÉO-4-TIM
MUSEE
Inventaire
N° 12225

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

LE LIVRE

TIMKEN

ROULEMENTS
A ROULEAUX CONIQUES

TIMKEN

SOCIÉTÉ ANONYME FRANÇAISE

5 à 11, Quai Aulagnier, ASNIÈRES (Seine)

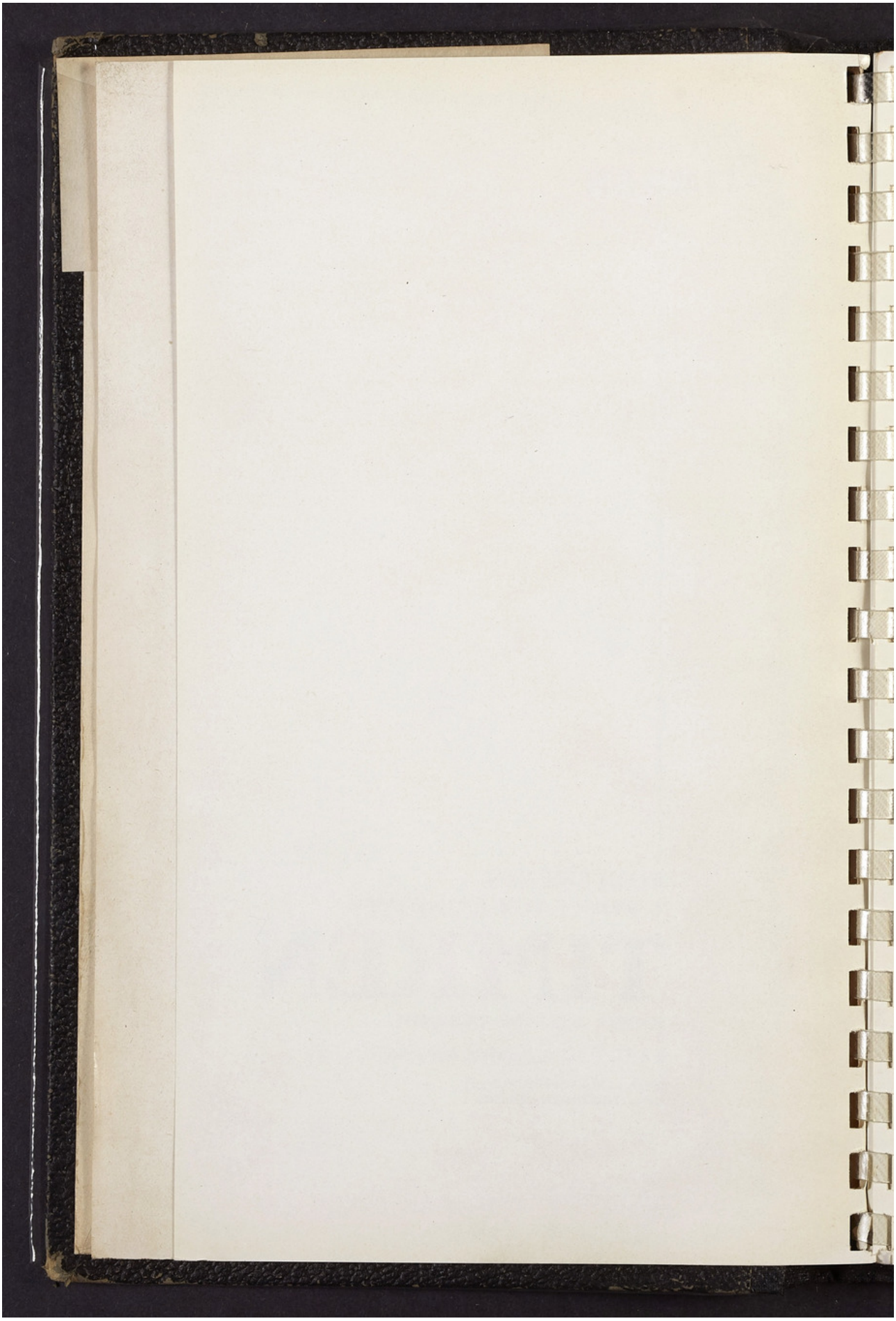
Téléph. : GRÉsillons 33-00 (5 lignes)
Télégr. : FRANTIMKEN - ASNIÈRES

S. A. F. T. - P. 3
MARS 1949

Principes et Avantages TIMKEN

Renseignements Tableaux de Conversion

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

PRINCIPE ET AVANTAGES
des roulements à rouleaux coniques TIMKEN. **pages 5 à 7**

DIFFÉRENTS MODÈLES
des roulements à rouleaux coniques TIMKEN. **pages 8 à 11**

CALCULS pour le choix et l'application
des roulements à rouleaux coniques TIMKEN. **pages 12 à 38**

TABLEAUX DES DIMENSIONS ET DES CAPACITÉS DE CHARGE ou charges admissibles
des roulements à rouleaux coniques TIMKEN. **pages 39 à 50**

TOLÉRANCES DE FABRICATION
des roulements à rouleaux coniques TIMKEN.
TOLÉRANCES D'EXÉCUTION
des arbres ou portées des cônes, des logements, des cuvettes. **pages 51 à 57**

MÉTHODE D'EMMANCHEMENT
CONSEILS sur le dessin des arbres et des logements ; exemples. **pages 58 à 60**

CONSEILS sur le montage et le réglage
des roulements à rouleaux coniques TIMKEN. **pages 61 à 69**

GRAISSAGE
des roulements à rouleaux coniques TIMKEN. **pages 70 à 72**

PROTECTION
des roulements à rouleaux coniques TIMKEN. **pages 73 à 80**

RENSEIGNEMENTS à communiquer à notre Bureau.
Technique pour obtenir une étude d'application.
Tableaux de conversion, etc. **pages 81 à 87**

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

INTRODUCTION

Les renseignements fournis par le catalogue général que nous présentons aujourd'hui sont le résultat d'une expérience française de plus de 30 années et d'une expérience mondiale TIMKEN d'un demi-siècle, dans la fabrication et l'emploi des roulements à rouleaux coniques.

Des brochures spéciales concernant certaines industries particulières telles que : Appareils de Levage, Automobiles, Chemins de fer, Laminoirs, Machines Agricoles, Machines-Outils, Matériel de Mines et Travaux Publics, Transporteurs et Matériels de Manutention Mécanique, sont remises sur demande, à notre clientèle intéressée.

SERVICES

Nous avons créé deux services distincts gratuitement mis à la disposition des utilisateurs des roulements à rouleaux coniques TIMKEN :

SERVICE DES TECHNICIENS pouvant orienter nos Clients ou leur bureau d'études en vue de préparer le meilleur emploi possible de nos roulements avant d'adresser le projet à notre bureau technique.

SERVICE DES SPÉCIALISTES du montage et de l'entretien des roulements à rouleaux coniques, très familiarisés avec cette pratique, pouvant conseiller utilement le personnel de nos Clients.

Ces deux services sont assurés auprès de notre Clientèle avec la plus grande discrétion.

GARANTIE

Notre garantie d'une année contre tout vice de construction et de matière, n'est acquise qu'autant que l'application dont il s'agit, a été, au préalable, approuvée, par écrit, par notre Bureau Technique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

PRINCIPE

DES ROULEMENTS A ROULEAUX CONIQUES

TIMKEN

LES ROULEMENTS GÉOMÉTRIQUEMENT CORRECTS

Quels qu'aient été les divers perfectionnements apportés dans le dessin et la fabrication des roulements à rouleaux coniques TIMKEN, le principe n'en a jamais varié :

Un roulement à rouleaux coniques TIMKEN, *capable de supporter à la fois charge axiale et charge radiale*, est composé de quatre éléments (figure 1).

une bague intérieure dénommée *cône ;*
une bague extérieure dénommée *cuvette ;*
des *rouleaux coniques,*
et une *cage* retenant les rouleaux.

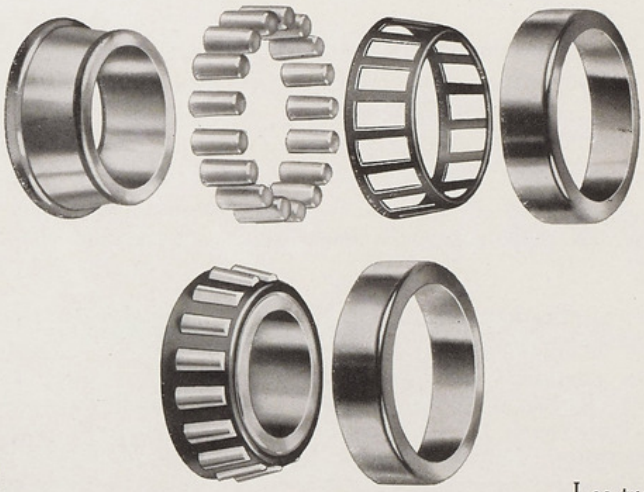


Figure 1

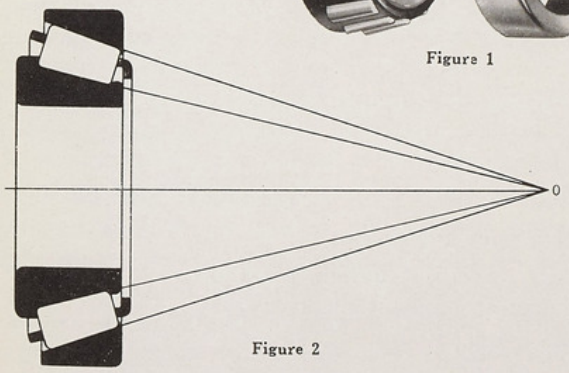


Figure 2

Les trois éléments cône, cage, rouleaux, sont assemblés pour ne plus former qu'un seul ensemble, que l'on place dans la cuvette.

On obtient alors, *par suite de la précision rigoureuse de l'exécution*, la figure géométrique 2, montrant la concordance, en un même point O de l'axe, des génératrices de roulement.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il se conçoit immédiatement qu'un tel roulement, bien exécuté, est le roulement idéal pour recevoir en même temps que des charges radiales, des charges axiales fort importantes.

Le schéma (figure 3) indique à l'Ingénieur comment le roulement TIMKEN résout, par la position du point O sur l'axe, tous les cas qui peuvent se présenter.

I	II	III	IV
Roulements à rouleaux cylindriques : charge radiale seule.	Roulement à rouleaux coniques **TIMKEN** type Standard ; charge radiale et charge axiale.	Roulement à rouleaux coniques **TIMKEN** à grand angle pour fortes charges axiales.	Butée à rouleaux coniques **TIMKEN** pour charge axiale seule.

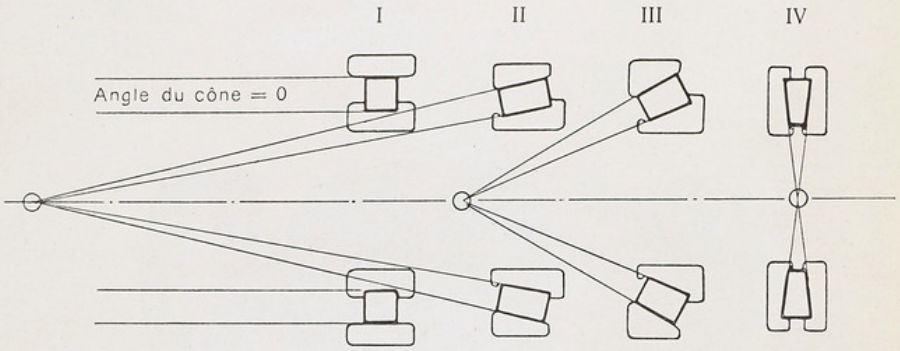


Figure 3

D'après les applications nous avons fait varier les angles des éléments ; nous avons obtenu ainsi une gamme de modèles donnant entière satisfaction dans les différents emplois ; les roulements à rouleaux coniques TIMKEN sont aujourd'hui reconnus comme assurant des résultats absolument supérieurs.

Nous n'insisterons donc pas sur tous les raffinements de fabrication qui nous ont permis d'assurer, non seulement *la concordance en un même point de l'axe* des génératrices de roulement, mais aussi *l'alignement positif* de tous les rouleaux d'un même roulement qui, par suite de leur très haute précision angulaire et diamétrale, se présentent tous, sur les surfaces de roulement, avec une correction parfaite, à une même hauteur, leurs grandes bases, rigoureusement perpendiculaires à l'axe, portant simultanément sur la surface d'alignement du cône.

Par ces qualités de fabrication nous avons obtenu :

un frottement de roulement infiniment réduit ;
un fonctionnement absolument silencieux ;
une capacité de charge maximum.

Les plus beaux succès, aussi bien dans les applications les plus dures, comme celles de laminoirs, de poids lourds, ou tracteurs "tous terrains", que dans les montages particulièrement délicats, comme ceux des broches de machines-outils de précision, sont venus couronner nos efforts.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

AVANTAGES
DES ROULEMENTS A ROULEAUX CONIQUES
TIMKEN

Nous rappellerons pour mémoire à tous les techniciens et usagers des roulements, les avantages suivants des roulements à rouleaux coniques TIMKEN :

a) **Simplicité de l'étude au bureau de dessin.** — Les butées ne sont pas à prévoir ; les charges axiales, même très importantes, sont admises par nos roulements ; le frottement, cet ennemi du rendement, est réduit au minimum.

b) **Facilité du montage,** dans tous les cas, par la disposition en deux éléments interchangeables entre eux, cônes assemblés d'une part, cuvettes de l'autre ; (cet avantage est d'une importance considérable dans tous les montages en série ou à la chaîne).

c) **Facilité de réglage.** — Un roulement à rouleaux coniques TIMKEN, dans un montage correct, n'est jamais, ni trop serré, ni trop lâche ; il est réglé à volonté.

d) **Faculté d'accepter** beaucoup plus aisément que d'autres types de roulements, par suite de notre facilité de réglage, de nos qualités d'acier, de notre qualité de fabrication, *des différences d'exécution* dans les diamètres des arbres et des logements.

e) **Grande économie de puissance** absorbée, particulièrement au démarrage.

f) **Grande économie de lubrifiant ; réduction considérable de la main-d'œuvre d'entretien.** — Les graissages sont, dans beaucoup de cas, ou sans nécessité, ou très espacés ; suppression fréquente de cas de graissages spéciaux, centralisés ou autres.

g) **Durée très grande** supérieure à celle de la machine elle-même, dans toute application correcte.

h) **Faculté d'obtenir** par le choix dans les séries spécifiquement TIMKEN, étant donné la variété des largeurs de cônes et de cuvettes, la variété correspondante de longueur de rouleaux, *les plus grandes capacités de charge* dans un encombrement donné. Nous ne saurions trop insister sur cet avantage des roulements à rouleaux coniques TIMKEN ; il assure au constructeur de machines *le meilleur prix de revient* et le *poids le plus réduit des organes.*

Enfin, n'oubliez jamais que disparaissent, avec l'emploi judicieux de roulements à rouleaux coniques TIMKEN *correctement montés, les risques d'élévation anormale de température, causes de multiples déboires et, quelquefois, d'incendie.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

LES DIVERS MODÈLES
DES ROULEMENTS A ROULEAUX CONIQUES
TIMKEN

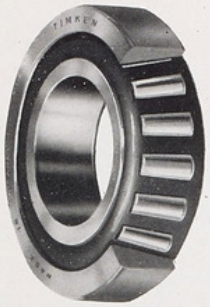


Figure 4

Le roulement simple, type S (Fig. 4). — C'est le roulement le plus couramment employé ; ses applications sont innombrables : Automobile, Aéronautique, Mines, Machines-Outils, Machines agricoles, Tracteurs, Appareils de levage, etc.

C'est le roulement qui *s'impose* dans tous les cas (et ces cas sont fort nombreux) où il y a une poussée axiale, même faible, et des chocs axiaux, même légers.

Les tableaux de dimensions et de capacité de charge que l'on trouvera plus loin permettent le choix le plus varié, soit dans les séries spécifiquement TIMKEN, imprimées en noir, soit dans les séries dites normalisées, imprimées en rouge.

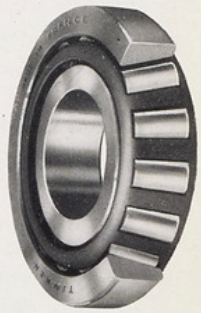


Figure 5

Pour des raisons de production, nous avons, dans ces tableaux, réduit au minimum le nombre de roulements spécifiquement TIMKEN, mais, dans certains cas, sur demande spéciale, nous acceptons de fabriquer un des nombreux types TIMKEN répondant le mieux à l'application envisagée.

Le roulement de grande capacité axiale ou à grand angle, type SS (Fig. 5). — Pour tous les cas d'*efforts axiaux supérieurs aux efforts radiaux*, vis de réducteurs, pivots, prises de force, etc., et la vitesse restant élevée.

Figure 6

Les **Butées, type T** et **BT** avec ou sans enveloppe (fig. 6), avec ou sans cage pour les rouleaux, suivant les cas, prévues pour les efforts axiaux seuls, vitesse de rotation limitée ou mouvement de pivotement alternatif. Leur fabrication est exécutée en conséquence et le prix de revient réduit au minimum. Nous fabriquons également des butées plates à rouleaux coniques, type lourd, de grandes dimensions, pour fortes charges et vitesse de rotation plus élevées (essoreuses et foreuses).

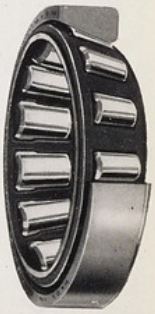


Figure 7

Le roulement spécial de « Direction d'Automobile » (fig. 7) universellement adopté par tous les Constructeurs de voitures de tourisme et de poids lourds qui recherchent : rendement, souplesse, silence, suppression des réactions. Nous fabriquons ce type de roulement limité à : cuvette, cage, rouleaux (le cône étant usiné par le Constructeur sur l'arbre de direction)

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

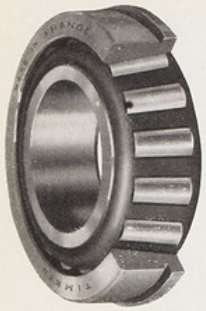


Figure 8

en quatre dimensions seulement, suffisantes pour tous les cas.

Les roulements à cuvette épaulée ou à collerette, type SF (fig. 8) précieux pour les fabricants de machines-outils ou de machines diverses qui éprouvent des difficultés d'usinage, afin d'obtenir un parfait alignement.

En employant ce modèle de roulement, l'alésage des logements s'effectue en une seule passe, ou en un seul montage sans retourner la pièce à usiner.

(Voir l'exemple d'application ci-dessous, fig. 9).

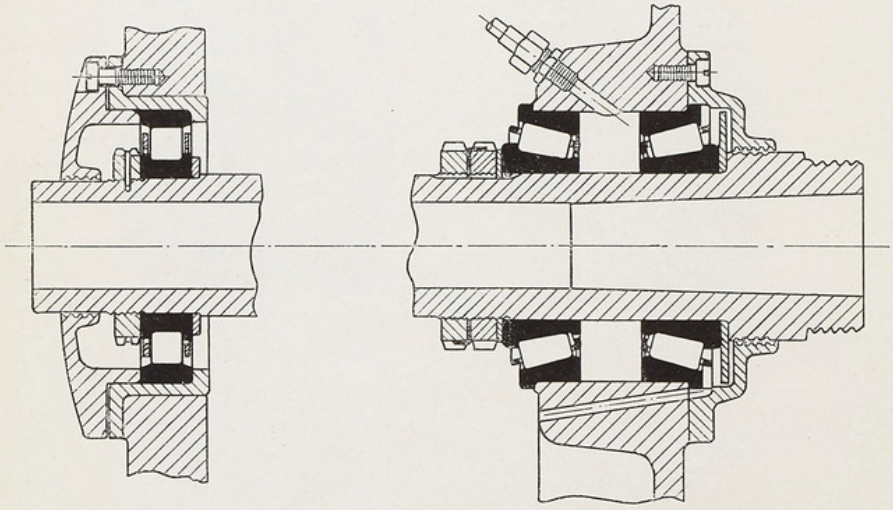


Figure 9

Montage d'une broche de machine-outil
(type de montage à trois roulements)

Enfin nous signalons que, suivant les applications particulières acceptées par notre Bureau technique, nous fabriquons spécialement de nombreux roulements non mentionnés dans le présent catalogue; nous fabriquons notamment pour certaines industries des roulements doubles et même quadruples à très grande capacité de charge, des roulements de grandes dimensions, des boîtes complètes pour chemins de fer (locomotives et wagons). Nous donnons dans la page suivante un aperçu de ces fabrications.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

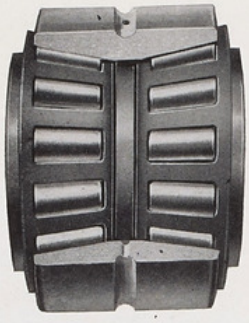


Figure 10

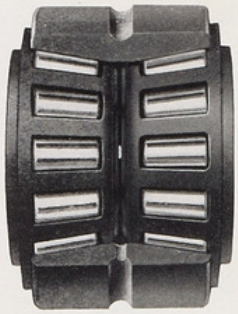


Figure 11

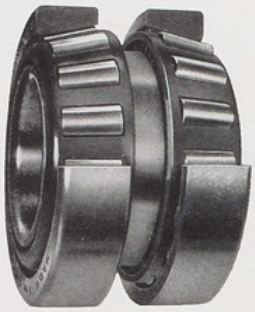


Figure 12

Figure 13

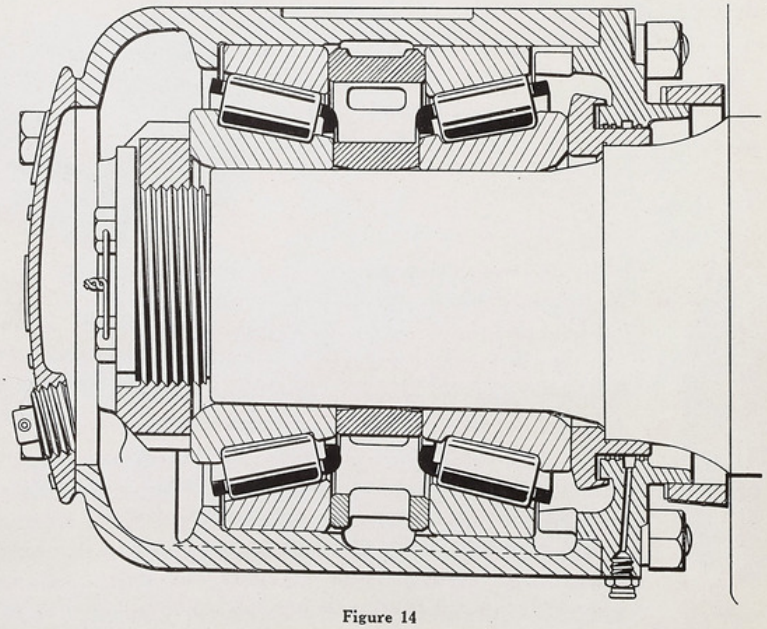


Figure 14

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les roulements à rouleaux coniques TIMKEN, dits de précision.

Cette variété de roulements a pris un très grand développement ; la fabrication normale de tous les types de roulements que nous venons de présenter est déjà une fabrication de très grande précision ; comme chacun le sait, c'est une des plus délicates de l'industrie mécanique.

Mais, du fait que les Constructeurs machines-outils ont, de plus en plus, recherché dans leurs fabrications, et, en particulier, pour les broches :

la suppression de tout jeu ;
la rigidité ;
la vitesse ;

les roulements ordinaires ne suffisaient plus et il a été nécessaire de leur fournir des roulements dits de précision.

Nous fabriquons ces roulements dans un atelier ultra-moderne équipé avec machines-outils spéciales, et nous assurons deux exécutions :

1° Précision n° 3 : Excentration maximum 0,008 mm.
2° Précision n° 0 : Excentration maximum 0,004 mm.

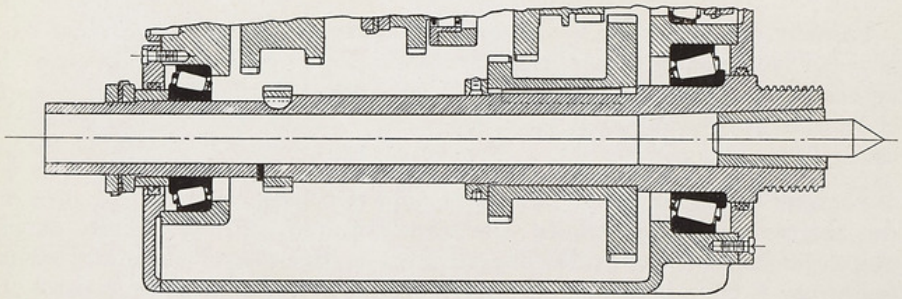


Figure 15
Broche de tour (montage à deux roulements)

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CHOIX DES ROULEMENTS - CALCULS

La grande expérience de TIMKEN dans des millions d'applications, les essais constamment effectués dans nos Laboratoires, nous permettent de guider notre clientèle dans le choix des roulements pour une application donnée avec une sécurité à peu près totale.

Dans chaque cas particulier, avant de comparer les charges à supporter avec les capacités de charge des roulements indiquées par les tableaux, il est indispensable de faire intervenir plusieurs facteurs ou coefficients :

Facteur de vitesse (Fv),
Facteur de durée exigée (Fd),
Facteur d'application ou de conditions spéciales d'emploi (Fa).

Nous avons établi la formule fondamentale suivante :

$$\text{Capacité de charge requise à 500 t/m} = \frac{\text{Charge appliquée} \times Fd \times Fa}{Fv} \quad (1)$$

La capacité de charge à 500 t. est *la capacité de base ;* elle est donnée par tous nos tableaux.

La formule ci-dessus permet donc de transformer la charge appliquée en une nouvelle charge directement comparable à la capacité d'un roulement quelconque à 500 t/m.

Facteur de vitesse Fv. — La table de la page 13 donne le coefficient par lequel il faut multiplier la capacité de base à 500 t. pour obtenir la capacité de charge d'un roulement quelconque à une vitesse quelconque entre 10 t/m et 5.000 t/m. On voit sur la table que, dans le cas de 500 t/m, le coefficient est égal à 1.

Facteur de durée Fd. — La durée d'un roulement varie en sens inverse des charges qu'il supporte ; en conséquence, suivant la durée exigée, durée qui, en général, équivaut à celle de la machine à équiper, on emploie un coefficient fourni par la table ci-dessous. Dans cette table, on a choisi encore la *durée de 500 heures comme base*, c'est-à-dire coefficient 1. La table est établie jusqu'à 95.000 heures et nous rappelons qu'en fonctionnement continu de 24 heures par jour, on obtient, pour une année de 360 jours, le chiffre de 8.650 heures.

TABLEAU DES FACTEURS DE DURÉE Fd

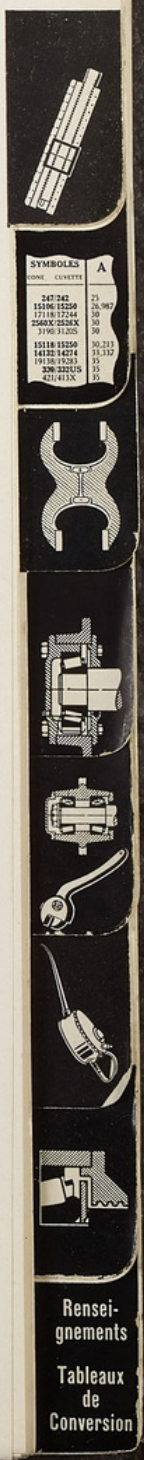
DURÉE EN HEURES	FACTEUR DE DURÉE Fd	DURÉE EN HEURES	FACTEUR DE DURÉE Fd	DURÉE EN HEURES	FACTEUR DE DURÉE Fd	DURÉE EN HEURES	FACTEUR DE DURÉE Fd	DURÉE EN HEURES	FACTEUR DE DURÉE Fd	DURÉE EN HEURES	FACTEUR DE DURÉE Fd
500	1.000	1500	1.393	2500	1.625	5500	2.059	12500	2.637	50000	4.001
600	1.057	1600	1.420	2600	1.643	6000	2.114	15000	2.785	55000	4.118
700	1.106	1700	1.446	2700	1.662	6500	2.165	17500	2.917	60000	4.217
800	1.153	1800	1.470	2800	1.679	7000	2.215	20000	3.037	65000	4.331
900	1.194	1900	1.496	2900	1.698	7500	2.261	22500	3.147	70000	4.428
1000	1.232	2000	1.518	3000	1.716	8000	2.304	25000	3.248	75000	4.521
1100	1.268	2100	1.540	3500	1.796	8500	2.347	30000	3.432	80000	4.610
1200	1.302	2200	1.563	4000	1.870	9000	2.388	35000	3.595	85000	4.694
1300	1.333	2300	1.583	4500	1.939	9500	2.428	40000	3.742	90000	4.777
1400	1.364	2400	1.604	5000	2.000	10000	2.465	45000	3.876	95000	4.854

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

FACTEURS DE VITESSES Fv

Pour obtenir la capacité de charge d'un roulement quelconque à une vitesse donnée, multiplier sa capacité de charge à 500 t/m par le coefficient trouvé dans le tableau ci-dessous.

T/M	COEFFIC. Fv	T/M	COEFFIC. Fv	T/M	COEFFIC. Fv	T/M	COEFFIC. Fv	T/M	COEFFIC. Fv	T/M	COEFFIC. Fv
		215	1.288	600	.947	1050	.800	2100	.650	3150	.576
10	3.233	220	1.279	610	.942	1075	.795	2125	.648	3175	.574
15	2.863	225	1.271	620	.938	1100	.789	2150	.646	3200	.573
20	2.626	230	1.262	630	.933	1125	.784	2175	.643	3225	.572
25	2.456	235	1.254	640	.929	1150	.779	2200	.641	3250	.570
30	2.326	240	1.246	650	.924	1175	.774	2225	.639	3275	.569
35	2.220	245	1.239	660	.920	1200	.769	2250	.637	3300	.568
40	2.134	250	1.231	670	.916	1225	.764	2275	.635	3325	.566
45	2.059	260	1.217	680	.912	1250	.760	2300	.633	3350	.565
50	2.000	270	1.203	690	.908	1275	.755	2325	.631	3375	.564
55	1.939	280	1.190	700	.904	1300	.751	2350	.629	3400	.563
60	1.889	290	1.178	710	.900	1325	.747	2375	.627	3425	.561
65	1.845	300	1.166	720	.896	1350	.742	2400	.625	3450	.560
70	1.804	310	1.154	730	.893	1375	.738	2425	.623	3475	.559
75	1.767	320	1.143	740	.889	1400	.734	2450	.621	3500	.558
80	1.733	330	1.133	750	.885	1425	.730	2475	.619	3525	.557
85	1.700	340	1.123	760	.882	1450	.727	2500	.617	3550	.555
90	1.673	350	1.113	770	.879	1475	.723	2525	.615	3575	.554
95	1.646	360	1.104	780	.875	1500	.719	2550	.613	3600	.553
100	1.621	370	1.095	790	.872	1525	.716	2575	.612	3625	.552
105	1.597	380	1.086	800	.869	1550	.712	2600	.610	3650	.551
110	1.575	390	1.078	810	.865	1575	.709	2625	.608	3675	.550
115	1.554	400	1.069	820	.862	1600	.705	2650	.606	3700	.549
120	1.535	410	1.061	830	.859	1625	.702	2675	.605	3725	.547
125	1.516	420	1.054	840	.856	1650	.699	2700	.603	3750	.546
130	1.498	430	1.046	850	.853	1675	.696	2725	.601	3775	.545
135	1.481	440	1.039	860	.850	1700	.693	2750	.600	3800	.544
140	1.465	450	1.032	870	.847	1725	.690	2775	.598	3825	.543
145	1.450	460	1.025	880	.844	1750	.687	2800	.596	3850	.542
150	1.435	470	1.019	890	.841	1775	.684	2825	.595	3875	.541
155	1.421	480	1.012	900	.838	1800	.681	2850	.593	3900	.540
160	1.408	490	1.006	910	.836	1825	.678	2875	.592	3925	.539
165	1.395	500	1.000	920	.833	1850	.675	2900	.590	3950	.538
170	1.382	510	.994	930	.830	1875	.673	2925	.589	3975	.537
175	1.370	520	.988	940	.827	1900	.670	2950	.587	4000	.536
180	1.359	530	.983	950	.825	1925	.667	2975	.586	4250	.526
185	1.348	540	.977	960	.822	1950	.665	3000	.584	4500	.517
190	1.337	550	.972	970	.820	1975	.662	3025	.583	4750	.509
195	1.327	560	.967	980	.817	2000	.660	3050	.581	5000	.501
200	1.317	570	.962	990	.815	2025	.657	3075	.580	—	—
205	1.307	580	.956	1000	.812	2050	.655	3100	.578	—	—
210	1.297	590	.952	1025	.806	2075	.653	3125	.577	—	—



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Facteur d'application Fa. — Nous avons voulu, là aussi, aider notre clientèle dans la recherche de ce facteur si difficile à déterminer, car il est variable dans tous les cas d'emploi de roulements : chocs, vibrations, réactions d'engrenages, tensions de courroies, etc. ; il est donc indispensable de multiplier les charges à supporter par ce coefficient Fa variable suivant les conditions de fonctionnement.

Pour simplifier et, comme l'expérience le prouve, il est possible de combiner le facteur de durée et le facteur d'application en un seul, qui est le produit des deux, et que nous appellerons le *facteur de service Fs*.

La formule précédente devient :

$$\text{Capacité de charge à 500 t/m} = \frac{\text{Charge appliquée} \times \text{facteur de service}}{\text{facteur de vitesse}} \quad (1\ bis)$$

Les tables que nous donnons dans les deux pages 16 et 17 ci-après, tables qui résument toute notre expérience, permettent à l'Ingénieur de déterminer avec certitude le coefficient à choisir.

Orientation des charges. — Les roulements TIMKEN peuvent supporter, comme nous l'avons vu, des efforts uniquement radiaux, ou uniquement axiaux, ou bien encore, simultanément radiaux et axiaux.

Dans le cas d'une charge uniquement radiale, celle-ci sera, après transformation avec la formule 1 ou 1 *bis*, comparée directement avec la capacité radiale qui figure dans le catalogue, en regard du roulement que l'on désire employer. C'est un roulement type S ou type ordinaire qui conviendra.

Dans le cas d'une charge uniquement axiale, on emploie la même formule 1 ou 1 *bis*, après avoir pris soin, toutefois, de transformer la capacité de charge radiale du roulement examiné, capacité donnée par les tableaux de dimensions, en capacité de charge axiale. Ceci s'obtiendra en divisant la capacité de charge radiale donnée par les tableaux, par le coefficient K donné également par les tableaux. Ce coefficient, variable avec l'inclinaison des chemins de roulement, est en effet le rapport qui existe, dans chaque roulement, entre la capacité radiale et la capacité axiale.

$$K = \frac{\text{capacité radiale}}{\text{capacité axiale}} \text{ d'où l'on tire : capacité axiale} = \frac{\text{Capacité radiale}}{K}$$

Le choix se portera sur un roulement type SS à grande capacité axiale ou sur une butée T.

Dans le cas d'une charge combinée, c'est-à-dire lorsqu'un roulement est soumis à des réactions radiales et axiales simultanées, il est nécessaire de transformer ces efforts en une charge radiale fictive équivalente, d'après laquelle il est possible de sélectionner le roulement suivant la méthode habituelle. La charge radiale fictive équivalente s'obtient en utilisant la formule suivante :

$$\text{Charge radiale fictive équivalente} = 0{,}66 \times \text{charge radiale} + K \times \text{charge axiale.}$$

Si le résultat est inférieur en valeur absolue à la charge radiale d'origine appliquée sur le roulement, il y a lieu de reprendre le calcul en négligeant la réaction axiale. On retombe alors dans le cas d'un roulement soumis à une charge radiale unique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le coefficient K variant avec chaque type de roulements, il y a avantage à faire un calcul préliminaire en attribuant à ce facteur une valeur moyenne de 1,5 pour les roulements normaux, et de 0,7 pour les roulements à grande capacité axiale. Lorsqu'un symbole aura été définitivement choisi, il conviendra de recalculer le pourcentage de charge avec le coefficient de transformation propre au roulement choisi, de façon à s'assurer de l'exactitude des résultats.

Si l'on se trouve en présence de deux roulements de dimensions totalement différentes montés en opposition sur un même arbre, il est indispensable de déterminer la charge axiale additionnelle que le petit roulement aura à supporter et qui est la conséquence de la réaction de la charge radiale appliquée sur les éléments coniques du gros roulement.

Soit A le gros roulement, et B le petit. En admettant que, pratiquement, toute la charge radiale agisse sur le roulement A, la résultante axiale sur B pourra être déterminée à l'aide de la formule suivante :

$$\text{Réaction additionnelle sur B} = \frac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur A}}{K_A}$$

K_A étant le coefficient de transformation du roulement A.

La charge résultante sur le roulement B s'obtiendra alors comme indiqué précédemment en combinant la réaction axiale additionnelle avec les efforts normaux dérivés de la répartition des charges.

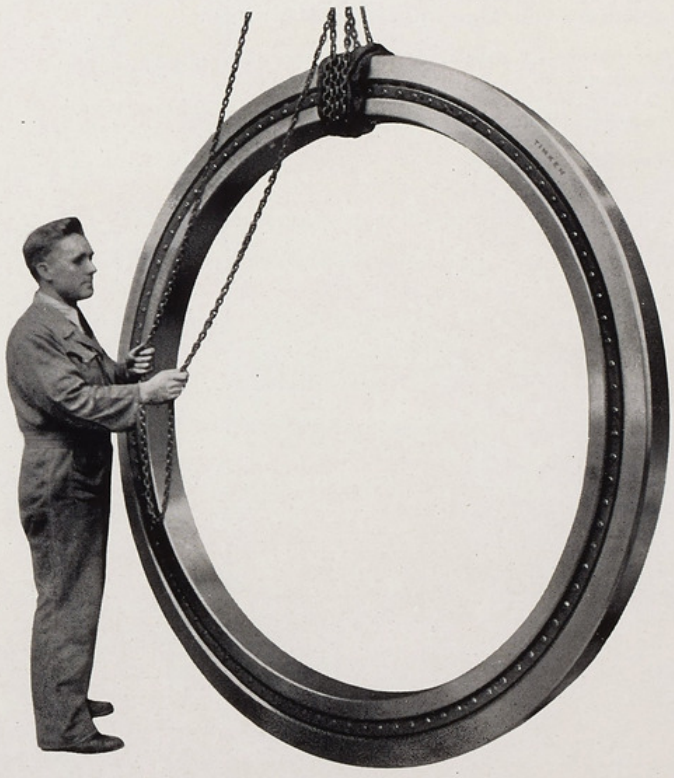


Figure 16

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

FACTEURS DE SERVICE Fs

Facteur de durée × Facteur d'application = Facteur de service

APPLICATIONS	FACTEUR DE DURÉE	FACTEUR D'APPLICATION	FACTEUR DE SERVICE
Appareils de levage (voir Monorails, Appareils de levage et Grues)			
Appareils ménagers	1,75	1	1,75
Ascenseurs électriques. Escaliers élévateurs	3,5	1	3,5
Automobiles :			
Roues et différentiels, arbres démultiplicateurs.	1,75	1,75	3,1
Pignons d'attaque, vis sans fin et boîtes de vitesses	1,75	1	1,75
Autorails :			
Boîtes d'essieux (consulter nos Services Techniques).			
Roues folles	2,5	1,4	3,5
Mécanismes de commandes	2,5	1	2,5
Avions :			
Roues d'atterrissage, roulettes de queue (calculer les roulements à 10 tours/mn).	1,75	1	1,75
Culbuteurs (consulter nos Services Techniques).			
Trains d'atterrissage, commandes, etc.	1,75	1	1,75
Blanchisserie. Matériel de blanchisserie industrielle	3,5	1	3,5
Boulangerie. Matériel de boulangerie, pétrins mécaniques, etc.	3,5	1	3,5
Briqueterie. Matériel de briqueterie	2,5	2	5
Broyeurs et tamis vibrants :			
Concasseurs, pulvérisateurs, tamis vibrants	2,15	1	2,15
Concasseurs à charbon	2,15	1	2,15
Matériel d'usines à ciment	3,5	1	3,5
Broyeurs à mâchoires (charger les roulements d'excentrique à 100 % ceux des paliers à 85 % maximum)	1,25	1	1,25
Caoutchouc. Machines à caoutchouc (calculer avec charges max.)	3,5	1,5	5,25
Chariots de manutention (voir Wagonnets, Chariots de Manutention).			
Chemins de fer. Matériel de chemins de fer (consulter nos Services Techniques).			
Compresseurs (voir Ventilateurs, Compresseurs).			
Constructions navales. Réducteurs paliers d'arbres de couche :			
Cargos, bateaux-citernes, paquebots	3,5	1	3,5
Yachts, bateaux de pêche	2,5	1	2,5
Bateaux de guerre, sous-marins	1	1	1
Cuir. Machines à travailler le cuir, matériel de cordonnerie et bourrellerie	3,5	1	3,5
Exploitation forestière. Machines pour exploitations forestières :			
Moufles	1,75	1	1,75
Treuils mécaniques.	3,5	1	3,5
Grues (voir Monorails, Appareils de levage et Grues).			
Imprimerie. Matériel d'imprimerie. Rotatives	3,5	1,5	5,25
Installations frigorifiques. Réfrigérateurs (calculer les roulements de compresseurs avec la pression effective moyenne).	3,5	1	3,5
Laminoirs :			
Cages à cylindres, tourillons (consulter nos Services Techniques).			
Cages à pignons (calculer les roulements avec 100 % de surcharge à la vitesse normale)	2,25	1	2,25
Réducteurs (calculer les roulements avec 100 % de surcharge à la vitesse normale)	2,25	1	2,25
Machines diverses	2,25	1	2,25
Locotracteurs.	3,5	1	3,5
Machines à bois. Matériel de scierie et de menuiserie	3,5	1	3,5
Machines agricoles (à l'exclusion des tracteurs)	1,75	2	3,5
Machines-outils :			
Fixes	3,5	1	3,5
Portatives	1,75	1	1,75
Machines textiles.	3,5	1	3,5
Manèges forains.	2,5	1	2,5
Mines :			
Berlines	2,75	1,4	3,85
Locomotives	3,5	1	3,5
Machines d'extraction	3,5	1	3,5

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

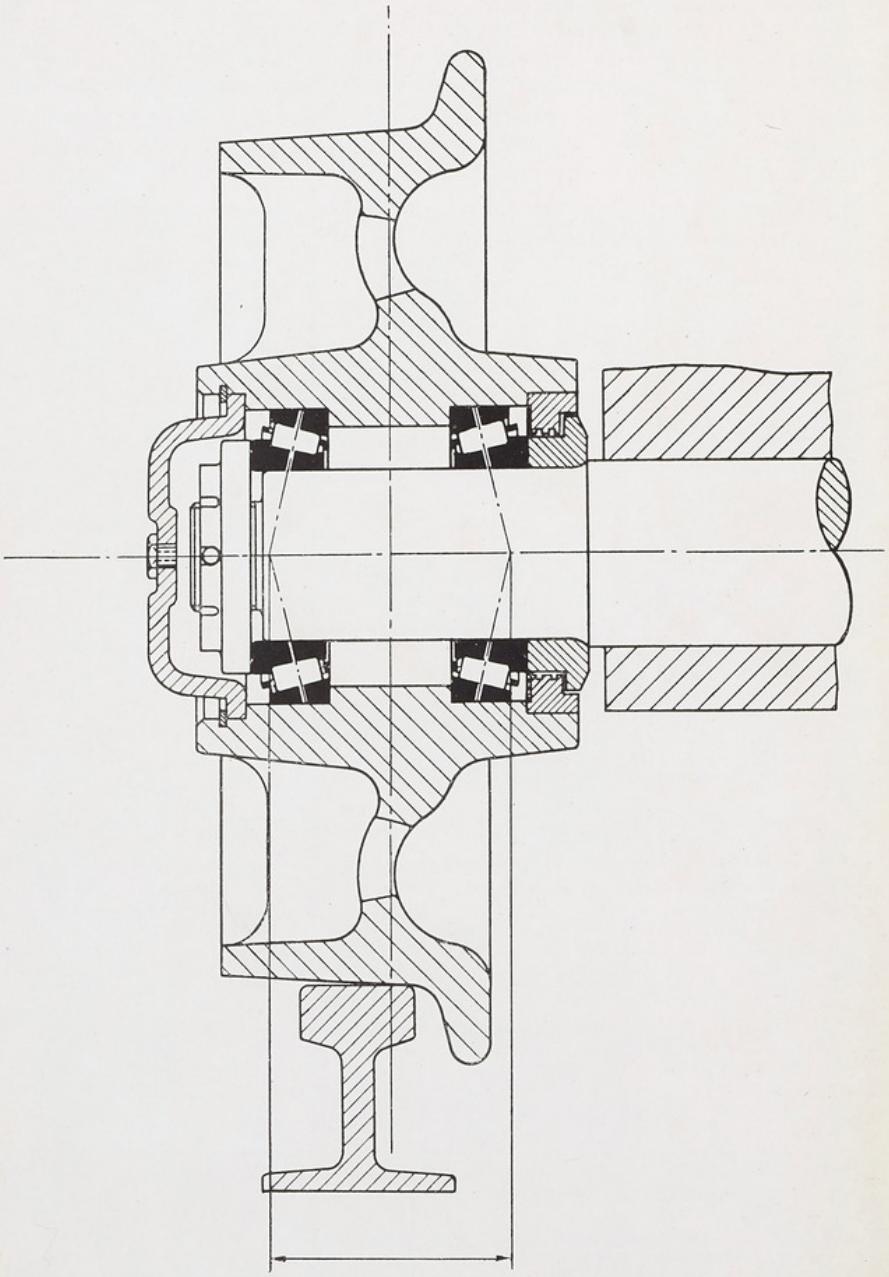
FACTEURS DE SERVICE Fs

Facteur de durée × Facteur d'application = Facteur de service

APPLICATIONS	FACTEUR DE DURÉE	FACTEUR D'APPLICATION	FACTEUR DE SERVICE
Minoterie. Matériel de minoterie :			
Meules, cylindres	3,5	1	3,5
Appareils élévateurs.	3,5	1	3,5
Broyeurs	2,5	1,4	3,5
Monorails. Appareils de levage et Grues :			
Grues et appareils de levage.	2,5	1,4	3,5
Monotails, petites grues à potence pivotante	2,5	1	2,5
Moteurs électriques :			
Moteurs universels (consulter nos Services Techniques).			
Moteurs (pour les moteurs à gaz et à vapeur, utiliser la pression effective moyenne : 60 % de la pression maximum)	2,5	1	2,5
Moteurs industriels à vapeur	3,5	1	3,5
Motocyclettes et side-cars (utiliser les coefficients Automobiles).			
Papier. Machines à papier	5	1,4	7
Pompes :			
Pompes pour l'industrie du papier	5	1,4	7
Pulvérisateurs	1,75	1	1,75
Pompes pour puits profonds.	3,5	1	3,5
Pompes à incendie	3,5	1	3,5
Pompes dragueuses	3,5	1,5	5,25
Pompes pour l'usage domestique.	1,75	1	1,75
Réducteurs de vitesse :			
Transmissions spéciales (utiliser les coefficients applicables à la machine commandée).			
Réducteurs universels	2,5	1	2,5
Remorques :			
Remorques routières	1,75	2	3,5
Restaurant. Matériel de restaurant :			
Machines à trancher. Machines à éplucher les pommes de terre.	1,75	1	1,75
Routes. Matériel pour la construction et l'entretien des routes :			
Excavateurs, bétonnières, pelles mécaniques, rouleaux compresseurs	1,75	1	1,75
Niveleuses, décapeuses, etc. (roues)	1,75	2	3,5
Stokers :			
Chargeurs, stokers industriels	2,5	1,4	3,5
Stokers pour l'usage domestique	1,75	1	1,75
Tamis vibrants (voir Broyeurs et Tamis vibrants).			
Tondeuses à gazon	1,75	1	1,75
Tracteurs agricoles :			
Mécanismes de commande (calculer les roulements en 2e vitesse avec 80 % du couple moteur maximum, ne pas excéder 100 % de charge).	1	1	1
Roues (tenir compte de l'effort de traction)	2,5	1,4	3,5
Transmissions :			
Transmissions spéciales (utiliser les coefficients applicables à la machine commandée).			
Transmissions en général	2,5	1	2,5
Transporteurs :			
Mécanismes de commande (appliquer les coefficients réducteurs de vitesse).			
Rouleaux, galets	2,5	1	2,5
Treuils	1,75	1	1,75
Véhicules hippomobiles sur pneumatiques (calculer les roulements à 200 tours/mn)	1,75	1	1,75
Ventilateurs, compresseurs (calculer les roulements de compresseurs avec la pression effective moyenne) :			
Ventilateurs et machines soufflantes	3,5	1	3,5
Compresseurs fixes	5	1	5
Compresseurs de garage	3,5	1	3,5
Verrerie. Matériel de verrerie	3,5	1	3,5
Wagonnets. Chariots de manutention :			
Chariots d'atelier et remorques industrielles	2,5	1	2,5

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

UNE APPLICATION QUI S'IMPOSE :



Les 500.000 berlines des mines françaises seront bientôt ainsi montées.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

EXEMPLES DE CALCULS
DANS DIVERSES APPLICATIONS - CHARGES
CHOIX DE ROULEMENTS

ROUE - CAS N° 1
Les roulements sont à égale distance de la ligne d'action de charge.

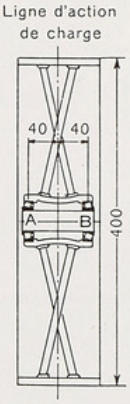


Figure 17

DONNÉES

Application — Machine agricole.

Charge = 230 kg par roue.

Vitesse = 16 km/h

Diamètre de fusée = 25 $^{m}/_{m}$

CALCULS

Vitesse de la roue

$$= \frac{\text{km/h} \times 530}{\text{diam. roue en } {}^{c}/_{m}} = \frac{16 \times 530}{40} = 212 \text{ t/m}$$

Facteur de vitesse (page 13) = 1,294.

Facteur de service (page 16) = 3,5.

Charge radiale par roulement $= \frac{230 \times 40}{80} = 115$ kg

CHOIX DES ROULEMENTS

Capacité radiale requise à 500 t/m

$$= \frac{115 \times 3,5}{1,294} = 311 \text{ kg}$$

En se reportant au tableau des charges des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

07098/07204 avec une capacité radiale de 475 kg peut convenir.

NOTA. — Dans les applications de ce genre, il est inutile de faire intervenir dans les calculs les réactions axiales ayant les roulements pour origine, car elles se compensent, ces derniers ayant les mêmes dimensions et la charge étant également répartie sur chacun d'eux.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ROUE - CAS N° 2

Le roulement intérieur supporte pratiquement toute la charge radiale.

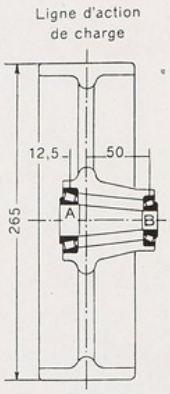


Figure 18

DONNÉES

Application — Chariot de manutention.

Charge = 230 kg par roue.

Vitesse = 7 km/h

Diamètres de fusée
= 25 m/m portée du roulement intérieur A.
17 m/m portée du roulement extérieur B.

CALCULS

Vitesse de la roue
$$= \frac{\text{km/h} \times 530}{\text{diam. roue en c/m}} = \frac{7 \times 530}{26,5} = 140 \text{ t/m}$$

Facteur de vitesse (page 13) = 1,465.

Facteur de service (page 16) = 2,5.

Charge radiale sur le roulement intérieur A
$$= \frac{230 \times 50}{62,5} = 184 \text{ kg}$$

Charge radiale sur le roulement extérieur B
$$= \frac{230 \times 12,5}{62,5} = 46 \text{ kg}$$

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement A. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{184 \times 2,5}{1,465} = 315$ kg

En se reportant aux tableaux des charges des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
07098/07204 avec une capacité radiale de 475 kg peut convenir.

Roulement B. — En plus de la charge radiale imposée, le roulement extérieur aura à supporter un effort axial supplémentaire ayant pour origine la réaction de la charge radiale sur le roulement A.

Effort axial résultant sur B
$$= \frac{0,34 \times \text{Charge radiale sur A}}{K_A}$$
$$= \frac{0,34 \times 184}{1,27} = 49 \text{ kg}$$

K_A étant le coefficient de transformation du roulement A on a : Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur B = 0,66 × Charge radiale sur B + K_B × Réaction axiale sur B
Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, attribuons à K_B une valeur moyenne de 1,5, on obtient :

$$0,66 \times 46 + 1,5 \times 49 = 104 \text{ kg}$$

Capacité radiale requise à 500 t/m
$$= \frac{104 \times 2,5}{1,465} = 177 \text{ kg}$$

En se reportant aux tableaux des charges des classifications par alésages, on trouve que le roulement 03066× /03157× avec une capacité radiale de 380 kg devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,63, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :

$$0,66 \times 46 + 1,63 \times 49 = 110 \text{ kg d'où}$$

Capacité radiale requise à 500 t/m
$$= \frac{110 \times 2,5}{1,465} = 188 \text{ kg}$$

Le roulement précédemment sélectionné ayant une capacité supérieure à cette charge résultante est donc bien approprié.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

GALETS DE TROMMEL

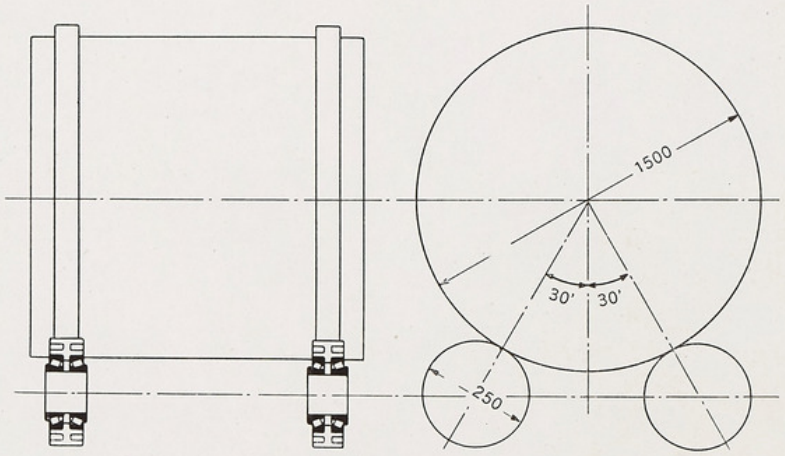


Figure 19

NOTA. — La méthode de calcul indiquée ci-dessous n'est applicable qu'aux petites installations et en particulier aux bétonnières. Pour le matériel de grosse capacité tel que : fours à ciment, sécheurs, etc., consulter notre Service Technique.

Les roulements sont dans chaque galet à égale distance de la ligne d'action de charge.

DONNÉES

Application — Bétonnière (Matériel pour la construction et l'entretien des routes.)

Charge (poids du tambour et de son contenu) = 3.200 kg

Vitesse de rotation du tambour = 10 t/m

Diamètre d'axe des galets = 45 $\frac{m}{m}$

CALCULS

Vitesse de rotation des galets

$$= \frac{10 \times 1.500}{250} = 60 \text{ t/m}$$

Facteur de vitesse (page 13) = 1,889.

Facteur de service (page 17) = 1,75.

Charge radiale par chemin de roulement

$$= \frac{3.200}{2} = 1.600 \text{ kg}$$

Charge radiale par galet

$$= \frac{1.600}{2} \times \frac{1}{\cos 30^o} = \frac{800}{0,866} = 924 \text{ kg}$$

Charge radiale par roulement $= \frac{924}{2} = 462$ kg

CHOIX DES ROULEMENTS

Capacité radiale requise à 500 t/m

$$= \frac{462 \times 1,75}{1,889} = 428 \text{ kg}$$

En se reportant aux tableaux des charges des classifications par alésages, on trouve que le roulement : **30209** avec une capacité radiale de 1.180 kg peut convenir.

NOTA. — Dans les applications de ce genre, il est inutile de faire intervenir dans les calculs les réactions axiales ayant les roulements pour origine, car elles se compensent, les deux roulements d'un galet ayant mêmes dimensions et la charge étant également répartie sur chacun d'eux.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CYLINDRE A AXE TOURNANT

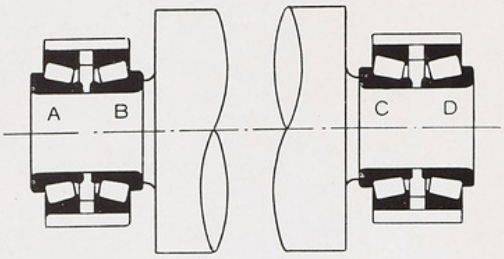


Figure 20

DONNÉES

Les roulements sont à égale distance de l'axe.

Application — Matériel d'imprimerie. Rotatives.

Charge —
(Poids du cylindre + pression) = 9.000 kg

Vitesse de rotation = 600 t/m

Diamètre des tourillons = 120 $^{m}/_{m}$

CALCULS

Facteur de vitesse (page 13) = 0,947.

Facteur de service (page 16) = 5,25.

Charge radiale par roulement

(A, B, C ou D) $= \frac{9.000}{4} = 2.250$ kg

CHOIX DES ROULEMENTS

Capacité radiale requise à 500 t/m

$= \frac{2.250 \times 5,25}{0,947} = 12.474$ kg

En se reportant aux tableaux des charges des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

32324 avec une capacité de 17.345 kg

convient largement.

NOTA. — Dans les applications de ce genre, il est inutile de faire intervenir dans les calculs les réactions axiales ayant les roulements pour origine, car elles se compensent, ces derniers ayant les mêmes dimensions et la charge étant également répartie sur chacun d'eux.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TAMBOUR INCLINÉ

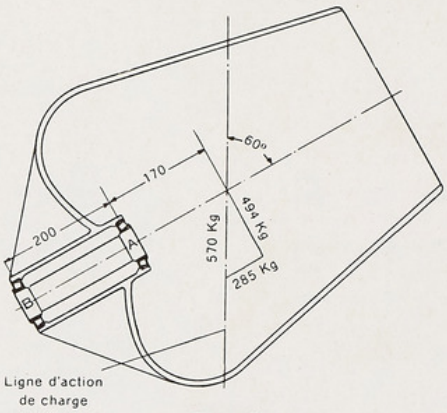


Figure 21

DONNÉES

Application. — Bétonnière (matériel pour la construction et l'entretien des routes).

Charge (Poids du tambour et de son contenu) = 570 kg

Vitesse de rotation = 15 t/m

Diamètre de l'axe = 50 m/m

CALCULS

Facteur de vitesse (page 13) = 2,863.

Facteur de service (page 17) = 1,75.

Composante radiale
$570 \times \cos 30^{o} = 570 \times 0{,}866 = 494$ kg

Composante axiale
$= 570 \times \sin 30^{o} = 570 \times 0{,}500 = 285$ kg

Charge radiale sur le roulement A
$= \frac{494 \times 370}{200} = 914$ kg

Charge radiale sur le roulement B
$= \frac{494 \times 170}{200} = 420$ kg

Réaction axiale sur le roulement B = 285 kg

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement A. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{914 \times 1{,}75}{2{,}863} = 558$ kg

En se reportant aux tableaux des charges des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

30210 avec une capacité de 1.390 kg

peut convenir.

Roulement B. — Résultante des réactions axiales sur le roulement B
$= \frac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur A}}{K_A} + \text{charge axiale sur B.}$
$= \frac{0{,}34 \times 914}{1{,}21} + 285 = 541$ kg

K_A étant le coefficient de transformation du roulement A.

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur B = 0,66 × charge radiale sur B + K_B × charge axiale sur B.

Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, attribuons à K_B une valeur moyenne de 1,5 ; on obtient :
$0{,}66 \times 420 + 1{,}5 \times 541 = 1.089$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{1.089 \times 1{,}75}{2{,}863} = 665$ kg

En se reportant aux tableaux des charges des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

30210 avec une capacité de 1.300 kg

devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,21, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :

$0{,}66 \times 420 + 1{,}21 \times 542 = 932$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{932 \times 1{,}75}{2{,}863} = 570$ kg

Le roulement **30210** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ENGRENAGES A DENTURE DROITE — RENVOI A 180°

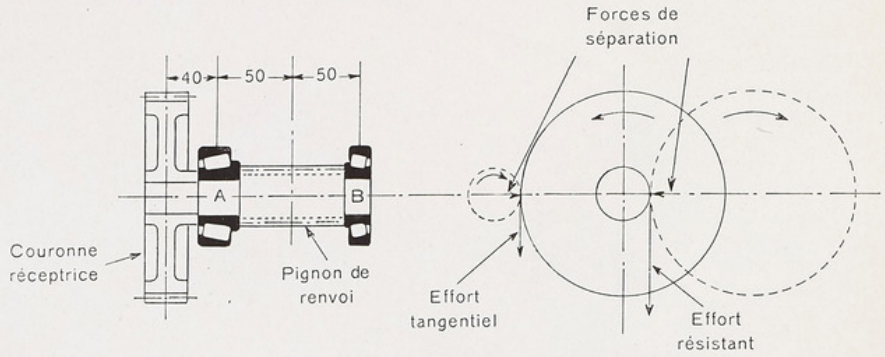


Figure 22

DONNÉES

Application. — Réducteur à engrenages.

Puissance transmise = 5 ch

Vitesse de rotation = 250 t/m

Angle de pression = 14°30'

Diamètre primitif de la couronne — DP = 146 m/m

Diamètre primitif du pignon — dp = 44 m/m

Diamètre des portées de roulement = 30 m/m

CALCULS

Facteur de vitesse (page 13) = 1,231.

Facteur de service (page 17) = 2,5.

Effort tangentiel à la couronne

$$= \frac{143.000 \times \text{ch}}{\text{DP (en cm)} \times \text{t/m}} = \frac{143.000 \times 5}{14{,}6 \times 250} = 196 \text{ kg}$$

Effort tangentiel au pignon $= \frac{196 \times 146}{44} = 650$ kg

Force dirigée suivant le rayon du cercle primitif de la couronne = 196 × tang angle de pression.
= 196 × 0,258 = 51 kg

Force dirigée suivant le rayon du cercle primitif du pignon = 650 × 0,258 = 168 kg

Charge radiale résultante sur le roulement A

$$= \sqrt{\left(196 \times \frac{140}{100} + 650 \times \frac{50}{100}\right)^2 + \left(168 \times \frac{50}{100} - 51 \times \frac{140}{100}\right)^2}$$
= 603 kg

Charge radiale résultante sur le roulement B

$$= \sqrt{\left(650 \times \frac{50}{100} - 196 \times \frac{40}{100}\right)^2 + \left(168 \times \frac{50}{100} + 51 \times \frac{40}{100}\right)^2}$$
= 268 kg

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement A. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= 603 \times \frac{2{,}5}{1{,}231} = 1.226$ kg

En se reportant aux tableaux des charges des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

32306 avec une capacité de 1.455 kg

peut convenir.

Roulement B. — Charge axiale résultante sur B $= \frac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur A}}{K_A} = \frac{0{,}34 \times 603}{1{,}61} = 127$ kg

K_A étant le coefficient de transformation du roulement A.

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur B = 0,66 × charge radiale sur B + K_B × charge axiale sur B.

Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, attribuons à K_B une valeur moyenne de 1,5 ; on obtient :

$0{,}66 \times 268 + 1{,}5 \times 127 = 367$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m

$= \frac{367 \times 2{,}5}{1{,}231} = 745$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages on trouve que le roulement :

30306 avec une capacité de 1.015 kg

devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,61, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :

$0{,}66 \times 268 + 1{,}61 \times 127 = 381$ kg

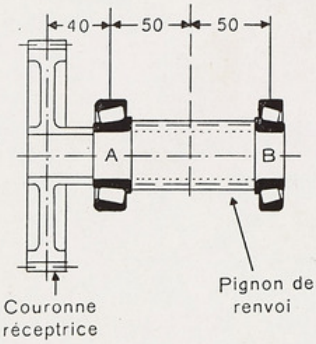
Capacité radiale requise à 500 t/m

$= \frac{381 \times 2{,}5}{1{,}231} = 773$ kg

Le roulement **30306** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ENGRENAGES A DENTURE DROITE — RENVOI A 90°



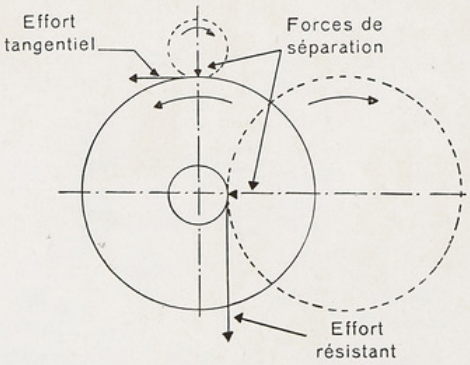


Figure 23

DONNÉES

Application. — Réducteur à engrenages.
Puissance transmise = 5 ch
Vitesse de rotation = 250 t/m
Angle de pression = 14°30'

Diamètre primitif de la couronne — DP = 146 m/m
Diamètre primitif du pignon — dp = 44 m/m
Diamètre des portées de roulements = 30 m/m

CALCULS

Facteur de vitesse (page 13) = 1,231
Facteur de service (page 17) = 2,5

Effort tangentiel à la couronne

$$= \frac{143.000 \times ch}{DP\ (\text{en } m/m) \times t/m} = \frac{143.000 \times 5}{14,6 \times 250} = 196 \text{ kg}$$

Effort tangentiel au pignon $= \frac{196 \times 146}{44} = 650$ kg

Force dirigée suivant le rayon du cercle primitif de la couronne = 196 × tang angle de pression.
= 196 × 0,258 = 51 kg

Force dirigée suivant le rayon du cercle primitif du pignon = 650 × 0,258 = 168 kg

Charge radiale résultante sur le roulement A

$$= \sqrt{\left(196 \times \frac{140}{100} + 168 \times \frac{50}{100}\right)^2 + \left(650 \times \frac{50}{100} + 51 \times \frac{140}{100}\right)^2}$$
= 534 kg

Charge radiale résultante sur le roulement B

$$= \sqrt{\left(168 \times \frac{50}{100} - 196 \times \frac{40}{100}\right)^2 + \left(650 \times \frac{50}{100} - 51 \times \frac{40}{100}\right)^2}$$
= 322 kg

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement A. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{534 \times 2,5}{1,231} = 1.087$ kg

En se reportant aux tableaux des charges des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
2560X/2526X avec une capacité de 1.335 kg
peut convenir.

Roulement B. — Charge axiale résultante sur B $\frac{0,34 \times \text{charge radiale sur A}}{K_A} = \frac{0,34 \times 534}{1,86} = 98$ kg

K_A étant le coefficient de transformation du roulement A.
Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur B = 0,66 × charge radiale sur B + K_B × charge axiale sur B.

Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, attribuons à K_B une valeur moyenne de 1,5 ; on obtient :
0,66 × 322 + 1,5 × 98 = 360 kg
Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{360 \times 2,5}{1,231} = 732$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
15118/15250 avec une capacité de 870 kg
devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,45, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :
0,66 × 322 + 1,45 × 98 = 355 kg
Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{355 \times 2,5}{1,231} = 721$ kg

Le roulement **15118/15250** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ENGRENAGES A DENTURE DROITE — RENVOI A 0°

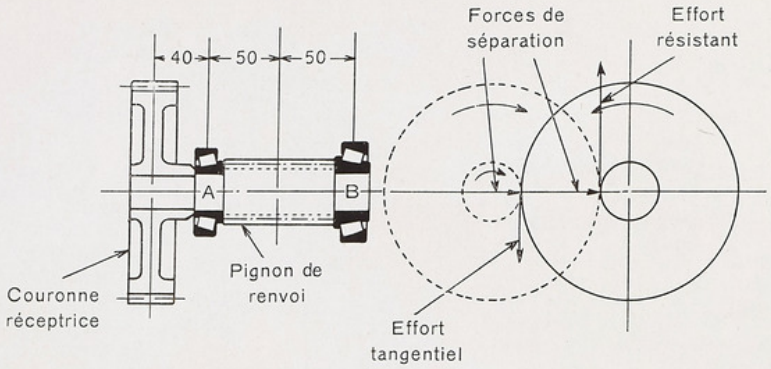


Figure 24

DONNÉES

Application — Réducteur à engrenages.
Puissance transmise = 5 ch
Vitesse de rotation = 250 t/m
Angle de pression = 14°30'
Diamètre primitif de la couronne — DP = 146 m/m
Diamètre primitif du pignon — dp = 44 m/m
Diamètre des portées de roulements = 30 m/m

CALCULS

Facteur de vitesse (page 13) = 1,231.
Facteur de service (page 17) = 2,5.

Effort tangentiel à la couronne

$$= \frac{143.000 \times ch}{DP\ (\text{en } {}^{c}/_{m}) \times t/m} = \frac{143.000 \times 5}{14{,}6 \times 250} = 196 \text{ kg}$$

Effort tangentiel au pignon $= \frac{196 \times 146}{44} = 650$ kg

Force dirigée suivant le rayon du cercle primitif de la couronne = 196 × tang angle de pression
= 196 × 0,258 = 51 kg

Force dirigée suivant le rayon du cercle primitif du pignon = 650 × 0,258 = 168 kg

Charge radiale résultante sur le roulement A

$$= \sqrt{\left(650 \times \frac{50}{100} - 196 \times \frac{140}{100}\right)^2 + \left(168 \times \frac{50}{100} + 51 \times \frac{140}{100}\right)^2}$$
$$= 163 \text{ kg}$$

Charge radiale résultante sur le roulement B

$$= \sqrt{\left(650 \times \frac{50}{100} + 196 \times \frac{40}{100}\right)^2 + \left(168 \times \frac{50}{100} - 51 \times \frac{40}{100}\right)^2}$$
$$= 408 \text{ kg}$$

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement B. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{408 \times 2{,}5}{1{,}231} = 829$ kg

En se reportant aux tableaux des charges des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

32206 avec une capacité de 890 kg

peut convenir.

Roulement A. — Charge axiale résultante sur A $= \frac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur B}}{K_B} = \frac{0{,}34 \times 408}{1{,}35} = 103$ kg

K_B étant le coefficient de transformation du roulement B.

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur A = 0,66 × charge radiale sur A + K_A × charge axiale sur A.

Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, une valeur moyenne de 1,5 peut être attribuée au facteur K_A ; on obtient :
0,66 × 163 + 1,5 × 103 = 262 kg
Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{262 \times 2{,}5}{1{,}231} = 532$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

30206 avec une capacité de 705 kg

devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,35, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :
0,66 × 163 + 1,35 × 103 = 248 kg
Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{248 \times 2{,}5}{1{,}231} = 504$ kg

Le roulement **30206** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ENGRENAGES A DENTURE HÉLICOÏDALE - RENVOI A 180°

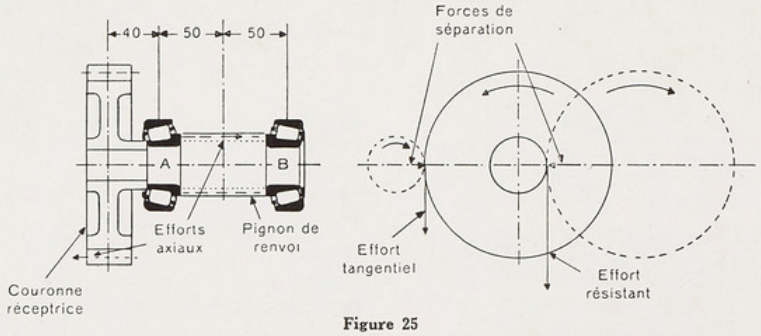


Figure 25

DONNÉES

Application. — Réducteur à engrenages.
Puissance transmise = 5 ch
Vitesse de rotation = 250 t/m
Angle de pression = 14°30'
Angle d'hélice = 17°
Diamètre primitif de la couronne — DP = 146 m/m
Diamètre primitif du pignon — dp = 44 m/m
Diamètre des portées de roulement = 30 m/m

CALCULS

Facteur de vitesse (page 13) = 1,231.
Facteur de service (page 17) = 2,5.
Effort tangentiel à la couronne

$$= \frac{143.000 \times ch}{DP\ (en\ ^c/_m) \times t/m} = \frac{143.000 \times 5}{14{,}6 \times 250} = 196\ kg$$

Effort tangentiel au pignon $\frac{196 \times 146}{44} = 650$ kg

Force dirigée suivant le rayon du cercle primitif de la couronne = 196 × tang angle de pression.
= 196 × 0,258 = 51 kg

Force dirigée suivant le rayon du cercle primitif du pignon 650 × 0,258 = 168 kg

Réaction axiale sur la couronne
= 196 × tang angle d'hélice.
= 196 × 0,305 = 60 kg

Réaction axiale sur le pignon
= 650 × 0,305 = 198 kg

Réaction axiale sur roulement B
= 198—60 = 138 kg

NOTA. — La direction de la poussée axiale dépend à la fois du sens de rotation des engrenages et du sens de taille des hélices.

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement A. — Capacité radiale requise à 500 t/m. $= \frac{603 \times 2{,}5}{1{,}231} = 1.226$ kg

En se reportant aux tableaux des charges des classifications par alésages, on trouve que le roulement : **32306** avec une capacité de 1.455 kg peut convenir.

Roulement B. — Charge axiale résultante sur B

$$= \frac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur A}}{K_A} + \text{réaction axiale sur B}$$

$$= \frac{0{,}34 \times 603}{1{,}61} + 138 = 265\ kg$$

K_A étant le coefficient de transformation du roulement A.

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur B = 0,66 × charge radiale sur B + K_A × charge axiale sur B.

Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, attribuons à K_A une valeur moyenne de 1,5, on obtient : 0,66 × 312 + 1,5 × 265 = 603 kg

Capacité radiale requise à 500 t/m

$$= \frac{603 \times 2{,}5}{1{,}231} = 1.226\ kg$$

Pour le roulement A, pour une charge identique, nous avons sélectionné un roulement **32306.** Il est donc vraisemblable que ce symbole conviendra également en B.

Son coefficient de transformation propre étant égal à 1,61, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :
0,66 × 312 + 1,61 × 265 = 633 kg

Capacité radiale requise à 500 t/m

$$= \frac{633 \times 2{,}5}{1{,}231} = 1.287\ kg$$

Le roulement **32306** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Charge radiale résultante sur le roulement A.

$$= \sqrt{\left(196 \times \frac{140}{100} + 650 \times \frac{50}{100}\right)^2 + \left(51 \times \frac{140}{100} - 168 \times \frac{50}{100} + 60 \times \frac{73}{100} + 198 \times \frac{22}{100}\right)^2} = 603\ kg$$

Charge radiale sur le roulement B

$$= \sqrt{\left(650 \times \frac{50}{100} - 196 \times \frac{40}{100}\right)^2 + \left(168 \times \frac{50}{100} + 51 \times \frac{40}{100} + 60 \times \frac{73}{100} + 198 \times \frac{22}{100}\right)^2} = 312\ kg$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ENGRENAGES CONIQUES A DENTURE DROITE

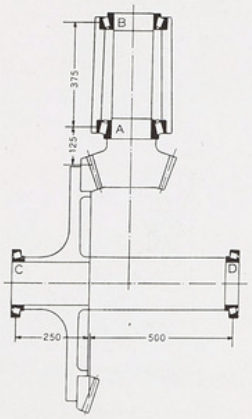


Figure 26

DONNÉES

Application. —
Commande de pompe dragueuse.
Puissance transmise = 250 ch
Vitesse de rotation du pignon = 900 t/m
Diamètre primitif du pignon — dp = 305 m/m
Diamètre primitif de la couronne — DP = 915 m/m
Diamètre des portées de roulements :
Pignon roulement A : 150 m/m
Pignon roulement B : 130 m/m
Arbre transversal roulement C : 130 m/m
Arbre transversal roulement D : 105 m/m

CALCULS

Vitesse de l'arbre transversal $= 900 \times \frac{305}{915} = 300$ t/m

Facteur de vitesse. Pignon — (page 13) = 0,838.

Facteur de vitesse. Arbre transversal — (page 13) = 1,166.

Facteur de service — (page 17) = 5,25.

Méthode de calcul simplifiée négligeant les faibles réactions axiales dues à la conicité des engrenages.

Effort tangentiel $= \frac{143.000 \times \text{ch}}{\text{dp (en m/m)} \times \text{t/m}} = \frac{143.000 \times 250}{30,5 \times 900} = 1.302$ kg

Charge radiale sur le roulement A $= \frac{1.302 \times 500}{375} = 1.735$ kg

Charge radiale sur le roulement B $= \frac{1.302 \times 125}{375} = 434$ kg

Charge radiale sur le roulement C $= \frac{1.302 \times 500}{750} = 868$ kg

Charge radiale sur le roulement D $= \frac{1.302 \times 250}{750} = 434$ kg

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement A. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{1.737 \times 5,25}{0,838} = 10.870$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement : **EE99590X/99098X** avec une capacité de 11.500 kg peut convenir.

Roulement B. — Charge axiale due à la réaction de l'effort radial sur le roulement A $= \frac{0,34 \times \text{charge radiale sur A}}{K_A} = \frac{0,34 \times 1.735}{1,25} = 472$ kg

K_A étant le coefficient de transformation du roulement A.

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur B.

Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, attribuons à K_B une valeur moyenne de 1,5 ; on obtient :

$0,66 \times 434 + 1,5 \times 472 = 994$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{994 \times 5,25}{0,838} = 6.220$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement : **74511X/74846X** avec une capacité de 7.165 kg devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,05, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :

$0,66 \times 434 + 1,05 \times 472 = 781$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{781 \times 5,25}{0,838} = 4.893$ kg

Le roulement **74511X/74846X** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Roulement C. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{868 \times 5,25}{1,166} = 3.908$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement : **74511X/74846X** avec une capacité de 7.165 kg peut convenir.

Roulement D. — Charge axiale due à la réaction de l'effort radial sur le roulement C $= \frac{0,34 \text{ charge radiale sur C}}{Kc} = \frac{0,34 \times 868}{1,05} = 281$ kg

Kc étant le coefficient de transformation du roulement C.

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur D.

Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, attribuons à K_D une valeur moyenne de 1,5 ; on obtient :

$= 0,66 \times 434 + 1,5 \times 281 = 708$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{708 \times 5,25}{1,166} = 3.188$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement : **782/773** avec une capacité de 5.920 kg devrait convenir.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,32, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :
$0{,}66 \times 434 + 1{,}32 \times 281 = 657$ kg
Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{657 \times 5{,}25}{1{,}166} = 2.958$ kg

Le roulement **782/773** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Calculs complets faisant entrer en ligne de compte les réactions axiales dues à la conicité des engrenages

Angle de pression = 14°30'.
1/2 angle du pignon au primitif = 18°30'.
Effort tangentiel $= \frac{143.000 \times 250}{30{,}5 \times 900} = 1.302$ kg
Poussée axiale sur pignon
= 1.302 × tang angle de pression × sin 1/2 angle du pignon.
= 1.302 × tang 14°30' × sin 18°30'.
= 1.302 × 0,258 × 0,317 = 106 kg
Poussée axiale sur couronne
= 1.302 × tang angle de pression × cos 1/2 angle du pignon.
= 1.302 × tang 14°30' × cos 18°30'.
= 1.302 × 0,258 × 0,948 = 319 kg
Charge radiale résultante sur le roulement A
$= \sqrt{\left(1.302 \times \frac{500}{375}\right)^2 + \left(319 \times \frac{500}{375} - 106 \times \frac{152{,}5}{375}\right)^2}$
= 1.777 kg
Charge axiale sur le roulement A = 106 kg
Charge radiale résultante sur le roulement B
$= \sqrt{\left(1.302 \times \frac{125}{375}\right)^2 + \left(319 \times \frac{125}{375} - 106 \times \frac{152{,}5}{375}\right)^2}$
= 438 kg
Charge radiale résultante sur le roulement C
$= \sqrt{\left(1.302 \times \frac{500}{750}\right)^2 + \left(319 \times \frac{457{,}5}{750} + 106 \times \frac{500}{750}\right)^2}$
= 908 kg
Charge radiale résultante sur le roulement D
$= \sqrt{\left(1.302 \times \frac{250}{750}\right)^2 + \left(319 \times \frac{457{,}5}{750} - 106 \times \frac{250}{750}\right)^2}$
= 462 kg

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement A. — Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur A
= 0,66 × charge radiale sur A + Ka × charge axiale.
Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, attribuons à Ka une valeur moyenne de 1,5 ; on obtient :
$0{,}66 \times 1.777 + 1{,}5 \times 106 = 1.332$ kg
La charge radiale fictive étant inférieure à la charge radiale appliquée, le roulement sera sélectionné en ne se basant que sur ce dernier effort.
Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{1.777 \times 5{,}25}{0{,}838} = 11.142$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
EE99590X/99098X avec une capacité de 11.500 kg peut convenir.

Roulement B. — Charge axiale due à la réaction de l'effort radial sur le roulement B
$= \frac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur A}}{\text{Ka}} = \frac{0{,}34 \times 1.777}{1{,}25}$
= 483 kg
Ka étant le coefficient de transformation du roulement A.
Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur B
$= 0{,}66 \times 438 + 1{,}5 \times 483 = 1.014$ kg
Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{1.014 \times 5{,}25}{0{,}838} = 6.358$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
74511X/74846X avec une capacité de 7.165 kg devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,05, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :
$0{,}66 \times 438 + 1{,}05 \times 483 = 796$ kg
Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{796 \times 5{,}25}{0{,}838} = 4.992$ kg

Le roulement **74511X/74846X** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Roulement C. — Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{908 \times 5{,}25}{1{,}166} = 4.086$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
74511X/74846X avec une capacité de 7.175 kg peut convenir.

Roulement D. — Charge axiale due à la réaction de l'effort radial sur le roulement C :
$= \frac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur C}}{\text{Kc}} = \frac{0{,}34 \times 908}{1{,}05}$
= 294 kg
Kc étant le coefficient de transformation du roulement C.
Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur D
= 0,66 × charge radiale sur D + Kc × charge axiale.
Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, attribuons à Kd une valeur moyenne de 1,5 ; on obtient :
$0{,}66 \times 462 + 1{,}5 \times 294 = 746$ kg
Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{746 \times 5{,}25}{1{,}166} = 3.357$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
782/773 avec une capacité de 5.920 kg devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,32, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :
$0{,}66 \times 462 + 1{,}32 \times 294 = 693$ kg
Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{693 \times 5{,}25}{1{,}166} = 3.119$ kg

Le roulement **782/773** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ENGRENAGES CONIQUES A DENTURE SPIRALE

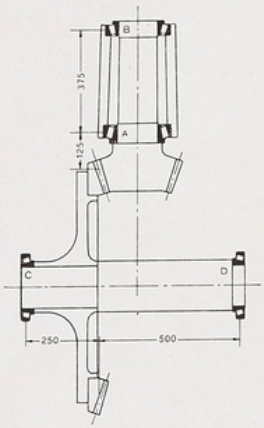


Figure 27

DONNÉES

Application. — Commande de pompe dragueuse.
Puissance transmise = 250 ch
Vitesse de rotation du pignon = 900 t/m
Caractéristiques du pignon :
Diamètre primitif — DP = 305 m/m
Angle de pression — α = 14°30'
1/2 angle du pignon au primitif — β = 18°30'
Angle de spirale — γ = 30°
Spirale à gauche — rotation à droite.
Couronne — diamètre primitif = 915 m/m
Diamètre des portées de roulements :
Pignon roulement A : 150 m/m
Pignon roulement B : 130 m/m
Arbre transversal roulement C : 130 m/m
Arbre transversal roulement D : 105 m/m

Formules pour le calcul des poussées sur pignons et couronnes

Sens de rotation du pignon (en se plaçant du côté de la commande)	Spirale	Formule
1 Sens des aiguilles d'une montre	A droite	Poussée sur pignon = Effort tangentiel $\left(\text{tang } \gamma \cos \beta - \frac{\text{tang } \alpha \sin \beta}{\cos \gamma}\right)$
2 Sens inverse des aiguilles d'une montre	A gauche	Poussée sur couronne = Effort tangentiel $\left(\text{tang } \gamma \sin \beta + \frac{\text{tang } \alpha \cos \beta}{\cos \gamma}\right)$
3 Sens des aiguilles d'une montre	A gauche	Poussée sur pignon = Effort tangentiel $\left(\frac{\text{tang } \alpha \sin \beta}{\cos \gamma} + \text{tang } \gamma \cos \beta\right)$
4 Sens inverse des aiguilles d'une montre	A droite	Poussée sur couronne = Effort tangentiel $\left(\frac{\text{tang } \alpha \cos \beta}{\cos \gamma} - \text{tang } \gamma \sin \beta\right)$

Où α = Angle de pression,
β = 1/2 Angle du pignon au diamètre primitif,
γ = Angle de spirale.

NOTA. — **Direction des poussées : conditions 1 et 2, les engrenages ont tendance à se rapprocher. Conditions 3 et 4, ils ont tendance à s'éloigner.**

CALCULS

Vitesse de l'arbre transversa $= 900 \times \frac{305}{915} = 300$ t/m

Facteur de vitesse. Pignon (page 13) = 0,838.

Facteur de vitesse. Arbre transversal (p. 13) = 1,166.

Facteur de service (page 17) = 5,25.

$$\text{Effort tangentiel} = \frac{143.000 \times \text{ch}}{\text{dp en cm} \times \text{tours/mn}}$$

$$= \frac{143.000 \times 250}{30{,}5 \times 900} = 1.302 \text{ kg}$$

Poussée axiale sur pignon = 1.302

$$\left(\frac{\text{tang } 14°30' \sin 18°30'}{\cos 30°} + \text{tang } 30° \cos 18°30'\right)$$

$$= 1.302$$

$$\left(\frac{0{,}258 \times 0{,}317}{0{,}866} + 0{,}577 \times 0{,}948\right) = 835 \text{ kg}$$

Poussée axiale sur couronne = 1.302

$$\left(\frac{\text{tang } 14°30' \cos 18°30'}{\cos 30°} - \text{tang } 30° \sin 18°30'\right)$$

$$= 1.302$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\left(\frac{0{,}258 \times 0{,}948}{0{,}866} - 0{,}577 \times 0{,}317\right) = 129 \text{ kg}$$

Charge radiale résultante sur le roulement A

$$= \sqrt{\left(1.302 \times \frac{500}{375}\right)^2 + \left(835 \times \frac{152{,}5}{375} - 129 \times \frac{500}{375}\right)^2}$$
$$= 1.745 \text{ kg}$$

Charge axiale sur le roulement A = 835 kg

Charge radiale résultante sur le roulement B

$$= \sqrt{\left(1.302 \times \frac{125}{375}\right)^2 + \left(835 \times \frac{152{,}5}{375} - 129 \times \frac{125}{375}\right)^2}$$
$$= 525 \text{ kg}$$

Charge radiale résultante sur le roulement C

$$= \sqrt{\left(1.302 \times \frac{500}{750}\right)^2 + \left(129 \times \frac{457{,}5}{750} + 835 \times \frac{500}{750}\right)^2}$$
$$= 1.076 \text{ kg}$$

Charge axiale sur le roulement C = 129 kg

Charge radiale résultante sur le roulement D

$$= \sqrt{\left(1.302 \times \frac{250}{750}\right)^2 + \left(835 \times \frac{250}{750} - 129 \times \frac{457{,}5}{750}\right)^2}$$
$$= 478 \text{ kg}$$

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement B. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{525 \times 5{,}25}{0{,}838} = 3.292$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement : **74511X/74846X** avec une capacité de 7.165 kg peut convenir.

Roulement A. — Charge axiale résultante sur le roulement A $= \frac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur B}}{\text{Kb}}$
+ charge axiale appliquée
$= \frac{0{,}34 \times 525}{1{,}05} + 835 = 1.005$ kg

Kb étant le coefficient de transformation du roulement B.

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur A
= 0,65 × charge radiale sur A + Ka × charge axiale.

Afin d'établir une sélection préliminaire en attribuant à Ka une valeur moyenne en 1,5 ; on obtient :

$0{,}66 \times 1.745 + 1{,}5 \times 1.005 = 2.659$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m
$\frac{2.659 \times 5{,}25}{0{,}838} = 16.671$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement : **EE 450590X/451201X** avec une capacité de 17.450 kg devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,56, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :

$0{,}66 \times 1.745 + 1{,}56 \times 1.005 = 2.720$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{2.720 \times 5{,}25}{0{,}838} = 17.054$ kg

Le roulement **EE 450590X/451201X** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Roulement D. — Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{478 \times 5{,}25}{1{,}166} = 2.151$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement : **782X/773** avec une capacité de 5.920 kg peut convenir.

Roulement C. — Charge axiale résultante sur le roulement C $= \frac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur D}}{\text{Kd}}$
+ charge axiale appliquée.
$= \frac{0{,}34 \times 478}{1{,}32} + 129 = 252$ kg

Kd étant le coefficient de transformation du roulement D.

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur C, en supposant Kc = 1,5
$0{,}66 \times 1.076 + 1{,}5 \times 252 = 1.088$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{1.088 \times 5{,}25}{1{,}166} = 4.896$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement : **74511X/74846X** avec une capacité de 7.165 kg devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,05, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :

$0{,}66 \times 1.076 + 1{,}05 \times 252 = 975$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{975 \times 5{,}25}{1{,}166} = 4.388$ kg

Le roulement **74511X/74846X** convient donc bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ENGRENAGES HYPOÏDES

Formules permettant de calculer les réactions radiales et axiales sur les engrenages :

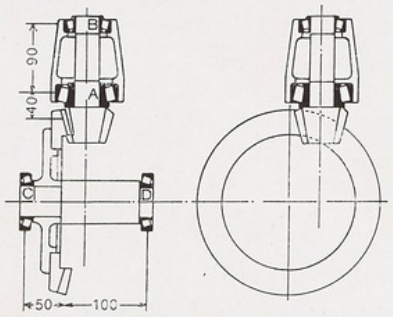


Figure 28

Cas N° 1. — Pignon spirale à gauche et couronne spirale à droite.
Pignon tournant dans le sens des aiguilles d'une montre.

Cas N° 2. — Pignon spirale à droite et couronne spirale à gauche.
Pignon tournant en sens inverse des aiguilles d'une montre.

Cas N° 3. — Pignon spirale à gauche et couronne spirale à droite.
Pignon tournant en sens inverse des aiguilles d'une montre.

Cas N° 4. — Pignon spirale à droite et couronne spirale à gauche.
Pignon tournant dans le sens des aiguilles d'une montre.

Le cas N° 1 est celui que l'on rencontre généralement en marche AV avec les couples d'automobiles.

CHARGES SUR PIGNON

Cas N° 1 et 2. Réaction axiale = Ap

$$= \frac{Fc}{\cos \gamma c}(+ \sin \gamma p \cos \beta p + \operatorname{tang} \alpha \sin \beta p)$$

Cas N° 1 et 2. Réaction radiale = Rp

$$= \frac{Fc}{\cos \gamma c}(- \sin \gamma p \sin \beta p + \operatorname{tang} \alpha \cos \beta p)$$

Cas N° 3 et 4. Réaction axiale = Ap

$$= \frac{Fc}{\cos \gamma c}(- \sin \gamma p \cos \beta p + \operatorname{tang} \alpha \sin \beta p)$$

Cas N° 3 et 4. Réaction radiale = Rp

$$= \frac{Fc}{\cos \gamma c}(+ \sin \gamma p \sin \beta p + \operatorname{tang} \alpha \cos \beta p)$$

CHARGES SUR COURONNE

Cas N° 1 et 2. Réaction axiale = Ac

$$= \frac{Fc}{\cos \gamma c}(- \sin \gamma c \cos \beta c + \operatorname{tang} \alpha \sin \beta c)$$

Cas N° 1 et 2. Réaction radiale = Rc

$$= \frac{Fc}{\cos \gamma c}(+ \sin \gamma c \sin \beta c + \operatorname{tang} \alpha \cos \beta c)$$

Cas N° 3 et 4. Réaction axiale = Ac

$$= \frac{Fc}{\cos \gamma c}(+ \sin \gamma c \cos \beta c + \operatorname{tang} \alpha \sin \beta c)$$

Cas N° 3 et 4. Réaction radiale = Rc

$$= \frac{Fc}{\cos \gamma c}(- \sin \gamma c \sin \beta c + \operatorname{tang} \alpha \cos \beta c)$$

D'après les formules ci-dessus, l'orientation des efforts est définie comme suit :

Résultat négatif : les charges sont dirigées vers le sommet des engrenages.

Résultat positif : les charges sont dirigées dans le sens opposé.

Fc = effort tangentiel à la couronne.
γc = angle de spirale couronne.
γp = angle de spirale pignon.
βc = angle au sommet de la couronne au primitif.
βp = angle au sommet du pignon au primitif.
α = angle de pression.

DONNÉES

Application. — Réducteur de vitesse universel.
Puissance transmise = 7,5 ch
Vitesse de rotation du pignon = 1.000 t/m sens des aiguilles d'une montre.
Diamètre des portées de roulements.
Pignon roulement A : 40 m/m
Pignon roulement B : 30 m/m
Arbre transversal roulements C et D : 40 m/m

CARACTÉRISTIQUES DU PIGNON ET DE LA COURONNE

	Pignon	Couronne
Nombre de dents =	9 (Np)	47 (Nc)
1/2 angle au sommet du primitif =	11°50' (βp)	77°30' (βc)
Angle de spirale =	45° (γp) à gauche	22°52' (γc) à droite
Angle de pression =	17°30' (α)	17°30' (α)
Diamètre primitif =		228,6 (DP)
Larg. de denture =		31,75 (Ic)

CALCULS

Diamètre primitif moyen de la couronne
DPm = DP — Ic sin βc
= 228,6 — 31,75 × 0,9763 = 197,6 m/m

Diamètre primitif moyen du pignon

$$= 197{,}6 \times \frac{Np}{Nc} \times \frac{\cos \gamma c}{\cos \gamma p}$$

$$= 197{,}6 \times \frac{9}{47} \times \frac{\cos 22°52'}{\cos 45°} = 49 \text{ m/m}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Vitesse de rotation de la couronne
$= \text{vitesse de rotation du pignon} \times \frac{Np}{Nc}$
$= 1.000 \times \frac{9}{47} = 192 \text{ t/m}$

Facteur de vitesse. Pignon d'attaque (p. 13) = 0,812.
Facteur de vitesse. Arbre transversal (p. 13) = 1,333.
Facteur de service (p. 17) = 2,5.

Effort tangentiel à la couronne $Fc = \frac{143.000 \times ch}{DPm\ (^c/_m) \times t/m}$
$= \frac{143.000 \times 7,5}{19,76 \times 192} = 283 \text{ kg}$

Effort tangentiel au pignon $Fp = Fc \frac{\cos \gamma p}{\cos \gamma c}$
$= 283 \times \frac{\cos 45^o}{\cos 22^o52'} = 217 \text{ kg}$

Poussée axiale sur pignon
$Ap = \frac{283}{\cos 22^o52'} \left(+ \sin 45^o \cos 11^o50' + \operatorname{tang} 17^o30' \sin 11^o50' \right)$
$= \frac{283}{0,921} \left(0,707 \times 0,978 + 0,315 \times 0,205 \right)$
$= + 232 \text{ kg}$

Réaction radiale sur pignon $Rp = \frac{283}{\cos 22^o52'} \left(- \sin 45^o \sin 11^o50' + \operatorname{tang} 17^o30' \cos 11^o50' \right)$
$= \frac{283}{0,921} \left(-0,707 \times 0,205 + 0,315 \times 0,978 \right)$
$= + 50 \text{ kg}$

Poussée axiale sur couronne $Ac = \frac{283}{\cos 22^o52'} \left(- \sin 22^o52' \cos 77^o30' + \operatorname{tang} 17^o30' \sin 77^o30' \right)$
$= \frac{283}{0,921} \left(-0,388 \times 0,216 + 0,315 \times 0,976 \right)$
$= + 69 \text{ kg}$

Réaction radiale sur couronne $Rc = \frac{283}{\cos 22^o52'} \left(+ \sin 22^o52' \sin 77^o30' + \operatorname{tang} 17^o30' \cos 77^o30' \right)$
$= \frac{283}{0,921} \left(+ 0,388 \times 0,976 + 0,315 \times 0,216 \right)$
$= + 137 \text{ kg}$

Charge radiale résultante sur le roulement A
$= \sqrt{\left(217 \times \frac{130}{90} \right)^2 + \left(50 \times \frac{130}{90} - 232 \times \frac{24,5}{90} \right)^2}$
$= 314 \text{ kg}$

Effort axial sur le roulement A = 232 kg

Charge radiale résultante sur le roulement B
$= \sqrt{\left(217 \times \frac{40}{90} \right)^2 + \left(50 \times \frac{40}{90} - 232 \times \frac{24,5}{90} \right)^2}$
$= 105 \text{ kg}$

Charge radiale résultante sur le roulement C
$= \sqrt{\left(283 \times \frac{100}{150} \right)^2 + \left(137 \times \frac{100}{150} + 69 \times \frac{98,8}{150} \right)^2}$
$= 233 \text{ kg}$

Effort axial sur le roulement C = 69 kg

Charge radiale résultante sur le roulement D
$= \sqrt{\left(283 \times \frac{50}{150} \right)^2 + \left(137 \times \frac{50}{150} - 69 \times \frac{98,8}{150} \right)^2}$
$= 94 \text{ kg}$

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement B. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{105 \times 2,5}{0,812} = 323 \text{ kg}$

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
30206 avec une capacité de 705 kg
peut convenir.

Roulement A. — Charge axiale résultante sur le roulement A
$= \frac{0,34 \times \text{charge radiale sur B}}{K_B} + \text{effort axial appliqué.}$
$= \frac{0,34 \times 105}{1,35} + 232 = 258 \text{ kg}$

K_B étant le coefficient de transformation du roulement B.

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur A = 0,66 × charge radiale sur A + Ka × charge axiale résultante.

Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement pour la position A, une valeur moyenne de 1,5 peut être attribuée au coefficient Ka.
$0,66 \times 314 + 1,5 \times 258 = 594 \text{ kg}$

Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{594 \times 2,5}{0,812} = 1.828 \text{ kg}$

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
32308 avec une capacité de 2.155 kg
devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,47, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :
$0,66 \times 314 + 1,47 \times 258 = 587 \text{ kg}$

Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{587 \times 2,5}{0,812} = 1.807 \text{ kg}$

Le roulement **32308** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Roulement D. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{94 \times 2,5}{1,333} = 176 \text{ kg}$

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
30208 avec une capacité de 1.035 kg
peut convenir.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Roulement C. — Charge axiale résultante sur le roulement C

$$= \frac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur D}}{\text{Kd}} + \text{effort axial appliqué}$$

$$= \frac{0{,}34 \times 94}{1{,}35} + 69 = 93 \text{ kg}$$

Kd étant le coefficient de transformation du roulement D.

Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, une valeur moyenne de 1,5 peut être attribuée au coefficient Kc ; la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur C devient

$$= 0{,}66 \times 233 + 1{,}5 \times 93 = 293 \text{ kg}$$

Capacité radiale requise à 500 t/m

$$= \frac{293 \times 2{,}5}{1.333} = 550 \text{ kg}$$

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

30208 avec une capacité de 1.035 kg

devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant, nous venons de le voir, égal à 1,35, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :

$$0{,}66 \times 233 + 1{,}35 \times 93 = 280 \text{ kg}$$

Capacité radiale requise à 500 t/m

$$= \frac{280 \times 2{,}5}{1{,}33} = 525 \text{ kg}$$

Le roulement **30208** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

VIS SANS FIN

(Transmission reversible)

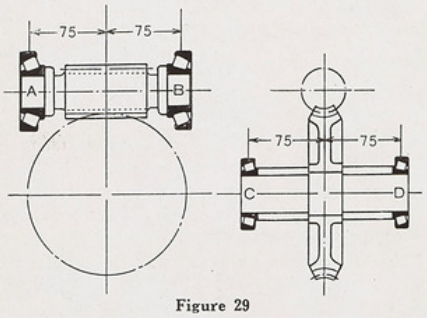


Figure 29

DONNÉES

Application. — Réducteur de vitesse.
Puissance transmise = 6 ch
Vitesse de rotation de la vis = 1.800 t/m
Rapport de réduction = 12 à 1
Caractéristiques de la vis :
diamètre primitif dp = 44,45
angle d'hélice 16°35'
angle de pression 30°
Caractéristiques de la roue :
diamètre primitif DP = 158,75
Dimensions des portées de roulements.
Vis : 35 m/m **Arbre de roue : 40 m/m**

CALCULS

Rendement approximatif :

$$\frac{\text{tang angle d'hélice } (1 - f \text{ tang angle d'hélice})}{f + \text{tang angle d'hélice}}$$

f étant le coefficient de frottement, en l'évaluant à 0,15 en moyenne, on obtient :

$$\frac{\text{tang } 16°35' \ (1 - 0{,}15 \times \text{tang } 16°35')}{0{,}15 + \text{tang } 16°35'}$$

$$= \frac{0{,}297\,(1 - 0{,}15 \times 0{,}297)}{0{,}15 + 0{,}297} = 0{,}635$$

Vitesse de rotation de l'arbre de roue

$$= \frac{1.800}{12} = 150 \text{ t/m}$$

Facteur de vitesse. Vis (page 13) = 0,681.
Facteur de vitesse. Arbre de roue (page 13) = 1,435.
Facteur de service (page 17) = 2,5.

Effort tangentiel à la vis

$$= \frac{143.000 \times \text{ch}}{\text{dp (en m/m)} \times \text{t/m}} = \frac{143.000 \times 6}{4{,}445 \times 1.800} = 107 \text{ kg}$$

Effort axial sur la roue
= effort tangentiel à la vis = 107 kg

Effort axial sur la vis

$$= \frac{\text{Effort tang vis} \times \text{rendement}}{\text{tang angle d'hélice}} = 107 \times \frac{0{,}635}{\text{tang } 16°35'}$$

$$= 107 \times \frac{0{,}635}{0{,}297} = 229 \text{ kg}$$

Effort tangentiel à la roue
= effort axial sur la vis = 229 kg

$$\text{Force de séparation} = \frac{107 \times \text{tang angle de pression}}{\text{tang angle d'hélice}}$$

$$= \frac{107 \times \text{tang } 30°}{\text{tang } 16°35'} = \frac{107 \times 0{,}577}{0{,}297} = 208 \text{ kg}$$

Pour le calcul des charges appliquées sur les roulements, supposons le sens de rotation et l'inclinaison des filets de la vis tels, que les efforts axiaux soient reçus par les roulements A et C.

Charge radiale résultante sur le roulement A.

$$= \sqrt{\left(\frac{107}{2}\right)^2 + \left(\frac{208}{2} + 229 \times \frac{22{,}225}{150}\right)^2} = 148 \text{ kg}$$

Charge radiale sur le roulement B.

$$= \sqrt{\left(\frac{107}{2}\right)^2 + \left(\frac{208}{2} - 229 \times \frac{22{,}225}{150}\right)^2} = 88 \text{ kg}$$

Effort axial sur le roulement A = 229 kg

Charge radiale résultante sur le roulement C.

$$= \sqrt{\left(\frac{229}{2}\right)^2 + \left(\frac{208}{2} + 107 \times \frac{79{,}375}{150}\right)^2} = 197 \text{ kg}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Charge radiale résultante sur le roulement D.

$$= \sqrt{\left(\frac{229}{2}\right)^2 + \left(\frac{208}{2} - 107 \times \frac{79{,}375}{150}\right)^2} = 124 \text{ kg}$$

Effort axial sur le roulement C = 107 kg

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulements A et B. — Les charges en ces deux points s'intervertissant lorsque le mouvement change de sens, il n'y a qu'à déterminer le roulement approprié pour supporter la charge prédominante (dans le cas présent A) et utiliser le même roulement aux deux extrémités de la vis.

Charge axiale résultante sur le roulement A.

$$= \frac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur B}}{K_B} + \text{effort axial appliqué}$$

K_B étant le coefficient de transformation du roulement B.

La poussée axiale étant beaucoup plus élevée que la charge radiale, il est indispensable d'employer un roulement à grand angle. Afin d'établir une sélection préliminaire avec ce type de roulement, une valeur moyenne de 0,75 peut être attribuée au coefficient K_B.

On a : charge axiale résultante

$$= \frac{0{,}34 \times 88}{0{,}75} + 229 = 269 \text{ kg}$$

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur A = 0,66 × charge radiale sur A + Ka × charge axiale sur A

= 0,66 × 148 + 0,75 × 269 = 299 kg

Capacité radiale requise à 500 t/m

$$= \frac{299 \times 2{,}5}{0{,}681} = 1.098 \text{ kg}$$

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

31307 avec une capacité de 1.100 kg

devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 0,61, la charge axiale résultante réelle appliquée sur A devient :

$$\frac{0{,}34 \times 88}{0{,}61} + 229 = 278 \text{ kg}$$

d'où charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés :

0,66 × 148 + 0,61 × 278 = 267 kg

Capacité radiale requise à 500 t/m

$$= \frac{267 \times 2{,}5}{0{,}681} = 980 \text{ kg}$$

Le roulement **31307** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Roulements C et D. — La charge radiale étant supérieure à la poussée axiale, il n'y aura pas lieu de choisir un roulement à grand angle. Par conséquent pour établir une sélection préliminaire, il convient d'attribuer au coefficient Kd une valeur moyenne de 1,5 ; on obtient :

Charge axiale résultante sur le roulement C

$$= \frac{0{,}34 \times 124}{1{,}5} + 107 = 135 \text{ kg}$$

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur C

0,66 × 197 + 1,5 × 135 = 333 kg

Capacité radiale requise à 500 t/m

$$= \frac{333 \times 2{,}5}{1{,}435} = 580 \text{ kg}$$

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

30208 avec une capacité de 1.035 kg

devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,35 la charge axiale résultante réelle appliquée sur C devient :

$$\frac{0{,}34 \times 124}{1{,}35} + 107 = 138 \text{ kg}$$

d'où charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés = 0,66 × 197 + 1,35 × 138 = 316 kg

Capacité radiale requise à 500 t/m

$$= \frac{316 \times 2{,}5}{1{,}435} = 550 \text{ kg}$$

Le roulement **30208** convient bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

TRANSMISSION PAR COURROIE

La tension à laquelle est soumise une courroie ne peut être exactement déterminée que si l'on connaît avec précision plusieurs facteurs, notamment : matière propre des poulies et de la courroie ; coefficient de frottement entre poulies et courroie, fonction d'ailleurs de l'état de propreté de la surface de la courroie et de son degré d'usure ;

angle d'enroulement ;

vitesse linéaire par minute.

La formule conventionnelle, fonction des facteurs ci-dessus qui permet de connaître la tension T du brin tendu de la courroie, la tension t du brin mou, la tension totale (T+t) et l'effort effectif de traction sur la courroie (T — t), ne tient néanmoins pas compte du fait qu'il est difficile de mesurer la tension désirée et de maintenir celle-ci à la valeur voulue ; aussi cette tension est-elle généralement dépassée par les ouvriers chargés de l'entretien des transmissions.

Ceci implique que les efforts sur les roulements sont bien souvent en réalité supérieurs à ceux qui sont obtenus à l'aide des méthodes de calcul habituelles.

Nous recommandons d'appliquer les formules générales suivantes pour trouver les efforts de traction des courroies dans les conditions moyennes, car elles tiennent compte d'une certaine marge de sécurité pour les courroies plus tendues qu'il est nécessaire.

Traction totale pour courroies rondes ou trapézoïdales

$$= \frac{\textbf{143.000} \times \textbf{ch}}{\textbf{diam. de poulie en } {}^{c}/_{m} \times \textbf{t/m}} \times 1{,}5$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

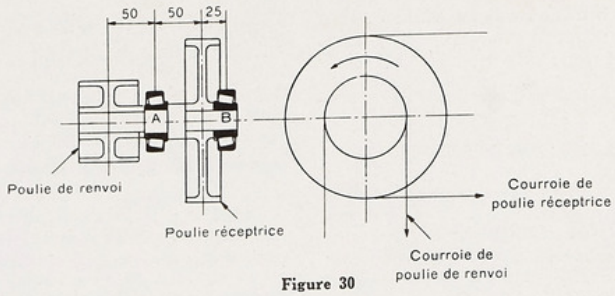


Figure 30

Traction totale pour courroies simples

$$= \frac{143.000 \times \text{ch}}{\text{diam. de poulie en } {}^{c}/_{m} \times \text{t/m}} \times 2$$

Traction totale pour courroies doubles

$$= \frac{143.000 \times \text{ch}}{\text{diam. de poulie en } {}^{c}/_{m} \times \text{t/m}} \times 2{,}5$$

Traction totale pour courroies triples

$$= \frac{143.000 \times \text{ch}}{\text{diam. de poulie en } {}^{c}/_{m} \times \text{t/m}} \times 3$$

Les puissances généralement admises par les fabricants de courroies sont données dans la table ci-dessous :

Puissances en ch transmises par des courroies en cuir de 25 $^{m}/_{m}$ de largeur (calculées pour un arc de contact de 180°)

VITESSE EN MÈTRES PAR MINUTE	COURROIE SIMPLE	COURROIE DOUBLE	COURROIE TRIPLE
30	0,14	0,24	0,33
60	0,27	0,48	0,67
90	0,41	0,73	1,00
120	0,54	0,96	1,33
150	0,68	1,21	1,66
180	0,81	1,44	1,99
210	0,95	1,68	2,31
240	1,08	1,93	2,64
270	1,21	2,15	2,96
300	1,34	2,38	3,28
330	1,47	2,61	3,59
360	1,60	2,85	3,90
390	1,73	3,07	4,21
420	1,86	3,30	4,51
450	1,98	3,53	4,81
480	2,10	3,73	5,10
510	2,23	3,94	5,39
540	2,34	4,15	5,67
570	2,46	4,35	5,94
600	2,58	4,56	6,21
660	2,80	4,94	6,73
720	3,01	5,30	7,21
780	3,21	5,65	7,67
840	3,40	5,97	8,09
900	3,58	6,25	8,47
960	3,74	6,52	8,80
1,020	3,89	6,74	9,10
1,080	4,03	6,95	9,35
1,140	4,14	7,12	9,55
1,200	4,24	7,26	9,70

DONNÉES

Application. — Renvoi de transmission.
Puissance transmise = 3 ch
Vitesse = 400 t/m
Courroie double.
Poulie réceptrice. Diamètre D = 180 $^{m}/_{m}$
Poulie de renvoi. Diamètre d = 90 $^{m}/_{m}$
Dimension des portées de roulements.
Roulement A : 30 $^{m}/_{m}$
Roulement B : 25 $^{m}/_{m}$

CALCULS

Facteur de vitesse (page 13) = 1,069.
Facteur de service (page 17) = 2,5.
Traction de la courroie sur la poulie réceptrice

$$= \frac{143.000 \text{ ch}}{\text{Den } {}^{c}/_{m} \times \text{t/m}} \times 2{,}5 = \frac{143.000 \times 3}{18 \times 407} \times 2{,}5 = 149 \text{ kg}$$

Traction de la courroie sur la poulie de renvoi

$$= 149 \times \frac{D}{d} = 149 \times \frac{180}{09} = 298 \text{ kg}$$

Charge radiale sur le roulement A

$$= \sqrt{\left(298 \times \frac{125}{75}\right)^2 + \left(149 \times \frac{25}{75}\right)^2} = 493 \text{ kg}$$

Charge radiale sur le roulement B

$$= \sqrt{\left(298 \times \frac{50}{75}\right)^2 + \left(149 \times \frac{50}{75}\right)^2} = 220 \text{ kg}$$

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement A. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{493 \times 2{,}5}{1{,}069} = 1.150$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
2560X/2526X avec une capacité de 1.335 kg peut convenir.

Roulement B. — Charge axiale due à la réaction de l'effort radial sur le roulement A

$$= \frac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur A}}{K_A} = \frac{0{,}34 \times 493}{1{,}86} = 90 \text{ kg}$$

Ka étant le coefficient de transformation du roulement A.
Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur le roulement B
= 0,66× charge radiale sur B + Kb × charge axiale sur B.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, attribuons à Kb une valeur moyenne de 1,5 ; on obtient :

$0{,}66 \times 220 + 1{,}5 \times 90 = 280$ kg

Capacité radiale à 500 t/m $= \dfrac{280 \times 2{,}5}{1{,}069} = 655$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

247/242 avec une capacité de 870 kg

devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 2,11, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés que ce roulement devient :

$0{,}66 \times 220 + 2{,}11 \times 90 = 335$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m

$= \dfrac{335 \times 2{,}5}{1{,}069} = 784$ kg

Le roulement **247/242** précédemment sélectionné convient donc bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

TRANSMISSION PAR CHAINE

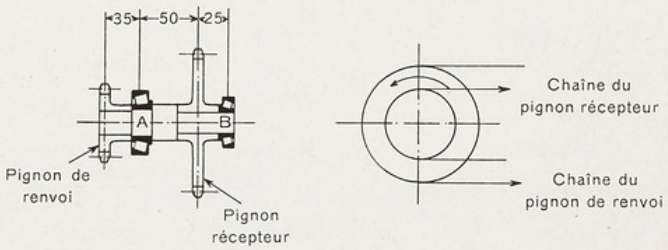


Figure 31

DONNÉES

Application. — Train réducteur.
Puissance transmise = 3 ch
Vitesse = 400 t/m
Diamètre primitif du pignon récepteur
DP = 125 m/m
Diamètre primitif du pignon de renvoi
dp = 62,5 m/m
Diamètre des portées de roulements.
Roulement A = 25 m/m
Roulement B = 20 m/m

CALCULS

Facteur de vitesse (page 13) = 1,069.
Facteur de service (page 17) = 2,5.

Effort tangentiel au pignon récepteur

$= \dfrac{143.000 \times \text{ch}}{\text{DP (en m/m)} \times \text{t/m}} = \dfrac{143.000 \times 3}{12{,}5 \times 400} = 86$ kg

Effort tangentiel au pignon de renvoi

$= \dfrac{86 \times \text{DP}}{\text{dp}} = 86 \times \dfrac{125}{62{,}5} = 172$ kg

Charge radiale sur le roulement A

$= 86 \times \dfrac{25}{75} + 172 \times \dfrac{110}{75} = 281$ kg

Charge radiale sur le roulement B

$= 172 \times \dfrac{35}{75} - 86 \times \dfrac{50}{57} = 23$ kg

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement A. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= \dfrac{281 \times 2{,}5}{1{,}069} = 657$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

30305 avec une capacité de 805 kg

peut convenir.

Roulement B. — Charge axiale due à la réaction de l'effort radial sur le roulement A

$= \dfrac{0{,}34 \times \text{charge radiale sur A}}{\text{Ka}} = \dfrac{0{,}34 \times 281}{1{,}69} = 57$ kg

Ka étant le coefficient de transformation du roulement A.

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur le roulement B

= 0,66 × charge radiale sur B + KB × charge axiale sur B.

Afin d'établir une sélection préliminaire de roulement, attribuons à KB une valeur moyenne de 1,5 : on obtient :

$0{,}66 \times 23 + 1{,}5 \times 57 = 101$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m

$= \dfrac{101 \times 2{,}5}{1{,}069} = 236$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :

30204 avec une capacité de 470 kg

devrait convenir.

Le coefficient de transformation propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,47, la charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés sur ce roulement devient :

$0{,}66 \times 23 + 1{,}47 \times 57 = 99$ kg

Capacité radiale requise à 500 t/m

$= \dfrac{99 \times 2{,}5}{1.069} = 232$ kg

Le roulement **30204** précédemment sélectionné convient donc bien puisque sa capacité excède cette dernière charge.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

POTENCE PIVOTANTE

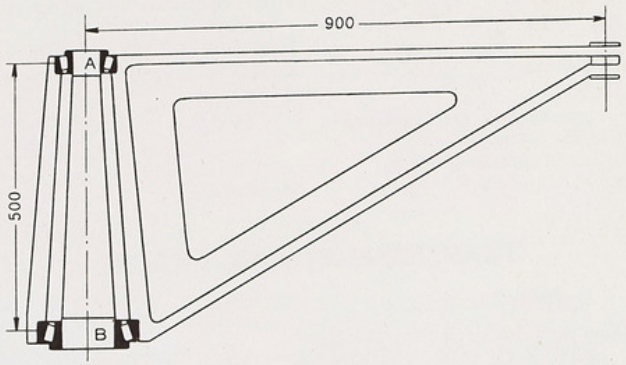


Figure 32

DONNÉES

Application. — Grue à potence pivotante.
Charge = 1.600 kg (négliger le poids de la volée et du fût).
Vitesse de rotation = 1 t/m
Diamètre des portées :
Roulement supérieur A : 50 $\frac{m}{m}$
Roulement inférieur B : 95 $\frac{m}{m}$

CALCULS

Facteur de vitesse (page 13) = 3,233.
Facteur de service (page 17) = 2,5.
Charge radiale sur le roulement A
$= \frac{1.600 \times 900}{500} = 2.880$ kg
Charge radiale sur le roulement B
$= \frac{1.600 \times 900}{500} = 2.880$ kg
Effort axial sur le roulement B = 1.600 kg

CHOIX DES ROULEMENTS

Roulement A. — Capacité radiale requise à 500 t/m $= \frac{2.880 \times 2,5}{3,233} = 2.227$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
30310 avec une capacité de 2.250 kg
peut convenir.

Roulement B. — Charge axiale résultante
$= \frac{0,34 \times \text{charge radiale sur A}}{K_A} + \text{effort axial appliqué}$
$= \frac{0,34 \times 2.880}{1,47} + 1.600 = 2.266$ kg

K_A étant le coefficient de transformation du roulement A.

Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés :
= 0,66 × charge radiale + K_B × effort axial.

Afin d'établir une sélection préliminaire, attribuons à K_B une valeur moyenne de 1,5 ; on obtient :
0,66 × 2.880 + 1,5 × 2.266 = 5.300 kg

Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{5.300 \times 2,5}{3,233} = 4.098$ kg

En se reportant aux tableaux des classifications par alésages, on trouve que le roulement :
32219 avec une capacité de 5.555 kg
devrait convenir.

Le coefficient de transformation K_B propre au symbole ci-dessus étant égal à 1,21, on a en reprenant les calculs :
Charge radiale fictive équivalente aux efforts combinés : 0,66 × 2.880 + 1,21 × 2.266 = 4.643 kg

Capacité radiale requise à 500 t/m
$= \frac{4.643 \times 2,5}{3,233} = 3.590$ kg

Le roulement **32219** sera susceptible de convenir puisqu'il n'est chargé qu'à 65 % de sa capacité.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAUX
DES DIMENSIONS ET CAPACITÉS DE CHARGE OU CHARGES ADMISSIBLES DE NOS ROULEMENTS

Tableaux		Pages
I-II-III	Séries TIMKEN, précision courante n° 2	39-40-41
IV-V	Séries normalisées, précision courante n° 2 ..	42-43
VI	Roulements à grand angle ou grande capacité axiale	44
VII	Roulements " populaires " de grande production	45
VIII	Roulements à collerette ou à cuvette épaulée ..	46
IX	Roulements de direction	47
X	Butées	48
Roulements de précision : (Précision n° 3, précision n° 0 ou super-précision)		49

DIMENSIONS ET CAPACITÉS DE CHARGE
DES ROULEMENTS SIMPLES A ROULEAUX CONIQUES
SÉRIE TIMKEN TYPE S
(Classement par alésages)

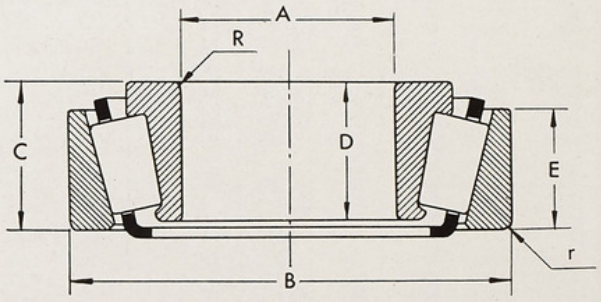


Figure 33

Les symboles en caractère gras sont des roulements populaires (Voir tableau spécial page 45).

TABLEAU I

SYMBOLES CONE	SYMBOLES CUVETTE	A	B	C	D	E	R	r.	COEFFIC. K	CAPAC. 500 t/m kg.	VITESSE MAXIMA t/m	POIDS kg.
A2047	A2126	11,988	31,991	10,01	10,78	7,94	0,8	1,2	1,24	250	7.000	0,040
A4059	A4138	14,986	34,988	11	11	8,73	0,8	1,2	1,14	280	7.000	0,050
03066X	03157X	17	40	14,28	14,68	11,11	1	1,5	1,63	475	8.000	0,080
09074	**09194**	19,050	49,225	23,02	21,54	17,46	1,5	3,5	1,91	810	5.000	0,200
05079	**05185**	20	47	14,38	14,50	11	1,5	1,5	1,43	565	7.500	0,115
1779	**1729**	23,812	56,896	19,45	19,84	15,87	0,8	2,5	1,66	985	5.000	0,240
07098	**07204**	25	52	15	14,25	12,50	1,5	1,5	1,27	595	7.500	0,140

Pour obtenir la capacité de charge à une vitesse différente, multiplier la charge admissible : 500 t/m par le coefficient approprié donné page 13.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DIMENSIONS ET CAPACITÉS DE CHARGE

DES ROULEMENTS SIMPLES A ROULEAUX CONIQUES

SÉRIES TIMKEN TYPE S (suite)

(Classement par alésages)

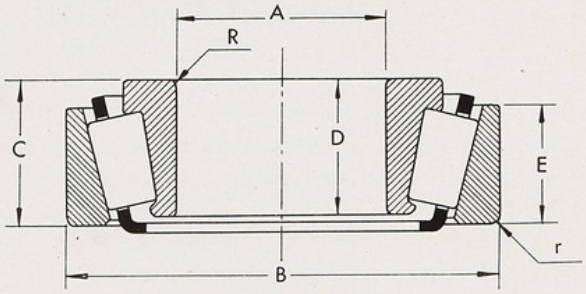


Figure 34

Les symboles en caractère gras sont des roulements populaires (voir tableau spécial page 45).

TABLEAU II

SYMBOLES CONE	CUVETTE	A	B	C	D	E	R	r.	COEFFIC. K	CAPAC. 500 t/m kg.	VITESSE MAXIMA t/m	POIDS kg.
247	**242**	25	62	18	19	16	2	2	2,11	1.090	5.000	0,275
15106	**15250**	26,987	63,5	20,64	20,64	15,87	1,2	1,5	1,45	1.090	6.000	0,335
17118	17244	30	62	16	16,50	14,25	1,5	1,5	1,33	895	5.000	0,225
2560X	**2526X**	30	72	23,81	25	19	2	2	1,86	1.670	4.500	0,480
3190	3120S	30	72	30	30	24	3,5	3	1,54	2.100	5.000	0,585
15118	**15250**	30,213	63,500	20,64	20,64	15,87	3,5	1,5	1,45	1.090	6.000	0,280
14132	**14274**	33,337	69,012	19,84	19,58	15,87	3,5	3	1,33	1.040	5.000	0,320
19138	19283	35	72	17	16,50	14,25	2	2	1,15	975	5.000	0,310
339	**332US**	35	80	21	22,50	17,80	2	2	1,86	1.670	5.000	0,530
421	413X	35	90	26	29	22	0,8	2	1,93	2.400	5.000	0,875
19149X	**19267X**	38	68	16	16,50	12	2	1,5	1,15	975	5.000	0,230
2788	**2720**	38,100	76,2	23,81	25,65	19,05	3,5	3	1,68	1.760	4.000	0,470
344	**332US**	40	80	21	22,50	17,80	2	2	1,86	1.670	5.000	0,470
420	**413X**	40	90	26	29	22	3,5	2	1,93	2.400	5.000	0,795
3582	3532	40	90	30	31	24	3,5	3	1,67	2.400	3.500	0,895
22168	22325	42,862	82,55	19,84	19,84	15,077	2,5	1,5	1,18	1.350	6.000	0,470
25578	**25522**	42,861	83,057	23,87	25,40	19,05	2,3	2	1,51	2.000	4.000	0,600
358	**354A**	45	85	20,64	21,75	17,46	2	1,5	1,67	1.750	5.000	0,495
435S	430X	45	90	27,75	30	22,25	2	2	1,80	2.420	4.500	0,760
365	**362**	50	90	20	22,25	15,87	2	2	1,59	1.750	5.000	0,515
528X	**520X**	50	100	34,92	36	27	2,5	3	1,79	3.500	4.000	1,165
465	454A	50	110	27,78	29,25	22,25	2	2	1,52	2.780	4.000	1,065
546	533A	50	110	38,10	37	30	3	3	1,72	3.700	3.500	1,630
3780	3720	50,8	93,266	30,16	30,30	23,81	3,5	3	1,51	2.620	3.000	0,830
18204X	18335X	52	85	19	18,26	12,50	2	1,5	0,9	1.075	5.000	0,385
385X	**383**	55	100	21	22	21	2	2	1,44	1.900	4.000	0,665
466	454A	55	110	27,78	29,25	22,25	2	2	1,52	2.780	4.000	1,160
538	533A	55	110	38,10	37	30	3,5	3	1,72	3.700	3.500	1,485
622X	**613X**	55	120	40	41,27	30,48	3	3	1,62	4.700	3.500	2,080
462	**453XS**	57,15	104,77	30,17	29,25	24,61	2,3	3,17	1,52	2.780	4.000	1,140
39235X	39414X	60	105	22	22	16	2,5	2	1,31	1.975	4.000	0,720
558X	553A	60	125	38,10	36,75	30	3	3	1,47	4.030	3.000	2,070
3982	3920	63,5	112,71	30,16	30,06	23,81	3,5	3	1,27	2.920	2.500	1,220
39252X	39414X	64	105	22	22	16	2,5	2	1,31	1.975	4.000	0,655
3991X	3920	65	112,71	30,16	30,06	23,81	3,5	3	1,27	2 920	2.500	1,075
6377	6320	65,087	135,755	63,50	65,53	44,45	6,7	3	1,57	7.250	1.500	3,800
3984	**3920**	66,67	112,71	30,16	30,06	23,81	3,5	3	1,27	2.920	2.500	1,120
482	**472**	69,85	120	29,76	29	24,24	3,5	2	1,33	3.120	3.500	1,280
570X	562X	70	130	37	36,25	29	3	3	1,4	4.200	2.500	2,000
842X	833X	75	170	54	56	41	3	3	1,71	9.250	1.750	5,920
34299X	34472X	76	120	23	23	16	2,5	2,5	1,13	2.170	3.500	0,845
495A	**493**	76,2	136,525	30,16	29,75	22,22	3,5	3	1,15	3.450	3.000	1,850
496X	**493X**	80	140	30,16	29,75	22,22	3	3	1,15	3.450	3.000	1,800
748	743	80	150	45	47,25	35	3	3	1,57	6.850	2.000	3,440
838X	833X	80	170	54	56	41	3	3	1,71	9.250	1.750	5,680

Pour obtenir la capacité de charge à une vitesse différente, multiplier la charge admissible : 500 t/m par le coefficient approprié donné page 13.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DIMENSIONS ET CAPACITÉS DE CHARGE

DES ROULEMENTS SIMPLES A ROULEAUX CONIQUES

SÉRIES TIMKEN TYPE S (suite)

(Classement par alésages)

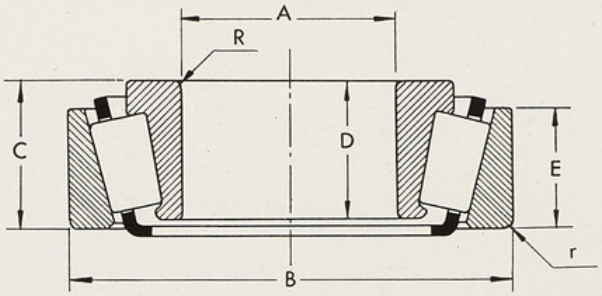


Figure 35

Les symboles en caractère gras sont des roulements populaires (voir tableau spécial page 45).

TABLEAU III

SYMBOLES CONE	CUVETTE	A	B	C	D	E	R	r.	COEFFIC. K	CAPAC. 500 t/m kg.	VITESSE MAXIMA t/m	POIDS kg.
580	572	82,55	140	36,51	36,10	28,57	3,5	3	1,26	4.330	2.500	2,110
599X	593X	85	150	36	36,32	27	3	3	1,15	4.800	2.000	2,585
749X	743	85	150	45	47,25	35	3	3	1,57	6.850	2.000	3,040
42354X	42590X	90	150	29	29	22	3	3	1,04	3.640	3.000	1,970
597X	593X	90	150	36	36,32	27	3	3	1,15	4.800	2.000	2,395
784	772	90	180,975	47,62	48	38,10	3	3	1,32	7.400	1.750	5,550
42374X	42590X	95	150	29	29	22	3	3	1,04	3.640	3.000	1,700
862	853	95	190	57	57,50	48	6	3	1,52	10.000	1.750	7,050
52394X	52630X	100	160	36,50	36,12	26,20	3,5	3	1,07	4.940	1.750	2,500
944XS	933	100	210	67	67	54	8	3	1,56	10.190	1.500	10,500
687	672	101,6	168,275	41,27	41,27	30,16	3,5	3	1,08	5.900	2.000	3,300
780	772	101,6	180,975	47,62	47,62	38,10	3,5	3	1,32	7.400	1.750	4,900
782	**772**	104,775	180,975	47,62	47,62	38,10	3,5	3	1,32	7.400	1.750	4,750
37425	37625	107,95	158,75	23,02	21,44	15,87	3,5	3	0,84	2.450	2.000	1,345
71433X	71748X	110	190	47,62	49	34,92	3,5	3	1,23	8.250	1.500	5,345
71437	71750	111,125	190,5	47,62	49	34,92	3,5	3	1,23	8.250	1.500	5,250
64452X	64701X	115	178	40	40	30,16	3,5	3	0,99	6.450	1.500	3,500
74473X	74846X	120	215	47,62	47,50	34,92	4	3	1,05	8.950	1.000	7,285
74511X	74846X	130	215	47,62	47,50	34,92	3,5	3	1,05	8.950	1.000	6,510
95512X	95925	130	234,95	63,50	63,50	49,25	6	3	1,38	13.000	1.250	13,190
154512	154103	130	262	78	82	58	10	6,5	1,5	17.000	750	19,200
74525	74850	133,35	215,896	47,62	47,50	34,92	3,5	3	1,05	8.950	1.000	6,450
74537	74850	136,525	215,896	47,62	47,50	34,92	3,5	3	1,05	8.950	1.000	6,200
82550	82950	139,7	241,3	57,1	56,64	44,45	3,5	3	1,15	11.600	1.000	10,450
74551X	74846X	140	215	47,62	47,50	34,92	3,5	3	1,05	8.950	1.000	5,785
455055X	455112X	140	285	85	88,90	63	12	6	1,68	20.800	750	27,250
450589X	451201X	149,85	305	88,90	93,66	61,91	10	6	1,56	21.800	750	30,700
81590	81964	150	245	47,62	50	33,34	3,5	3,5	1,45	8.750	1.000	7,790
99600	99100	152,4	254	66,67	66,67	47,62	7	3	1,25	14.400	1.000	12,300
86669	86100	170	254	46,04	46,03	33,33	4,7	3	1,38	9.250	1.200	7,500
280669X	281200	170	304,8	66,67	69,10	42,86	6,5	3	1,42	15.250	1.000	18,500
94700	94113	177,8	288,925	63,50	63,50	47,62	7	3	1,09	16.250	750	15,400
780705	781400	177,8	355,6	61,91	60,32	41,27	4,7	4,7	1,28	20.400	*	29,200
280709X	281200	180	304,8	66,67	69,10	42,86	6,5	3	1,42	15.250	1.000	17,500
87750	87111	190,5	282,57	50,80	47,62	36,51	3,5	3	1,23	9.750	*	9,385
93800	93125	203,2	317,5	63,50	63,50	46,04	4	3	0,97	17.600	750	16,800
96900	96140	228,6	355,6	68,26	66,67	47,62	7	3	0,86	18.750	*	24,000
130902	131400	228,6	355,6	69,85	69,85	49,21	6,7	1,6	1,54	19.750	*	25,800
101103	101600	280,19	406,4	52,39	50,19	34,92	6,7	3	1,26	14.000	*	20,270
84115	84155	292,1	393,7	63,50	50,80	44,45	3,5	6,3	0,84	13.000	*	18,400
526130	526190	330,2	482,6	85,72	80,16	60,32	6,7	3	1,3	30.800	*	44,000
971354	972100	342,9	533,4	76,20	76,20	50,80	4,7	3	1,54	39.400	*	63,500
161400	161900	355,6	482,6	60,32	55,56	38,10	7,1	6,3	1,02	15.600	*	27,000
285160	285226	406,4	574,67	76,20	67,85	50,80	6,7	3	1,02	24.800	*	63,000

* Consulter nos Services Techniques.

Pour obtenir la capacité de charge à une vitesse différente, multiplier la charge admissible : 500 t/m par le coefficient approprié donné page 13.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DIMENSIONS ET CAPACITÉS DE CHARGE

DES ROULEMENTS SIMPLES A ROULEAUX CONIQUES TIMKEN

Séries Normalisées

(Classement par alésages)

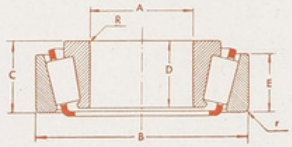


Figure 36

TABLEAU IV

SÉRIE LÉGÈRE 30.200 NORME BNA 212

Les symboles en caractère gras sont des roulements populaires (voir tableau spécial page 45).

SYMBOLES	A	B	C	D	E	R	r.	COEFFIC. K	CAPAC. 500 t/m kg.	VITESSE MAXIMA t/m	POIDS kg.
30204	20	47	15,25	14	12	1,5	1,5	1,47	590	5000	0,120
30205	25	52	16,25	15	13	1,5	1,5	1,35	670	5000	0,145
30206	30	62	17,25	16	14	1,5	1,5	1,35	880	5000	0,225
30207	35	72	18,25	17	15	2	2	1,35	1.125	5000	0,315
30208	40	80	19,75	18	16	2	2	1,35	1.300	5000	0,410
30209	45	85	20,75	19	16	2	2	1,25	1.475	4000	0,465
30210	50	90	21,75	20	17	2	2	1,21	1.625	4000	0,525
30211	55	100	22,75	21	18	2,5	2,5	1,25	2.030	4000	0,680
30212	60	110	23,75	22	19	2,5	2,5	1,25	2.225	4000	0,860
30213	65	120	24,75	23	20	2,5	2,5	1,25	2.600	3000	1,100
30214	70	125	26,25	24	21	2,5	2,5	1,21	2.800	3000	1,200
30215	75	130	27,25	25	22	2,5	2,5	1,16	3.100	2500	1,340
30216	80	140	28,25	26	22	3	3	1,21	3.450	2500	1,590
30217	85	150	30,5	28	24	3	3	1,21	4.100	2000	2,000
30218	90	160	32,5	30	26	3	3	1,21	4.775	2000	2,490
30219	95	170	34,5	32	27	3,5	3,5	1,21	5.100	*	3,025
30220	100	180	37	34	29	3,5	3,5	1,21	5.900	*	3,540
30221	105	190	39	36	30	3,5	3,5	1,21	6.700	*	4,200
30222	110	200	41	38	32	3,5	3,5	1,21	7.350	*	5,640
30224	120	215	43,5	40	34	3,5	3,5	1,16	9.700	*	6,780

* Consulter nos Services Techniques.

SÉRIE LÉGÈRE ET LARGE 32.200 NORME BNA 212

SYMBOLES	A	B	C	D	E	R	r.	COEFFIC. K	CAPAC. 500 t/m kg.	VITESSE MAXIMA t/m	POIDS kg.
32206	30	62	21,25	20	17	1,5	1,5	1,35	1.100	4000	0,280
32207	35	72	24,25	23	19	2	2	1,35	1.470	4000	0,420
32208	40	80	24,75	23	19	2	2	1,35	1.640	3500	0,515
32209	45	85	24,75	23	19	2	2	1,25	1.800	3500	0,560
32210	50	90	24,75	23	19	2	2	1,21	1.860	3000	0,590
32211	55	100	26,75	25	21	2,5	2,5	1,25	2.450	3000	0,820
32212	60	110	29,75	28	24	2,5	2,5	1,25	2.900	2500	1,095
32213	65	120	32,75	31	27	2,5	2,5	1,25	3.575	2500	1,470
32214	70	125	33,25	31	27	2,5	2,5	1,21	3.600	2500	1,560
32215	75	130	33,25	31	27	2,5	2,5	1,16	3.800	2000	1,620
32216	80	140	35,25	33	28	3	3	1,21	4.400	1750	1,980
32217	85	150	38,5	36	30	3	3	1,21	5.100	1750	2,500
32218	90	160	42,5	40	34	3	3	1,21	6.100	1750	3,215
32219	95	170	45,5	43	37	3,5	3,5	1,21	6.950	1500	4,000
32220	100	180	49	46	39	3,5	3,5	1,21	7.800	1500	5,100
32221	105	190	53	50	43	3,5	3,5	1,21	9.000	1000	5,900
32222	110	200	56	53	46	3,5	3,5	1,21	10.000	1000	7,800
32224	120	210	61,5	58	50	3,5	3,5	1,16	11.900	750	9,760

Pour obtenir la capacité de charge à une vitesse différente, multiplier la charge admissible : 500 t/m par le coefficient approprié donné page 13,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DIMENSIONS ET CAPACITÉS DE CHARGE

DES ROULEMENTS SIMPLES A ROULEAUX CONIQUES TIMKEN

SÉRIES NORMALISÉES (suite)

(Classement par alésages)

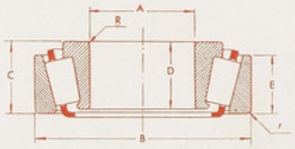


Figure 37

TABLEAU V

SÉRIE MOYENNE 30300 NORME BNA 213

Les symboles en caractère gras sont des roulements populaires (Voir tableau spécial page 45).

SYMBOLES	A	B	C	D	E	R	r.	COEFFIC. K	CAPAC. 500 t/m kg.	VITESSE MAXIMA t/m	POIDS kg.
30302	15	42	14,25	13	11	1,5	1,5	1,78	500	5.000	0,095
30303	17	47	15,25	14	12	1,5	1,5	1,78	610	5.000	0,110
30304	20	52	16,25	15	13	2	2	1,69	750	5.000	0,170
30305	25	62	18,25	17	15	2	2	1,69	1.000	5.000	0,260
30306	30	72	20,75	19	16	2	2	1,61	1.270	5.000	0,375
30307	35	80	22,75	21	18	2,5	2,5	1,61	1.550	4.000	0,510
30308	40	90	25,25	23	20	2,5	2,5	1,47	2.000	4.000	0,695
30309	45	100	27,25	25	22	2,5	2,5	1,47	2.375	3.500	0,920
30310	50	110	29,25	27	23	3	3	1,47	2.800	3.500	1,210
30311	55	120	31,5	29	25	3	3	1,47	3.220	3.000	1,515
30312	60	130	33,5	31	26	3,5	3,5	1,47	3.850	3.000	1,935
30313	65	140	36	33	28	3,5	3,5	1,47	4.450	2.500	2,300
30314	70	150	38	35	30	3,5	3,5	1,47	5.075	2.500	3,000
30315	75	160	40	37	31	3,5	3,5	1,47	5.630	2.000	3,400
30316	80	170	42,5	39	33	3,5	3,5	1,47	6.250	2.000	4,000
30317	85	180	44,5	41	34	4	4	1,47	7.040	1.500	4,700
30318	90	190	46,5	43	36	4	4	1,47	8.100	1.500	5,500
30319	95	200	49,5	45	38	4	4	1,47	9.100	*	6,400
30320	100	215	51,5	47	39	4	4	1,67	10.000	*	7,900
30321	105	225	53,5	49	41	4	4	1,47	10.800	*	9,000
30322	110	240	54,5	50	42	4	4	1,47	11.800	*	10,500
30324	120	260	59,5	55	46	4	4	1,47	14.000	*	13,400

SÉRIE MOYENNE ET LARGE 32300 - NORME BNA 213

SYMBOLES	A	B	C	D	E	R	r.	COEFFIC. K	CAPAC. 500 t/m kg.	VITESSE MAXIMA t/m	POIDS kg.
32304	20	52	22,25	21	18	2	2	1,69	1.000	4.000	0,175
32305	25	62	25,25	24	20	2	2	1,69	1.400	4.000	0,355
32306	30	72	28,75	27	23	2	2	1,61	1.800	3.000	0,540
32307	35	80	32,75	31	25	2,5	2,5	1,61	2.275	3.000	0,730
32308	40	90	35,25	33	27	2,5	2,5	1,47	2.700	3.000	1,000
32309	45	100	38,25	36	30	2,5	2,5	1,47	3.300	2.500	1,335
32310	50	110	42,25	40	33	3	3	1,47	4.050	2.500	1,750
32311	55	120	45,5	43	35	3	3	1,47	4.750	2.000	2,255
32312	60	130	48,5	46	37	3,5	3,5	1,47	5.500	2.000	2,755
32313	65	140	51	48	39	3,5	3,5	1,47	6.300	1.500	3,400
32314	70	150	54	51	42	3,5	3,5	1,47	7.200	1.500	4,100
32315	75	160	58	55	45	3,5	3,5	1,47	8.300	1.250	5,000
32316	80	170	61,5	58	48	3,5	3,5	1,47	9.300	*	5,900
32317	85	180	63,5	60	49	4	4	1,47	10.600	*	6,900
32318	90	190	67,5	64	53	4	4	1,47	12.000	*	8,100
32319	95	200	71,5	67	55	4	4	1,47	13.000	*	9,500
32320	100	215	77,5	73	60	4	4	1,47	15.350	*	12,000
32321	105	225	81,5	77	63	4	4	1,47	17.000	*	13,800
32322	110	240	84,5	80	65	4	4	1,47	18.800	*	16,500
32324	120	260	90,5	86	69	4	4	1,47	21.700	*	20,500

* Consulter nos Services Techniques.

Pour obtenir la capacité de charge à une vitesse différente, multiplier la charge admissible : 500 t/m par le coefficient approprié donné page 13.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DIMENSIONS ET CAPACITÉS DE CHARGE

DES ROULEMENTS SIMPLES A ROULEAUX CONIQUES

SÉRIES TIMKEN TYPE SS

DE GRANDE CAPACITÉ AXIALE OU A GRAND ANGLE

(Classement par alésages)

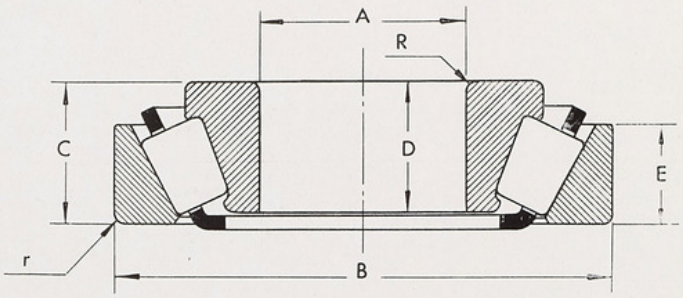


Figure 38

TABLEAU VI — **SÉRIE TIMKEN SPÉCIALE**

Les symboles en caractère gras sont des roulements populaires (Voir tableau spécial page 45).

SYMBOLES CONE	CUVETTE	A	B	C	D	E	R	r.	COEFFIC. K	CAPAC. RADIALE 500 t/m kg.	VITESSE MAXIMA t/m	POIDS kg.
44150	44348	38,1	88,503	25,40	23,69	17,46	2,4	1,6	0,65	1.720	4.000	0,690
53176	53375	44,45	95,25	30,95	28,30	20,64	1,2	0,8	0,69	2.090	3.500	0,990
98354X	98788	90	200	52,80	49,20	34,90	3,5	3	0,81	8.750	2.000	7,045
98394X	98788	100	200	52,8	49,20	34,90	3,5	3	0,81	8.750	2.000	6,865
97472X	97905X	120	230	54	49,43	38	3,5	3	0,69	8.950	1.500	9,145
516050	516122	127	311,150	88,9	82,55	57,15	6,35	6,35	0,70	18.750	*	30,000
516057	516122	146,050	311,150	88,9	82,55	57,15	6,35	6,35	0,70	18.750	*	28,500
117063	117148	161,925	374,650	87,31	79,37	60,32	6,35	1,6	0,72	26.500	*	43,800
380080	380190	203,200	482,600	117,47	95,25	73,02	6,35	6,35	0,60	37.500	*	92,000
390095	390200	241,300	508	117,47	95,25	73,02	6,35	6,35	0,55	38.150	*	98,200
620100	620220	254	558,800	123,82	104,77	69,85	8	8	0,59	47.500	*	120,000

* Consulter nos Services Techniques.

SÉRIE NORMALISÉE 31300

SYMBOLES	A	B	C	D	E	R	r.	COEFFIC. K	CAPAC. 500 t/m kg.	VITESSE MAXIMA t/m	POIDS kg.
31305	25	62	18,25	17	13	2	2	0,61	840	3.500	0,250
31306	30	72	20,75	19	14	2	2	0,61	1.060	3.500	0,370
31307	35	80	22,75	21	15	2,5	2,5	0,61	1.375	3.500	0,500
31308	40	90	25,25	23	17	2,5	2,5	0,61	1.690	3.500	0,695
31309	45	100	27,25	25	18	2,5	2,5	0,61	2.100	3.000	0,915
31310	50	110	29,25	27	19	3	3	0,61	2.425	3.000	1,150
31311	55	120	31,5	29	21	3	3	0,61	2.800	2.500	1,475
31312	60	130	33,5	31	22	3,5	3,5	0,61	3.400	2.500	1,815
31313	65	140	36	33	23	3,5	3,5	0,61	3.900	2.000	2,280
31314	70	150	38	35	25	3,5	3,5	0,61	4.650	2.000	2,820
31316	80	170	42,5	39	28	3,5	3,5	0,61	5.700	1.500	3,760

Pour obtenir la capacité de charge à une vitesse différente, multiplier la charge admissible : 500 t/m par le coefficient approprié donné page 13.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DIMENSIONS ET CAPACITÉS DE CHARGE

DES ROULEMENTS SIMPLES A ROULEAUX CONIQUES TIMKEN dits "POPULAIRES" OU DE GRANDE PRODUCTION

(Classement par alésages)

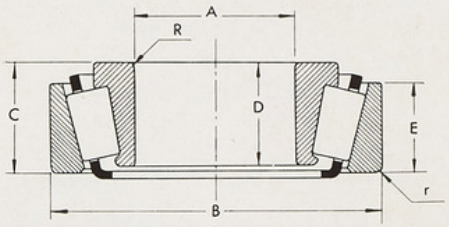


Figure 39

TABLEAU VII

SYMBOLES CONE	CUVETTE	A	B	C	D	E	R	r.	COEFFIC. K	CAPAC. 500 t/m kg.	VITESSE MAXIMA t/m	POIDS kg.
09074/09194		19,050	49,225	23,02	21,54	17,46	1,5	3,5	1,91	810	5.000	0,200
05079/05185		20	47	14,38	14,50	11	1,5	1,5	1,43	565	7.500	0,115
30304		20	52	16,25	15	13	2	2	1,69	750	5.000	0,170
1779/1729		23,812	56,896	19,45	19,84	15,87	0,8	2,5	1,66	985	5.000	0,240
07098/07204		25	52	15	14,25	12,50	1,5	1,5	1,27	595	7.500	0,140
247/242		25	62	18	19	16	2	2	2,11	1.090	5.000	0,275
32305		25	62	25,25	24	20	2	2	1,69	1.400	4.000	0,355
15106/15250		26,987	63,5	20,64	20,64	15,87	1,2	1,5	1,45	1.090	6.000	0,335
30206		30	62	17,25	16	14	1,5	1,5	1,35	880	5.000	0,225
2560X/2526X		30	72	23,81	25	19	2	2	1,86	1.670	4.500	0,480
15118/15250		30,213	63,500	20,64	20,64	15,87	3,5	1,5	1,45	1.090	6.000	0,280
14132/14274		33,337	69,012	19,84	19,58	15,87	3,5	3	1,33	1.040	5.000	0,320
30207		35	72	18,25	17	15	2	2	1,35	1.125	5.000	0,315
32207		35	72	24,25	23	19	2	2	1,35	1.470	4.000	0,420
339/332US		35	80	21	22,50	17,80	2	2	1,86	1.670	5.000	0,530
32307		35	80	32,75	31	25	2,5	2,5	1,61	2.275	3.000	0,730
19149X/19267X		38	68	16	16,50	12	2	1,5	1,15	975	5.000	0,230
2788/2720		38,100	76,2	23,81	25,65	19,05	3,5	3	1,68	1.760	4.000	0,470
344/332US		40	80	21	22,50	17,80	2	2	1,86	1.670	5.000	0,470
32208		40	80	24,75	23	19	2	2	1,35	1.640	3.500	0,515
32308		40	90	35,25	33	27	2,5	2,5	1,47	2.700	3.000	1,000
25578/25522		42,861	83,057	23,87	35,40	19,05	2,3	2	1,51	2.000	4.000	0,600
358/354A		45	85	20,64	21,75	17,46	2	1,5	1,67	1.750	5.000	0,495
32209		45	85	24,75	23	19	2	2	1,25	1.800	3.500	0,560
365/362		50	90	20	22,25	15,87	2	2	1,59	1.750	5.000	0,515
32210		50	90	24,75	23	19	2	2	1,21	1.860	3.000	0,590
528X/520X		50	100	34,92	36	27	2,5	3	1,79	3.500	4.000	1,165
385X/383		55	100	21	22	21	2	2	1,44	1.900	4.000	0,665
32211		55	100	26,75	25	21	2,5	2,5	1,25	2.450	3.000	0,820
622X/613X		55	120	40	41,27	30,48	3	3	1,62	4.700	3.500	2,080
462/453XS		57,15	104,77	30,17	29,25	24,61	2,3	3,17	1,52	2.780	4.000	1,140
30212		60	110	23,75	22	19	2,5	2,5	1,25	2.225	4.000	0,860
32212		60	110	29,75	28	24	2,5	2,5	1,25	2.900	2.500	1,095
32312		60	130	48,5	46	37	3,5	3,5	1,47	5.500	2.000	2,755
3984/3920		66,67	112,71	30,16	30,06	23,80	3,5	3	1,27	2.920	2.500	1,120
482/472		69,85	120	29,76	29	24,24	3,5	2	1,33	3.120	3.500	1,280
30214		70	125	26,25	24	21	2,5	2,5	1,21	2.800	3.000	1,200
32214		70	125	33,25	31	27	2,5	2,5	1,21	3.600	2.500	1,560
32215		75	130	33,25	31	27	2,5	2,5	1,16	3.800	2.000	1,620
495A/493		76,2	136,525	30,16	29,75	22,22	3,5	3	1,15	3.450	3.000	1,850
496X/493X		80	140	30,16	29,75	22,22	3	3	1,15	3.450	3.000	1,800
32216		80	140	35,25	33	28	3	3	1,21	4.400	1.750	1,980
32217		85	150	38,5	36	30	3	3	1,21	5.100	1.750	2,500
30220		100	180	37	34	29	3,5	3,5	1,21	5.900	1.500	3,540
782/772		104,775	180,975	47,62	47,62	38,10	3,5	3	1,32	7.400	1.750	4,750
ROULEMENTS POPULAIRES A GRANDE CAPACITÉ AXIALE												
31305		25	62	18,25	17	13	2	2	0,61	840	3.500	0,250
31306		30	72	20,75	19	14	2	2	0,61	1.060	3.500	0,370
53176/53375		44,45	95,25	30,95	28,30	20,64	1,2	0,8	0,69	2.090	3.500	0,990
31310		50	110	29,25	27	19	3	3	0,61	2.425	3.000	1,150

Pour obtenir la capacité de charge à une vitesse différente, multiplier la charge admissible : 500 t/m par le coefficient approprié donné page 13.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DIMENSIONS

DES ROULEMENTS A ROULEAUX CONIQUES A CUVETTE ÉPAULÉE OU A COLLERETTE

SÉRIES TIMKEN TYPE SF

(Classement par alésages)

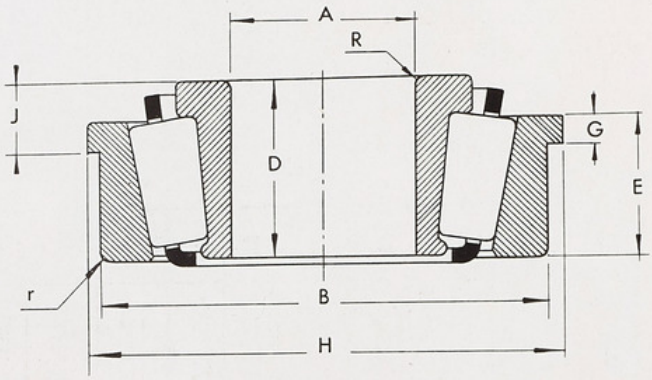


Figure 40

TABLEAU VIII

SYMBOLES CONE	CUVETTE	A	B	J	D	E	H	G	R	r.	COEFFIC. K	CAPAC. 500 t/m kg	VITESSE MAXIMA t/m	POIDS kg.
05079	05185B	20	47	6,04	14,50	11	50,97	2,77	1,5	1,5	1,43	565	7.500	0,125
07098	07204B	25	52	5,09	14,25	12,70	55,96	2,77	1,5	1,5	1,27	595	7.500	0,150
17118	17244B	30	62	5,27	16,50	14,25	65,96	3,55	1,5	1,5	1,33	895	5.000	0,240
2560X	2523B	30	69,85	8,73	25	19,05	73,82	3,97	2	0,8	1,86	1.670	4.500	0,485
3190	3120B	30	72,62	11,11	30	24	77,38	4,76	3,5	3	1,54	2.100	5.000	0,620
19149X	19283B	38	72	6,30	16,50	14,28	75,80	3,57	2	1,5	1,15	975	5.000	0,280
344	332B	40	80	7,93	22,50	17,82	84,93	4,76	2	0,8	1,86	1.670	5.000	0,495
3582	3525B	40	87,31	11,11	31	23,81	92,08	4,76	3,5	3	1,67	2.400	3.500	0,920
358	354B	45	85	7,93	21,75	17,46	89,76	4,76	2	1,5	1,67	1.750	5.000	0,535
528X	522B	50	101,60	14,28	36	27	107,95	6,35	2,5	3	1,79	3.500	4.000	1,260
546	532B	50	111,10	14,28	37	30,16	117,47	6,35	3	3	1,72	3.700	3.500	1,680
365	362B	50	90	8,88	22,25	15,87	94,76	4,76	2	0,8	1,59	1.750	5.000	0,540
18204X	18337B	52	85,72	9,92	18,26	12,70	89,68	3,57	2	1,5	0,90	1.075	5.000	0,400
385X	**382**B	55	96,836	11,11	22	17,82	101,60	4,76	2	1	1,44	1.900	4.000	0,660
466	453B	55	107,95	11,11	29,25	22,22	113,50	5,55	2	0,8	1,52	2.780	4.000	1,130
482	**472**B	69,85	120	11,11	29	24,24	125,55	5,55	3,5	0,8	1,33	3.120	3.500	1,300
570X	563B	70	127	14,28	36,25	28,57	133,35	6,35	3	3	1,40	4.200	2.500	1,850
842X	832B	75	168,275	22,22	56	41,27	177,80	9,52	3	3	1,71	9.250	1.750	5,680
496X	493B	80	136,525	13,47	29,75	22,22	142,08	5,55	3	3	1,15	3.450	3.000	1,850
580	**572**B	82,55	140	14,28	36,10	28,57	146,34	6,35	3,5	3,2	1,26	4.330	2.500	2,140
597X	592B	90	152,40	15,87	36,32	30,16	158,75	6,35	3	3,2	1,15	4.800	2.000	2,400
862	854B	95	190,50	22,22	57,5	44,45	200,02	9,52	6	3	1,52	10.000	1.750	7,100
687	**672**B	101,60	168,275	18,25	41,27	30,16	175,42	7,14	3,5	3,2	1,08	5.900	2.000	3,350
71433X	**71750**B	110	190,50	20,63	49	34,92	198,43	7,93	3,5	3,2	1,23	8.250	1.500	5,400
82550	82950B	139,70	241,30	22,22	56,64	44,45	250,82	9,52	3,5	3,2	1,15	11.600	1.000	10,500
99600	99100B	152,40	254	30,16	66,67	47,62	265,11	11,11	7	3,2	1,25	14.400	1.000	7,600

Pour obtenir la capacité de charge à une vitesse différente, multiplier la charge admissible : 500 t/m par le coefficient approprié donné page 13.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

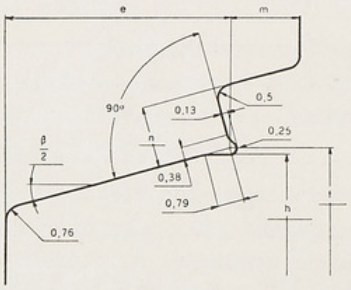
DIMENSIONS

DES ROULEMENTS SIMPLES A ROULEAUX CONIQUES

TIMKEN

SPÉCIAUX POUR DIRECTION D'AUTOMOBILES ET CAMIONS

ROULEMENTS DE DIRECTION



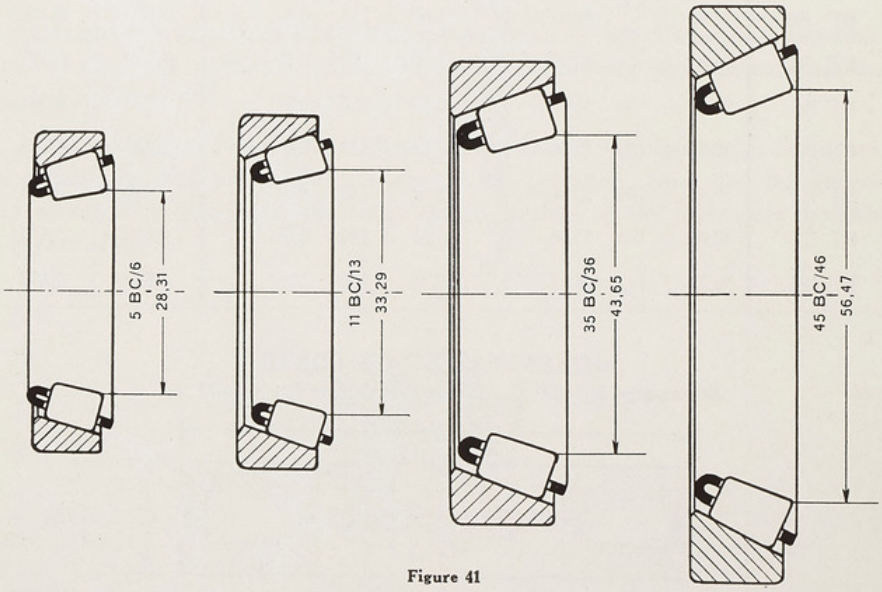


Figure 41

TABLEAU IX

SYMBOLES	f	b	e	m	n	h	CAPACITÉ DE CHARGE EN kg		POIDS
							RADIALE	AXIALE	kg
5 BC/6	28.31	25° 24'	8	3.5	1.73	27.97	875	825	0.062
11 BC/13	33.29	29° 58'	8	3.5	1.73	32.89	975	1.045	0.083
35 BC/36	43.65	31° 52'	11	3.5	2.79	43.22	1.850	2.110	0.179 .
45 BC/46	56.46	41° 36'	11	3.5	2.79	56.03	2.120	3.050	0.260

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DIMENSIONS ET CAPACITÉS DES BUTÉES
A ROULEAUX CONIQUES
SÉRIE TIMKEN TYPE T

BUTÉES PLATES AVEC ENVELOPPE
Étalonnage à + 20° C. - Ecart en microns (1μ = 0,001 m/m)

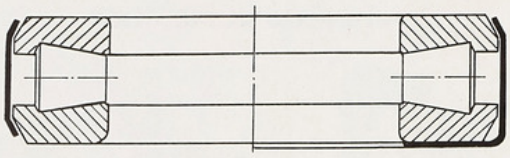


Figure 42

TABLEAU X

SYMBOLES	A	B	C	R	CAPACITÉ CHARGE EN kg	POIDS kg
BT 83	20,88 $^{+150}_{0}$	42,16 $^{+250}_{0}$	13,49 ± 130	0,8 à 45°	2.150	0,075
BT 88	22,48 $^{+100}_{-50}$	48,02 $^{+250}_{0}$	15,09 ± 130	0,8	3.000	0,110
BT 94	24,05 $^{+100}_{-50}$	48,02 $^{+250}_{0}$	15,09 ± 130	0,8	3.000	0,105
BT 101	25,65 ± 100	50,8 $^{+250}_{0}$	15,87 ± 130	0,8	3.220	0,125
BT 113	23,83 ± 100	55,56 $^{+250}_{0}$	15,87 ± 130	0,8	3.450	0,155
BT 119	30,42 ± 100	55,56 $^{+250}_{0}$	15,87 ± 130	0,8	3.450	0,145
BT 126	32,00 ± 100	55,56 $^{+250}_{0}$	15,87 ± 130	0,8	3.450	0,135
BT 144	36,75 $^{0}_{-130}$	66,67 $^{+130}_{0}$	19,44 ± 130	0,8	5.800	0,292

BUTÉES PLATES TYPE LOURD
Étalonnage à + 20° C. - Ecart en microns (1μ = 0,001 m/m)

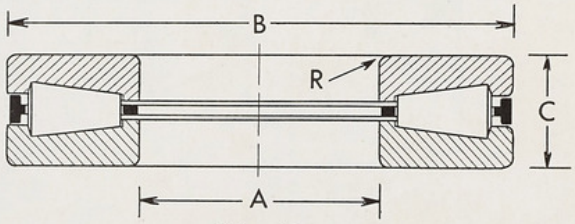


Figure 43

SYMBOLES	A	B	C	R	CAPACITÉ 500 t/m kg	POIDS kg
T 411	101,60 $^{+25}_{0}$	215,90 $^{+130}_{0}$	46,04 ± 380	3,17	31.000	8,400
T 511	127 $^{+25}_{0}$	266,70 $^{+130}_{0}$	58,74 ± 380	4,76	47.000	17,500
T 711	177,8 $^{+25}_{0}$	368,30 $^{+130}_{0}$	82,55 ± 380	7,94	91.500	46,700

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ROULEMENTS DE PRÉCISION

A ROULEAUX CONIQUES

TIMKEN

En principe, tous les roulements des types S, SS, SF des séries TIMKEN et normalisées, peuvent être exécutés en respectant pour l'usinage des constituants, des tolérances excessivement réduites.

Les roulements de précision n'étant pas exécutés en grande série, nous avons limité le nombre des symboles éxécutés et nous engageons vivement les Ingénieurs à se mettre en rapport avec nos Services Techniques, avant d'arrêter leur choix sur un symbole de roulement déterminé.

Ces roulements de précision sont très couramment employés pour les broches de machines-outils. Ils peuvent tourner à des vitesses élevées, et être livrés, soit en précision machines-outils n° 3, excentrage maximum de 0,008 mm., ou en super-précision n° 0, excentrage maximum de 0,004 mm.

Nous attirons toutefois l'attention des Ingénieurs sur le fait que les roulements dont le diamètre extérieur excède 304,8 mm. ne peuvent pas être exécutés en super-précision n° 0.

Les tableaux que l'on trouvera dans le chapitre VII « Tolérances », indiquent les tolérances d'exécution des roulements de précision, ainsi que les limites qui doivent être observées pour l'usinage des portées, et des logements destinés à les recevoir.

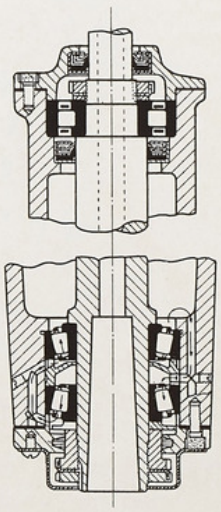


Figure 44

Broche de fraiseuse verticale

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

UNE APPLICATION DIFFICILE QUI EXIGE UN USINAGE EXTRAORDINAIREMENT PRÉCIS :

Montage de pales d'hélice d'avion sur roulements à butées spéciaux - Fabrication TIMKEN.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TOLÉRANCES DE FABRICATION
DES ROULEMENTS A ROULEAUX CONIQUES TIMKEN
ET TOLÉRANCES D'EXÉCUTION
DES ARBRES ET DES LOGEMENTS

Nous donnons ci-après les tolérances que nous maintenons dans notre fabrication en ce qui concerne particulièrement l'alésage des cônes, le diamètre extérieur des cuvettes. Un outillage de contrôle ultra-moderne, des ateliers supérieurement équipés, nous permettent de garantir à notre clientèle une fabrication parfaite dans ces limites très étroites.

Ces tolérances de fabrication de nos roulements combinées avec celles que nous recommandons à nos clients pour l'exécution des arbres et des logements (voir tableau spécial), permettent d'obtenir dans toutes les applications les meilleurs résultats et la plus longue durée. Là encore, dans l'établissement du tableau spécial, nous avons fait bénéficier notre clientèle de tous nos résultats d'expérience dans de multiples industries.

TOLÉRANCES DE FABRICATION DES ROULEMENTS "SÉRIES TIMKEN" (Précision courante ou n° 2)

Étalonnage + 20° C. - Écarts en microns (1 μ = 0,001 m/m)

DIAMÈTRE NOMINAL EN m/m ALÉSAGE OU DIAMÈTRE EXTÉRIEUR Exclus		Inclus	TOLÉRANCES D'EXÉCUTION ALÉSAGE	TOLÉRANCES D'EXÉCUTION DIAMÈTRE EXTÉRIEUR	HAUTEUR TOTALE DU ROULEMENT
10	à	63,50	— 0 / + 13	0 / + 25	± 380
63,50	à	304,80	— 0 / + 25	0 / + 25	± 380
304,80	à	508	— 0 / + 50	0 / + 50	± 380

TOLÉRANCES DE FABRICATION DES ROULEMENTS "SÉRIES NORMALISÉES" (Précision courante ou n° 2)

Étalonnage à + 20° C. - Écarts en microns (1 μ = 0,001 m/m)

DIAMÈTRE NOMINAL EN m/m ALÉSAGE OU DIAMÈTRE EXTÉRIEUR Exclus		Inclus	TOLÉRANCES D'EXÉCUTION ALÉSAGE	TOLÉRANCES D'EXÉCUTION DIAMÈTRE EXTÉRIEUR	HAUTEUR TOTALE DU ROULEMENT symboles inclus
10	à	30	0 / — 10		30204 à 30216, 30302 à 30310, 31305 à 31310, 32206 à 32216, 32304 à 32310 ± 250
30	à	50	0 / — 12	0 / — 11	
50	à	80	0 / — 15	0 / — 13	
80	à	120	0 / — 20	0 / — 15	30217 à 30224, 30311 à 30324, 31311 à 31314, 32217 à 32224, 32311 à 32324 ± 500
120	à	150		0 / — 18	
150	à	180		0 / — 25	
180	à	250		0 / — 30	
250	à	260		0 / — 35	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TOLÉRANCES DE FABRICATION DES ROULEMENTS DE PRÉCISION " SÉRIES TIMKEN "

Précision Machines-outils n° 3 et super-précision n° 0

Étalonnage à + 20° C. - Écarts en microns (1 μ = 0,001 m/m)

DIAMÈTRE NOMINAL EN m/m			ALÉSAGE		DIAMÈTRE EXTÉRIEUR		HAUTEUR TOTALE	
Exclus		Inclus	Précision N° 3	Super-précision N° 30	Précision N° 3	Super-Précision N° 0	Précision N° 3	Super-Précision N° 0
10	à	63,50	0 + 13	0 + 13	0 + 13	0 + 13	± 200	± 200
63,50	à	304,80	0 + 13	0 + 13	0 + 13	0 + 13	± 200	± 200
304,80	à	508	0 + 25		0 + 25		± 200	

TOLÉRANCES DE FABRICATION DES ROULEMENTS DE PRÉCISION " SÉRIES NORMALISÉES "

Précision Machines-outils n° 3 et super-précision n° 0

Étalonnage à + 20° C. - Écarts en microns (1 μ = 0,001 m/m)

DIAMÈTRE NOMINAL EN m/m			ALÉSAGE		DIAMÈTRE EXTÉRIEUR		HAUTEUR TOTALE	
Exclus		Inclus	Précision N° 3	Super-Précision N° 0	Précision N° 3	Super-Précision N° 30	Précision N° 3	Super-Précision N° 0
10	à	30	0 — 10	0 — 10				
30	à	50	0 — 12	0 — 12	0 — 11	0 — 11		
50	à	80	0 — 13	0 — 13	0 — 13	0 — 13		
80	à	120	0 — 13	0 — 13	0 — 13	0 — 13	± 200	± 200
120	à	150			0 — 13	0 — 13		
150	à	180			0 — 13	0 — 13		
180	à	250			0 — 13	0 — 13		
250	à	260			0 — 13	0 — 13		

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TOLÉRANCES D'EXÉCUTION DES ARBRES OU PORTÉES DES CONES

POUR ROULEMENTS "SÉRIES TIMKEN" OU PRÉCISION COURANTE N° 2

(Écarts en microns 1 μ = 0,001 m/m). - Étalonnage à + 20° C.

AUTOMOBILES

	ARBRES TOURNANTS		ARBRES FIXES
	PIGNONS D'ATTAQUE TRANSMISSIONS ROUES AR	DIFFÉRENTIEL	ROUES AV, ROUES AR A FUSÉES PORTEUSES
	CONES RÉGLABLES	CONES NON RÉGLABLES	CONES NON RÉGLABLES	CONES RÉGLABLES
NORME B.N.A.	k 6	p 6	r 6	q 6
10 à 14	+12+1	+29+18	+ 34+25	— 6—17
à 18	+12+1	+29+18	+ 41+28	— 6—17
à 30	+15+2	+35+22	+ 41+28	— 7—20
à 50	+18+2	+42+26	+ 50+34	— 9—25
à 65	+21+2	+51+32	+ 60+41	—10—29
à 80	+21+2	+51+32	+ 62+43	—10—29
à 120	+25+3	+59+37	+ 76+51	—12—34
à 180	+28+3	+68+43	+ 93+63	—14—39
à 250	+33+4	+79+50	+113+77	—15—44
à 304,8	+36+4	+88+56	+130+94	—17—49

INDUSTRIE

	ARBRES TOURNANTS		ARBRES FIXES			
	TRANSMISSIONS RÉDUCTEURS DE VITESSE ÉQUIPEMENTS ÉLECTRIQUES	BASSE VITESSE TRAVAIL SÉVÈRE SERVICE CONTINU	TRANSMISSIONS RÉDUCTEURS DE VITESSE ÉQUIPEMENTS ÉLECTRIQUES		BASSE VITESSE TRAVAIL SÉVÈRE SERVICE CONTINU CHOCS	ROUES AV DE TRACTEURS PALIERS ROUES DE CHARIOT
	CONES RÉGLABLES ET NON RÉGLABLES	CONES RÉGLABLES ET NON RÉGLABLES	CONES RÉGLABLES	CONES NON RÉGLABLES	CONES RÉGLABLES ET NON RÉGLABLES	CONES RÉGLABLES ET NON RÉGLABLES
NORME B.N.A.	p 6	r 7	k 6	p 6	r 7	h 6
10 à 14	+29+18	+41+23	+12+1	+29+18	+41+23	0—11
à 18	+29+18	+41+23	+12+1	+29+18	+41+23	0—11
à 30	+35+22	+49+28	+15+2	+35+22	+49+28	0—13
à 50	+42+26	+59+34	+18+2	+42+26	+59+34	0—16
à 65	+51+32	+71+41	+21+2	+51+32	+71+41	0—19
à 80	+51+32	Voir ci-dessous arbres tournés	+21+2	+51+32	Voir ci-dessous arbres tournés	0—19
à 120	+59+37		+25+3	+59+37		0—22
à 180	+68+43		+28+3	+68+43		0—25
à 250	+79+50		+33+4	+79+50		0—29
à 304,8	+88+56		+36+4	+88+56		0—32

NOTA. — Pour diamètres d'arbres supérieurs à 305 m/m, consulter nos Services Techniques.

TOLÉRANCES D'USINAGE DES ARBRES TOURNÉS

D'une manière générale, employer pour les arbres tournés les mêmes tolérances d'usinage que pour les arbres rectifiés.

Toutefois, pour les arbres de grands diamètres, qui ne peuvent être rectifiés, ainsi que pour le matériel soumis à un travail sévère continu, ou à des chocs (bétonnières, concasseurs, etc.), déterminer les tolérances de finition de tournage de la façon suivante :

Cote mini : Ajouter au diamètre nominal autant de fois 0,013, que ce diamètre contient de fois entières 25.

Cote maxi : Ajouter 0,025 à la cote mini.

Exemple : Déterminer les tolérances d'usinage d'un arbre de 120 m/m : $\frac{120}{25}$ = 4,8 soit 4.

Diamètre mini = 120+(0,013×4)=120,052 m/m.
Diamètre maxi = 120,052+0,025 =120,077 m/m.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TOLÉRANCES D'EXÉCUTION DES LOGEMENTS DE CUVETTES

POUR ROULEMENTS " SÉRIES TIMKEN "
PRÉCISION COURANTE N° 2

(Écarts en microns 1 μ = 0,001 m/m). - Étalonnage +20° C.

INDUSTRIE - AUTOMOBILE

	TOUTES APPLICATIONS, SAUF DIFFÉRENTIELS AUTOMOBILES			DIFFÉRENTIELS AUTOMOBILES
	CUVETTES RÉGLABLES	CUVETTES NON RÉGLABLES	CUVETTES FLOTTANTES	CUVETTES RÉGLABLES
NORME B.N.A.	H 7	P 7	F 7	M 7
30 à 50	0+25	—17—42	+ 50+25	0—25
à 80	0+30	—21—51	+ 60+30	0—30
à 120	0+35	—24—59	+ 71+36	0—35
à 180	0+40	—28—68	+ 83+43	0—40
à 250	0+46	—33—79	+ 96+50	0—46
à 305	0+52	—36—88	+108+56	0—52

NOTA. — Pour logements supérieurs à 305 m/m, consulter nos Services Techniques.

TOLÉRANCES D'EXÉCUTION DES LOGEMENTS DE CUVETTES

POUR ROULEMENTS " SÉRIES NORMALISÉES "
PRÉCISION COURANTE N° 2

(Écarts en microns : 1 μ = 0,001 m/m). - Étalonnage + 20° C.

INDUSTRIE - AUTOMOBILE

	TOUTES APPLICATIONS, SAUF DIFFÉRENTIELS AUTOMOBILES			DIFFÉRENTIELS AUTOMOBILES
	CUVETTES RÉGLABLES	CUVETTES NON RÉGLABLES	CUVETTES FLOTTANTES	CUVETTES RÉGLABLES
NORME B.N.A.	K 7	R 7	H 7	P 7
30 à 50	+ 7—18	—25— 50	0+25	—17—42
à 80	+ 9—21	—30— 62	0+30	—21—51
à 120	+10—25	—38— 76	0+35	—24—59
à 150	+12—28	—48— 90	0+40	—28—68
à 180	+12—28	—50— 93	0+40	—28—68
à 250	+13—33	—60—113	0+46	—33—79
à 260	+16—36	—74—126	0+52	—36—88

Les tolérances d'exécution des logements de cuvettes indiquées dans les tableaux ci-dessus s'entendent pour pièces en métaux ferreux : Acier, fonte, acier coulé, fonte malléable, etc.

Dans le cas de logements en métaux légers : Aluminium, duralumin, élektron, magnésium, etc., *diminuer les limites indiquées ci-dessus de* 0,05 m/m.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TOLÉRANCES D'EXÉCUTION DES ARBRES OU PORTÉES DES CONES

POUR ROULEMENTS DES "SÉRIES NORMALISÉES" PRÉCISION COURANTE N° 2

(Écarts en microns 1 μ = 0,001 m/m). - Étalonnage + 20° C.

AUTOMOBILES

	ARBRES TOURNANTS			ARBRES FIXES
	PIGNONS D'ATTAQUE TRANSMISSIONS ROUES AR		DIFFÉRENTIEL	ROUES AV, ROUES AR A FUSÉES PORTEUSES
	CONES RÉGLABLES	CONES NON RÉGLABLES	CONES NON RÉGLABLES	CONES RÉGLABLES
NORME B.N.A.	h 6	m 6	p 6	f 6
14 à 18	0—11	+18+7	+29+18	—16—27
à 30	0—13	+21+8	+35+22	—20—33
à 50	0—16	+25+9	+42+26	—25—41
à 80	0—19	+30+11	+51+32	—30—49
à 120	0—22	+35+13	+59+37	—36—58

INDUSTRIE

	ARBRES TOURNANTS		ARBRES FIXES			
	TRANSMISSIONS RÉDUCTEURS DE VITESSES ÉQUIPEMENTS ÉLECTRIQUES etc.	BASSE VITESSE TRAVAIL SÉVÈRE SERVICE CONTINU	TRANSMISSIONS, RÉDUCTEURS DE VITESSE, ÉQUIPEMENTS ÉLECTRIQUES etc.		BASSE VITESSE TRAVAIL SÉVÈRE SERVICE CONTINU CHOCS	ROUES AV DE TRACTEURS PALIERS ROUES DE CHARIOT
	CONES RÉGLABLES ET NON RÉGLABLES	CONES RÉGLABLES ET NON RÉGLABLES	CONES RÉGLABLES	CONES NON RÉGLABLES	CONES RÉGLABLES ET NON RÉGLABLES	CONES RÉGLABLES ET NON RÉGLABLES
NORME B.N.A.	m 6	p 6	h 6	m 6	p 6	f 6
14 à 18	+18+7	+29+18	0—11	+18+7	+29+18	—16—27
à 30	+21+8	+35+22	0—13	+21+8	+35+22	—20—33
à 50	+25+9	+42+26	0—16	+25+9	+42+26	—25—41
à 80	+30+11	+51+32	0—19	+30+11	+51+32	—30—49
à 120	+35+13	+59+37	0—22	+35+13	+59+37	—36—58

TOLÉRANCES D'USINAGE DES ARBRES TOURNÉS

D'une manière générale, employer pour les arbres tournés les mêmes tolérances d'usinage que pour les arbres rectifiés.

Toutefois, pour les arbres de grands diamètres, qui ne peuvent être rectifiés, ainsi que pour le matériel soumis à un travail sévère continu, ou à des chocs (bétonnières, concasseurs, etc.), déterminer les tolérances de finition de tournage de la façon suivante :

Cote mini : Ajouter au diamètre nominal autant de fois 0,013 que ce diamètre contient de fois entières 25.

Cote maxi : Ajouter 0,025 à la cote mini.

Exemple : Déterminer les tolérances d'usinage d'un arbre de 120 m/m : $\frac{120}{25} = 4{,}8$ soit 4.

Diamètre mini = 120+(0,013×4) = 120,052 m/m.

Diamètre maxi = 120,052=0,025 = 120,077 m/m.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TOLÉRANCES D'EXÉCUTION DES ARBRES OU PORTÉES DES CONES

POUR ROULEMENTS DE PRÉCISION

SÉRIES TIMKEN

PRÉCISION N° 0 ou PRÉCISION N° 3

Arbres tournants et arbres fixes.

Écarts en microns 1 μ = 0,001 m/m. Étalonnage + 20° C.

APPLICATION : Broches de machines-outils.

	NORME B.N.A.	10 à 18	à 30	à 50	à 80	à 120	à 180	à 250	à 305
Cônes réglables et non réglables	n 5	+20+12	+24+15	+28+17	+33+20	+38+23	+45+27	+51+31	+57+34

N.-B. — Pour diamètres d'arbres supérieurs à 305, consulter nos Services Techniques.

TOLÉRANCES D'ÉXÉCUTION DES LOGEMENTS DE CUVETTES

POUR ROULEMENTS DE PRÉCISION

SÉRIES TIMKEN

PRÉCISION N° 0 ou PRÉCISION N° 3

Écarts en microns 1 μ = 0,001 m/m. - Étalonnage + 20° C.

APPLICATIONS : Broches de machines-outils.

	NORME B.N.A.	30 à 50	à 80	à 120	à 180	à 250	à 304,8
Cuvettes réglables	H 6	0+16	0+19	0+22	0+25	0+29	0+32
Cuvettes non réglables	N 6	—12—28	—14—33	—16—38	—20—45	—22—51	—25—57
Cuvettes flottantes	G 6	+25+9	+29+10	+34+12	+39+14	+44+15	+49+17

N.-B. — Pour logements supérieurs à 305, consulter nos Services Techniques.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TOLÉRANCES D'EXÉCUTION DES ARBRES OU PORTÉES DES CONES

POUR ROULEMENTS DE PRÉCISION

SÉRIES NORMALISÉES

PRÉCISION N° 0 ou PRÉCISION N° 3
(Écarts en microns 1 μ = 0,001 m/m). Étalonnage + 20° C.
Arbres tournants et arbres fixes.

APPLICATIONS : Broches de machines-outils.

	NORME B.N.A.	14 à 18	à 30	à 50	à 80	à 120
Cônes réglables et non réglables	k 5	+9+1	+11+2	+13+2	+15+2	+18+3

TOLÉRANCES D'EXÉCUTION DES LOGEMENTS DE CUVETTES

POUR ROULEMENTS DE PRÉCISION

SÉRIES NORMALISÉES

PRÉCISION N° 0 ou PRÉCISION N° 3
(Écarts en microns 1 μ = 0,001 m/m. - Étalonnage + 20° C.

APPLICATIONS : Broches de machines-outils.

	NORME B.N.A.	30 à 50	à 80	à 120	à 150	à 180	à 250	à 260
Cuvettes réglables	K 6	+3—13	+4—15	+4—18	+4—21	+4—21	+5—24	+5—27
Cuvettes non réglables	P 6	—21—37	—26—45	—30—52	—36—61	—36—61	—41—70	—47—79
Cuvettes flottantes	H 6	0+16	0+19	0+22	0+25	0+25	0+29	0+32

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

MÉTHODE D'EMMANCHEMENT DES CONES ET DES CUVETTES

DES ROULEMENTS A ROULEAUX CONIQUES

TIMKEN

Lorsque le Bureau d'études de l'utilisateur de nos roulements a bien prévu ses tolérances d'usinage des arbres et logements, il doit encore se préoccuper de l'emmanchement et des détails d'exécution des arbres et logements. (Nous avons précisé précédemment que l'un des avantages du roulement TIMKEN consistait à tolérer de plus grandes différences de diamètres dans l'usinage des portées et des logements que les roulements ordinaires, mais, malgré cela, tout le soin nécessaire doit être apporté afin que l'ajustement obtenu soit correct.)

En ce qui concerne la méthode d'emmanchement, nous préconisons l'emploi de la presse à main ou hydraulique, ou encore d'outillages spéciaux bien conçus ; nous prohibons complètement l'emploi du marteau, même avec interposition du jet de bronze.

Nous rappelons qu'il y a lieu d'emmancher à la presse :

La cuvette : si le logement de la cuvette tourne ;
si le réglage est effectué par le cône ;
s'il y a des chocs.

Le cône : si l'arbre tourne ;
si le réglage est effectué par la cuvette ;
s'il y a des chocs.

Nous présentons ci-contre trois exemples d'emmanchement à la presse.

La figure 45 représente le dispositif à utiliser pour emmancher à force et simultanément les deux cuvettes d'un moyeu (arbre fixe).

Les mandrins doivent être réalisés de telle sorte que la pression s'exerce bien sur la petite face des cuvettes et non sur les chemins de roulement coniques ; les mandrins seront donc dégagés en conséquence, mais ils permettront cependant le centrage des cuvettes. Il est essentiel que les cuvettes portent bien à fond sur leur épaulement ; on s'en assurera en essayant d'introduire une cale d'épaisseur.

La figure 46 représente le montage de deux cônes serrés sur un arbre tournant, les deux cuvettes étant réglables. Il s'agit d'un arbre intermédiaire de boîte de vitesses.

La place étant réduite à l'intérieur du carter, placer au préalable le cône et le pignon sur un support prévu à cet effet, et procéder ensuite à l'introduction de l'arbre et du cône supérieur.

La figure 47 représente le montage final. Le roulement inférieur a été mis en place et la cuvette supérieure est amenée par la presse à sa position exacte. Lorsque les cuvettes doivent être serrées, ou bien s'il s'agit de logements en métal léger, on aura avantage à les refroidir pour faciliter l'emmanchement. De même, pour les cônes, ne pas oublier qu'il est tout à fait permis, avant l'emmanchement, de les placer dans l'huile chaude jusqu'à 120° C.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

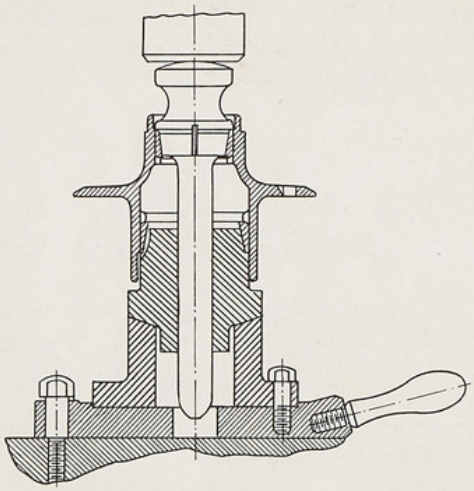


Figure 45

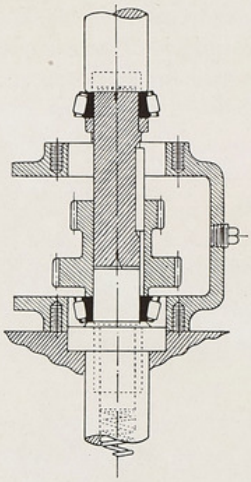


Figure 46

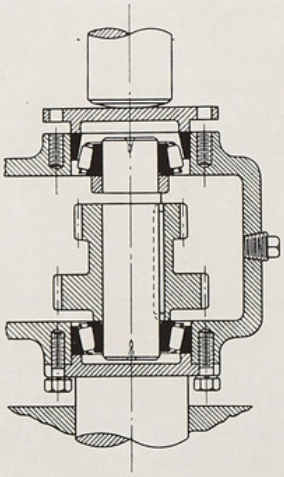


Figure 47

Conseils sur le dessin des arbres et des logements.

Dans toute nouvelle étude, on doit d'abord s'assurer que *la mise en place et l'extraction des cônes et des cuvettes seront aisées.*

Les épaulements seront prévus en conséquence, aussi bien sur les arbres que dans les logements de cuvettes, assez hauts pour assurer une bonne portée mais permettant cependant de venir appliquer les outillages d'extraction. Dans le cas où il serait indispensable de porter la surface d'appui au maximum, il y a lieu de dessiner des rainures radiales, ou dégagements d'extraction, ou bien

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

encore d'interposer des rondelles d'appui. La figure 48 ci-dessous représente dans sa partie inférieure une rondelle d'appui qui s'impose pour le cône, parce que la différence du diamètre entre la portée et l'épaulement est trop faible ; une rondelle de ce genre doit être emmanchée à la presse.

Le rayon du congé d'une portée ou d'un épaulement doit être au moins 0,5 plus petit que le rayon correspondant du cône ou de la cuvette.

La hauteur de l'épaulement doit être légèrement supérieure à la valeur du rayon du cône ou de la cuvette. (Pour les roulements normalisés, on pourra utilement consulter sur ce point la norme BNA 214.)

Un espace suffisant doit être ménagé autour des roulements pour assurer :

a) Un réservoir de lubrifiant ; *b*) Le dégagement de la cage du roulement.

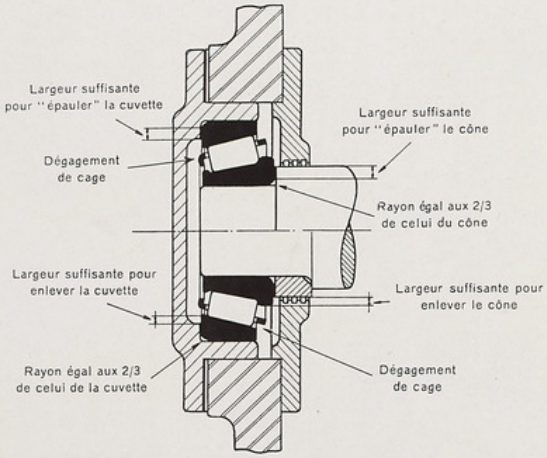


Figure 48

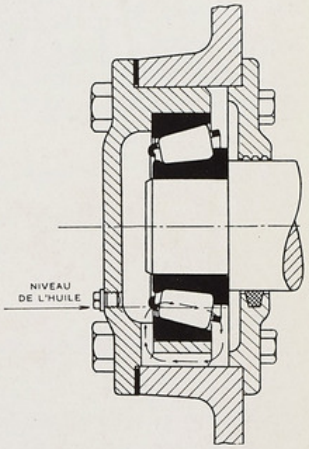


Figure 49

Les dégagements de cage à prévoir sont représentés par les traits pointillés des dessins de roulements remis avec le présent catalogue.

Dans le cas de grandes vitesses avec graissage à l'huile, il faut une *possibilité de graissage ample, mais non pas excessive*. Copier la disposition représentée par la figure 49 ci-dessus. Les canaux de graissage de la partie inférieure du logement peuvent venir de fonderie ou être fraisés.

Des reniflards d'huile, protégés contre l'introduction des poussières sont nécessaires dans les applications importantes (gros réducteurs, laminoirs, etc.) ; ils éliminent les contre-pressions, permettant à l'huile de conserver ses qualités et un niveau normal. Nous noterons pour mémoire que tous les logements venus de fonderie ou de forge doivent être *soigneusement sablés et nettoyés ;* ne jamais oublier que tout corps étranger ou particule abrasive qui pénètre dans un roulement le détériore irrémédiablement.

Enfin, nous conseillons de *dessiner* les *carters supportant les roulements assez largement*, avec nervures même dans certains cas, pour éviter les vibrations, les déformations, le manque d'étanchéité.

Ne pas oublier l'accès facile de la burette ou du graisseur à pression, de la clé pour desserrer les bouchons de vidange.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CONSEILS SUR LE MONTAGE ET LE RÉGLAGE

DES ROULEMENTS A ROULEAUX CONIQUES

TIMKEN

En montant les roulements à rouleaux coniques TIMKEN on doit toujours tenir compte qu'une charge radiale appliquée sur un tel roulement, engendre une poussée axiale résultant de la conicité des surfaces en contact. Cette réaction axiale, bien que peu importante, doit, néanmoins, être compensée : c'est la raison pour laquelle les roulements à rouleaux coniques TIMKEN doivent toujours être montés en opposition par paire.

Deux dispositions peuvent être adoptées : le montage indirect (fig. 50) et le montage direct (fig. 51).

Dans le montage indirect, la grande base des rouleaux est dirigée vers l'extérieur ; dans le montage direct, les grandes bases des rouleaux se font face.

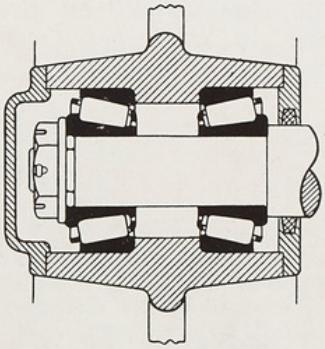


Figure 50
Indirect

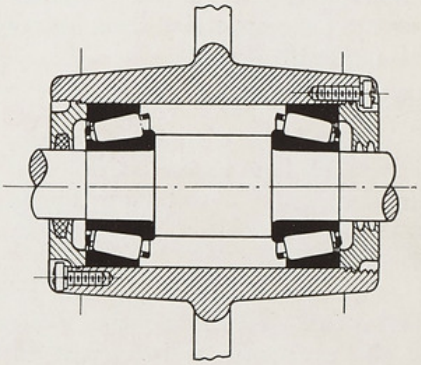


Figure 51
Direct

En examinant les figures 52 et 53, on constate que le montage indirect présente une plus grande stabilité que le montage direct ; en effet, l'écartement A des roulements étant le même dans les deux cas, B2, qui mesure l'écartement théorique, est plus grand que B1.

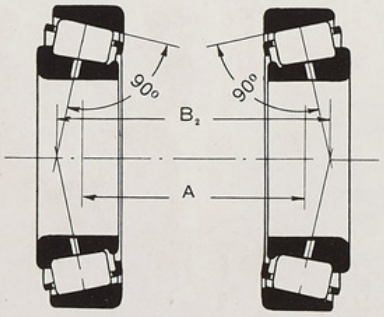


Figure 52
Indirect

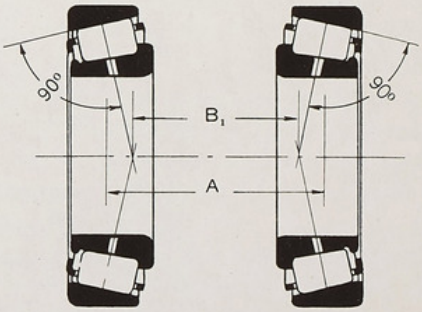


Figure 53
Direct

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Montage indirect. — Ce montage est généralement employé pour *les arbres fixes* et l'expérience a consacré sa grande supériorité sur le montage direct *pour les roues* de toute nature. En principe, la distance entre les roulements ne doit pas être inférieure à 10 % du diamètre extérieur de la roue et, de préférence, 15 à 20 %.

C'est le montage idéal pour *roues, poulies folles, tambours*, en un mot pour toutes les applications exigeant une grande stabilité et *lorsque l'écartement des roulements est relativement faible.*

Montage direct. — On emploie le montage direct pour les *arbres tournants, lorsque l'écartement des roulements est important*, lorsque le *réglage est fait avec les cuvettes*, dans les applications à *grande vitesse*, avec cônes montés à la presse.

Il convient également pour les arbres intermédiaires de boîtes de vitesses et de différentiels d'automobiles, pour les arbres de transmission de mouvement dans les machines-outils, les engrenages de réducteurs, les paliers de lignes d'arbre, etc.

Mais ces règles générales ne sont pas immuables et certaines dérogations peuvent y être apportées, selon les conditions de montage ou de fonctionnement des appareils.

Voici des exemples d'exception :

— Dans le cas d'un arbre tournant soumis simultanément à un effort radial et à une très forte poussée axiale — cas d'un renvoi d'angle à denture hélicoïdale, par exemple — il faut faire supporter la poussée par le roulement le plus rapproché du point d'application de la charge radiale et il faut employer le montage indirect.

— De même dans le cas d'un arbre moteur avec poulie ou engrenage en porte-à-faux ; avec le montage indirect, les grandes bases des rouleaux, donc les plus résistantes, se trouveront du côté de l'engrenage ou de la poulie.

— Inversement, lorsque la charge entre les paliers est importante ou qu'il y a des chocs, il faut choisir le montage direct, afin que les grandes bases des rouleaux se trouvent le plus près possible du point d'application de la charge radiale.

UN MONTAGE TOUT RÉGLÉ

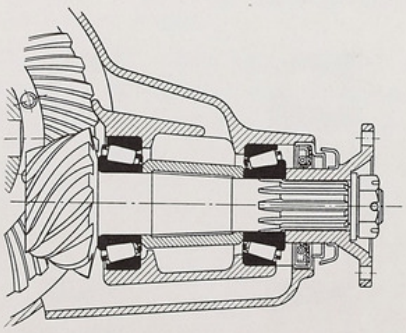


Figure 54

Roulements éxécutés spécialement à des tolérances de hauteur très étroites. Plus chers à l'achat mais, dans certains cas, plus intéressants pour le montage.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

EXEMPLES DE MONTAGE

Avant d'examiner quelques exemples concrets de montages directs ou indirects, rappelons encore quelques principes :

a) L'**arbre tournant** nécessite l'emmanchement des cônes à la presse et le réglage par les cuvettes (voir fig. 59).

b) L'**arbre fixe ou stationnaire** nécessite un emmanchement des cônes légèrement serré, un emmanchement des cuvettes à la presse, un réglage par les cônes (voir fig. 56).

c) **Un grand écartement des roulements** permet d'adopter le montage direct ou indirect mais, s'il y a des précautions à prendre contre la dilatation ou la contraction, il faut adopter un ensemble fixe à une extrémité et un ensemble glissant ou flottant à l'autre (voir fig. 64).

d) **Le rapprochement des roulements** nécessite, au contraire, le montage indirect pour obtenir une grande stabilité.

e) **Les grandes vitesses** nécessitent l'emmanchement à la presse des cônes et des cuvettes pour éviter tout jeu cause de vibration ; les dispositifs de réglage doivent cependant être assez puissants pour qu'il y ait glissement de l'élément à déplacer (exception dans les cas des figures 48 et 62 où il s'agit de flasques séparés).

f) **Pour les fortes charges** (y compris les chocs), il est recommandé de placer les roulements de manière que le gros bout des rouleaux soit voisin de la ligne d'action de la charge ; les cônes et les cuvettes sont emmanchés à la presse, serrés, pour éviter tout jeu qui créerait un martelage ; comme en *e* les dispositifs de réglage doivent être assez puissants.

g) **Charges axiales.** — Si la charge axiale est la plus importante, il est préférable d'employer des roulements à grande capacité axiale. Choisir la position du roulement avec soin. Il est préférable de le placer à l'extrémité non conduite de l'arbre. Cette extrémité supporte moins d'efforts de torsion et peut être réduite en diamètre, ce qui permet de choisir un plus petit roulement. Cet emplacement du roulement évite d'ajouter aux efforts de torsion, des efforts de tension ou de compression dus à la butée, ce qui réduirait la résistance de l'arbre. Toutes les pièces seront montées avec du serrage, afin que le carter et l'arbre reçoivent, de façon certaine, les forces de contraction et d'expansion que supporteraient le cône et la cuvette dans le cas contraire. Si possible, les cuvettes seront pressées dans les couvercles déjà en extension, ce qui procurera une résistance supplémentaire à l'effort d'expansion du à la charge axiale. Même remarque qu'au paragraphe *e* en ce qui concerne le système de réglage.

h) **Charges radiales en porte-à-faux.** — Ce cas augmente la charge sur le roulement et est à éviter. Quand ce n'est pas possible, placer le roulement au plus près de la ligne d'action de la charge, la grosse extrémité des galets étant orientée vers la charge, afin d'obtenir une plus grande résistance à la flexion.

Les conditions de montage rappelées ci-dessus sont des conditions idéales ; dans la pratique, il arrive qu'un compromis devienne indispensable, par exemple, si l'on désirait combiner à la fois *a* et *d*, arbre tournant et montage indirect de roulements rapprochés.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les circonstances précisent généralement quelle est la condition prédominante. Si, dans le cas ci-dessus, c'est le montage indirect, par exemple, on prendra alors les dispositions suivantes : le serrage des cônes sera légèrement réduit pour permettre un réglage sans cependant qu'ils arrivent à tourner sur l'arbre ; une entretoise d'épaisseur exactement convenable sera placée entre les cônes et l'ensemble sera serré énergiquement contre l'épaulement de l'arbre par un écrou freiné.

EXEMPLES DE MONTAGES INDIRECTS

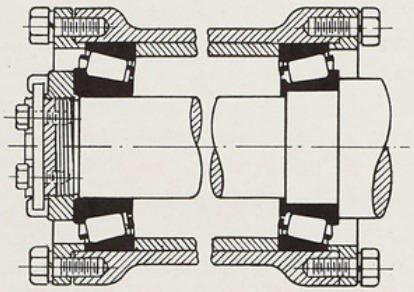


Figure 55

Fig. 55. — Deux roulements simples d'alésages différents ; les deux cuvettes sont arrêtées par une entretoise et deux chapeaux appropriés ; le réglage s'effectue sur cônes par un écrou spécial à créneaux arrêté par une clavette s'engageant dans une rainure pratiquée en bout d'arbre. On peut prévoir deux rainures à angle droit pour augmenter la précision du réglage. La clavette est fixée par deux vis.

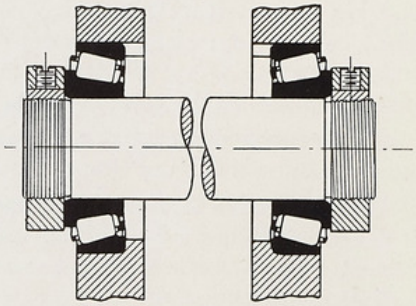


Figure 56

Fig. 56. — Les deux roulements simples sont les mêmes : les deux cuvettes sont épaulées normalement. Réglage par les cônes ; un écrou spécial derrière chacun d'eux avec, dans chaque écrou une clavette spéciale en cuivre, serrée sur le filetage de l'arbre par vis de blocage.

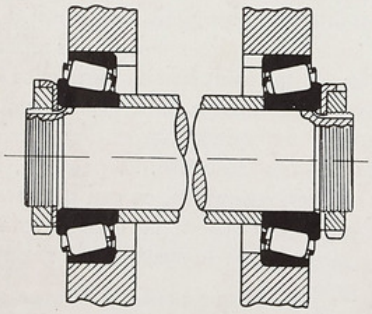


Figure 57

Fig. 57. — Montage très rigide et très utilisé ; les deux cuvettes sont épaulées normalement ; réglage par les cônes qui butent sur une entretoise extrêmement précise en longueur (ou bien rondelles de clinquant interposées) ; les écrous sont arrêtés par les rondelles à languette.

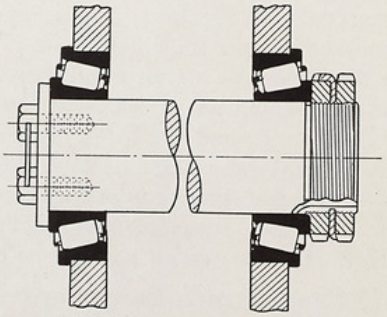


Figure 58

Fig. 58. — Deux roulements simples avec cuvettes à collerettes ; réglage par les cônes, dont l'un, celui de gauche, est buté par une plaque verrouillée avec deux vis reliées ensemble, pendant que l'autre est réglé et maintenu par écrou et contre-écrou ; rondelle à languette entre les deux écrous, se rabattant sur chacun d'eux.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

EXEMPLES DE MONTAGES DIRECTS

Dans la presque totalité des applications utilisant le montage direct, les cônes s'appuient sur des épaulements pratiqués sur l'arbre ; toutefois certains dispositifs d'appui, tels que celui de la figure 63 peuvent également convenir.

Le réglage s'effectue généralement par les cuvettes dans le montage direct ; une des cuvettes est fixée et l'autre est réglée par filetage (fig. 59) ou par clinquants (fig. 61).

Enfin, nous signalons à titre d'exemple que, lorsqu'il s'agit d'un organe tournant comme une vis sans fin qui doit être réglée en jeu latéral en même temps que les roulements, on commence d'abord par les roulements, la vis étant enlevée ; ensuite on remonte la vis et les corrections à faire sont obtenues en enlevant les clinquants d'un côté pour les replacer de l'autre, s'il y a lieu.

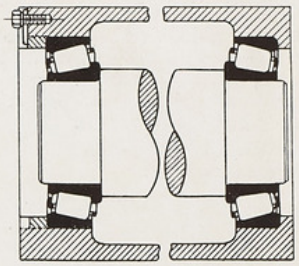


Figure 59

Fig. 59. — La cuvette de droite est appuyée contre un épaulement usiné dans le logement ; celle de gauche est poussée par une bague filetée arrêtée par un dispositif convenable. (Pratique courante dans les différentiels d'automobiles).

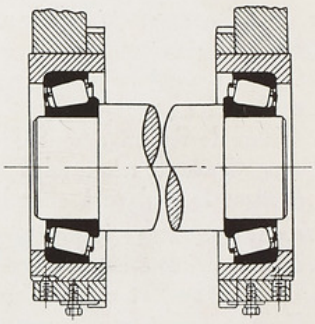


Figure 60

Fig. 60. — Il arrive fréquemment qu'il soit nécessaire d'assurer un réglage d'organes annexes montés sur l'arbre entre les roulements. Dans ce cas, afin de permettre le déplacement latéral dans les deux sens des paliers, les cônes sont épaulés directement sur l'arbre et les cuvettes sont emmanchées dans des cages filetées. Celles-ci peuvent se déplacer axialement mais un ergot s'engageant dans une rainure les empêche de tourner.

Deux écrous à filetage fin, convenablement freinés par plaquette, assurent le réglage.

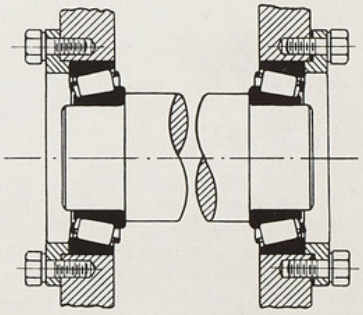


Figure 61

Fig. 61. — Les cuvettes sont emmanchées directement dans leur logement ; leur réglage s'effectue par clinquants placés entre l'un des chapeaux et la face du carter.

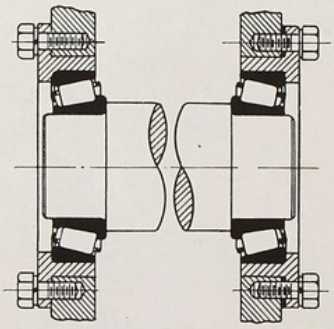


Figure 62

Fig. 62. — Même réglage que précédemment ; ici les cuvettes sont emmanchées dans les chapeaux eux-mêmes de forme spéciale.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Fig. 63. — Il s'agit toujours de réglage par les cuvettes ; les deux cônes sont montés sur l'arbre au moyen de bagues-entretoises de manière à maintenir en place d'autres organes annexes (engrenages, poulies, etc.). Le blocage est obtenu par les plaquettes fixées en bout d'arbre par des vis arrêtées. Les cuvettes sont emmanchées directement dans les alésages du carter et maintenues par des plaques fixées par vis.

Sous l'une des plaques on place les clinquants de réglage nécessaires.

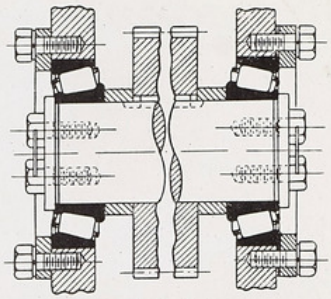


Figure 63

Sur les arbres de grande longueur ou susceptibles de s'allonger par dilatation, les roulements TIMKEN doivent être montés par paire à chaque extrémité de l'arbre, l'une des paires de roulements étant montée à frottement gras d'un côté pour permettre l'allongement. En effet, l'adoption du montage direct avec un seul roulement de chaque côté de l'arbre, aurait pour effet de bloquer ceux-ci en raison de l'allongement de l'arbre produit par la dilatation (certaines applications peuvent néanmoins donner des résultats satisfaisants, à condition d'effectuer le réglage à chaud).

Avec le montage indirect — toujours avec un seul roulement — on aurait, au contraire, avec cet allongement de l'arbre, un jeu excessif. On utilise donc, du côté où l'effort est maximum, un montage de deux roulements, placés de préférence indirectement suivant un des exemples précédents. L'arbre est donc maintenu axialement ; à l'autre extrémité, deux autres roulements sont montés suivant la disposition de la figure 64.

Le logement des cuvettes reste cylindrique, sans épaulements, les cônes sont montés indirectement et leur réglage s'obtient par un écrou fendu : les cuvettes sont montées à frottement gras dans leur logement ; elles sont séparées par une entretoise. L'ensemble cuvettes et entretoises peut glisser axialement dans le logement.

Un autre exemple encore de montage sur arbre de grande longueur est donné par la figure 65. Ici nous avons deux paires de roulements simples, une paire fixée latéralement et l'autre paire mobile.

En effet, les cuvettes sont placées dans un support à alésage entièrement cylindrique sans épaulements, tourné « sphérique » extérieurement. Les cuvettes sont séparées par une entretoise. La partie supérieure de la figure montre comment les cuvettes sont maintenues dans le groupe « fixe » par les bords de chapeaux.

La partie inférieure de la figure montre, au contraire, les bords des chapeaux ne touchant pas les cuvettes dans le groupe mobile ou latéral, permettant ainsi à l'ensemble de « glisser » dans le support; un goupillage convenable limite le « rotulage ».

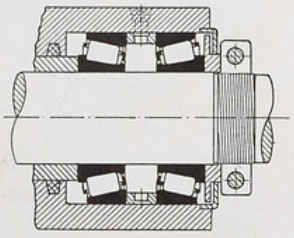


Figure 64
(Extrémité en montage flottant

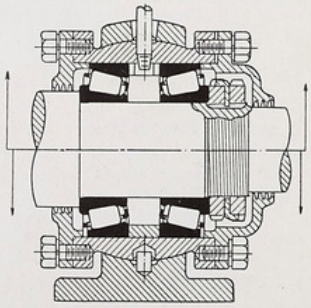


Figure 65

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

QUELQUES EXEMPLES TYPIQUES DE MONTAGES DE BUTÉES TYPE T

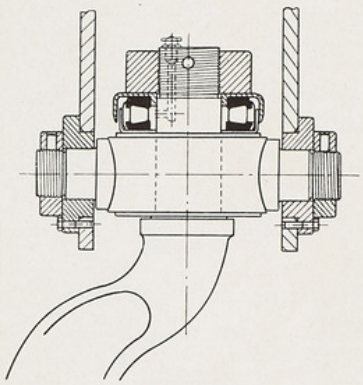


Figure 66

APPLICATION AU MOUVEMENT D'OSCILLATION D'UN CROCHET DE PALAN LEGER

L'anneau supérieur de la butée est l'anneau mobile ; il est monté serré sur la collerette d'un chapeau serré lui-même sur l'axe.

L'anneau inférieur est libre en alésage et en diamètre extérieur.

Dans les applications sur très gros palans, on perfectionne en plaçant au-dessus ou en dessous de la butée, une rondelle d'égalisation de charge en métal spécial.

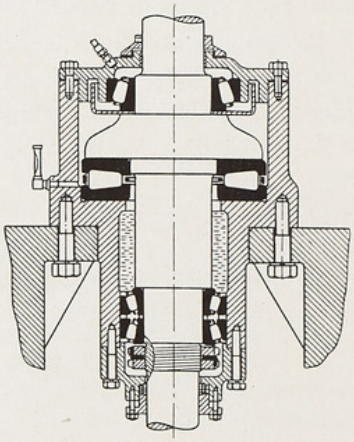


Figure 67

APPLICATION AU PIVOT D'UNE MACHINE TOURNANT A VITESSE LENTE (125 t/m)

L'anneau supérieur de la butée est serré sur l'arbre tournant ; l'anneau inférieur stationnaire, est monté librement pour que le centrage se fasse automatiquement.

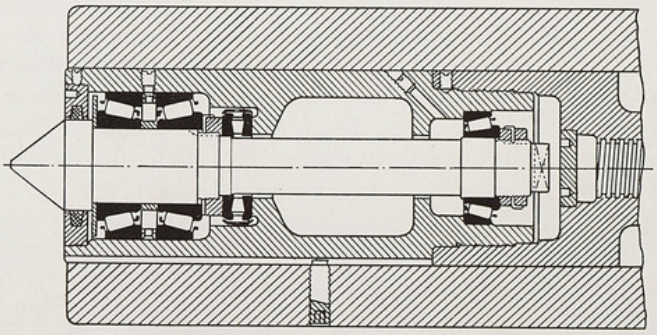


Figure 68

APPLICATION SUR UNE TRÈS GROSSE CONTRE-POINTE DE TOUR

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

RÉGLAGE DES ROULEMENTS TIMKEN

La faculté de réglage procurée par la construction conique des roulements TIMKEN présente de nombreux avantages :

1° Tolérances plus larges dans l'usinage des portées des roulements ;

2° Possibilité de réglage d'organes disposés sur l'arbre tels qu'engrenages coniques à taille spirale et engrenages hélicoïdaux ;

3° Suppression du jeu latéral et des vibrations sur les broches de machines-outils ;

4° Diminution du bruit de fonctionnement par un réglage convenable du roulement ;

5° Suppression du jeu qui peut se manifester après un long usage.

Dans les applications générales on doit prévoir un jeu axial de 0,05 mm. à 0,15 mm.

Consulter notre Service Technique pour les applications spéciales telles que : vitesses très élevées, fortes dilatations, etc.

Pour des vitesses inférieures à 1.000 tours par minute, le réglage du roulement peut s'effectuer par le déplacement axial de l'un ou l'autre des chemins de roulement, fixe ou mobile.

Au-dessus de 1.000 tours par minute, le réglage doit s'effectuer au moyen du chemin de roulement fixe, en vue de permettre un emmanchement serré à la presse du chemin de roulement tournant. Il est désirable que le réglage se fasse par degrés de 0,1 mm. au maximum.

On doit prévoir un déplacement axial total de 2,5 mm. pour le réglage de deux roulements opposés. Cette valeur permet de tenir compte des variations dues aux tolérances d'usinage des arbres, logements et roulements et des réglages ultérieurs. Le réglage total de 2,5 mm. pour deux roulements peut être réparti par moitié sur chaque roulement, ou reporté entièrement sur un seul, selon les nécessités du montage. Le déplacement axial permettant le réglage peut s'obtenir de deux façons : par écrou fileté ou par cales d'épaisseur.

Les écrous de réglage filetés sont très employés aussi bien pour le déplacement du cône que pour celui de la cuvette. Pour les applications comportant un service léger ou moyen, on emploiera des écrous au pas de 1,5 mm. avec six créneaux ou davantage pour le frein d'arrêt ; les applications comportant un service plus pénible demanderont des écrous au pas de 2 mm. avec huit créneaux ou plus pour le frein d'arrêt. Il est nécessaire d'employer des filetages serrés. Dans les montages soumis à un dur travail, le réglage par écrous ou boîtiers fendus, pouvant être bloqués sur leurs filetages, est indispensable.

Les dispositifs de réglage par filetage doivent non seulement être freinés d'une manière efficace pour s'opposer à tout mouvement de rotation, mais encore être prévus pour résister aux charges axiales.

Les dispositifs de réglage par cales d'épaisseur peuvent comporter un jeu de rondelles composé de deux cales de 0,5 mm., cinq cales de 0,2 mm. et cinq cales de 0,1 mm. permettant des variations de réglage de 0,1 mm. et un déplacement axial total de 2,5 mm. Les cales doivent être faites d'un métal tendre laminé, sans bords bruts.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Diverses méthodes de réglage ont déjà été présentées par nos différents exemples de montage reproduits précédemment ; le réglage par écrou simple (fig. 56), par écrou double (fig. 65), les entretoises de cônes (fig. 57) de cuvettes (fig. 64) les couvercles ou chapeaux avec clinquants (fig. 62 et fig. 48), les couvercles ou supports avec filetages (fig. 59 et 60).

Nous croyons être utile aux Ingénieurs en reproduisant encore ci-dessous divers modes de réglage qui ne se trouvaient pas dans les exemples précédents ou bien qui sont plus agrandis.

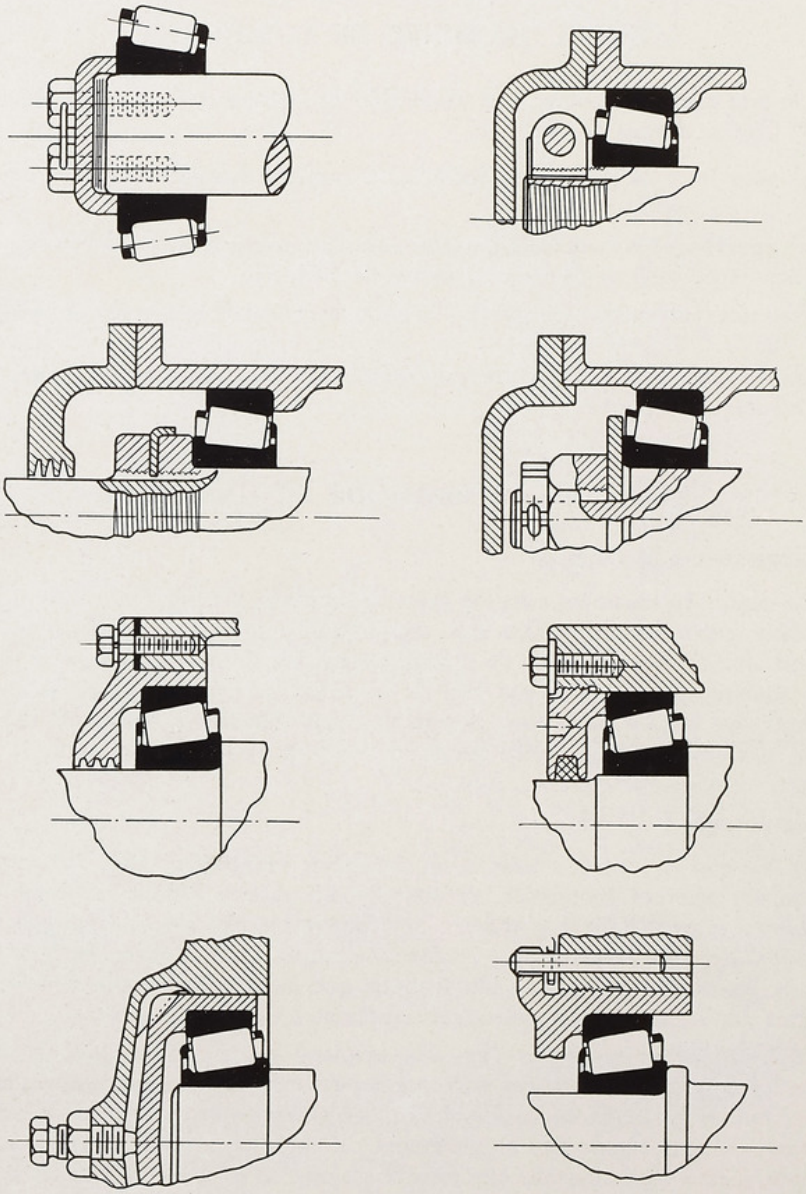


Figure 69

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

GRAISSAGE
DES ROULEMENTS A ROULEAUX CONIQUES
TIMKEN

Un bon graissage est primordial dans l'emploi de roulements ; les lubrifiants choisis doivent être de premier ordre.

CHOIX DU GENRE DE LUBRIFIANT

On peut adopter la graisse si la température de fonctionnement n'est pas inférieure à 5° C et ne dépasse pas 90° C :

a) pour tous les roulements jusqu'à 150 mm. de diamètre extérieur tournant à moins de 1.000 t/m ;

b) pour les roulements de diamètre extérieur compris entre 150 et 300 mm. de diamètre extérieur tournant à moins de 500 t/m.

Pour des roulements plus grands, il y a lieu de consulter nos Services techniques.

On doit adopter l'huile : si les températures sont très basses ou très élevées, ou si les vitesses sont grandes.

CHOIX DE LA MÉTHODE DE GRAISSAGE

Graissage à la graisse

Le dessin du logement aura été prévu de manière à assurer une lubrification correcte entre les intervalles des remplissages ; le volume ne sera pas trop grand afin d'éviter les effets de centrifugation tendant à projeter la graisse hors des roulements ; il n'y a pas lieu de bourrer ; on ne dépassera pas comme remplissage les 2/3 du volume disponible. Bien entendu, le moyen de remplissage sera efficace, c'est-à-dire qu'on emploiera le système à pression.

Graissage à l'huile

a) *Système à niveau d'huile et à circulation automatique* (fig. 70) employé jusqu'aux vitesses moyennes, maintenant un niveau d'huile suffisant pour recouvrir le petit bout des rouleaux ; on notera en effet que, par construction, il suffit, dans les roulements à rouleaux coniques TIMKEN, que le petit bout des rouleaux soit noyé dans l'huile pour que la circulation soit assurée. Les figures 70, 72 et 73 représentent des systèmes à circulation automatique.

b) *Système par projection* (fig. 71) employé jusqu'aux vitesses moyennes dans les cas de commande par engrenages ou applications similaires. Des augets de réception sont prévus au-dessous du roulement ; des trous convenablement percés amènent l'huile sur le roulement ; il est évident que ce système, très simple, n'est à recommander que dans le cas où l'on est bien sûr que les projections d'huile seront suffisantes.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

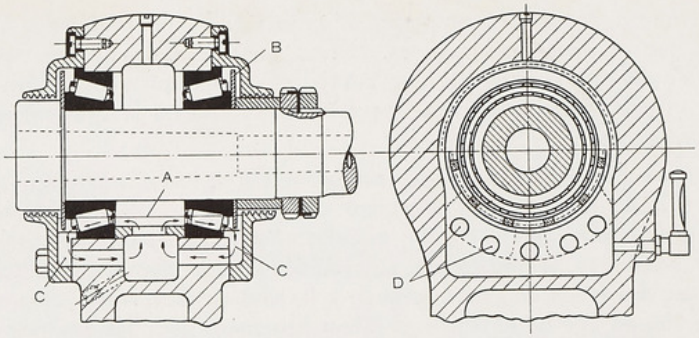


Figure 70

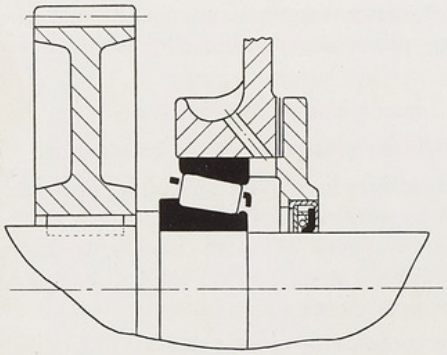


Figure 71

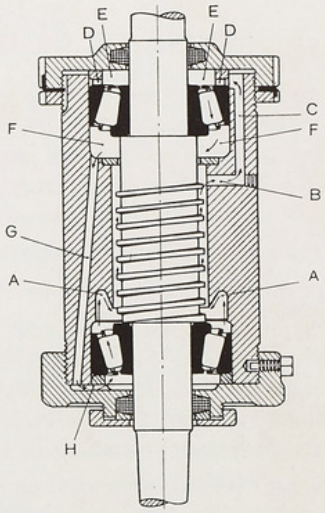


Figure 72

Dispositif de graissage à l'huile pour arbre vertical

A. Réservoir dans lequel le roulement inférieur pompe l'huile. BCD. Canaux de passage de l'huile vers le roulement supérieur. E. Réservoir d'huile supérieur. F. Réservoir d'huile. GH. Canaux de retour de l'huile.

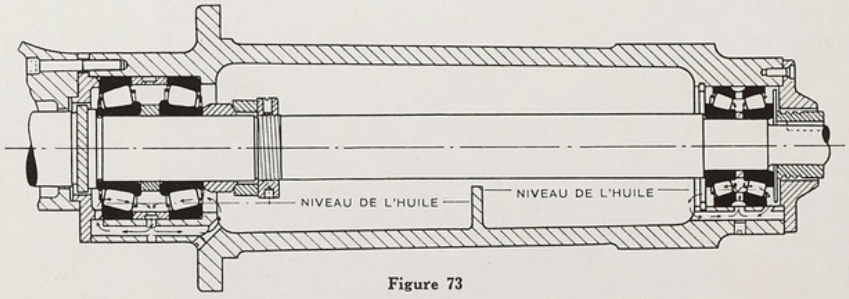


Figure 73

Broche de machine à rectifier à grande vitesse avec dispositif de circulation d'huile automatique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

c) *Système à graisseur compte-gouttes*, type visible, de préférence à réglage, employé encore dans quelques cas. Il faut un trou d'évacuation pour éviter l'excès d'huile et, comme il faut surveiller périodiquement la distribution d'huile, on préfère généralement le système à niveau ou le système par circulation forcée.

d) *Système à circulation forcée par pompe.* — On se sert d'une pompe ordinaire amenant l'huile dans chaque logement de roulement ; on prévoit un refroidissement de l'huile dans le cas des grandes vitesses et des températures élevées. On peut combiner heureusement ce système avec la circulation automatique, en ajoutant des trous de retour d'huile à la hauteur du niveau maximum. Cet ensemble donne une huile froide circulant librement pour les grandes vitesses ; l'huile retenue dans le logement sert au démarrage ou en cas d'avarie de la pompe.

CHOIX DE LA QUALITÉ DU LUBRIFIANT

Notre Service de spécialistes du montage et de l'entretien de nos roulements, avec son expérience approfondie, sera toujours heureux de guider notre clientèle dans ce choix particulièrement important ; nous avons créé un type de machine spécial, à essayer les huiles et graisses, qui nous permet d'effectuer tous les essais.

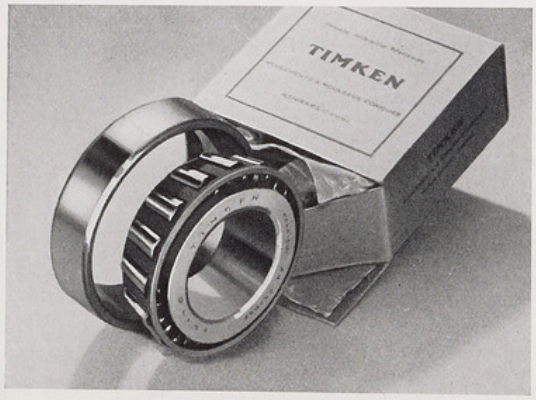
En principe, on distingue aujourd'hui deux types de lubrifiants :

Ceux qui sont employés dans l'industrie en général et dans l'automobile.

Ceux qui, récemment créés, sont employés dans les applications où les pressions sont très élevées et où il faut éviter : la rupture du film d'huile ou de graisse, l'élévation de température. Toutefois, pour ces derniers lubrifiants, nous conseillons vivement de demander nos conseils et nos essais, étant donné que, par suite de leur composition, ils sont souvent corrosifs ou abrasifs.

Dans tous les cas, nous recommandons toujours de choisir une haute qualité ; qu'il s'agisse de graisse ou d'huile, le lubrifiant doit être parfaitement neutre, sans traces d'acide ni d'alcali, ni de corps étrangers.

Les huiles, en particulier, seront toujours des huiles minérales parfaitement raffinées.



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

PROTECTION ET DISPOSITIFS D'ÉTANCHÉITÉ

DES ROULEMENTS A ROULEAUX CONIQUES TIMKEN

Des *dispositifs d'étanchéité* doivent toujours être prévus ; il faut faire en sorte qu'ils soient très efficaces ; nous avons réuni dans les figures qui suivent un grand nombre d'exemples, notre Bureau technique restant prêt à fournir toute étude demandée pour application spéciale.

Nous avons classé nos exemples en quatre catégories :

Dispositifs d'étanchéité à frottement, avec emploi de feutres, de cuirs, de caoutchouc *synthétique*, de garnitures, de soufflets (pages 74, 75 et 76).

Dispositifs d'étanchéité sans frottement, constitués par des labyrinthes usinés ou obtenus par des emboutis, des déflecteurs, des rainures annulaires ou en spirale (page 77).

Dispositifs d'étanchéité combinés (pages 78 et 79).

Dispositifs d'étanchéité pour roulements à axe vertical (page 80).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DISPOSITIFS D'ÉTANCHÉITÉ A FROTTEMENT

EMPLOI DE FEUTRES

(Voir fig. 74 à 80)

Les feutres conviennent à des lubrifiants de consistance moyenne ou faible, à des vitesses n'excédant pas 1.000 t/m, dans des conditions de propreté moyennes.

Le feutre doit être de très bonne qualité, découpé ; s'il est formé d'un bout de bande, il faut coudre ensemble les deux extrémités ; les logements doivent être bien usinés, le feutre doit les remplir complètement ; le frottement doit se faire avec une surface très bien polie ; pour les petites vitesses, on peut employer un feutre plus « mou » que pour les grandes vitesses.

Il faut changer périodiquement les feutres pour conserver l'étanchéité et éviter la détérioration des arbres qui se produirait avec un feutre durci.

En résumé, ne pas oublier qu'un feutre neuf, insuffisamment souple, c'est un risque pour le réglage, et qu'un feutre usagé, durci par l'usage, c'est un risque de détérioration.

(Fig. 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80).

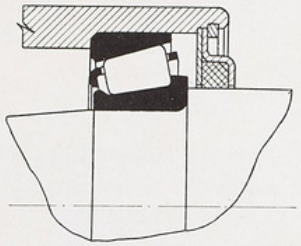


Figure 74

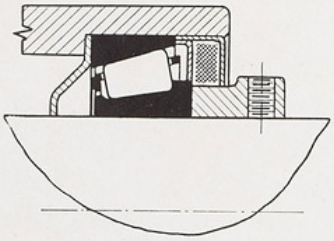


Figure 75

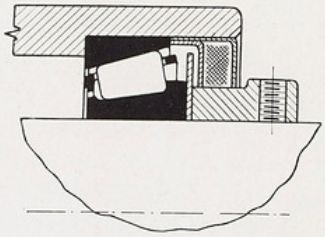


Figure 76

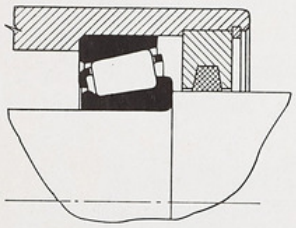


Figure 77

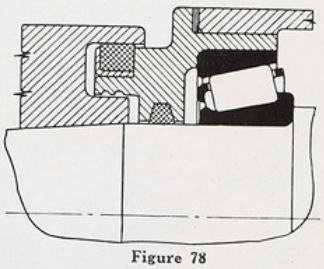


Figure 78

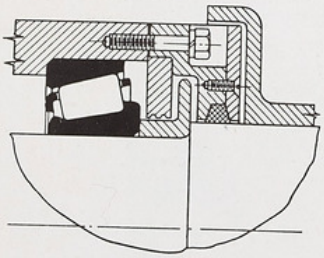


Figure 79 (Lorsqu'il y a projection d'eau)

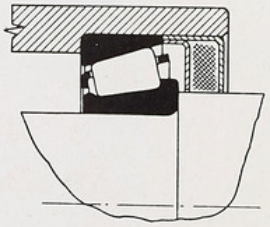


Figure 80

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DISPOSITIFS D'ÉTANCHÉITÉ A FROTTEMENT (suite)

EMPLOI DE CUIRS

(Voir fig. 81 et 82)

Les cuirs sont généralement emboutis et appuyés par ressort ; ils sont très efficaces dans des applications à vitesse moyenne et dans des conditions de propreté acceptables.

On fera tremper les cuirs dans l'huile pendant vingt-quatre heures avant montage, afin de les rendre souples, d'éviter leur échauffement ; sans cette précaution le cuir pourrait se brûler.

Pour éviter les poussières ou la boue, on fera bien de prévoir en complément un déflecteur et même, s'il le faut, un labyrinthe ; on placera le petit diamètre ou collerette du cuir vers l'extérieur ; au contraire, s'il s'agit surtout de retenir l'huile, cette collerette sera dirigée vers le roulement.

Une disposition parfaite consiste à prévoir deux cuirs, l'un dirigé vers l'intérieur, l'autre vers l'extérieur, avec un graisseur placé entre eux (fig. 84).

Dans tous les cas, comme pour les feutres, la partie en contact avec le cuir doit être très bien polie.

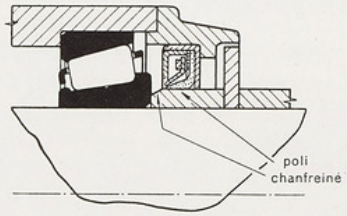


Figure 81

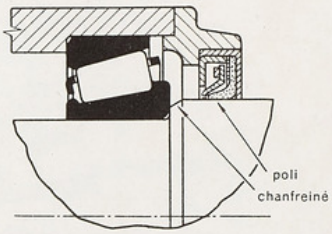


Figure 82

EMPLOI DE CAOUTCHOUC SYNTHÉTIQUE

(Voir fig. 83 et 84).

Le caoutchouc synthétique remplace le cuir dans certaines applications ; il n'est pas attaqué par l'huile, la graisse, le pétrole, les acides ; il résiste à une température plus élevée que le cuir ; il a un coefficient de frottement relativement réduit.

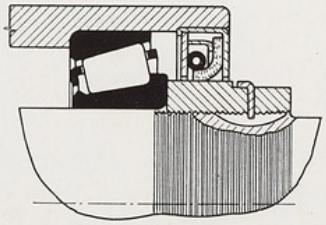


Figure 83

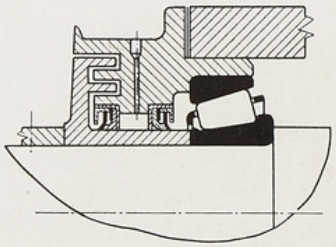


Figure 84

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DISPOSITIFS D'ÉTANCHÉITÉ A FROTTEMENT (suite)

EMPLOI DE GARNITURES

(Voir fig. 85 et 86)

Particulièrement lorsque le niveau d'huile est à maintenir ; les garnitures sont du type feutre ou métallique.

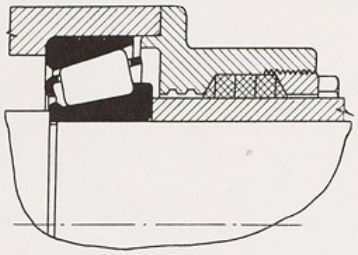


Figure 85

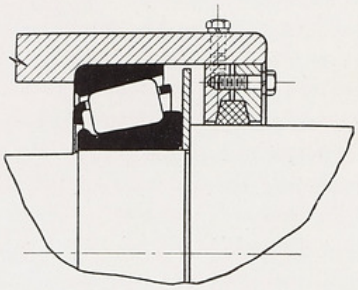


Figure 86

EMPLOI DU " SOUFFLET "

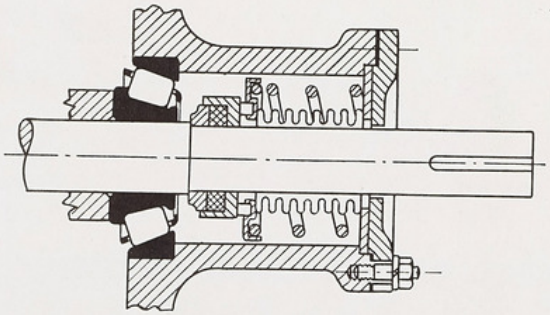


Figure 87

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DISPOSITIF D'ÉTANCHÉITÉ SANS FROTTEMENT

On les réalise simplement, avec des emboutis et des déflecteurs, lorsqu'il s'agit, comme lubrifiant, d'une graisse de consistance moyenne, d'une vitesse de rotation inférieure à 1.000 t/m, de conditions de propreté suffisantes.

La tolérance de fabrication des emboutis ne doit pas être supérieure à 0,1 mm., le jeu entre pièces fixes et mobiles doit être de l'ordre de 0,5 mm. au plus en diamètre, et de 1,5 mm. en épaisseur.

Le labyrinthe obtenu avec les emboutis n'est pas toujours suffisant; on exécute alors des rainures usinées avec soin (il en faut au moins trois s'il n'y a pas autre chose comme protection que les rainures bourrées de graisse).

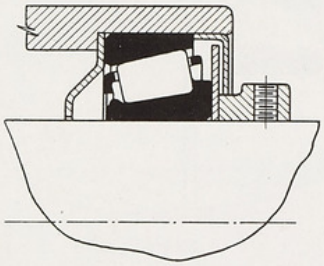


Figure 88 (graisse)

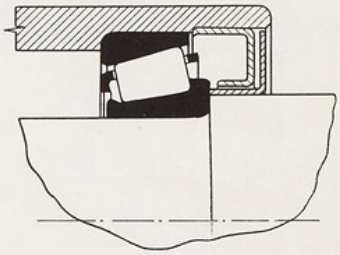


Figure 89 (graisse)

On exécute quelquefois ces rainures sous la forme d'une portion de filetage en spirale, le sens du filetage étant tel que le lubrifiant ait tendance à être retenu dans le logement ; il faut éviter cependant de pratiquer ces rainures en hélice s'il y a changement de sens de rotation ou bien s'il y a tendance à introduire des poussières, ou des vapeurs humides dans le logement.

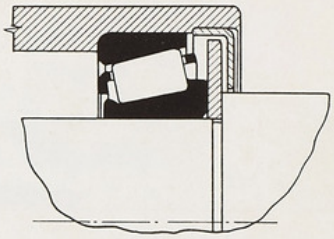


Figure 90 (graisse)

Les rainures circulaires, lorsqu'on emploie l'huile comme lubrifiant, ont l'avantage de rompre l'effet de capillarité.

Les déflecteurs, ou disques d'acier, représentés dans les figures 91 et 92 sont très efficaces pour retenir le lubrifiant. Des déflecteurs extérieurs conviennent dans les applications où la boue, la poussière, l'eau, doivent être rejetées avant d'atteindre le logement.

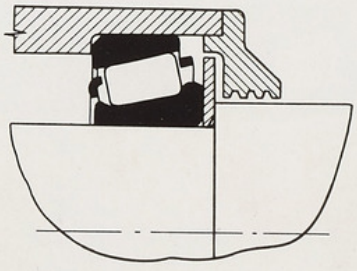


Figure 91

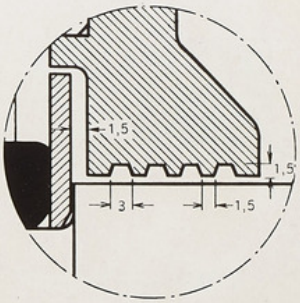


Figure 92

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DISPOSITIFS D'ÉTANCHÉITÉ COMBINÉS

(Voir fig. 93 à 104)

Ces dispositifs sont à utiliser lorsqu'il s'agit de très mauvaises conditions de propreté.

Graisseur à graisse pour bourrer le labyrinthe

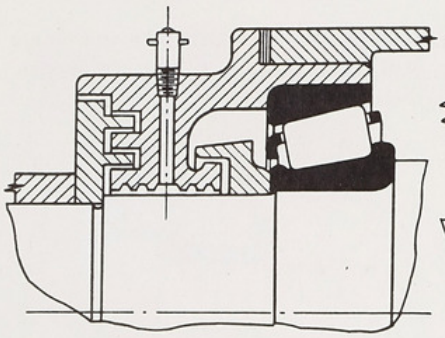


Figure 93 (huile)

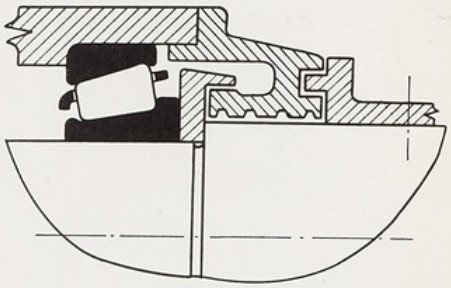


Figure 94 (huile)

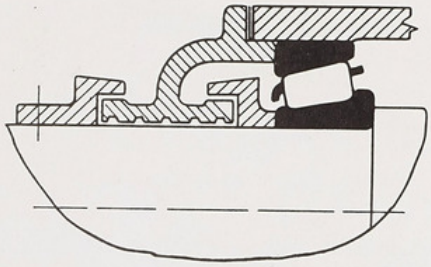


Figure 95 (huile)

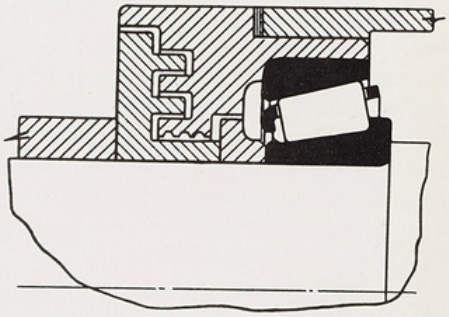


Figure 96 (graisse)

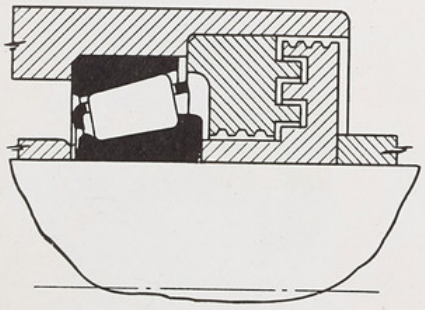


Figure 97 (graisse

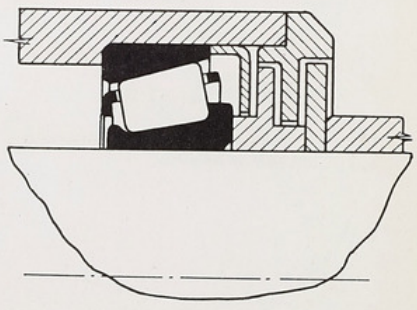


Figure 98 (graisse)

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DISPOSITIFS D'ÉTANCHÉITÉ COMBINÉS (suite)

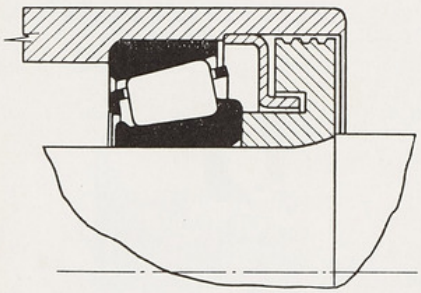


Figure 99

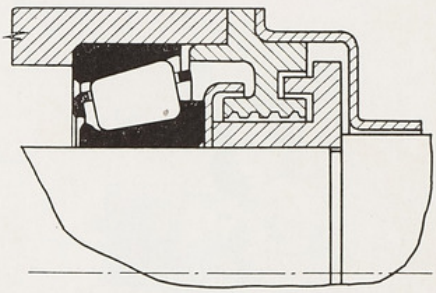


Figure 100

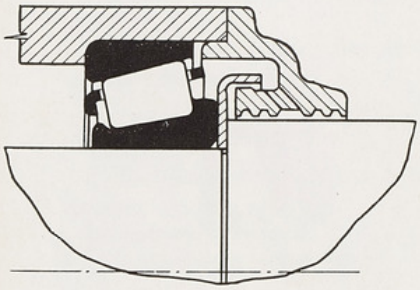


Figure 101

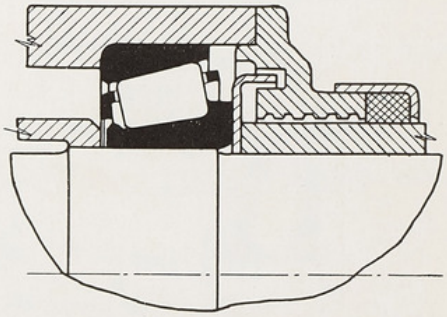


Figure 102

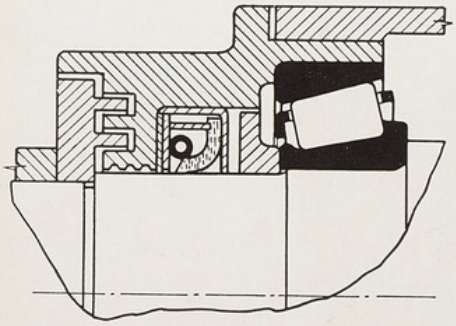


Figure 103

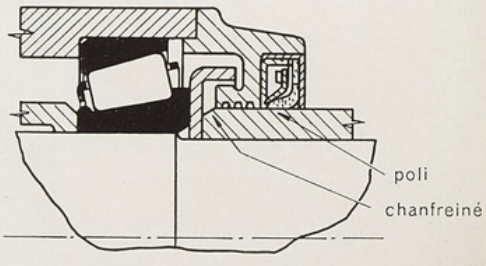


Figure 104

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DISPOSITIFS D'ÉTANCHÉITÉ POUR ROULEMENTS A AXE VERTICAL

Sur un arbre vertical il y a lieu de faire en sorte que le roulement supérieur surtout, soit monté de telle manière qu'à la mise en marche de la machine il reste à cet endroit un peu de lubrifiant.

Les figures 105 à 109 représentent quelques solutions, on notera particulièrement le procédé du tube ajusté (fig. 107).

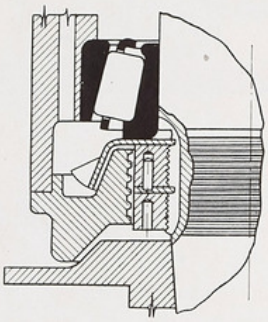


Figure 105 (huile)

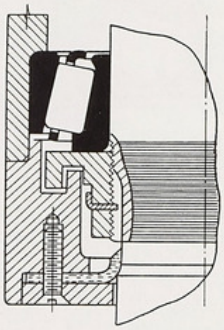


Figure 106

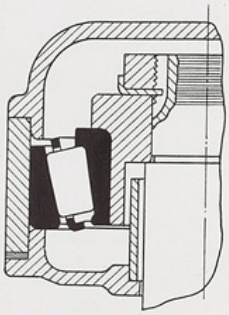


Figure 107 (huile)

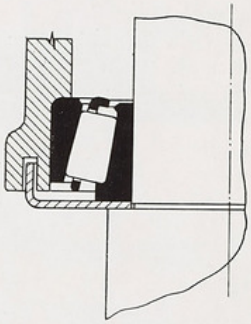


Figure 108 (graisse)

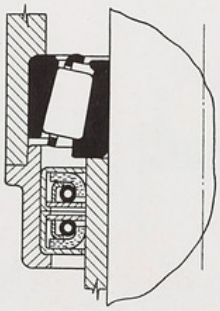


Figure 109

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

RENSEIGNEMENTS A COMMUNIQUER
A NOTRE BUREAU TECHNIQUE POUR OBTENIR UNE ÉTUDE DE TOUTE APPLICATION ENVISAGÉE

1° Description détaillée de l'application avec plans d'ensemble et de détail à l'appui.

2° Construction nouvelle ou transformation.

3° Charge *normale* supportée par les roulements :

Radiale en kg à la vitesse de en t/m
Axiale — —

4° La charge *normale* est :

Sans interruption pendant heures par jour.
Intermittente pendant heures par jour.

5° Mêmes renseignements que pour les paragraphes 3° et 4° avec les charges maxima.

6° Poids total en ordre de marche (s'il s'agit d'un véhicule automobile).

7° Durée normale d'utilisation de la machine à équiper de roulements, sans prévoir de rechange.

8° Diamètre approximatif de l'arbre devant recevoir les roulements.

9° Le diamètre ci-dessus est-il impératif ? S'il peut être modifié, dans quelles limites ?

10° Puissance totale transmise en CV ou KW ou couple moteur en mkg.

11° Mode de transmission (chaînes, courroies, engrenages, cardans, etc.)

12° Caractéristiques complètes des organes de commande réagissant sur les roulements. Pour les engrenages, indiquer le type (droit, hélicoïdal, à chevrons), ainsi que :

∅ primitif
Angle de pression
— de spirale
— des pignons coniques
Nombre de filets des vis sans fin.

13° Emplacement des paliers par rapport aux organes de commande.

14° Conditions de travail :
Intérieur - Extérieur - Sous-sol - Charge avec chocs - Vibrations - Poussière - Humidité - Température élevée ou très basse - Passage de courant électrique - Changement de sens de rotation rapide ou lent.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

POUCES ET MILLIMÈTRES

FRACTIONS DE POUCES ANGLAIS	FRACTIONS DÉCIMALES DE POUCE	CONVERSION EN MILLIMÈTRES	FRACTIONS DE POUCES ANGLAIS	FRACTIONS DÉCIMALES DE POUCE	CONVERSION EN MILLIMÈTRES
1/64	0,015625	0,3968		0,51181	13
1/32	0,03125	0,7937	33/64	0,515625	13,0966
	0,03937	1	17/32	0,53125	13,4935
3/64	0,046875	1,1906			
1/16	0,0625	1,5874	35/64	0,546875	13,8903
5/64	0,078125	1,9843		0,55118	14
	0,07874	2	9/16	0,5625	14,2872
3/32	0,09475	2,3812	37/64	0,578125	14,6841
7/64	0,109375	2 7780		0,59055	15
	0,11811	3	19/32	0,59375	15,0809
1/8	0,125	3,1749	39/64	0,609375	15,4778
9/64	0,140625	3,5718	5/8	0,625	15,8747
5/32	0,15625	3,9686		0,62992	16
	0,15748	4	41/64	0,640625	16,2715
11/64	0,171875	4,3655	21/32	0,65625	16,6684
3/16	0,1875	4,7624		0,66929	17
	0,19685	5	43/64	0,671875	17,0653
13/64	0,203125	5,1592	11/16	0,6875	17,4621
7/32	0,21875	5,5561	45/64	0,703125	17,8590
15/64	0,234375	5,9530		0,70866	18
	0,23622	6	23/32	0,71875	18,2559
1/4	0,25	6,3498	47/64	0,734375	18,6527
17/64	0,265625	6,7467		0,74803	19
	0,27559	7	3/4	0,75	19,0496
9/32	0,28125	7,1436	49/64	0,765625	19,4465
19/64	0,296875	7,5404	25/32	0,78125	19,8433
5/16	0,3125	7,9373		0,7874	20
	0,31496	8	51/64	0,796875	20,2402
21/64	0,328125	8,3342	13/16	0,8125	20,6371
11/32	0,34375	8,7310		0,82677	21
	0,35433	9	53/64	0,828125	21,0339
23/64	0,359375	9,1279	27/32	0,84375	21,4308
3/8	0,375	9,5248	55/64	0,859375	21,8277
25/64	0,390625	9,9216		0,86614	22
	0,3937	10	7/8	0,875	22,2245
13/32	0,40625	10,3185	57/64	0,890625	22,6214
27/64	0,421875	10,7154		0,90551	23
	0,43307	11	29/32	0,90625	23,0183
7/16	0,4375	11,1122	59/64	0,921875	23,4151
			15/16	0,9375	23,8120
				0,94488	24
29/64	0,453125	11,5091	61/64	0,953125	24,2089
15/32	0,46875	11,9060	31/32	0,96875	24,6058
	0,47244	12		0,98425	25
31/64	0,484375	12,3029	63/64	0,984375	25,0026
1/2	0,5	12,6997	1	1	25,3995

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

POUCES ET MILLIMÈTRES

CONVERSION DES TOLÉRANCES DE FABRICATION DE L'INDUSTRIE MÉCANIQUE

POUCES	MILLIMÈTRES	POUCES	MILLIMÈTRES	POUCES	MILLIMÈTRES	POUCES	MILLIMÈTRES
0,01	0,254	0,001	0,0254	0,0001	0,00254	0,00001	0,000254
0,0125	0,3175	0,00125	0,03175	0,000125	0,003175	0,0000125	0,0003175
0,015	0,38	0,0015	0,038	0,00015	0,0038	0,000015	0,00038
0,0175	0,435	0,00175	0,0435	0,000175	0,00435	0,0000175	0,000435
0,02	0,50	0,002	0,05	0,0002	0,005	0,00002	0,0005
0,025	0,635	0,0025	0,0635	0,00025	0,00635	0,000025	0,000635
0,03	0,75	0,003	0,075	0,0003	0,0075	0,00003	0,00075
0,04	1	0,004	0,1	0,0004	0,01	0,00004	0,001
0,05	1,27	0,005	0,127	0,0005	0,0127	0,00005	0,00127
0,06	1,52	0,006	0,152	0,0006	0,0152	0,00006	0,00152
0,07	1,778	0,007	0,1778	0,0007	0,01778	0,00007	0,001778
0,075	1,9	0,0075	0,19	0,00075	0,019	0,000075	0,0019
0,08	2,03	0,008	0,203	0,0008	0,0203	0,00008	0,00203
0,09	2,28	0,009	0,228	0,0009	0,0228	0,00009	0,00228

CONVERSION DES POIDS ANGLAIS EN KILOGRAMMES

1 dram = 1 gr. 772.
1 once = 16 drams = 28,35 gr.
1 pound = 16 onces = 453,592 gr.
1 stone = 14 pounds = 6,350 kilos.
1 quarter = 2 stones = 12,70 kilos.
1 hundredweight (C. W. t.) = 4 quarters = 112 livres = 50 kil. 802.
1 Ton = 20 C. W. t. s. = 1016,047 kilos.

CONVERSION DES RÉSISTANCES

Livres anglaises par pouce carré	×	0,070308	=	Kilogrammes par cm2
— —	×	0,000703	=	= par mm2
Tonnes anglaises —	×	157,49	=	= par cm2
— —	×	1,5749	=	= par mm2

Kilogrammes par centimètre carré	×	14,2232	=	Livres anglaises par pouce carré.
— mètre carré	×	0,205	=	— par pied carré.
— millimètre carré	×	0,635	=	Tonnes anglaises par pouce carré.

POINTS DE FUSION

(En degrés centigrades)

Soufre	113	Antimoine	630	Cuivre	1083	Vanadium	1730
Étain	232	Aluminium	660	Nickel	1450	Platine	1755
Plomb	330	Argent	960	Chrome	1510	Tungstène	3000
Zinc	420	Or	1063	Fer	1520	Carbone	3600

DENSITÉS

Acier	7,7	Étain	7,29	Mercure	13,6	Plomb	11,40
Aluminium	2,56	Laiton	8,3	Nickel	8,3	Tungstène	17
Argent	10,47	Maillechort	8,61	Or	19,28	Vanadium	5,5
Cuivre	8,8	Magnésium	1,75	Platine	20,30	Zinc	7.19

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

COMPARAISON ENTRE LES NOMBRES DE DURETÉ MESURÉS AVEC DIFFÉRENTS APPAREILS

ROCKWELL				BRINELL			VICKERS	SCLÉROSCOPE
ÉCHELLE B bille de 1/16	ÉCHELLE C (Pointe de diamant)			BILLE DE 10 mm (sous charge 3.000 kg)				
Charge 100 kg	Charge 150 kg	Charge 100 kg	Charge 60 kg	Diamètre	Nombre Brinell	R kg/m2		
				2,00	946	326		
				2,05	898	309		
				2,10	857	294		
				2,15	817	280		
	72	82	89	2,20	782	266	1,220	107
	69	80	87	2,25	744	253	1,114	100
	67	78	85	2,30	713	242	1,021	96
	65	76	84	2,35	683	232	940	92
	63	74	83	2,40	652	222	867	88
	61	72	82	2,45	627	213	803	85
	59	71	81	2,50	600	204	746	81
	58	69	80	2,55	578	197	694	78
	56	68	79	2,60	555	189	649	75
	54	67	78	2,65	532	181	606	72
	52	65	77	2,70	512	174	587	70
	51	64	76	2,75	495	168	551	68
	49	63	76	2,80	477	162	534	66
	48	62	75	2,85	460	156	502	64
	47	61	74	2,90	444	151	474	61
	45	60	73	2,95	430	146	460	59
	44	59	73	3,00	418	142	435	57
	43	58	72	3,05	402	137	423	55
	41	57	71	3,10	387	132	401	53
	40	56	71	3,15	375	128	390	52
	39	55	70	3,20	364	124	380	50
	38	54	69	3,25	351	119	361	49
	37	53	69	3,30	340	116	344	47
	36	52	68	3,35	332	113	335	46
	35	52	68	3,40	321	109	320	45
	34	51	67	3,45	311	106	312	44
	33	50	67	3,50	302	103	305	42
	31	49	66	3,55	293	100	291	41
	30	49	66	3,60	286	97	285	40
	29	48	65	3,65	277	94	278	39
	28	47	65	3,70	269	91	272	38
	27	46	64	3,75	262	89	261	37
	26	45	64	3,80	255	87	255	36
	25	45	63	3,85	248	84	250	36
100	24	44	63	3,90	241	82	240	35
99	23	43	62	3,95	235	80	235	34

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

COMPARAISON ENTRE LES NOMBRES DE DURETÉ MESURÉS AVEC DIFFÉRENTS APPAREILS (suite)

ROCKWELL				BRINELL			VICKERS	SCLÉROSCOPE
ÉCHELLE B bille de 1/16	ÉCHELLE C (Pointe de diamant)			BILLE DE 10 mm (sous charge 3.000 kg)				
Charge 100 kg	Charge 150 kg	Charge 100 kg	Charge 60 kg	Diamètre	Nombre Brinell	R kg/m2		
98	22	42	62	4,00	228	78	226	33
97	21	41	61	4,05	223	76	221	33
97	20	41	61	4,10	217	74	217	32
96	19	40	60	4,15	212	72	213	31
95	18	39	60	4,20	207	70	209	30
94		38	59	4,25	202	69	2,201	30
93		37	58	4,30	196	67	197	29
92		36	58	4,35	192	65	190	29
91		35	57	4,40	187	64	186	28
89		34	56	4,45	183	62	183	28
88		34	56	4,50	179	61	177	27
87		33	55	4,55	174	59	174	27
86		33	55	4,60	170	58	171	26
85			54	4,65	166	56	165	26
84			53	4,70	163	55	162	25
83			53	4,75	159	54	159	25
82			52	4,80	156	53	154	24
81			52	4,85	153	52	152	24
80			51	4,90	149	51	149	23
78			50	4,95	146	50	147	23
76			50	5,00	143	49	144	22
76				5,05	140	48		
75				5,10	137	47		
74				5,15	134	46		
72				5,20	131	45		
71				5,25	128	44		
69				5,30	126	43		
69				5,35	124	42		
67				5,40	121	41		
66				5,45	118	40		
65				5,50	116	39		
64				5,55	114	38,5		
62				5,60	112	38		
61				5,65	109	37		
59				5,70	107	36		
58				5,75	105	35,5		
57				5,80	103	35		
56				5,85	101	34,5		
54				5,90	99	34		
53				5,95	97	33,5		

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLE DE CONVERSION DES TEMPÉRATURES

Degrés centigrade = Degrés Fahrenheit — 32 × $\frac{5}{9}$ Degrés Fahrenheit = Degrés centigrade × $\frac{9}{5}$ + 32

DEGRÉS		DEGRÉS		DEGRÉS	
FAHRENHEIT	CENTIGRADE	FAHRENHEIT	CENTIGRADE	FAHRENHEIT	CENTIGRADE
— 40	— 40	176	80	1832	1000
— 22	— 30	194	90	1922	1050
— 13	— 23	212	100	2012	1100
— 4	— 20	302	150	2102	1150
0,4	— 18	392	200	2192	1200
+ 5	— 15	482	250	2282	1250
14	— 10	572	300	2372	1300
23	— 5	662	350	2462	1350
30,2	— 1	752	400	2552	1400
32	0	842	450	2642	1450
41	+ 5	932	500	2732	1500
50	10	1022	550	2822	1550
59	15	1112	600	2912	1600
68	20	1202	650	3002	1650
77	25	1292	700	3092	1700
86	30	1382	750	3182	1750
104	40	1472	800	3272	1800
122	50	1562	850	3362	1850
140	60	1652	900	3452	1900
158	70	1742	950	3632	2000

POIDS DES ACIERS RONDS

(qualité ordinaire) par mètre de longueur

DIAMÈTRE	POIDS kg	DIAMÈTRE	POIDS kg	DIAMÈTRE	POIDS kg	DIAMÈTRE	POIDS kg
1	0,006	17	1,762	45	12,350	125	95,310
2	0,024	18	1,976	50	15,250	130	103,090
3	0,054	19	2,202	55	18,450	135	111,170
4	0,097	20	2,440	60	21,960	140	119,560
5	0,152	21	2,690	65	25,770	145	128,250
6	0,219	22	2,952	70	29,890	150	137,250
7	0,298	23	3,226	75	34,310	155	146,550
8	0,390	24	3,513	80	39,040	160	156,160
9	0,494	25	3,812	85	44,070	165	166,580
10	0,610	26	4,123	90	49,410	170	176,830
11	0,738	27	4,446	95	55,050	175	187,390
12	0,878	28	4,782	100	61,000	180	198,250
13	1,030	29	5,130	105	67,250	185	209,420
14	1,195	30	5,490	110	73,810	190	220,890
15	1,372	35	7,472	115	80,670	195	232,710
16	1,561	40	9,760	120	87,840	200	244,800

Pour les aciers rapides, majorer de 15 %.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

POIDS DES TOLES (1 mètre carré)

ÉPAISSEUR m/m	ACIER kg	CUIVRE ROUGE kg	ALUMINIUM kg	ÉPAISSEUR m/m	ACIER kg	CUIVRE ROUGE kg	ALUMINIUM kg
1/4	1,947	2,197	0,675	5	38,940	43,940	13,500
1/2	3,894	4,394	1,350	6	46,728	52,728	16,200
1	7,788	8,788	2,700	7	54,516	61,516	18,900
2	15,576	17,576	5,400	8	62,304	70,304	21,600
3	23,364	26,376	8,100	9	70,092	79,092	24,300
4	31,154	35,152	10,800	10	77,880	87,880	27,000

FILETAGES

SI - Série internationale

DIAMÈTRE	PAS	DIAMÈTRE	PAS	DIAMÈTRE	PAS	DIAMÈTRE	PAS
2,5	0,45	6	1,00	13	1,75	20	2,50
3	0,60	7	1,00	14	2,00	22	2,50
3,5	0,60	8	1,25	15	2,00	24	3,00
4	0,75	9	1,25	16	2,00	26	3,00
4,5	0,75	10	1,50	17	2,00	28	3,00
5	0,90	11	1,50	18	2,50	30	3,50
5,5	0,90	12	1,75	19	2,50	32	3,50

WITHWORTH

DIAMÈTRE EN POUCES	DIAMÈTRE EN m/m	FILETS AU POUCE	DIAMÈTRE EN POUCES	DIAMÈTRE EN m/m	FILETS AU POUCE	DIAMÈTRE EN POUCES	DIAMÈTRE EN m/m	FILETS AU POUCE
1/16"	1,59	60	3/8"	9,52	16	13/16"	20,64	10
3/32	2,38	48	13/32	10,32	16	7/8	22,22	9
1/8	3,17	40	7/16	11,11	14	15/16	23,81	9
5/32	3,97	32	1/2	12,7	12	1	25,4	8
3/16	4,76	24	9/16	14,29	12	1 1/8	28,57	7
7/32	5,56	24	6/8	15,87	11	1 1/4	31,75	7
1/4	6,35	20	11/16	17,46	11			
9/32	7,14	20	3/4	19,05	10			
5/16	7,94	18						
11/32	8,73	18						

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

UTILISEZ NOS SERVICES !
NOTRE GARANTIE EN DÉPEND

SERVICE DES TECHNICIENS avec nos *Agents Techniques* qui peuvent se rendre à tout moment auprès de votre Bureau d'Études pour vous conseiller sur l'emploi de nos roulements dans vos applications, vous les faire étudier et dessiner sans engagement, sans frais, avec la plus entière discrétion.

SERVICE DES SPÉCIALISTES avec nos *Services-Men* que nous envoyons gratuitement auprès de vos ateliers, sur votre demande pour toute question ou démonstration concernant le montage, le réglage, le graissage de nos roulements.

SOCIÉTÉ ANONYME FRANÇAISE

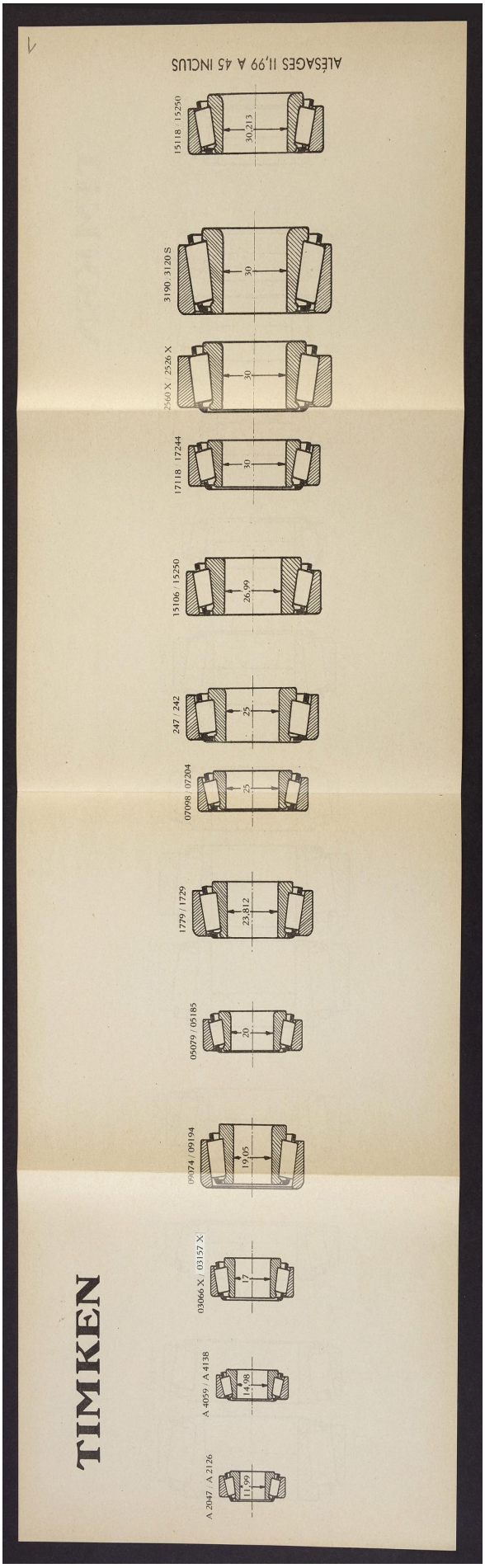
TIMKEN

5 à 11, Quai Aulagnier
ASNIÈRES (Seine)
Téléphone : GREsillons 33-00

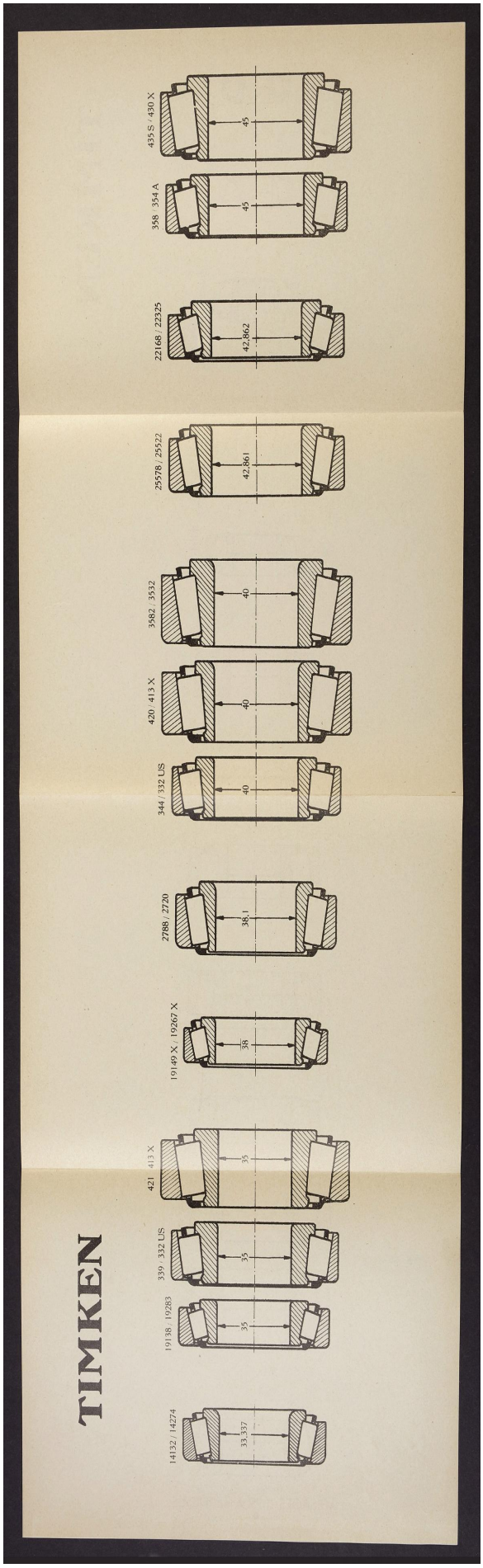
D.L. 1949 - 2 - I : 623. E : 485
IMPRIMÉ EN FRANCE

DRAEGER, IMP.
RELIURE "PLASTIC"
BREVETÉ S. G. D. G.

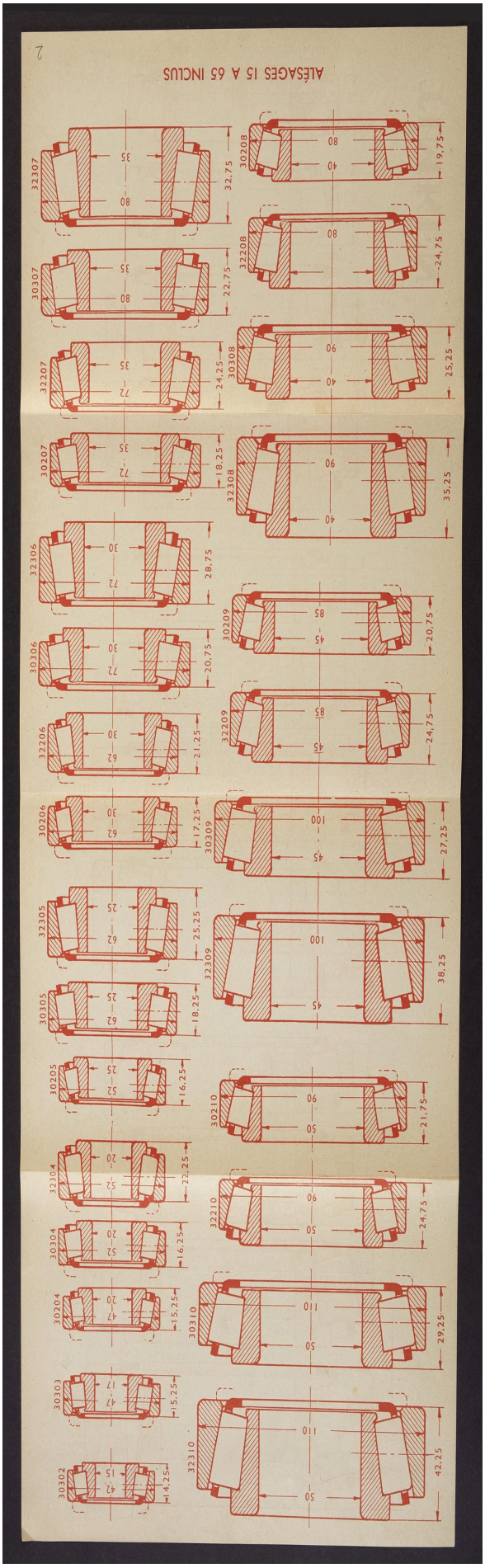
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



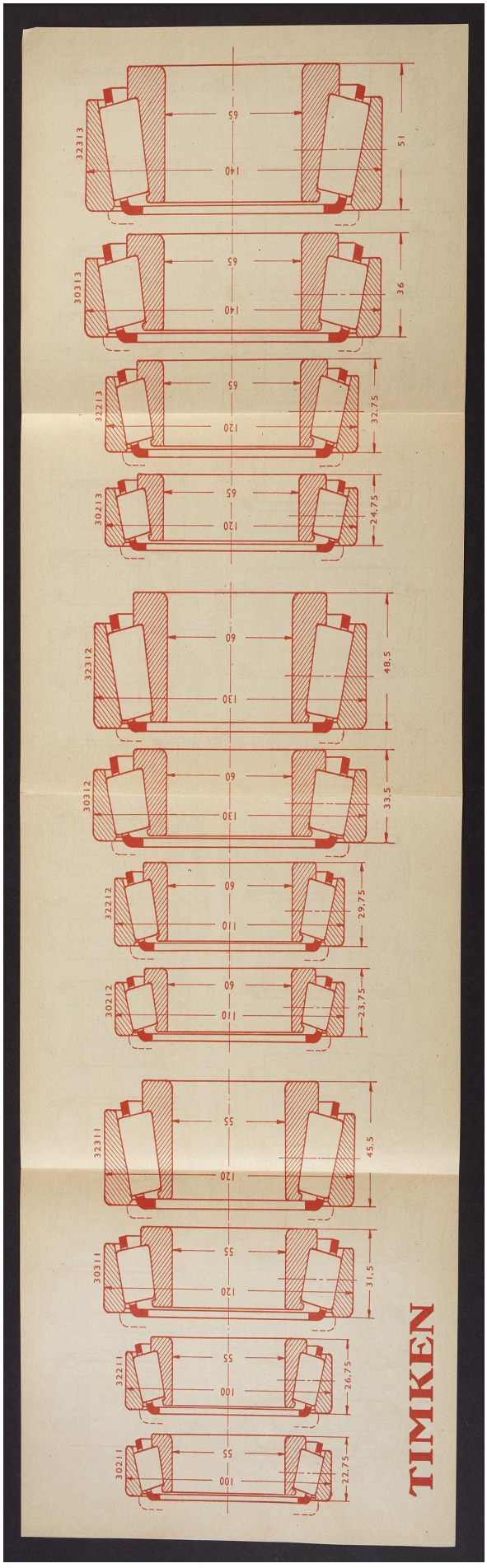
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

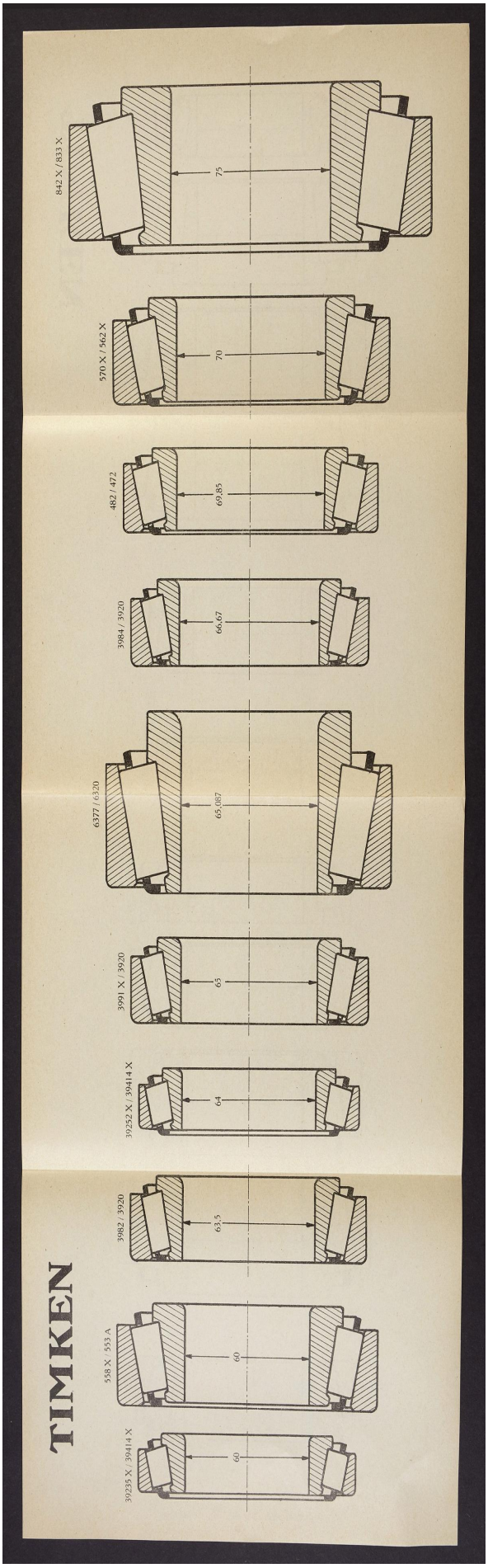


Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

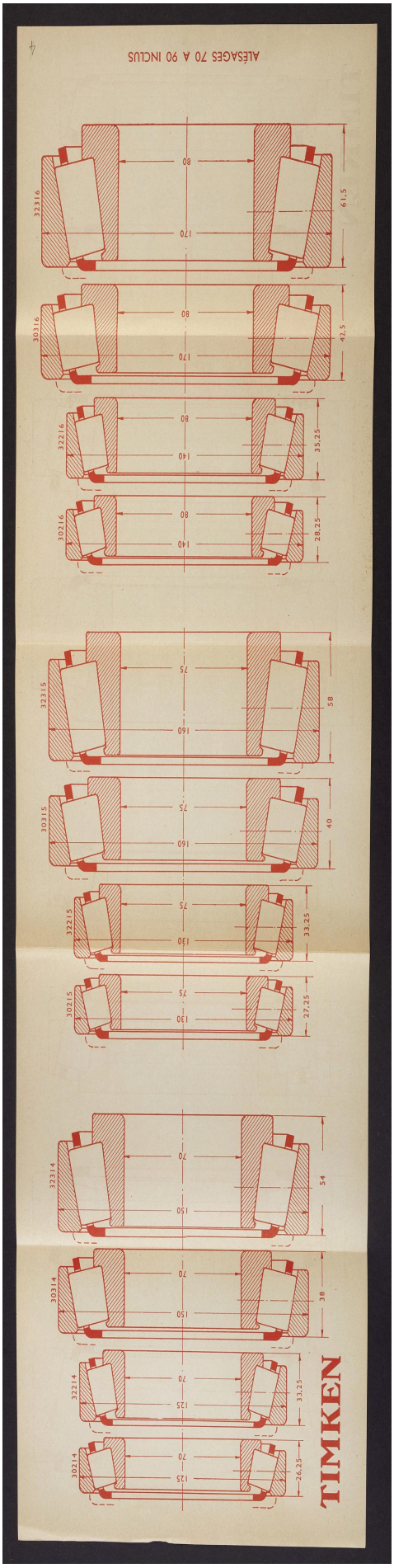


Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

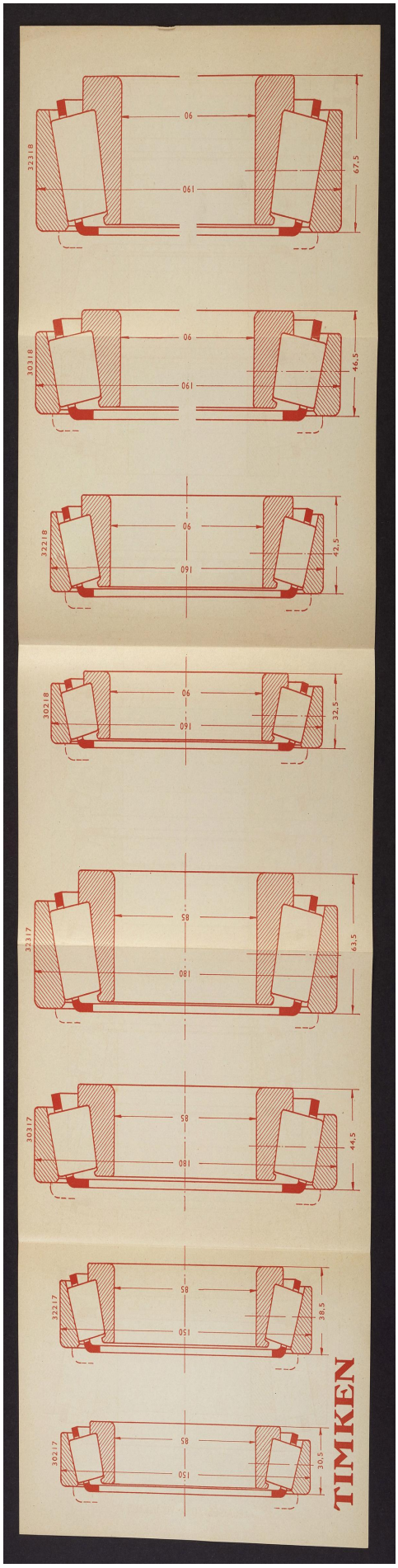
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



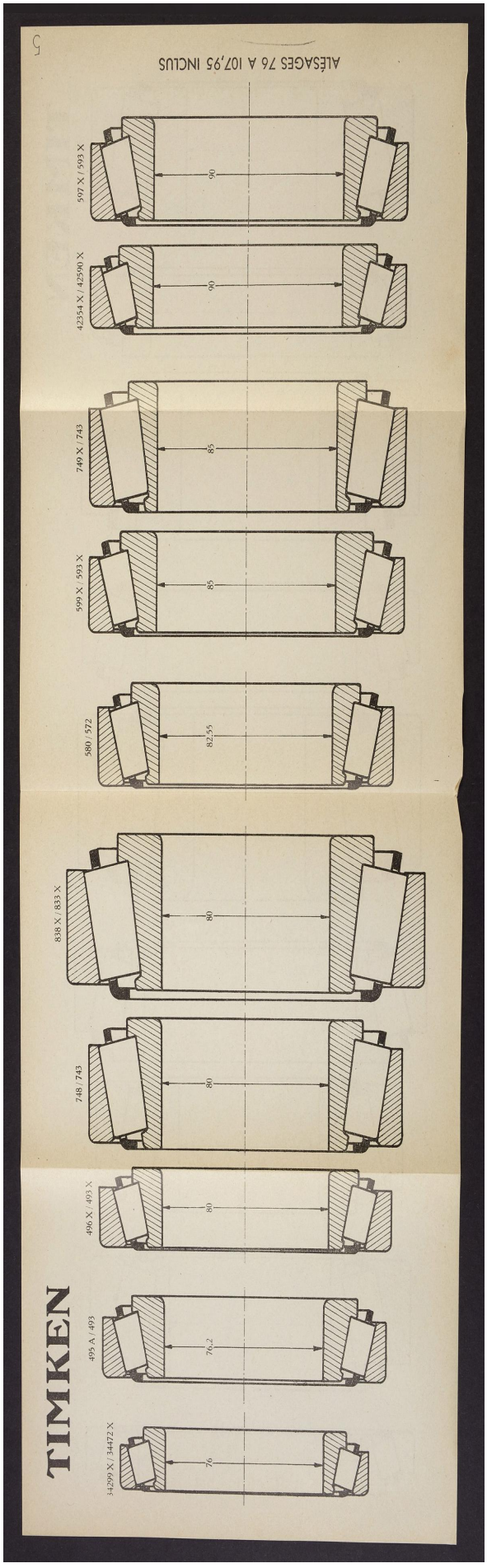
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



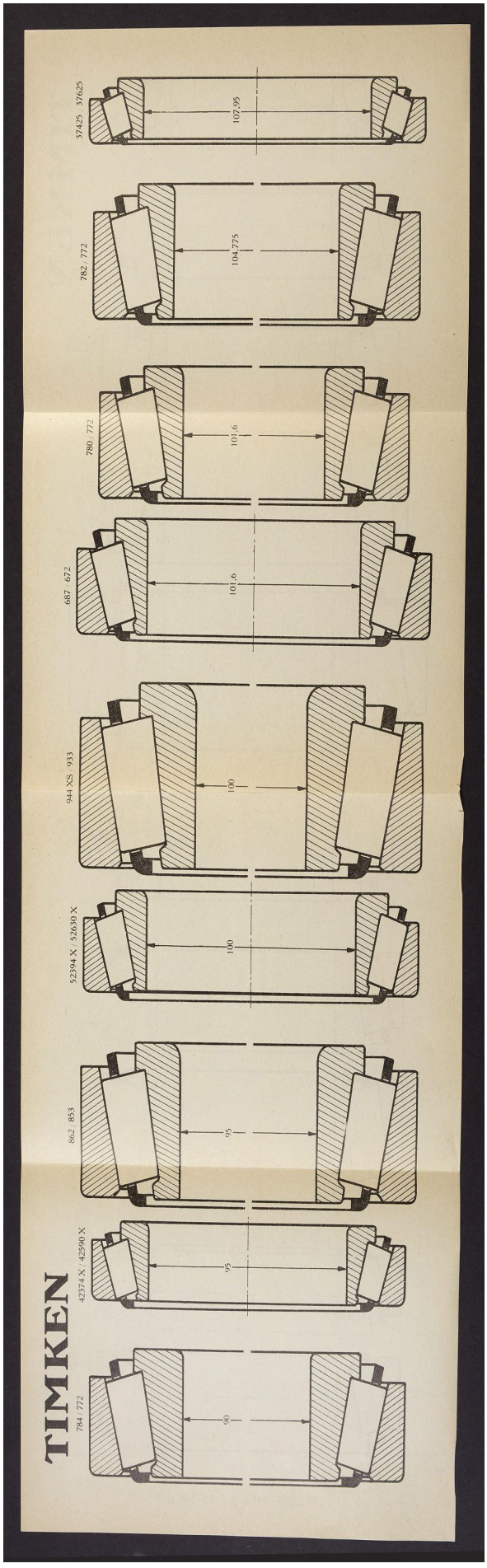
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



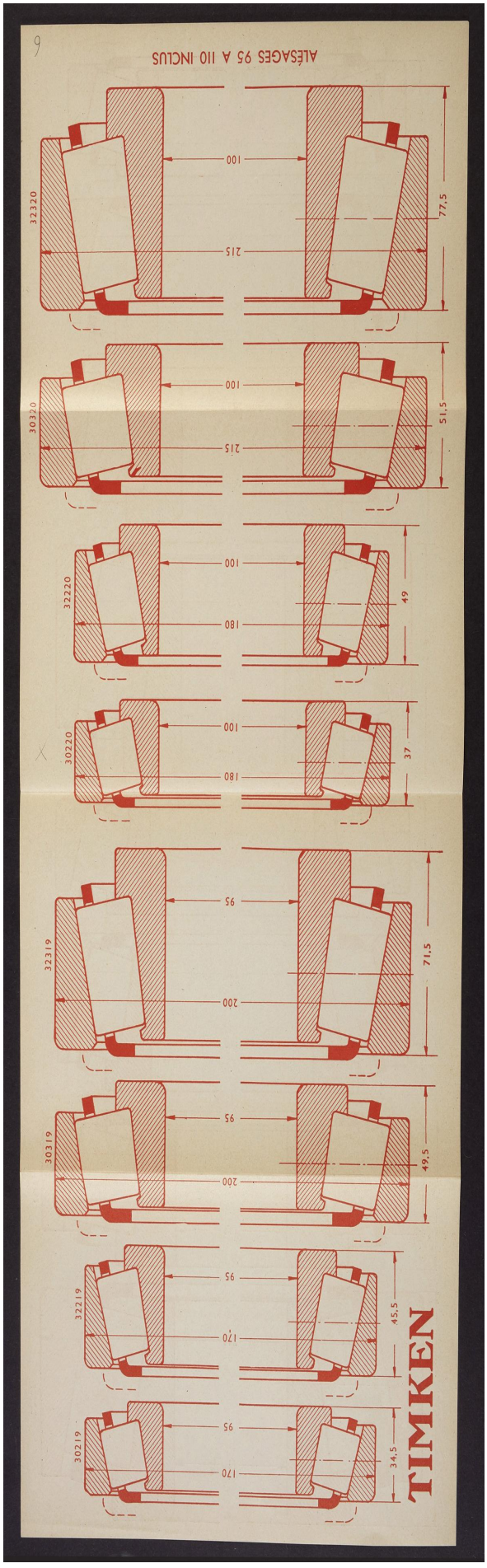
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



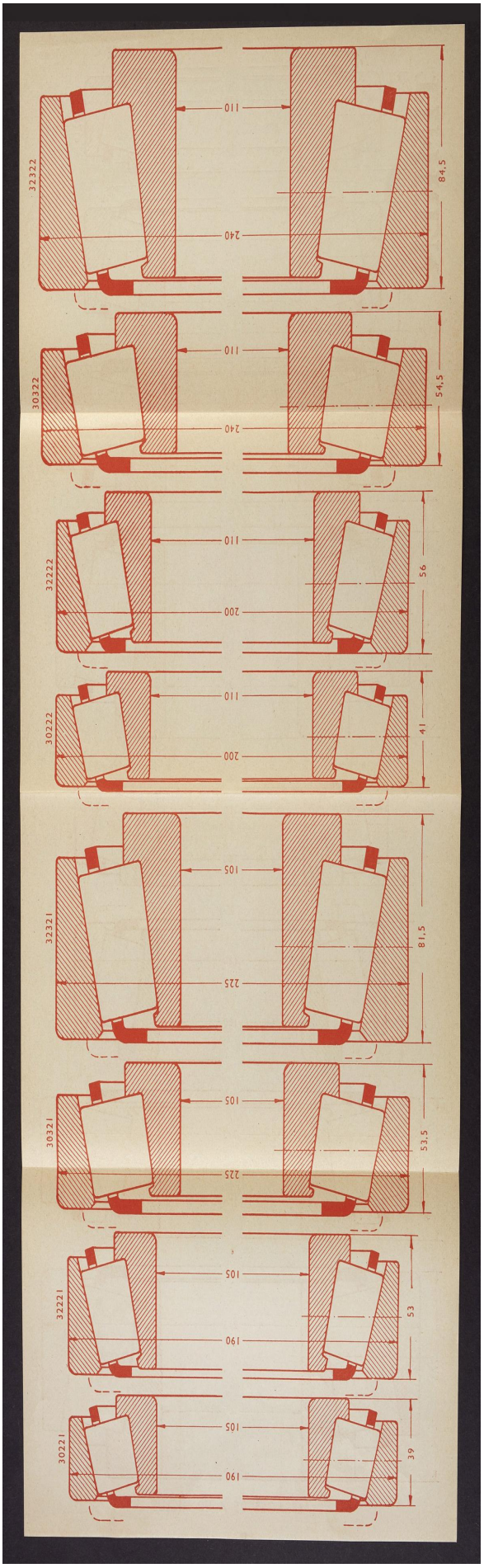
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



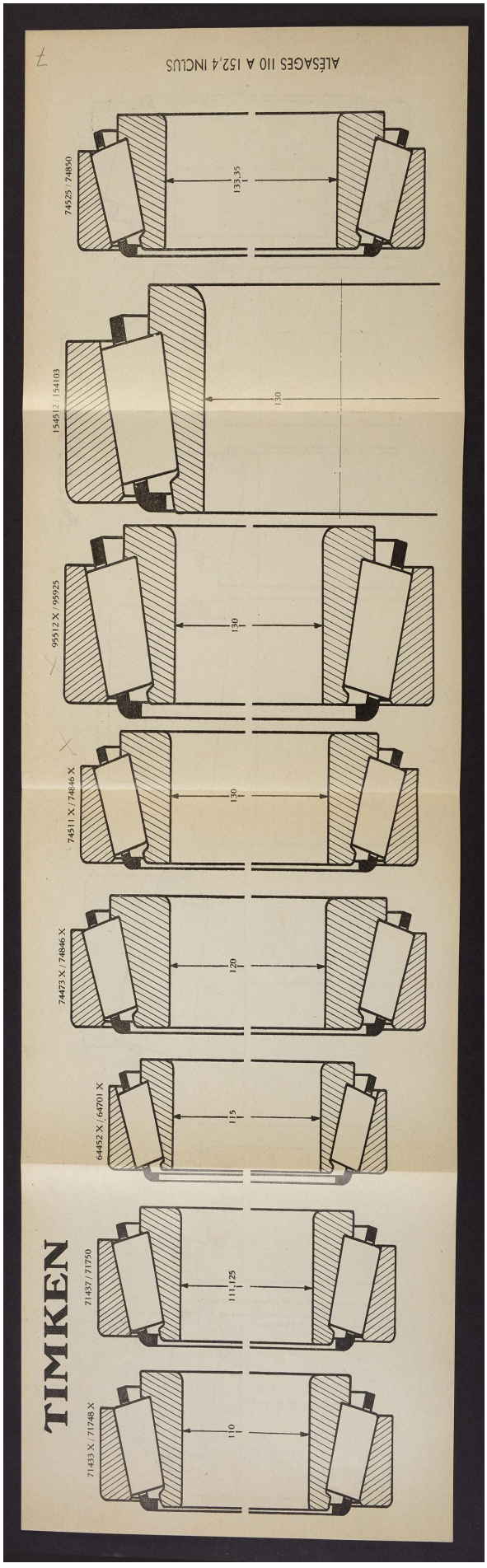
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



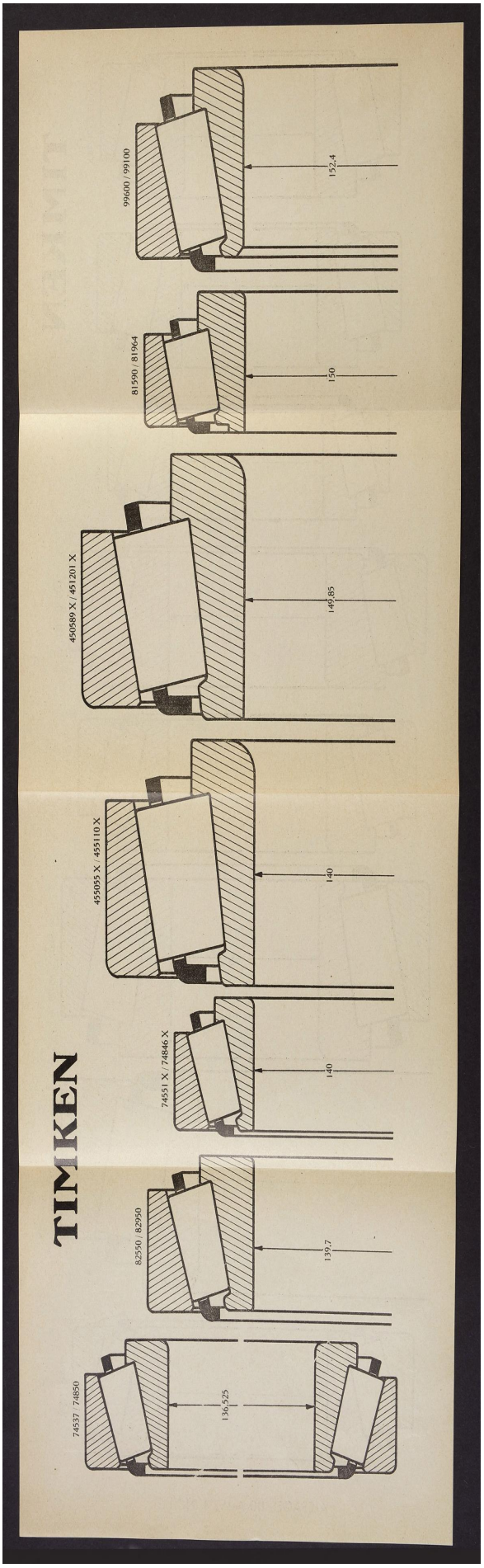
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

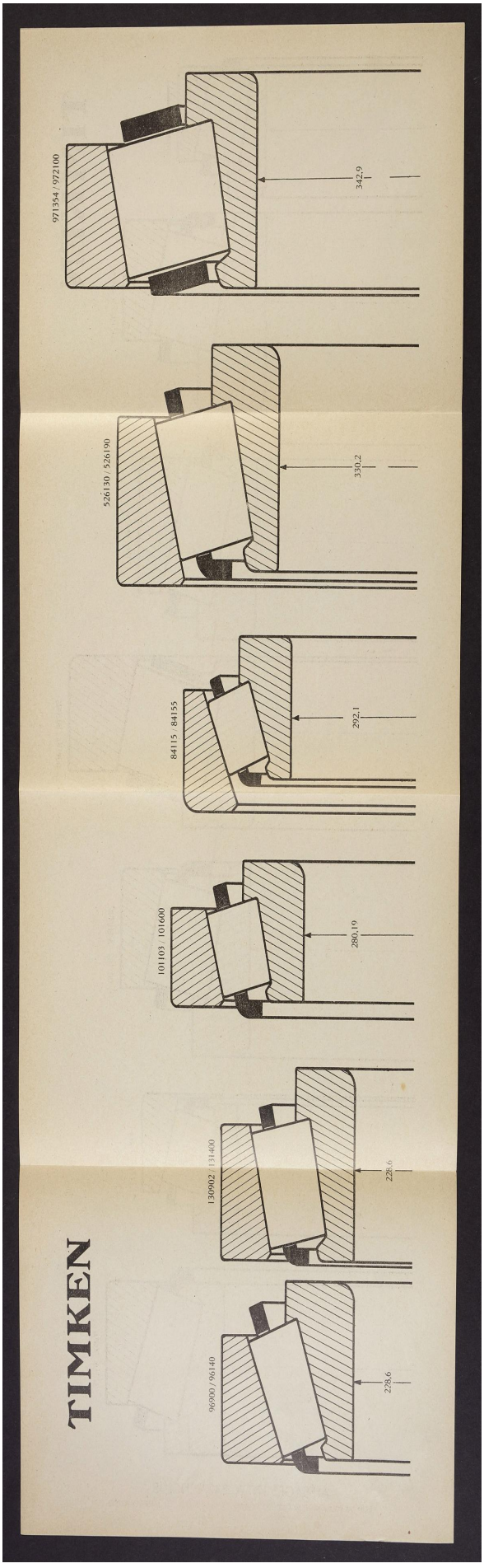


Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

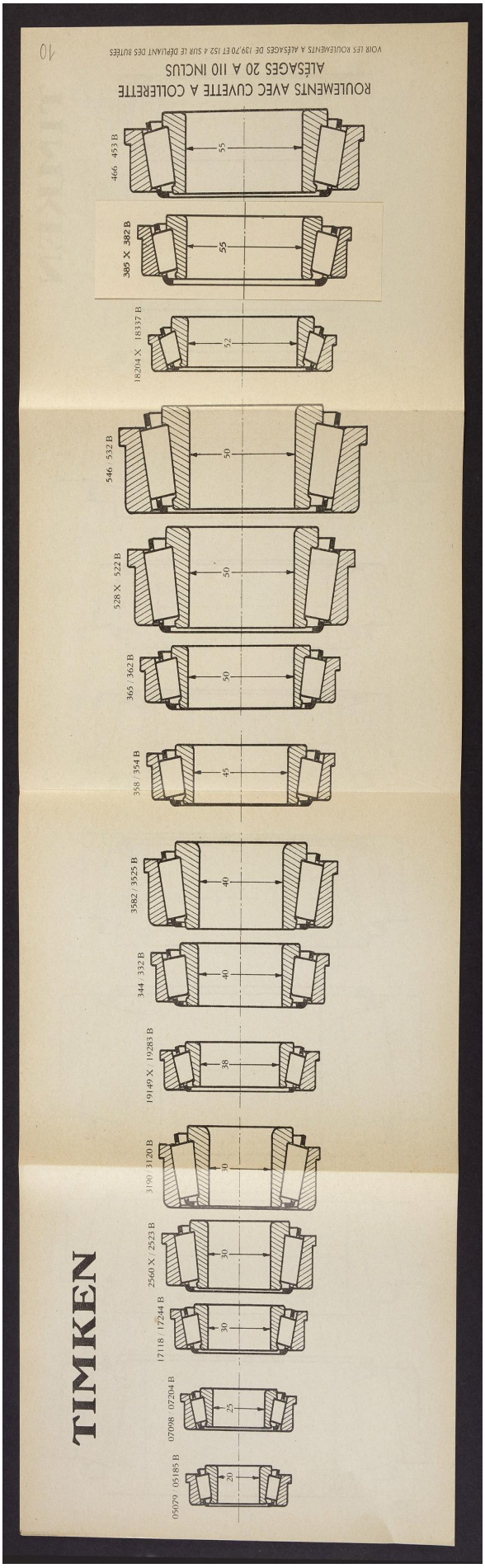
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



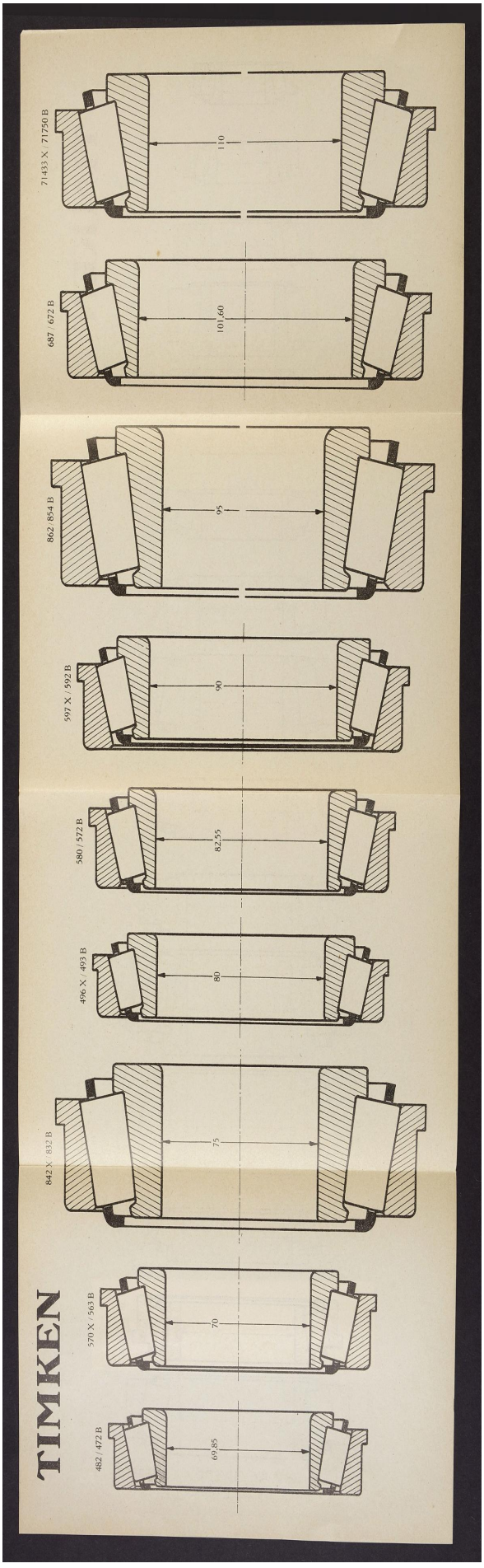
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

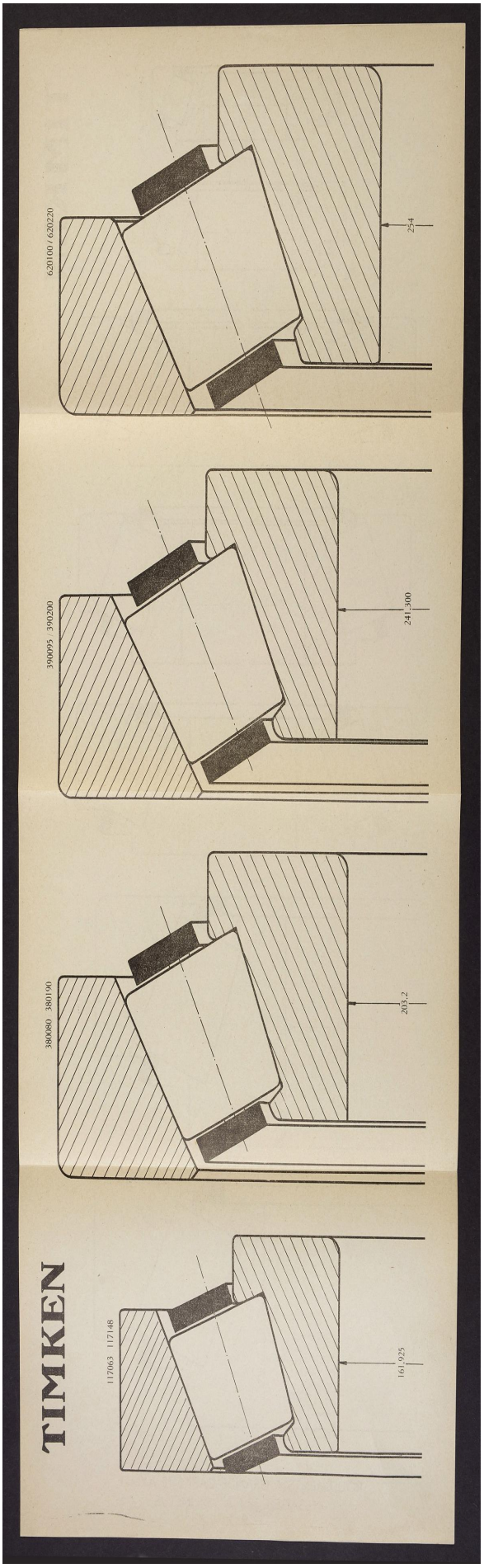


Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



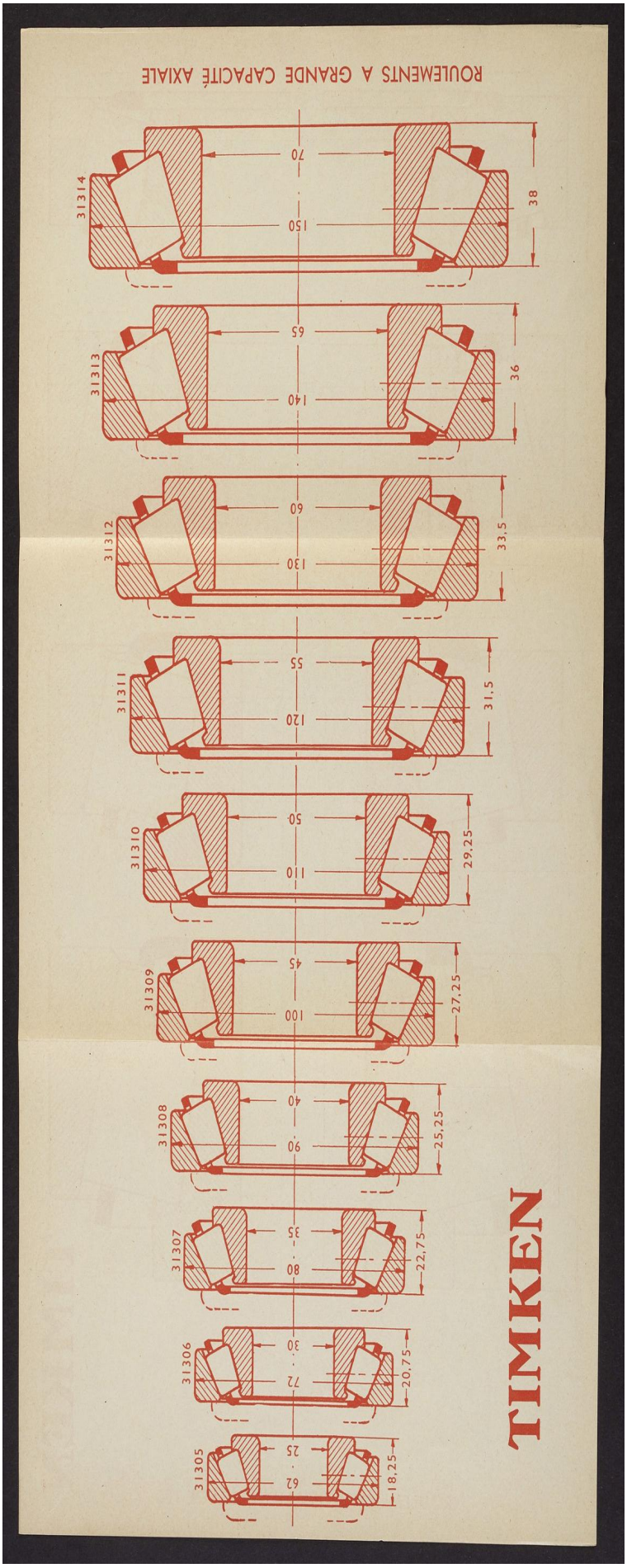
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

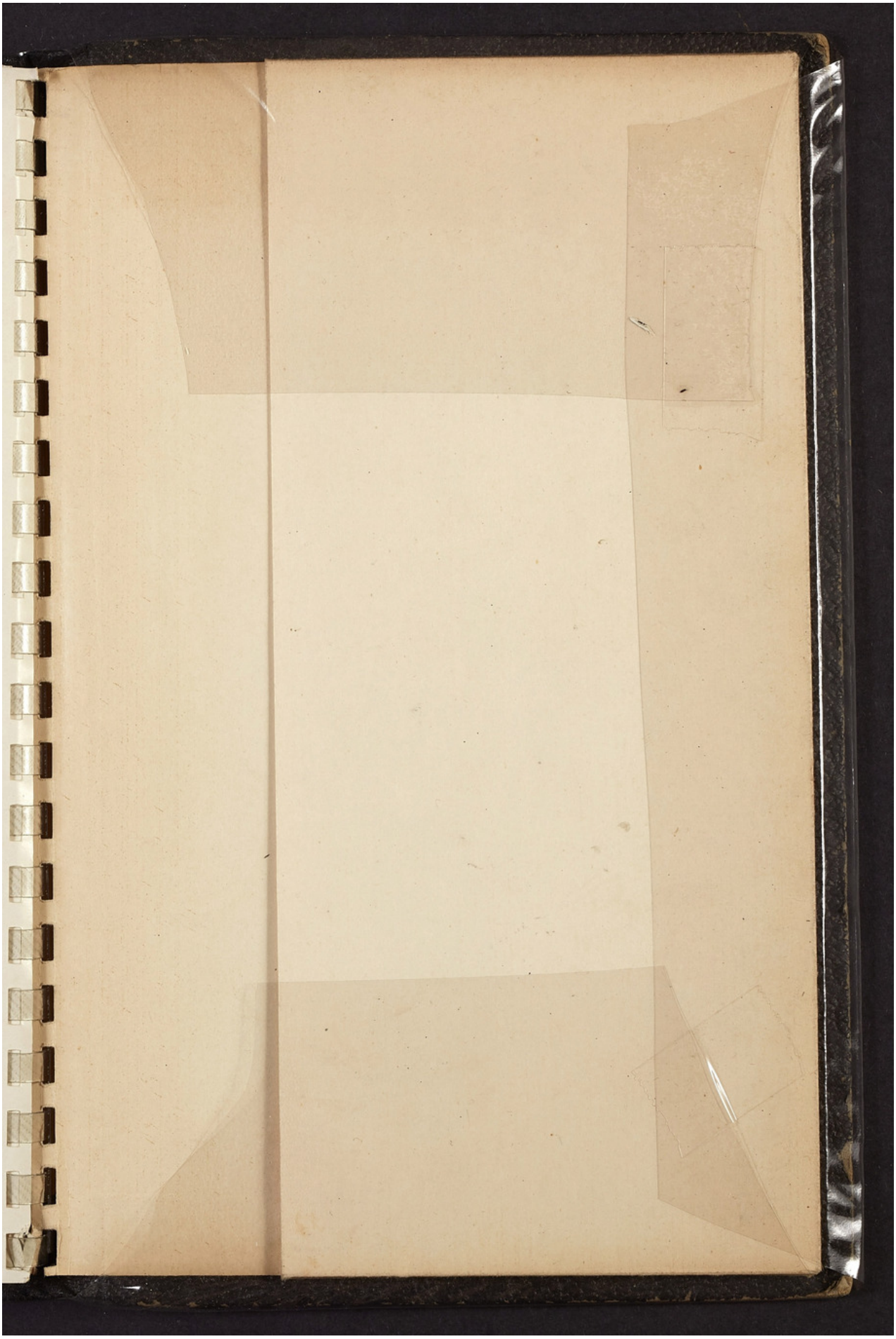


Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

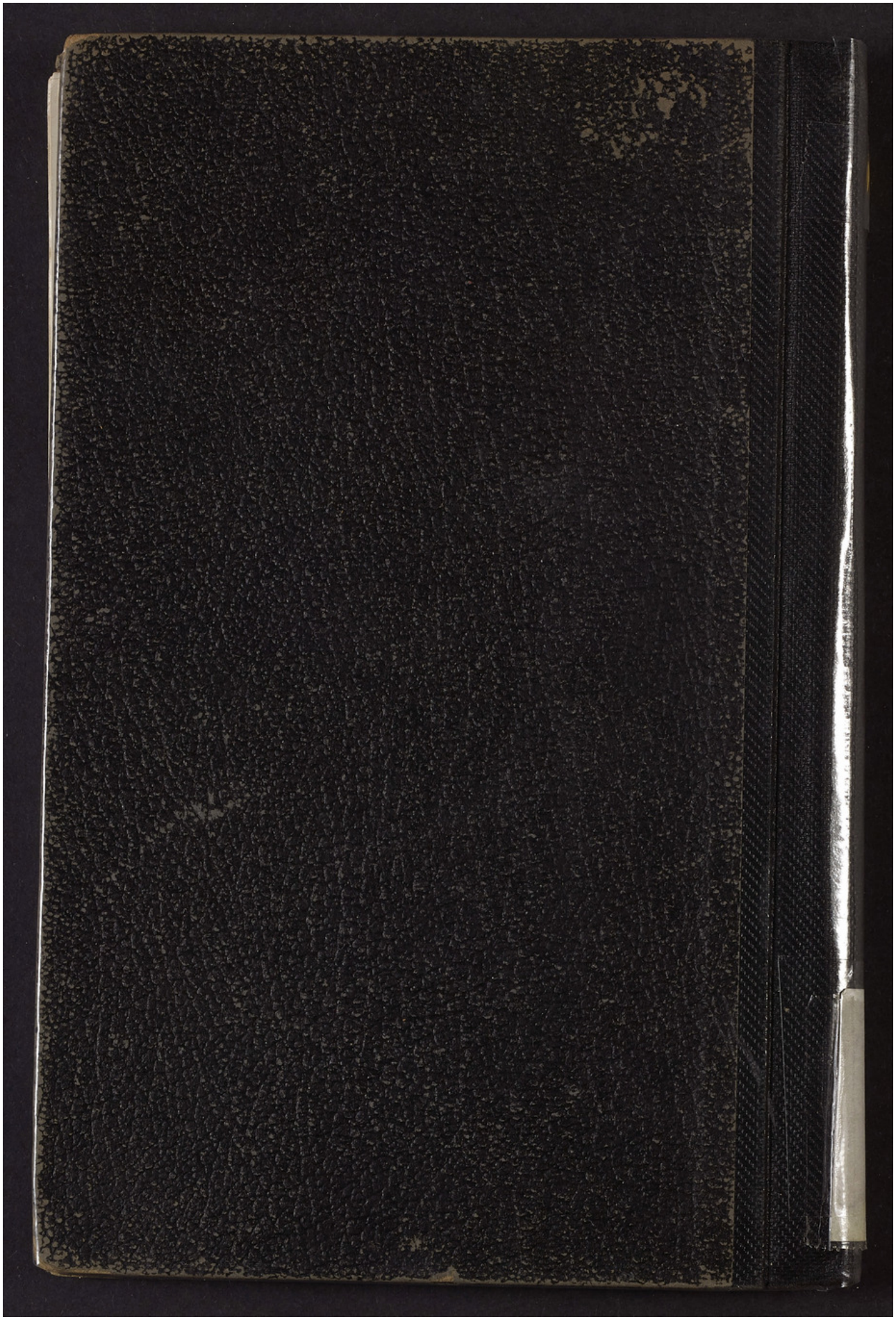
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires