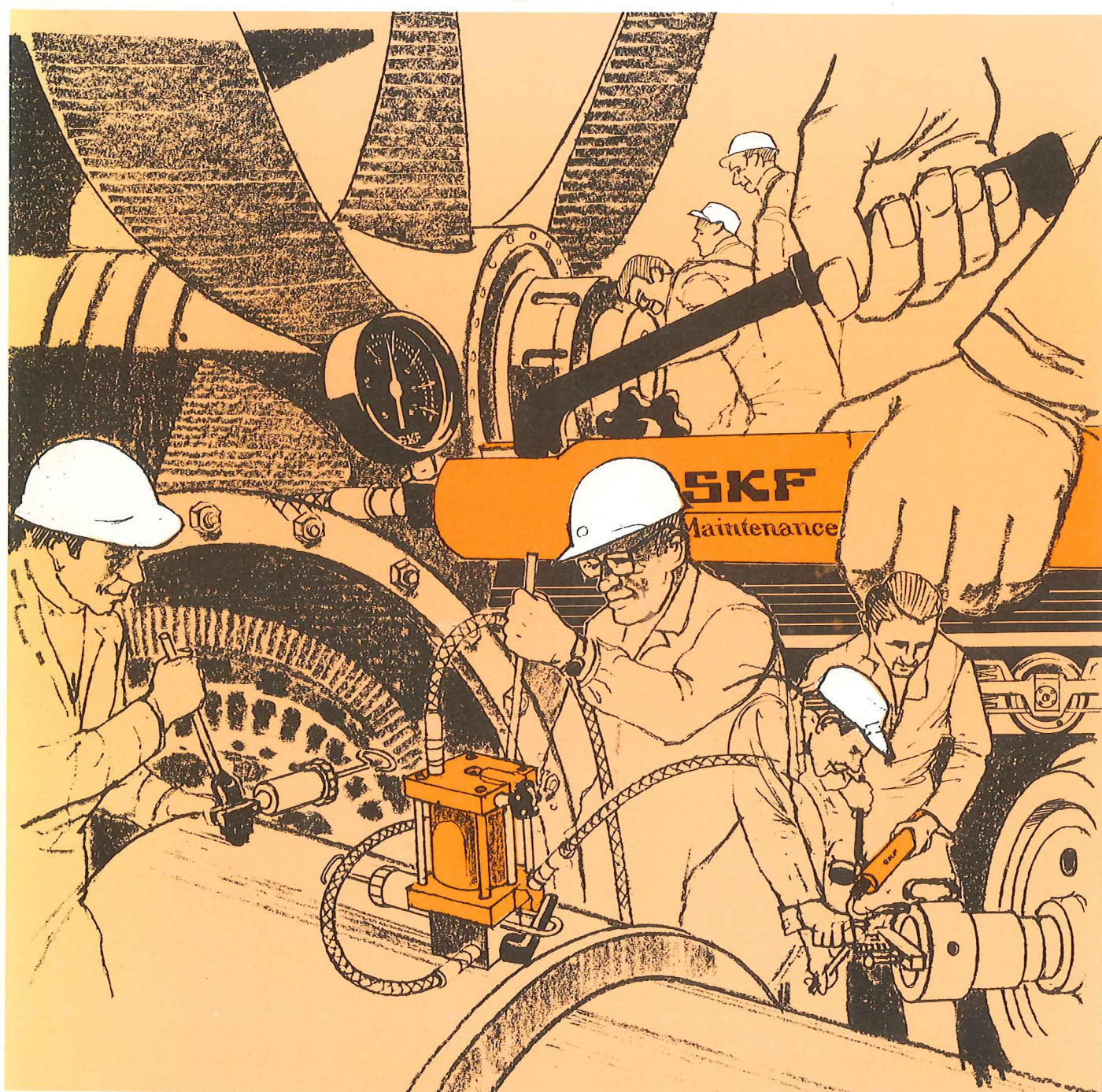
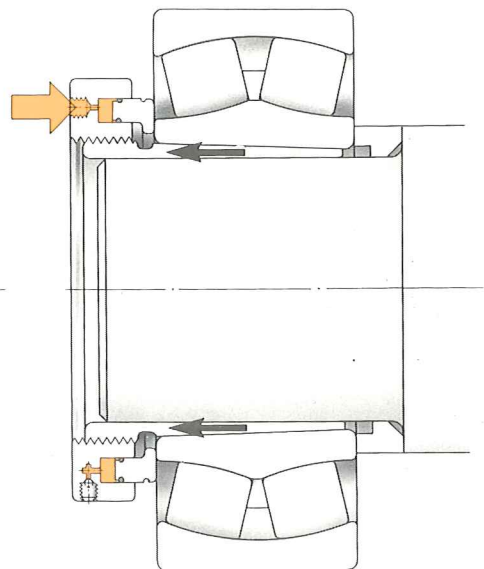
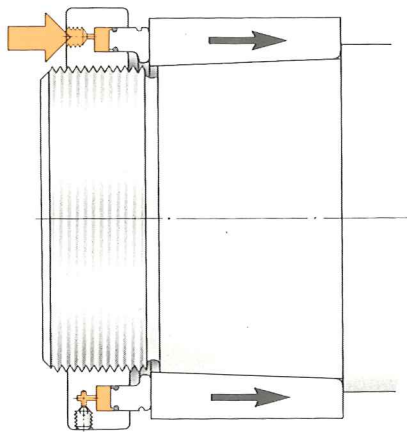
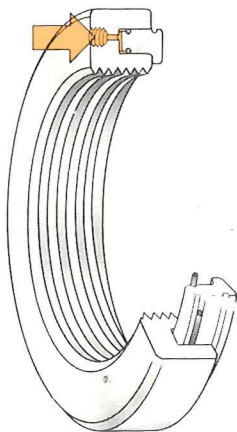
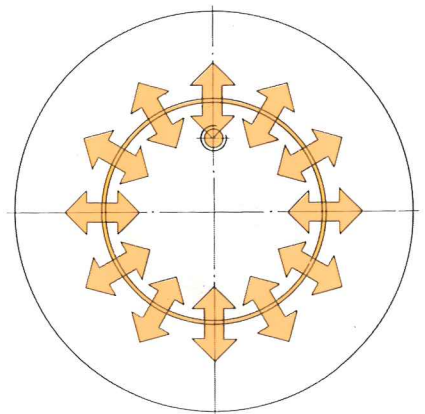
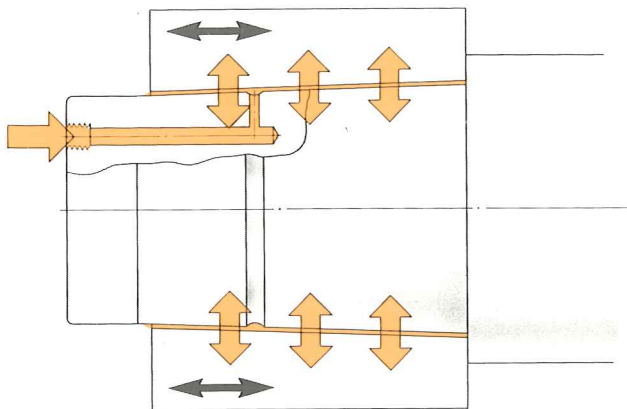
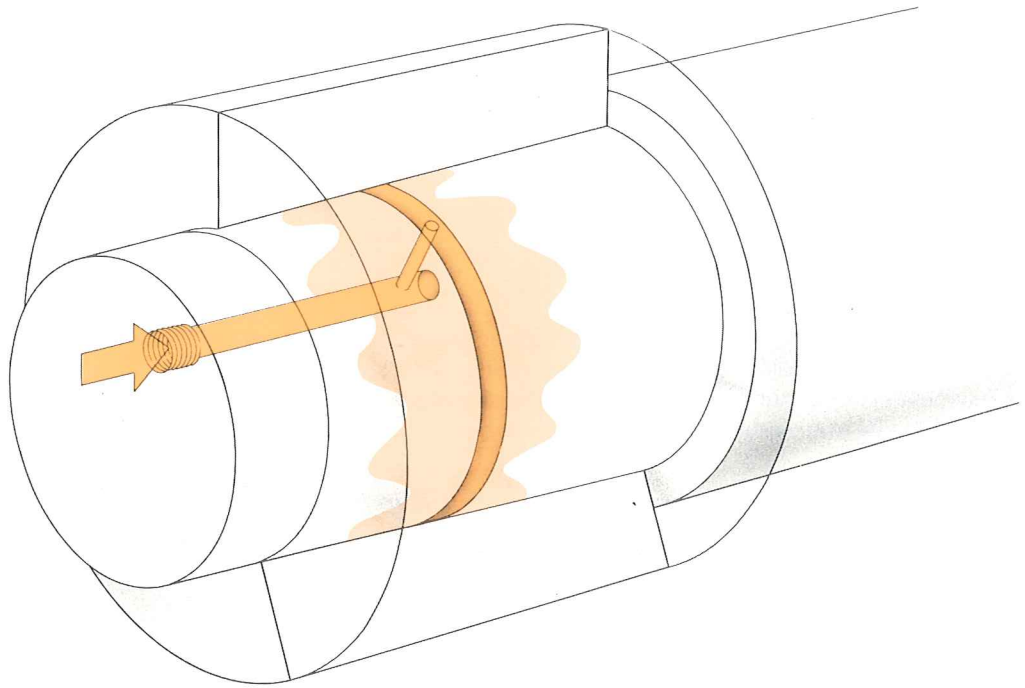


## Méthode SKF à pression d'huile



# Sommaire

|                                                                               |    |
|-------------------------------------------------------------------------------|----|
| Introduction .....                                                            | 5  |
| Différentes façon d'utiliser la méthode à pression d'huile .....              | 6  |
| Montage de l'élément extérieur directement sur portée conique .....           | 6  |
| Montage de l'élément extérieur sur une douille intermédiaire conique .....    | 6  |
| Démontage des éléments avec surfaces de contact cylindriques .....            | 8  |
| Conception des éléments .....                                                 | 9  |
| Conicité .....                                                                | 9  |
| Gorges de distribution d'huile et de drainage .....                           | 9  |
| Conception des éléments du point de vue charges de bord et congés .....       | 11 |
| Calcul des éléments avec ajustement serré .....                               | 12 |
| Symboles .....                                                                | 12 |
| Relation entre le serrage, la pression de surface et la déformation .....     | 12 |
| Moment de torsion et effort axial .....                                       | 12 |
| Moment de flexion et effort radial .....                                      | 13 |
| Fatigue de la matière .....                                                   | 14 |
| Fatigue admissible de la matière .....                                        | 15 |
| Coefficient de frottement .....                                               | 16 |
| Perte de pression avec une douille intermédiaire conique extérieurement ..... | 16 |
| Enfoncement axial et effort de montage .....                                  | 17 |
| Fabrication et choix de la matière .....                                      | 18 |
| Assistance SKF .....                                                          | 18 |
| Équipement d'injection d'huile .....                                          | 21 |
| Outils de montage et de démontage .....                                       | 25 |
| Instructions de montage et démontage .....                                    | 28 |
| Inspection .....                                                              | 28 |
| Montage .....                                                                 | 28 |
| Démontage .....                                                               | 28 |
| Fluides de montage et démontage .....                                         | 29 |
| Expérience pratique et exemples d'application .....                           | 30 |
| Boulon SKF Supergrip .....                                                    | 35 |
| Accouplement SKF OK .....                                                     | 36 |
| Presse à roues SKF .....                                                      | 38 |



# Introduction

Les assemblages pressés qui ne dépendent du point de vue capacité de transmission que du frottement existant entre leurs éléments après montage sont connus depuis longtemps pour leur fiabilité, en particulier lorsqu'il s'agit de transmettre des couples élevés. C'est souvent la seule solution au problème des liaisons d'arbres qui doivent transmettre de grands efforts, intermittents et variables. Dans le passé l'utilisation de ce type d'assemblage a été sérieusement limitée par la difficulté de mise en place des éléments aussi bien que par le problème considérable de leur démontage.

L'injection d'huile permet de fretter ou de séparer les éléments de façon rapide et simple. Depuis son introduction par SKF au début des années 40, la méthode à pression d'huile a été longuement utilisée dans de nombreuses branches de la mécanique et son succès a fait naître un vif intérêt pour cette technique de liaison d'éléments de machine. L'expérience acquise a accru la somme de connaissances disponibles pour réaliser des constructions appropriées.

Les performances des accouplements OK dans les allonges de laminaires ou les vilebrequins de métiers à tisser, par exemple, applications mettant en oeuvre des charges très élevées et fluctuantes, ont montré clairement que les éléments — qu'ils soient de petites ou de très grandes dimensions — montés à l'aide de la méthode à pression d'huile avaient une capacité de transmission de couple et une fiabilité élevées. La supériorité de l'assemblage pressé par rapport à ceux utilisant des clavettes apparaît tout particulièrement lorsque l'assemblage doit être démonté et remonté souvent. Les arrêts et les réparations coûteuses ont, dans de nombreux cas, été éliminés en remplaçant des éléments normalement clavetés ensemble, par des éléments montés avec serrage à l'aide de la méthode à pression d'huile, par exem-

ple dans les laminaires, les ponts roulants et les mécanismes d'orientation.

Lorsque l'on utilise la méthode à pression d'huile, les composants sont assemblés de façon conventionnelle, par exemple en enfonçant un arbre dans un moyeu à l'aide d'une poussée axiale. Cependant l'effort considérable normalement requis est largement réduit par l'injection d'huile sous pression entre les surfaces de contact des éléments qui sont alors séparés par un mince film d'huile. L'introduction du lubrifiant minimise le risque d'endommager les surfaces.

Afin d'assurer l'alimentation en huile pendant toute la durée de l'assemblage, les surfaces de contact sont légèrement coniques. Le serrage est obtenu par déplacement axial relatif des éléments coniques, au moyen d'un outil de montage. Lorsque la pression d'huile est réduite après achèvement du montage, l'huile reflue à travers les canaux du fait de la pression de surface, ce qui rétablit un contact direct entre les éléments, assurant la pleine capacité de transmission du couple.

Pour démonter les composants, l'huile est injectée à nouveau et, avec la formation du film d'huile, les surfaces coniques se séparent automatiquement. Si l'on opère soigneusement et avec propreté, les composants peuvent être montés et démontés de nombreuses fois, ce qui est nécessaire par exemple avec les accouplements de laminaires, lors des changements de cylindres.

Les éléments à surface cylindrique peuvent être démontés à l'aide de la méthode à pression d'huile. Cette méthode permet aussi de corriger l'alignement ou d'ajuster la position d'éléments de machine frettés sur un arbre cylindrique.

# Différentes façons d'utiliser la méthode à pression d'huile

Avec la méthode à pression d'huile on utilise de préférence des surfaces de contact légèrement coniques. L'élément extérieur peut être monté directement sur portée conique ou sur douille intermédiaire disposée entre l'arbre et l'élément extérieur ; la douille peut avoir une surface extérieure conique ou un alésage conique.

S'il est nécessaire que les éléments à surface conique d'un assemblage aient une position axiale relative bien définie, après montage, il est conseillé de prévoir une douille intermédiaire. Le degré de serrage entre les éléments dépend de la précision de fabrication. Dans ces conditions, la capacité de transmission est déterminée par le serrage minimal. Néanmoins les contraintes résultant du serrage maximal qui peut se produire doivent aussi être prises en considération ; la matière utilisée pour les composants doit donc être choisie en tenant soigneusement compte de ce serrage, qui peut être maintenu dans d'étroites limites, soit en réduisant les tolérances d'usinage, soit en appariant les éléments en fabrication. Cette dernière méthode ne peut être recommandée que pour les petites séries sans utilisation de calibres de mesure. Cependant, si une interchangeabilité complète est nécessaire lors de la fabrication d'un grand nombre de composants, et qu'il existe un risque

de mélange à l'assemblage, on devra toujours utiliser des calibres pour obtenir une production économique.

## Montage de l'élément extérieur directement sur portée conique

La fig. 1 montre un élément extérieur monté directement sur portée conique. Cette conception simple ne peut être utilisée que s'il est possible de fabriquer aussi bien l'élément extérieur que l'élément intérieur avec des surfaces d'assemblage coniques. L'huile peut être acheminée aux surfaces par un canal percé dans l'arbre ou dans l'élément extérieur.

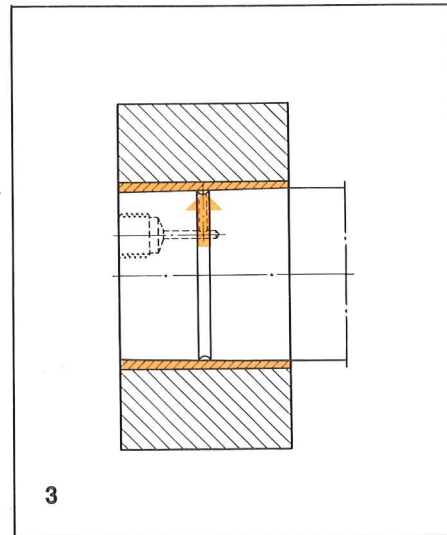
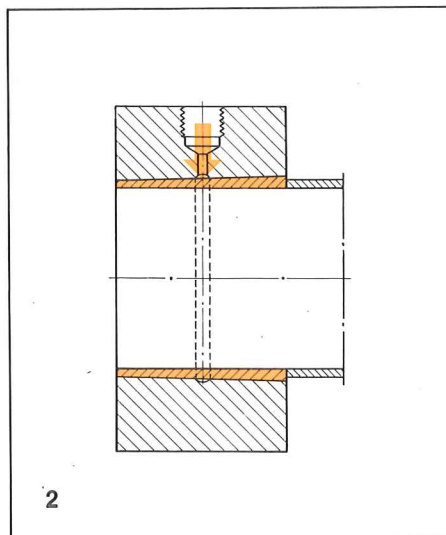
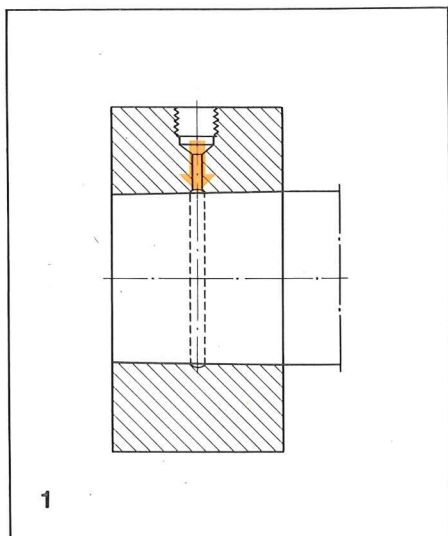
## Montage de l'élément extérieur sur une douille intermédiaire conique

On préfère souvent pour des raisons de fabrication placer une douille intermédiaire conique entre l'arbre et l'élément extérieur. Cette méthode présente aussi l'avantage de permettre le remplacement facile de la douille si celle-ci est endommagée au cours de nombreux montages et démontages.

La douille peut être conique extérieurement, fig. 2, ou avoir un alésage conique, fig. 3. Le choix est dicté par des conditions de fabrication. En outre il est souhaitable que l'huile soit injectée à travers l'élément présentant la surface conique. Dans le cas d'une douille intermédiaire conique extérieurement, il faut prévoir un système de butée qui l'empêchera de se déplacer pendant le montage. Cette butée peut être permanente (par exemple une entretoise ou un épaulement sur l'arbre) ou bien l'outil de montage peut être conçu de manière à constituer un appui provisoire pendant le temps nécessaire au montage. Cette dernière méthode convient souvent pour les petits éléments ; elle est illustrée par la fig. 4.

Il est possible de transformer des surfaces d'assemblage cylindriques en surfaces coniques à l'aide d'une douille conique, de façon à faciliter la mise en oeuvre de la méthode à pression d'huile. Si l'ancien assemblage est à clavettes, les rainures doivent être supprimées par tournage, et la douille intermédiaire sera alors relativement épaisse.

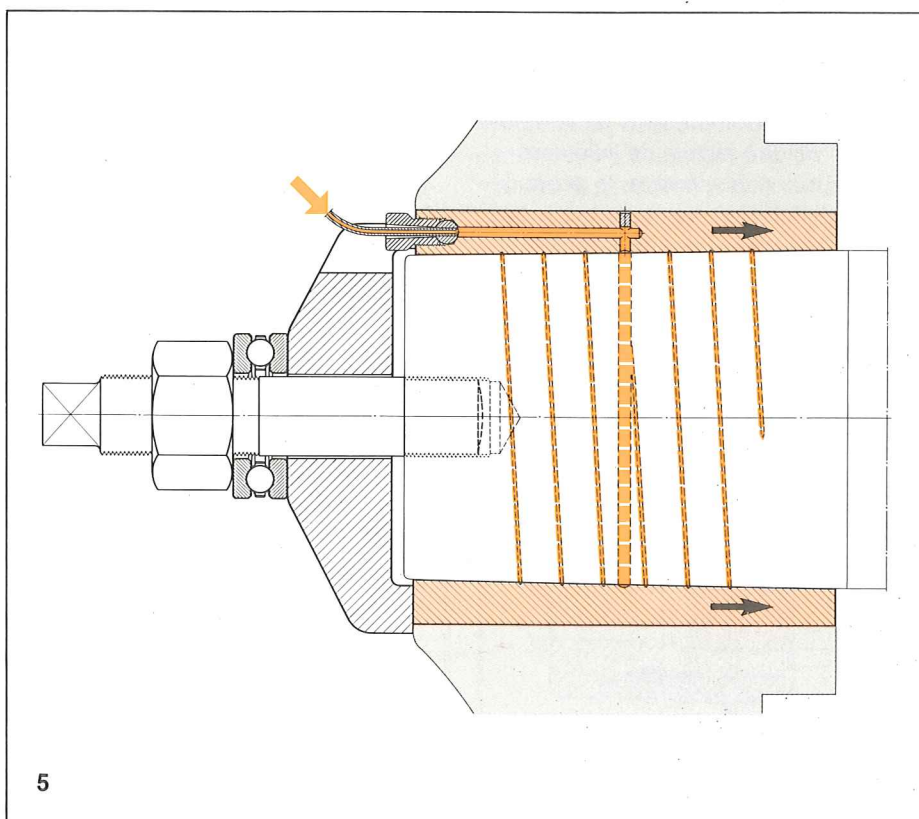
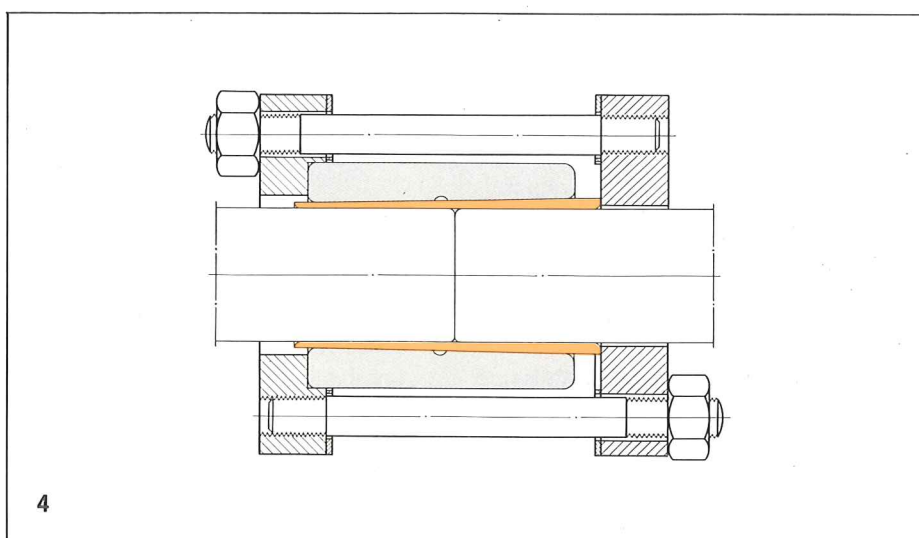
Si l'un des éléments est en fonte ou en acier moulé, il est possible qu'il soit poreux. Le montage et le démontage peuvent alors être difficiles en raison de fuite d'huile pendant l'injection. Dans ce cas on utilise une douille pour



rendre étanche la surface poreuse — une douille à alésage conique si l'élément extérieur est vraisemblablement poreux et une douille conique extérieurement si c'est l'arbre qui est poreux.

La résistance de la fonte étant habituellement plus faible que celle de l'acier, il est souvent nécessaire, avec un élément extérieur en fonte, d'accorder une attention particulière au profil des pièces si l'on veut obtenir une capacité de transmission suffisante. Une douille épaisse en acier à haute résistance, avec alésage conique (fig. 5), permet de renforcer l'élément extérieur et autorise une pression de surface élevée entre arbre et douille. Une

pression un peu moindre est admissible entre la douille et le moyeu en fonte parce que la surface de contact a un plus grand diamètre. La capacité de transmission peut être accrue si l'on recouvre les surfaces cylindriques de fine poudre d'émeri avant que la douille ne soit montée dans le moyeu.



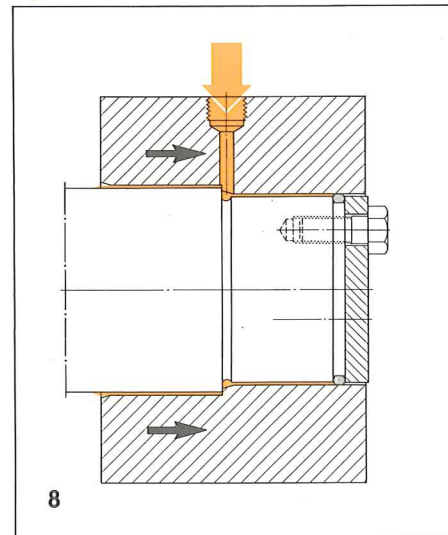
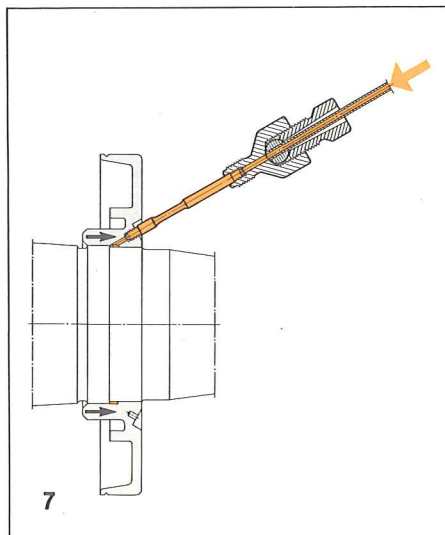
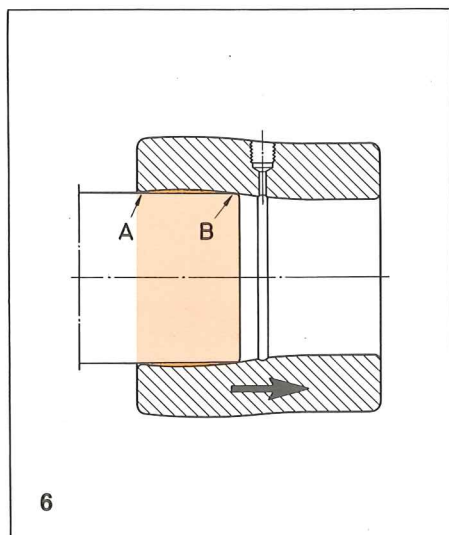
## Démontage des éléments avec surfaces de contact cylindriques

La méthode à pression d'huile est aussi largement utilisée pour démonter les éléments avec surfaces de contact cylindriques. L'huile est injectée entre ces surfaces, et l'élément extérieur est retiré avec un extracteur approprié. Lorsque la gorge d'amenée d'huile cesse d'être en contact avec l'arbre, au cours de l'opération, un film d'huile demeure entre les surfaces d'assemblage en raison de la pression considérable aux points A et B, fig. 6. Les pertes d'huile éventuelles sont compensées par le retrait constant de l'élément extérieur qui réduit le volume occupé par l'huile, ce qui produit le même effet que le maintien de l'arrivée d'huile. Si le retrait est effectué rapidement et sans interruption, il suffira d'un effort minime pour assurer le démontage.

La fig. 7 montre une collerette d'étanchéité à double alésage montée sur un arbre cylindrique. Cette construction est spécialement adaptée au démontage par pression d'huile. Le montage est généralement réalisé par chauffage. L'assemblage comporte deux surfaces de contact cylindriques de diamètres différents. Si la différence entre les diamètres est correctement établie, l'élément extérieur glisse automatiquement de sa portée quand on injecte l'huile. Compte tenu de la différence de rigidité radiale de l'élément extérieur aux deux portées, le degré de serrage doit être choisi de façon à donner la même pression, sinon l'huile

suintera à l'endroit où la pression est la plus basse au lieu de se répandre sur l'ensemble des surfaces de contact. La précision de fabrication doit donc être très élevée, et l'utilisation d'un tel dispositif est limitée à des applications spéciales, telles que les machines-outils.

La fig. 8 montre une conception plus usuelle, celle des manchons à double alésage avec joint torique pour éviter les fuites d'huile.



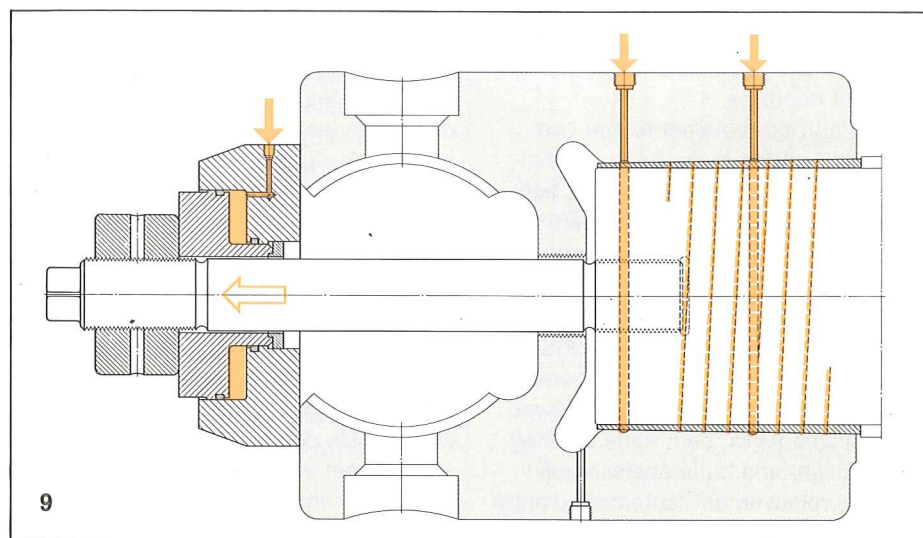
# Conception des éléments

## Conicité

Une conicité de 1:30 est habituellement recommandée pour les éléments qui doivent être montés à l'aide de la méthode à pression d'huile, bien qu'on se limite à une conicité de 1:50 pour les éléments soumis à des contraintes de flexion considérables, tels que les vilebrequins, par exemple. Quand il s'agit de surfaces de contact longues et qu'il est opportun de limiter l'épaisseur côté grande face de la douille ou d'éviter un effort de montage excessif, on utilise une conicité de 1:80 ou moins. Pour un serrage donné la longueur d'enfoncement sera inversement proportionnelle au degré de conicité.

## Gorges de distribution d'huile et de drainage

La distribution d'huile entre les surfaces d'assemblage est assurée par une ou plusieurs gorges annulaires communiquant avec des canaux percés dans l'élément intérieur ou extérieur et reliés à l'équipement d'injection d'huile. Le nombre et la position des gorges dépendent de la forme de l'assemblage et des variations de la pression de contact qui en résultent. La règle essentielle est que l'huile doit se frayer un chemin entre les éléments au point où la pres-

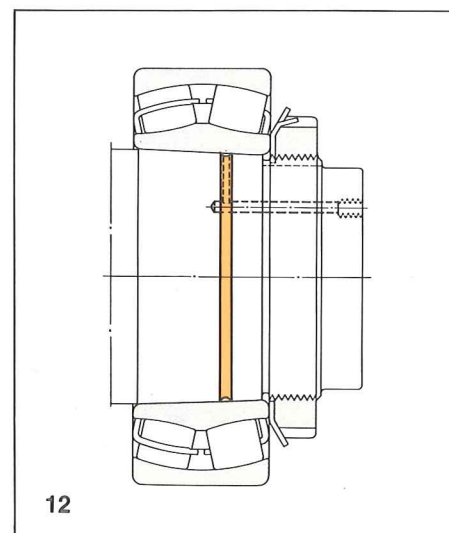
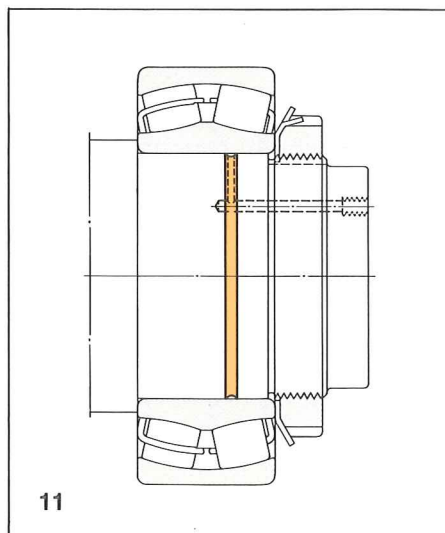
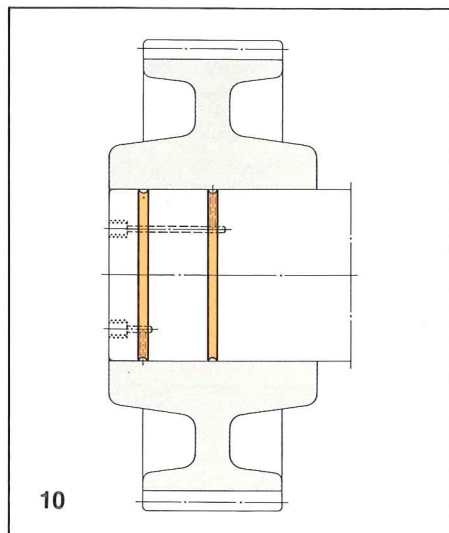


sion de contact est la plus élevée. Si la hauteur de section de l'élément extérieur est à peu près constante, il est préférable que la gorge occupe une position centrale (fig. 1 à 3).

Si la pression de contact est considérable à l'une des extrémités des surfaces d'assemblage, une gorge sera prévue à proximité. C'est le cas des têtes d'accouplement pour commandes de laminoirs, où la partie de la tête d'accouplement au-delà du tourillon provoque une concentration très importante de pression en bout de tourillon. Il en est spécialement ainsi lorsque l'accouplement a une paroi interne, comme sur le schéma. Le raccordement entre

la paroi et l'alésage conique doit donc être réalisé avec un large congé et une gorge devra être prévue aussi près que possible de la surface de raccordement, compte tenu des points de vue pratique et structurel. Une autre gorge devra être prévue plus loin le long de la surface d'assemblage, avec pour fonction supplémentaire d'assurer le drainage effectif de l'huile après l'opération.

Avec les surfaces d'assemblage cylindriques, la position des gorges de distribution d'huile doit être choisie de manière à permettre à la pression d'huile d'agir pendant la plus grande partie du démontage, fig. 10. Si l'ex-



traction peut être effectuée rapidement et sans interruption, l'emplacement de la gorge est moins important puisque, dans ce cas, la pression adéquate peut être maintenue sans injection d'huile supplémentaire, fig. 6. Dans le cas de moyeux de roues de chemins de fer par exemple, fig. 63, la gorge occupe généralement un emplacement central parce que l'outillage de démontage permet habituellement une extraction rapide et continue.

S'il s'agit de roulements que l'on monte sur portée cylindrique ou conique, la gorge doit être placée au tiers environ de la largeur du roulement en partant de l'extrémité vers laquelle s'effectue le retrait, selon fig. 11 (portée cylindrique) et 12 (portée conique). Ici encore la position est de moindre importance quand un démontage rapide est possible, d'autant plus qu'avec des roulements on peut sans inconvénient utiliser une huile épaisse qui s'écoule relativement lentement d'entre les surfaces de contact. Pour les grands

roulements (diamètre d'alésage supérieur à 200 mm) montés sur tourillon cylindrique, le système de gorges indiqué à la fig. 10 convient généralement.

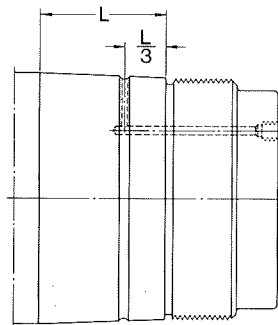
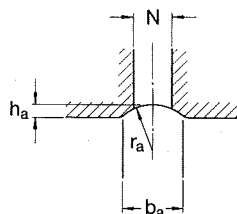
Les gorges de distribution d'huile doivent être relativement étroites puisqu'il n'y a pas de pression de bord notable dans ce cas et que le drainage de l'huile après montage s'effectue plus facilement. Pour la même raison les bords seront bien arrondis. Les tableaux 1 et 2 donnent les dimensions recommandées pour les canaux, les gorges et les orifices de raccordement.

La méthode consistant à injecter de l'huile entre les surfaces d'assemblage par l'intermédiaire de canaux et de gorges percés dans l'un ou l'autre des éléments est la plus usuelle et généralement la plus pratique. Il est possible cependant d'injecter l'huile à partir d'une extrémité le long des surfaces de contact. Un dispositif spécialement conçu à cet effet est décrit à la page 27 dans le chapitre sur les outils de montage.

Pour obtenir la capacité maximale de transmission d'un assemblage monté par pression d'huile, il est essentiel que l'huile puisse s'écouler des surfaces de contact lorsque le montage est terminé. Pour que ceci s'opère aussi rapidement que possible, il faut munir les surfaces en question de rainures de drainage. La fig. 13 donne des recommandations pour les dimensions et la position d'une rainure hélicoïdale de drainage. On peut prévoir à la place des rainures axiales. Le nombre de rainures axiales est égal approximativement à 0,03 fois le diamètre d'arbre en millimètres. Ces rainures doivent être également réparties sur la périphérie de l'alésage et avoir les mêmes limites axiales que la rainure hélicoïdale.

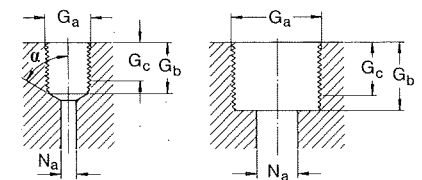
Les rainures de drainage ont aussi leur utilité pour le démontage des éléments par la méthode à pression d'huile, en ce qu'elles facilitent et accélèrent la répartition de l'huile entre les surfaces d'assemblage.

**Tableau 1** Dimensions recommandées pour les gorges de répartition et les canaux



| Diamètre surface d'ajustement |       | Dimensions Applications générales |                |                |     | Applications roulements |                |                |     |
|-------------------------------|-------|-----------------------------------|----------------|----------------|-----|-------------------------|----------------|----------------|-----|
| au des-                       | jusq. | b <sub>a</sub>                    | h <sub>a</sub> | r <sub>a</sub> | N   | b <sub>a</sub>          | h <sub>a</sub> | r <sub>a</sub> | N   |
| sus de                        | incl. | mm                                |                |                |     |                         |                |                |     |
| —                             | 30    | 2,5                               | 0,5            | 2              | 2   | 2,5                     | 0,3            | 2              | 2   |
| 30                            | 50    | 3                                 | 0,5            | 2,5            | 2,5 | 2,5                     | 0,5            | 2              | 2   |
| 50                            | 100   | 4                                 | 0,8            | 3              | 3   | 3                       | 0,5            | 2,5            | 2,5 |
| 100                           | 150   | 5                                 | 1              | 4              | 4   | 4                       | 0,8            | 3              | 3   |
| 150                           | 200   | 6                                 | 1,25           | 4,5            | 5   | 4                       | 0,8            | 3              | 3   |
| 200                           | 250   | 7                                 | 1,5            | 5              | 5   | 5                       | 1              | 4              | 4   |
| 250                           | 300   | 8                                 | 1,5            | 6              | 6   | 5                       | 1              | 4              | 4   |
| 300                           | 400   | 10                                | 2              | 7              | 7   | 6                       | 1,25           | 4,5            | 5   |
| 400                           | 500   | 12                                | 2,5            | 8              | 8   | 7                       | 1,5            | 5              | 5   |
| 500                           | 650   | 14                                | 3              | 10             | 10  | 8                       | 1,5            | 6              | 6   |
| 650                           | 800   | 16                                | 3              | 12             | 12  | 10                      | 2              | 7              | 7   |
| 800                           | 1 000 | 18                                | 4              | 12             | 12  | 12                      | 2,5            | 8              | 8   |

**Tableau 2** Dessin recommandé pour les trous de raccord et les canaux



Exécution A

Exécution B

| Filetage       | Exécution | Angle  | Dimensions     |                              |                    |
|----------------|-----------|--------|----------------|------------------------------|--------------------|
| G <sub>a</sub> |           | α      | G <sub>b</sub> | G <sub>c</sub> <sup>1)</sup> | N <sub>a</sub> max |
| —              | —         | degrés | mm             |                              |                    |
| M4 × 0,5       | A         | 60     | 5              | 4                            | 2                  |
| M6             | A         | 60     | 10             | 8                            | 3                  |
| R 1/8"         | A         | 60     | 12             | 10                           | 3                  |
| R 1/4"         | A         | 60     | 15             | 12                           | 5                  |
| R 3/8"         | B         | —      | 15             | 12                           | 8                  |
| R 1/2"         | B         | —      | 18             | 14                           | 8                  |
| R 3/4"         | B         | —      | 20             | 16                           | 8                  |

<sup>1)</sup> Longueur effective de filetage

Les assemblages cylindriques montés ou alignés à l'aide de la pression d'huile doivent également posséder un système de drainage si l'on veut que ces opérations s'effectuent rapidement. Cependant, ces éléments ne peuvent pas être démontés par pression d'huile si les surfaces de contact sont munies de rainures hélicoïdales ou axiales. L'huile doit alors être drainée par d'autres moyens, par exemple à travers une gorge circulaire placée là où la pression de surface est la plus faible, et où l'on peut supposer que l'huile tendra à se rassembler. Le canal conduisant à cette gorge devra être obturé lors de l'injection d'huile sous pression entre les surfaces de contact.

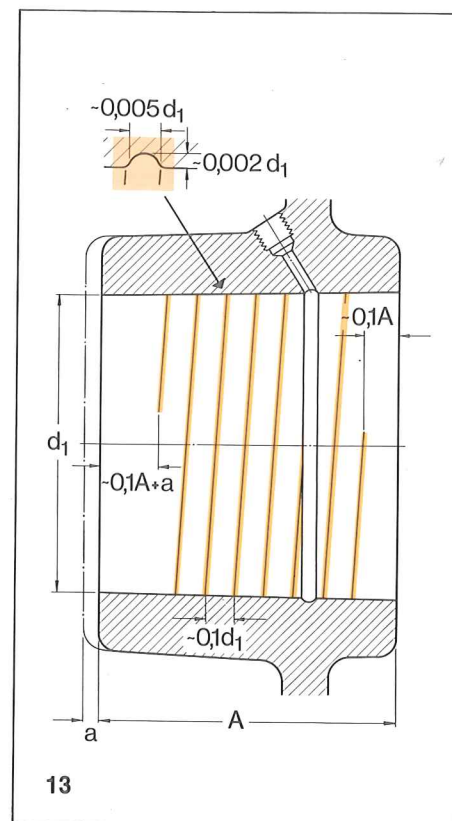
Les gorges de distribution et d'écoulement d'huile doivent être en principe usinées dans l'élément à travers lequel l'huile est injectée.

## Conception des éléments du point de vue charges de bord et congés

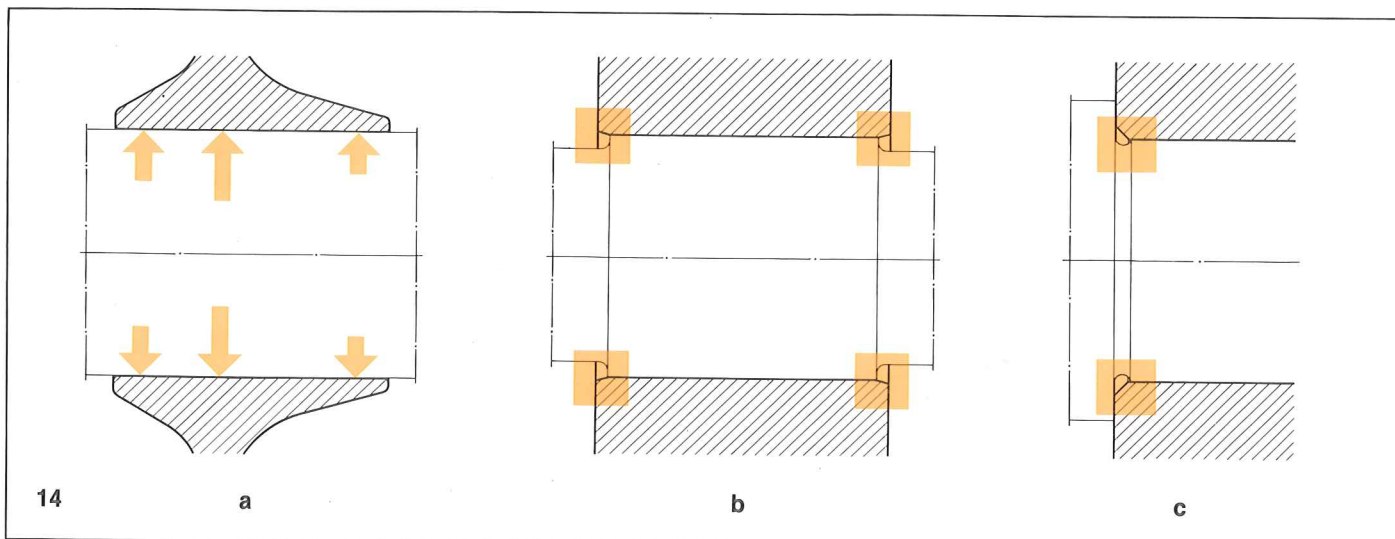
La pression de contact entre les surfaces d'un arbre et d'un moyeu montés avec ajustement serré provoque aux extrémités de l'assemblage un état de tension qui, en présence de charges dynamiques, par exemple de flexions rotatives, a le même effet sur la fatigue de l'arbre qu'un congé. Le passage sans transition d'une portée de tourillon à une face d'appui renforce cet effet et il est donc important que le congé entre ces surfaces ait une forme régulière et soigneusement arrondie.

Lorsqu'une douille est disposée entre le moyeu et l'arbre, les charges de bord se répartissent favorablement sur une surface plus grande de l'arbre si la douille s'étend au-delà du moyeu.

Dans le cas d'éléments fortement chargés qui doivent avoir une longue durée, une conception spéciale peut se justifier pour réduire les charges de bord. Le moyeu, par exemple, peut être moins épais aux extrémités de façon que la pression de surface y soit moindre que dans la partie centrale (fig. 14a). L'exécution représentée fig. 14b peut aussi être utilisée avantageusement ; elle prend une importance particulière si le moyeu est monté contre un épaulement de l'arbre (fig. 14c). Le congé de l'arbre doit donc être bien raccordé et avoir une largeur suffisante pour que les contraintes existant dans le congé ne se combinent pas avec celles provoquées par la pression de contact dans l'assemblage.



13



14

a

b

c

# Calcul des éléments avec ajustement serré

L'importance de la pression de surface, qui est l'un des facteurs déterminants pour la capacité de transmission d'un assemblage, est fonction du serrage entre les éléments, de la matière et de l'épaisseur des éléments intérieur et extérieur.

L'ajustement serré est déterminé en tenant compte des forces extérieures agissantes de telle sorte que la capacité de transmission requise soit atteinte. Les contraintes doivent être appropriées à la résistance à la traction de la matière. Si l'on ne peut faire une détermination précise de la charge extérieure agissante, compte tenu des efforts dynamiques par exemple, il est nécessaire, comme pour le calcul de l'arbre, de partir de la charge nominale, multipliée par un facteur fondé sur le jugement ou l'expérience pratique. En outre il faut prendre en considération d'autres facteurs qui peuvent modifier en fonctionnement le serrage obtenu au montage. Une réduction de ce serrage peut, par exemple, être provoquée par la force centrifuge dans le cas d'un assemblage tournant à grande vitesse. De même, une augmentation ou une diminution du serrage peuvent survenir à la suite d'une différence dans la température ou le coefficient de dilatation thermique des éléments intérieur et extérieur.

## Symboles

|                |                                                                                                                                                                                        |
|----------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $E_e, E_i$     | modules d'élasticité pour les bagues e et i, N/mm <sup>2</sup> (= 210 000 pour l'acier, 170 000 pour la fonte à graphite sphéroïdal, 85 000 à 105 000 N/mm <sup>2</sup> pour la fonte) |
| $\nu_e, \nu_i$ | coefficients de Poisson pour les bagues e et i (= 0,3 pour l'acier, 0,25 pour la fonte)                                                                                                |
| $D, d, d_i, B$ | dimensions des bagues e et i, mm                                                                                                                                                       |
| $c_e$          | d/D                                                                                                                                                                                    |
| $c_i$          | d <sub>i</sub> /d                                                                                                                                                                      |

|                            |                                                                                |
|----------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|
| $p$                        | pression entre surfaces de contact provoquée par le serrage, N/mm <sup>2</sup> |
| $\Delta_{e1}, \Delta_{e2}$ | expansion diamétrale de la bague e, mm                                         |
| $\Delta_{i1}, \Delta_{i2}$ | compression diamétrale de la bague i, mm                                       |
| $\Delta$                   | $\Delta_{e1} + \Delta_{i1}$ = serrage effectif entre les bagues, mm            |
| $\sigma_e$                 | contrainte dans la bague e, N/mm <sup>2</sup>                                  |
| $\sigma_i$                 | contrainte dans la bague i, N/mm <sup>2</sup>                                  |

## Relations entre le serrage, la pression de surface et la déformation

Dans le cas d'un assemblage formé de deux bagues, fig. 15, il existe dans la zone d'élasticité les relations suivantes entre serrage, pression de surface et déformation :

$$\frac{\Delta_{e1}}{d} = \frac{p}{E_e} \left( \frac{1 + c_e^2}{1 - c_e^2} + \nu_e \right) \quad (1)$$

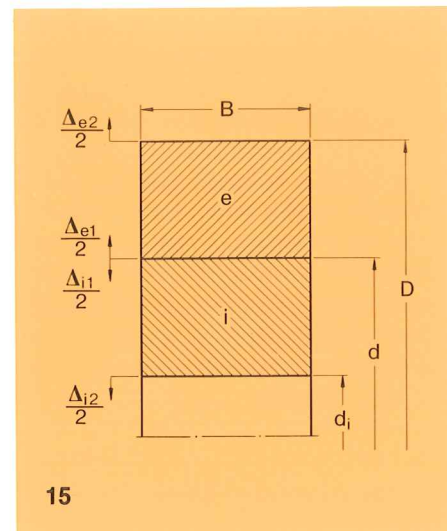
$$\frac{\Delta_{e2}}{d} = \frac{2 p c_e}{E_e (1 - c_e^2)} \quad (= \frac{\Delta}{d} c_e) \quad (2)$$

$$\frac{\Delta_{i1}}{d} = \frac{p}{E_i} \left( \frac{1 + c_i^2}{1 - c_i^2} - \nu_i \right) \quad (3)$$

$$\frac{\Delta_{i2}}{d} = \frac{2 p c_i}{E_i (1 - c_i^2)} \quad (4)$$

$$\frac{\Delta}{d} = \frac{p}{E_e} \left( \frac{1 + c_e^2}{1 - c_e^2} + \nu_e \right) + \frac{p}{E_i} \left( \frac{1 + c_i^2}{1 - c_i^2} - \nu_i \right) \quad (5)$$

Lorsque les éléments intérieur et extérieur sont en une même matière, c'est-à-dire  $E_e = E_i = E$  et  $\nu_e = \nu_i$ , et que l'élément intérieur est plein, c'est-à-dire  $c_i = 0$ , l'équation (5) se simplifie en



$$\frac{\Delta}{d} = \frac{p}{E} \frac{2}{1 - c_e^2} \quad (6)$$

## Moment de torsion et effort axial

Le moment de torsion transmissible  $M_t$  est le produit de l'effort total de frottement dans la surface de contact par sa distance à l'axe. L'effort de frottement est le produit de la pression de surface, de la surface de contact et du coefficient de frottement  $\mu$ , voir page 16. Le moment de torsion  $M_t$  est tiré de

$$M_t = \frac{\pi d^2 B p \mu}{2} \quad (7)$$

Le coefficient de sécurité usuel est compris entre 2 et 3.

Pour un assemblage avec surface de contact cylindrique l'effort axial  $F$  transmissible est

$$F = \pi d B p \mu \quad (8)$$

Si l'assemblage est soumis à un effort axial  $F$ , le moment de torsion  $M_t$  transmissible simultanément peut être tiré de l'égalité :

$$\sqrt{\left(\frac{F d}{2}\right)^2 + M_t^2} = \frac{\pi d^2 B p \mu}{2} \quad (9)$$

Lors du calcul d'un assemblage avec surface de contact conique, il faut également tenir compte de la composante axiale de la pression de surface, qui est cependant faible pour la conicité normalement utilisée dans les assemblages à pression d'huile.

## Moment de flexion et effort radial

La pression de surface provoquée par le serrage entre l'arbre et l'élément extérieur, dans un assemblage pressé, peut généralement être considérée comme uniformément répartie sur les surfaces de contact. Les forces extérieures et les moments de flexion sont transmis à la fois par un changement dans la répartition de pression et par frottement. L'analyse mathématique de ces conditions est complexe et, dans la plupart des cas, inutile. Il existe cependant un besoin en matière de méthode de calcul qui permette une évaluation des assemblages sous fortes charges et, si possible, une comparaison avec des assemblages similaires où l'on dispose d'expérience pratique. SKF a développé et programmé une telle méthode.

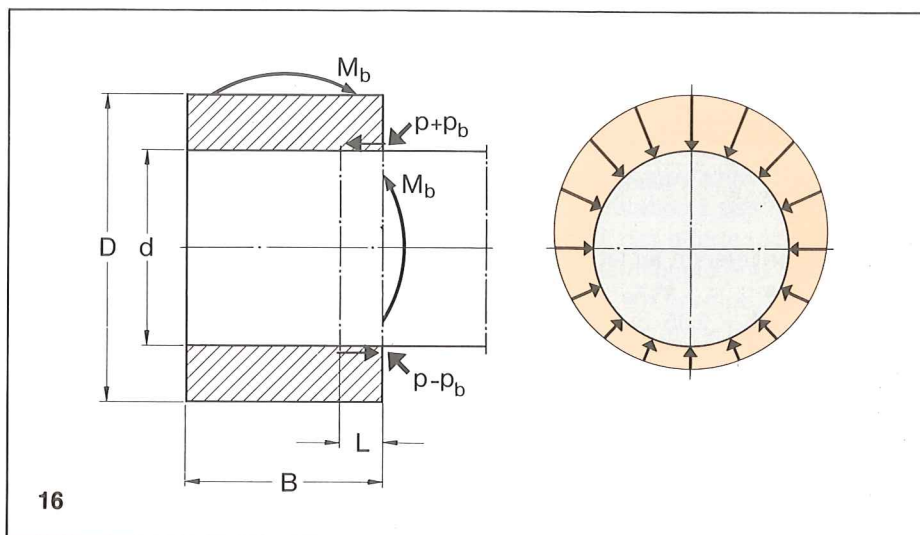
Le seul facteur considéré ici est l'influence d'un moment fléchissant  $M_b$  sur un assemblage pressé car les efforts radiaux extérieurs sont habituellement peu significatifs. La fig. 16 qui concerne une bague montée en bout d'arbre, illustre schématiquement la redistribution de la pression de surface au voisinage de la face latérale intérieure de la bague, causée par le moment fléchissant  $M_b$ . La figure montre aussi cette partie de la zone de contact dans laquelle se produisent des efforts de frottement agissant axialement et causés par le moment fléchissant  $M_b$ . En utilisant le diagramme de la fig. 17, il est possible de calculer la taille des facteurs utilisés pour évaluer l'assemblage pressé, à savoir la variation maximale de la pression de surface  $p_b$  ainsi que la largeur  $L$  de la zone de frottement.

Dans cette évaluation,  $p_b = p$  peut en principe être considéré comme une valeur limite, car  $p_b > p$  indiquerait une perte limitée de contact de surface. En

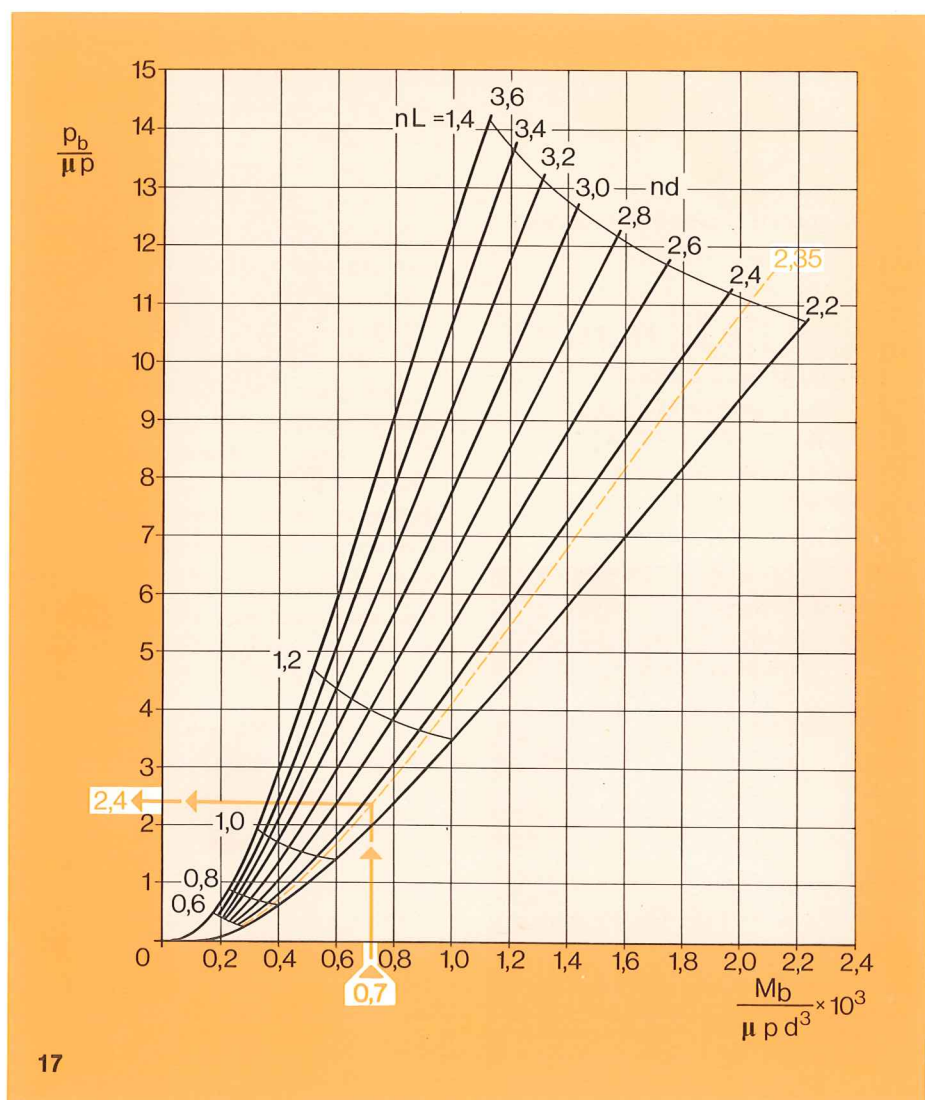
outre la valeur calculée de  $L$  ne doit jamais excéder la largeur  $B$  de la bague ; sinon la capacité de transmission de couple serait probablement réduite de façon considérable.

Dans la pratique, il faut tenir compte d'un coefficient de sécurité  $B/L$ . Malheureusement, les connaissances à cet

égard sont limitées. Comme guide, on peut cependant supposer que ce coefficient ne devrait pas être inférieur à 1,5 pour les assemblages soumis à des charges statiques, et à 3 pour les assemblages soumis à des charges dynamiques avec exigences rigoureuses du point de vue fiabilité et longue durée.



16



17

### Exemple de calcul

Une bague cylindrique en acier ayant pour dimensions  $d = 100$ ,  $D = 170$  et  $B = 100$  mm est montée selon fig. 16 sur un arbre plein en acier avec un ajustement serré de 0,15 mm et elle est soumise à un moment de flexion  $M_b = 10\,000$  Nm.

Selon l'équation (6), on obtient  $p = 103$  N/mm<sup>2</sup>. En supposant que  $\mu = 0,14$  on peut écrire

$$\frac{M_b}{\mu p d^3} \times 10^3 = \frac{10\,000 \times 10^3}{0,14 \times 103 \times 100^3} = 0,7$$

En outre, en se référant au tableau 3, on obtient pour  $c_i = 0$  et  $c_e = d/D = 0,59$  la valeur  $nd = 2,35$ . Si l'on utilise le diagramme de la fig. 17 ainsi que ces valeurs, on obtient  $p_b/\mu p = 2,4$  d'où

$$p_b = 0,14 \times 100 \times 2,4 = 34 \text{ N/mm}^2$$

A partir du même diagramme  $nL = 1,12$  et sachant que  $nd = 2,35$  on arrive à

$$L = \frac{1,12 d}{2,35} = 48 \text{ mm}$$

En conséquence le coefficient de sécurité  $B/L = 2,1$ .

## Fatigue de la matière

Un ajustement serré donne lieu à des contraintes tangentielles et radiales fig. 18 et 19. La contrainte de traction tangentielle dans l'élément extérieur est maximale à la surface de contact, et la contrainte de compression tangentielle dans l'élément intérieur est maximale à l'alésage dans un arbre creux tandis que dans un arbre plein elle est la même dans toute la section.

La fatigue causée par les contraintes tangentielles et radiales est aussi maximale aux surfaces intérieures des bagues et, dans un arbre plein, elle est égale dans toute la section. Selon l'hypothèse de von Mises, on a :

Élément extérieur:

$$\sigma_e = \frac{p}{1 - c_e^2} \sqrt{3 + c_e^4} \quad (10)$$

$$\text{Arbre plein : } \sigma_i = p \quad (11)$$

$$\text{Arbre creux : } \sigma_i = \frac{2p}{1 - c_i^2} \quad (12)$$

Une vérification des efforts causés par un ajustement serré à l'aide des égalités (9), (10) et (11) est en général suffisante. Si la capacité de transmission

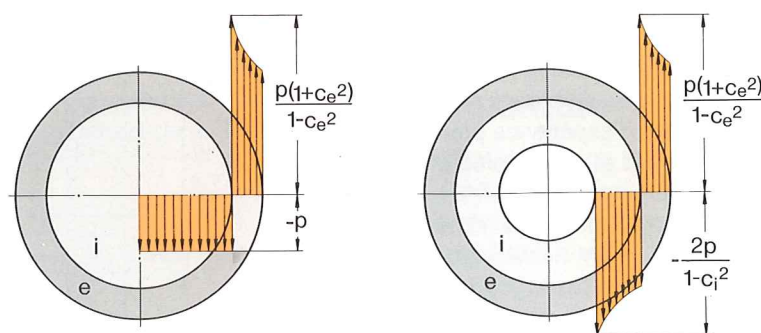
de l'assemblage est pleinement exploitée ou si ce dernier doit supporter un moment de flexion ou des efforts radiaux élevés, il faut effectuer un calcul plus complet.

Pour permettre une évaluation de la résistance à la fatigue de la matière, il convient d'exprimer la contrainte com-

Tableau 3 Relations de diamètres

| $c_i$ | $n\ d$ |      |      |      |      |       |
|-------|--------|------|------|------|------|-------|
| 0     | 2,19   | 2,21 | 2,27 | 2,36 | 2,47 |       |
| 0,2   | 2,21   | 2,23 | 2,30 | 2,39 | 2,52 |       |
| 0,4   | 2,28   | 2,31 | 2,39 | 2,50 | 2,66 |       |
| 0,6   | 2,44   | 2,49 | 2,55 | 2,73 | 2,95 |       |
| 0,8   | 2,82   | 2,87 | 3,01 | 3,25 | 3,64 |       |
|       | 0      | 0,2  | 0,4  | 0,6  | 0,8  | $c_e$ |

Contraintes tangentielles

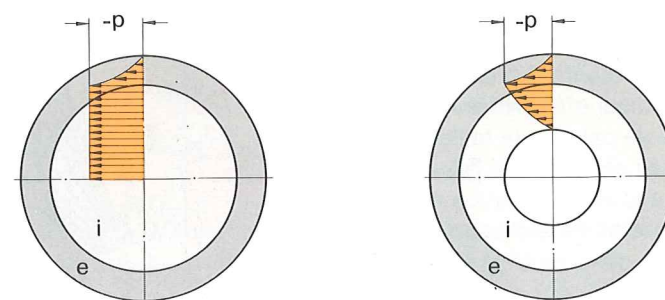


Arbre plein

Arbre creux

18

Contraintes radiales



Arbre plein

Arbre creux

19

me la somme de la contrainte moyenne  $\sigma_m$  et d'une contrainte additionnelle variable d'amplitude  $\pm \sigma_a$ .

Les formules de la page 15 permettent d'effectuer le calcul d'un assemblage dont l'élément extérieur est une pièce de révolution, comme dans les accouplements d'arbres. Les contraintes agissant aux extrémités des surfaces de contact, qui sont en général déterminantes, sont obtenues en introduisant les modifications de pression de surface qui se produisent dans ces conditions (voir page 13).

Si l'importance des forces extérieures varie, les contraintes calculées seront du côté sécurité en utilisant les valeurs maximales de ces forces.

### Contraintes

A l'alésage de l'élément extérieur

$$\sigma_{te} = \frac{p}{1 - c_e^2} \sqrt{3 + c_e^4} \quad (13)$$

$$\sigma_{be} = \frac{p_b}{1 - c_e^4} \sqrt{3(1 + c_e^4)^2 + 4c_e^8} \quad (14)$$

Dans le cas des arbres, pleins ou creux, les grandeurs auxiliaires  $M_{t1}$  et  $M_{b1}$  sont nécessaires :

$$M_{t1} = \frac{16}{\pi(1 + c_i^2)} \times \frac{M_t}{d^3 p} \quad (15)$$

$$M_{b1} = \frac{32}{\pi} \times \frac{M_b}{d^3 p_b} \quad (16)$$

Arbre plein

$$\sigma_{ti} = p \sqrt{1 + 3M_{t1}^2} \quad (17)$$

$$\sigma_{bi} = p_b \sqrt{3 + (M_{b1} - 2)^2} \quad (18)$$

Arbre creux, à l'alésage

$$\sigma_{ti} = \frac{p}{1 - c_i^2} \sqrt{4 + 3c_i^2 M_{t1}^2} \quad (19)$$

$$\sigma_{bi} = \frac{c_i p_b}{1 - c_i^4} \sqrt{12 + (M_{b1} - 2)^2} \quad (20)$$

Arbre creux, à la surface de contact

$$\sigma_{ti} = \frac{p}{1 - c_i^2} \sqrt{1 + 3(c_i^4 + M_{t1})^2} \quad (21)$$

$$\sigma_{bi} = \frac{p_b}{1 - c_i^4} \sqrt{3(1 + c_i^4)^2 + (M_{b1} - 2)^2} \quad (22)$$

## Fatigue admissible de la matière

La fatigue admissible de la matière doit toujours être estimée en tenant compte du fait que les tensions dans l'assemblage peuvent être constantes ou variables.

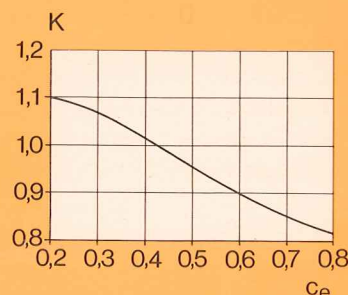
Pour une charge à caractère essentiellement statique (direction largement constante par rapport à l'assemblage), ce qui, en pratique, implique l'absence de grands moments de flexion ou de forces radiales importantes, ou si les variations de la charge sont rares, c'est-à-dire que la fatigue ne devrait pas intervenir, une valeur maximale  $\sigma_e$  représentant le produit d'un facteur d'utilisation  $K$  et de la limite élastique  $\sigma_s$  de la matière est admissible pour la contrainte dans l'élément extérieur, lorsqu'il s'agit d'assemblages pressés dont les éléments ont une résistance à la traction appropriée. Le facteur  $K$ , qui est fonction du rapport de diamètres  $c_e$  est tiré de la fig. 20. Comme le montre ce diagramme, on peut même dépasser la limite élastique dans le cas d'un élément extérieur épais. Lorsque l'assemblage doit être monté et démonté fréquemment, surtout si l'opération s'effectue dans des conditions défavorables, il est conseillé de réduire de 10 à 20 % les valeurs de  $K$  données à la fig. 20. Des exemples de tels assemblages sont fournis par les têtes d'accouplement de petites et moyennes dimensions pour laminoirs, que l'on a généralement intérêt à réaliser en acier au carbone trempé et revenu.

Le moment de torsion n'entraîne généralement qu'une légère fatigue dans l'élément extérieur ; celle-ci a donc été omise dans les calculs ci-dessus. Dans l'élément intérieur, au contraire, cette fatigue peut être importante et justifier un choix plus prudent de la fatigue admissible qui ne doit pas être supérieure à 0,7 environ de la limite élastique de la matière, même si la charge est plus ou moins statique. Lorsqu'il s'agit d'arbre plein, cette règle implique rarement une limitation, car la limite élasti-

que de la matière dans l'élément extérieur est généralement déterminante pour l'importance du serrage admissible et, par conséquent, pour les dimensions de l'assemblage. Lorsqu'il s'agit d'arbre creux, où les efforts sont beaucoup plus élevés que dans les arbres pleins pour une même pression de surface dans l'assemblage, il n'est pas rare qu'il soit nécessaire de les renforcer au moyen d'un tampon, ou d'une fourrure en acier à haute résistance.

Si la charge agissant sur l'assemblage a un caractère dynamique, ce qui est le cas lorsque l'assemblage est soumis en rotation à des moments de flexion ou à des efforts radiaux, la fatigue est déterminante pour les efforts admissibles. En principe, les valeurs calculées selon les équations (15) à (20) pour les contraintes  $\sigma_t$  et  $\sigma_b$  doivent être vérifiées à l'aide des données de fatigue applicables à la matière utilisée.

Il faut souligner à ce propos que ces calculs ne donnent en général qu'une indication, du fait qu'on ne dispose souvent que d'hypothèses fragiles en ce qui concerne l'importance des efforts qui s'exercent. Pour évaluer l'aptitude de l'assemblage, on en est souvent réduit à faire appel à l'expérience.



## Coefficient de frottement

Le frottement entre les surfaces de contact dépend principalement de l'adhérence moléculaire. La surface de contact effective résulte d'une déformation plastique locale, sous l'effet de la pression de surface ; elle ne représente qu'une très faible partie de la surface de contact nominale, qui est fonction de la pression de surface. L'état des surfaces a un effet déterminant sur l'importance du frottement. Les dépôts moléculaires d'oxydes, de gaz et de lubrifiants, qui existent toujours en pratique, gênent plus ou moins le contact direct entre les surfaces et réduisent ainsi le frottement qui, avec des surfaces propres (chauffage sous vide), peut atteindre de très grandes valeurs.

Ces facteurs peuvent entraîner des variations du coefficient de frottement à l'intérieur de larges limites – les écarts atteignant 100 % ne sont pas inhabituels dans des assemblages identiques montés de la même façon mais dans des conditions différentes. Pour le calcul de la capacité de transmission, il faut cependant se baser sur une valeur sûre. Si les deux éléments sont en acier, on peut utiliser les valeurs données dans le tableau 4, qui sont le résultat d'amples recherches effectuées par SKF.

On voit que le coefficient de frottement est pratiquement le même pour les assemblages à pression d'huile normalement montés et pour les assemblages frettés à chaud ; l'expérience acquise avec ces derniers peut donc servir pour certaines applications lors-

que l'on passe à la méthode à pression d'huile.

Il y a de même correspondance entre les assemblages à pression d'huile avec surfaces dégraissées, utilisant la glycérine comme agent de pression et les assemblages frettés à chaud dont les surfaces de contact sont soigneusement dégraissées avant montage. Cependant, étant donné qu'on rencontre des difficultés pratiques à enlever des surfaces métalliques la couche moléculaire de graisse ou d'huile (frotter avec de la chaux et de l'eau semble être le moyen le plus efficace), les assemblages traités de cette manière n'ont d'intérêt que dans les cas spéciaux.

La valeur 0,14 est donc normalement utilisée comme coefficient de frottement pour le calcul des assemblages en acier montés par la méthode à pression d'huile. Si l'un des éléments est en fonte, il convient de choisir une valeur plus faible, à savoir 0,10.

## Perte de pression avec une douille intermédiaire conique extérieurement

Si l'on utilise une douille intermédiaire mince, conique extérieurement, montée avec ajustement libre initial sur l'arbre, il faut tenir compte dans les calculs du fait que la pression de surface est plus faible dans la surface cylindrique (alésage de la douille) que dans la surface conique par suite de la résistance de la douille à la compression. La capacité de transmission est donc plus faible dans ce cas au niveau de la surface cylindrique.

La perte de pression avec une douille conique extérieurement, c'est-à-dire la différence entre la pression dans la surface conique et la pression dans la surface cylindrique, peut être calculée pour un jeu initial donné entre la douille et l'arbre, à partir de la relation ci-dessous, applicable au cas le plus courant, c'est-à-dire douille et arbre plein en une même matière :

$$\delta_p = (\Delta_1 + 4H)E \frac{1 - \left(\frac{d_a^2}{d}\right)}{2d_a} \quad (23)$$

où

$\delta_p$  = perte de pression, N/mm<sup>2</sup>

$\Delta_1$  = jeu initial entre les surfaces cylindriques, mm

H = compression de la couche superficielle de chaque surface de contact par suite de l'état de surface, mm  
(0,0025 to 0,0050 mm pour surfaces rectifiées ou finement tournées)

E = module d'élasticité, N/mm<sup>2</sup>

d = diamètre extérieur moyen de la douille, mm

$d_a$  = diamètre d'arbre, mm

**Tableau 4 Coefficients de frottement**

|                                                                                                                                                             |              |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| Assemblage à pression d'huile monté normalement avec utilisation d'huile minérale                                                                           | $\mu = 0,14$ |
| Assemblage avec surfaces de contact soigneusement dégraissées, monté par injection en utilisant la glycérine comme agent de pression                        | $\mu = 0,18$ |
| Assemblage fretté à chaud monté normalement après chauffage de l'élément extérieur à 300 °C dans un four électrique                                         | $\mu = 0,15$ |
| Assemblage fretté à chaud avec surfaces de contact soigneusement dégraissées, monté après chauffage de l'élément extérieur à 300 °C dans un four électrique | $\mu = 0,20$ |

## Enfoncement axial et effort de montage

L'enfoncement axial,  $a$ , nécessaire pour obtenir le serrage prévu résulte de l'équation suivante, pour un montage direct sur portée conique de conicité  $1/k$  :

$$a = k (\Delta + 4 H) \quad (24)$$

Si l'on utilise une douille intermédiaire mince conique, la valeur correspondante sera :

$$a = k (\Delta + \Delta_1 + 8 H) \quad (25)$$

Dans ce cas le serrage obtenu et, par suite, la pression de surface pour un certain enfoncement dépendent du jeu initial  $\Delta_1$ , c'est-à-dire de la nature de l'ajustement entre la douille et l'arbre ou entre la douille et le moyeu. En même temps que l'on choisit l'enfoncement axial  $a$ , il faut contrôler les efforts engendrés dans le cas de  $\Delta_{1 \min}$ , pour donner à l'assemblage la capacité de transmission requise dans le cas de  $\Delta_{1 \max}$ .

On peut vérifier que le serrage désiré est atteint, sans tenir compte pratiquement des tolérances de fabrication, en déterminant par le calcul selon équation (2), l'augmentation de diamètre de l'élément extérieur après montage. Si les éléments intérieur et extérieur sont en une même matière et si l'élément intérieur est plein, l'augmentation de diamètre est :

$$\Delta_{e2} = \Delta \frac{d}{D} \quad (26)$$

Lors du dimensionnement des outils de montage pour assemblages coniques à pression d'huile, il faut tenir compte aussi bien de la composante axiale de la pression de surface dans la surface de contact, qui résulte de la conicité, que du frottement résiduel entre les surfaces en contact après injection de l'huile. Lorsque ces surfaces sont soigneusement réalisées, on peut compter sur un frottement correspondant au produit de la pression de surface totale par un coefficient de frottement de 0,005 ou moins. Pour les éléments moins bien exécutés, des valeurs plus élevées peuvent bien en découler. En pratique la valeur 0,02 peut être utilisée pour  $\mu$ . La force

qui détermine les dimensions de l'outil de montage est alors :

$$F_m = \pi d B p \left( \frac{1}{2 k} + \mu \right) \quad (27)$$

Comme mentionné précédemment, les assemblages correctement réalisés, avec la conicité habituelle (1/30, 1/50 ou même moins), se libèrent automatiquement lorsque l'huile est injectée. Les assemblages moins bien réalisés peuvent exiger pour le démontage une certaine force qui vient s'ajouter à celle résultant de la conicité. L'effort requis est alors :

$$F_d = \pi B p \left( \mu - \frac{1}{2 k} \right) \quad (28)$$



# Fabrication et choix de la matière

Les éléments doivent être correctement conçus et dimensionnés. La matière doit avoir une limite élastique suffisamment élevée pour admettre les efforts causés par le serrage et les charges extérieures. Elle ne doit pas être poreuse, en particulier si l'on utilise de la fonte ou de l'acier moulé. L'exactitude de forme des surfaces de contact doit être bonne. Bien que le tournage fin donne un état de surface satisfaisant, une bonne exactitude de forme sera mieux obtenue par une rectification. Il faut veiller à ce que les éléments ne soient pas déformés ou ovalisés lors du serrage en vue de l'opération d'usinage. Les rayures et les marques d'usinage (facettes de rectification, etc.) s'étendant jusqu'aux extrémités des surfaces de contact ne sont pas admissibles car elles occasionneraient des fuites d'huile au montage et au démontage et il serait impossible d'obtenir la pression d'huile requise dans l'assemblage. Les congés entre gorges de répartition et surfaces de contact, ainsi qu'entre surfaces de contact et faces latérales, doivent être soigneusement arrondis.

Lorsqu'il s'agit d'un seul assemblage conique, il convient d'usiner de finition l'un des éléments, qu'on utilise ensuite comme calibre pour l'autre partie. Le serrage dans l'assemblage est alors indépendant des tolérances de fabrication des surfaces coniques.

S'il est prévu un grand nombre d'assemblages, les éléments doivent être fabriqués en utilisant des calibres de façon que leur interchangeabilité soit rigoureuse ; sinon un mélange des éléments peut donner lieu à des difficultés, de même que le remplacement éventuel d'un élément.

Lors du choix de la matière pour un assemblage pressé, il faut tenir compte de la nécessité d'une limite élastique assez élevée, qui élimine le risque de déformations permanentes importantes. Dans les parties de l'assemblage exposées à l'huile sous pression, en particulier s'il s'agit d'éléments en

fonte ou acier moulé, la matière ne doit pas être poreuse.

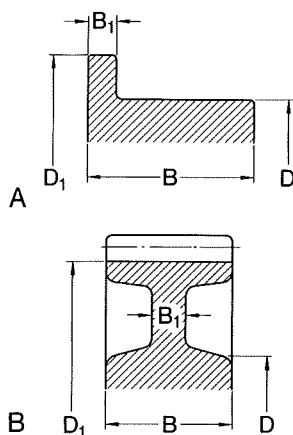
La fonte à graphite sphéroïdal a été utilisée avec succès pour la fabrication des assemblages à pression d'huile. Il existe différentes nuances, dont certaines ont pratiquement la même résistance qu'un acier au carbone après traitement thermique. Le module d'élasticité, cependant, est plus faible, ce dont il faut tenir compte lors des calculs.

## Assistance SKF

Pour assurer une mise en oeuvre optimale de la méthode à pression d'huile, SKF peut fournir son assistance pour les calculs, la conception et le choix d'outils appropriés. En cas de consultation, envoyer une copie du questionnaire ci-contre après avoir indiqué les renseignements nécessaires.

# Données requises pour le calcul des assemblages pressés

## Conception de l'élément extérieur



## Conception de l'élément extérieur

☐ A ☐ B ☐ autre conception selon dessin joint

## Conception des surfaces d'ajustement

☐ a ☐ b ☐ c ☐ d  
avec douille avec douille uniquement démontage  
intermédiaire intermédiaire par pression d'huile

## Dimensions

$d_1$  ..... mm (tolérance.....)  $B$  ..... mm conicité ☐ 1:30  
 $d_2$  ..... mm  $B_1$  ..... mm ☐ 1:50  
 $d_3$  ..... mm  $D$  ..... mm ☐ 1:80  
 $d_0$  ..... mm  $D_1$  ..... mm

## Données matière pour l'élément extérieur

### Conception des surfaces de contact

Selon

☐ ISO ..... ☐ DIN ..... ☐ SIS ..... ☐ autre norme .....

Si la norme est précisée, il n'est pas nécessaire de donner d'autres informations.

Limite élastique .....  $N/mm^2$

Module d'élasticité .....  $N/mm^2$

Coefficient de Poisson .....

## Données matière pour l'arbre

Selon

☐ ISO ..... ☐ DIN ..... ☐ SIS ..... ☐ autre norme .....

Si la norme est précisée, il n'est pas nécessaire de donner d'autres informations.

Limite élastique .....  $N/mm^2$

Module d'élasticité .....  $N/mm^2$

Coefficient de Poisson .....

## Données de fonctionnement

Couple max. .... Nm

Puissance<sup>1)</sup> ..... kW

Vitesse<sup>1)</sup> ..... tr/min

Charge axiale ..... kN

Moment fléchissant<sup>2)</sup> ..... Nm

Coefficient de sécurité .....

<sup>1)</sup> Non exigé si le couple max. est mentionné.

<sup>2)</sup> Nécessaire seulement si  $d_1$  ou  $d_3 > B$ , ou  $> 0,1 \times$  couple max.



# Équipement d'injection d'huile

La pression d'huile utilisée doit être légèrement supérieure à la pression de surface existant dans l'assemblage. Cette dernière peut s'élever exceptionnellement à plus de 250 N/mm<sup>2</sup> si l'on utilise des éléments à très haute résistance. Dans la plupart des applications, cependant, la pression de surface varie entre 80 et 150 N/mm<sup>2</sup>. Des valeurs plus faibles, 20 à 50 N/mm<sup>2</sup>, sont normales entre les bagues intérieures de roulements et leurs portées sur l'arbre, ainsi que dans le dispositif hydraulique des accouplements OK-HB.

SKF fabrique plusieurs types de pompes et d'injecteurs pour des pressions jusqu'à 300 MPa. La fig. 22 montre un injecteur à vis consistant en un cylindre dans lequel glisse un piston qui se déplace lorsqu'on visse une douille fileté sur le cylindre. Les injecteurs de ce type contiennent une petite quantité d'huile ; ils peuvent être utilisés pour monter, par exemple, les roulements de la série NN 30 K pour broches de machines-outils, jusqu'à un diamètre d'alésage maximal de 200 mm.

Les injecteurs représentés aux fig. 23 et 24 sont conçus comme des pompes ordinaires à piston, avec un piston de petit diamètre. Ils sont aussi adaptés au montage des grands éléments. Ces injecteurs conviennent mieux en général que ceux du type à vis.

En principe, lorsqu'un injecteur est vissé fermement dans l'élément approprié, on obtient une bonne étanchéité entre le fond du trou de raccord et la surface en bout du cylindre fileté. En variante, on peut obtenir une fixation rapide et pratique au moyen d'un tube haute pression muni à chaque extrémité d'une bille en acier trempé et d'un raccord fileté (fig. 25).

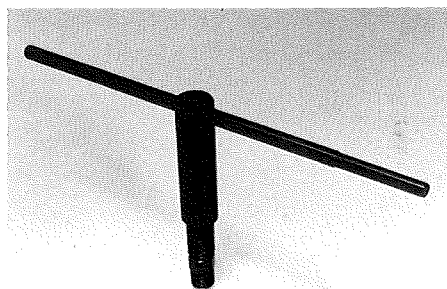
Le support d'injecteur représenté à la fig. 26 permet de relier facilement un tube haute pression et un manomètre à l'injecteur de la fig. 23.

SKF fournit aussi des pompes pour outillage hydraulique et pour injection d'huile entre éléments avec faible pression de surface, principalement des

bagues de roulements montées avec ajustement serré sur l'arbre ou dans le logement, voir fig. 27, 28 et 29. Un tube en caoutchouc renforcé équipe ces pompes.

Pour les montages et démontages de routine des accouplements OK, des roues d'essieux de véhicules ferroviaires et des accouplements de laminoirs, il est souvent pratique d'utiliser un groupe hydropneumatique SKF, selon fig. 30.

Des renseignements complémentaires sur ces outillages pour injection d'huile, sur des raccords complémentaires et sur les dimensions des trous de fixation, dans les différentes conditions d'utilisation, peuvent être fournis. Il convient aussi de se reporter à la brochure SKF Information Produit 300 « Méthodes et outils pour le montage et le démontage des roulements ».

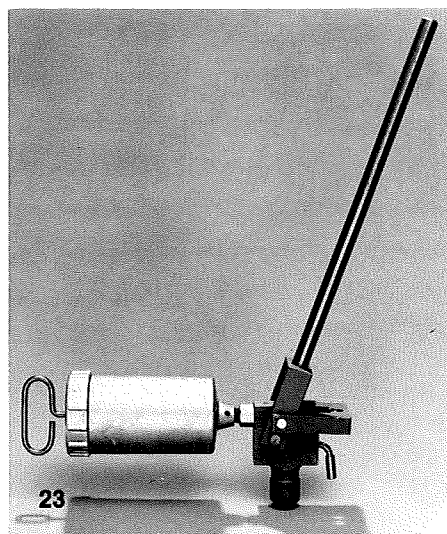
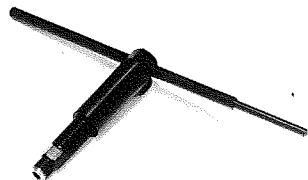


Injecteurs SKF à vis 226270 et 226271

| Données techniques         | 226270            | 226271             |
|----------------------------|-------------------|--------------------|
| Pression maximale          | 300 MPa           | 300 MPa            |
| Pour diamètres d'arbre     | < 100 mm          | < 200 mm           |
| Capacité réservoir d'huile | 7 cm <sup>3</sup> | 25 cm <sup>3</sup> |

Pour maintenir la pression d'huile dans les éléments, lorsque l'injecteur doit être de nouveau rempli, utiliser les raccords à soupape 226272 et 226273.

22



Injecteur d'huile SKF 226400

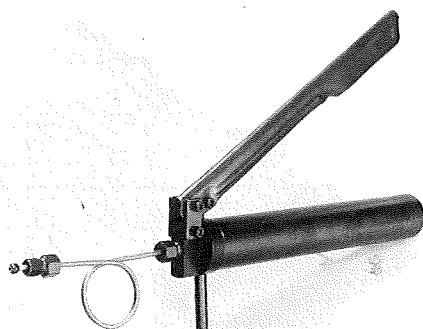
| Données techniques       |                      |
|--------------------------|----------------------|
| Pression max.            | 300 MPa              |
| Volume réservoir d'huile | 200 cm <sup>3</sup>  |
| Volume par coup          | 0,23 cm <sup>3</sup> |
| Diamètre de piston       | 6 mm                 |
| Masse                    | 2,2 kg               |

Le réservoir d'huile peut être rempli à nouveau sans relâcher la pression.

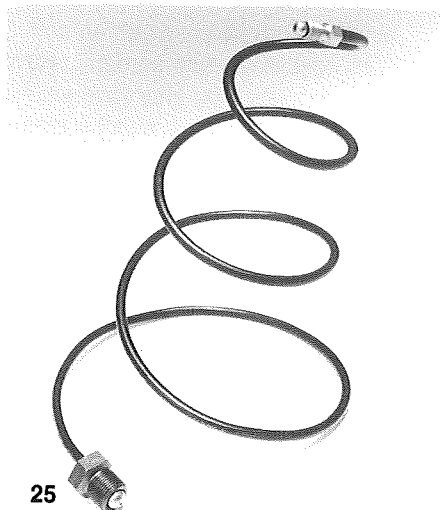
23

Injecteur d'huile SKF 727200

| Données techniques              |                      |
|---------------------------------|----------------------|
| Pression max.                   | 200 MPa              |
| Volume réservoir d'huile        | 100 cm <sup>3</sup>  |
| Volume par coup                 | 0,25 cm <sup>3</sup> |
| Diamètre de piston              | 5 mm                 |
| Longueur du tube haute pression | 300 mm               |
| Masse                           | 1,5 kg               |



24



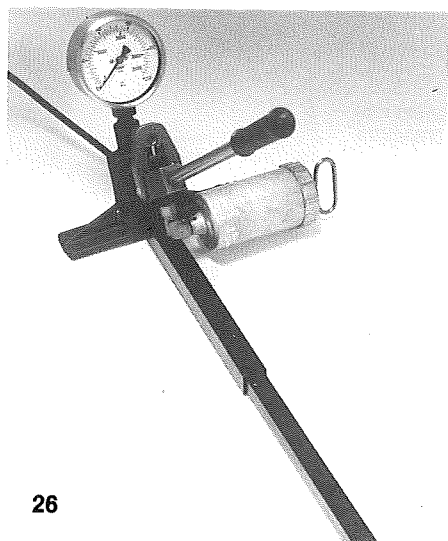
25

#### Tube haute pression SKF 227957 A

##### Données techniques

Pression max. 300 MPa

Les tubes haute pression peuvent être livrés en longueurs de 300 à 4 000 mm avec une large gamme de raccords.



26

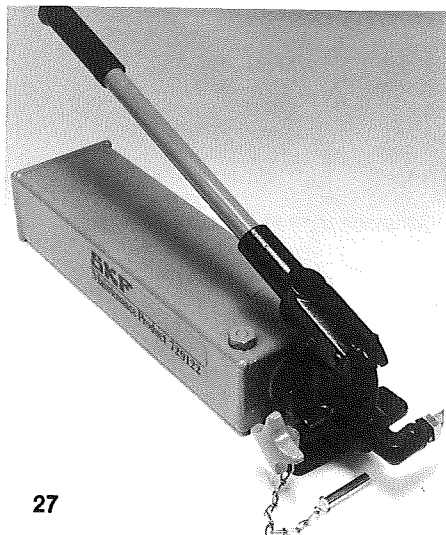
#### Support d'injecteur SKF 226402

##### Données techniques

Pression max. 300 MPa

Masse 2,65 kg

Le support est fourni avec un tube acier de section carré formant stabilisateur et un raccord pour le manomètre avec filetage 1/2" BSP.



27

#### Pompe hydraulique SKF 729122

##### Données techniques

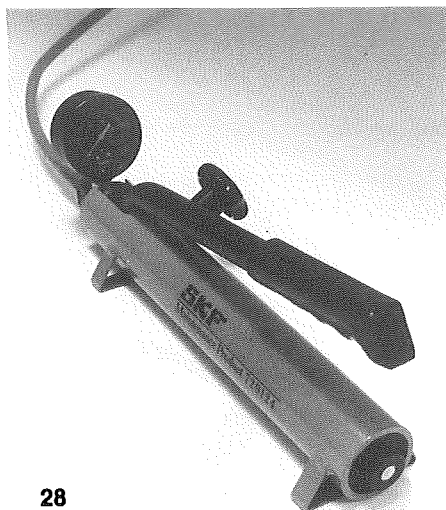
Pression max. 50 MPa

Volume d'huile par coup 3,5 cm<sup>3</sup>

Capacité du réservoir 3 700 cm<sup>3</sup>

Masse 13 kg

Flexible 3 m (avec coupleur et raccord 1/4" BSP)

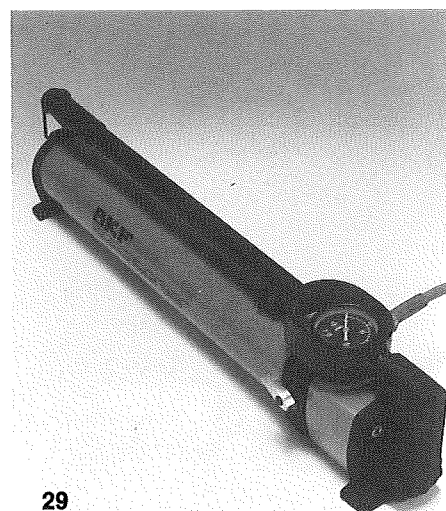


28

#### Pompe hydraulique SKF 729124

##### Données techniques

|                            |                                              |
|----------------------------|----------------------------------------------|
| Pression max.              | 100 MPa                                      |
| Volume par coup            | 0,5 cm <sup>3</sup>                          |
| Capacité réservoir d'huile | 250 cm <sup>3</sup>                          |
| Masse                      | 2,4 kg                                       |
| Flexible                   | 1,5 m (avec coupleur et<br>raccord 1/4" BSP) |

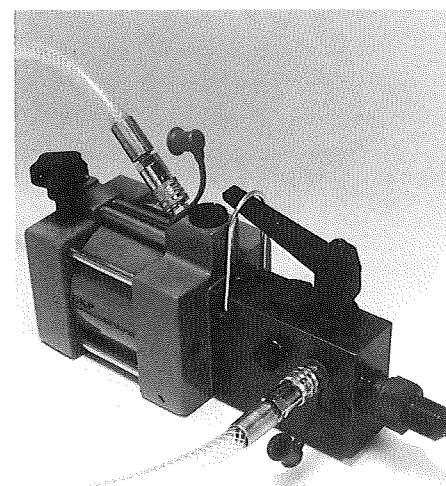


29

#### Pompe hydraulique SKF 728619

##### Données techniques

|                            |                                                                                |
|----------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|
| Pression max.              | 150 MPa                                                                        |
| Volume par coup            | 17,5 cm <sup>3</sup> (basse pression)<br>1,25 cm <sup>3</sup> (haute pression) |
| Capacité réservoir d'huile | 2 300 cm <sup>3</sup>                                                          |
| Masse                      | 12,2 kg                                                                        |
| Flexible                   | 3 m (avec coupleur et<br>raccord 1/4" BSP)                                     |



30

#### Groupes hydropneumatiques SKF THAP 030, THAP 150 et THAP 300

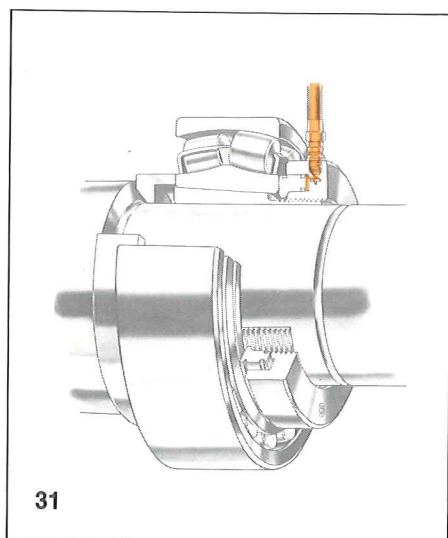
| Données techniques      | THAP 030             | THAP 150             | THAP 300             |
|-------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| Pression max.           | 30 MPa               | 150 MPa              | 300 MPa              |
| Rapport de pression     | 1:59                 | 1:252                | 1:450                |
| Volume d'huile par coup | 6,63 cm <sup>3</sup> | 1,09 cm <sup>3</sup> | 0,42 cm <sup>3</sup> |
| Raccord sortie d'huile  | 3/4" BSP             | 3/4" BSP             | 3/4" BSP             |
| Masse                   | 10 kg                | 8 kg                 | 11 kg                |

Les groupes sont livrés complets avec 2 flexibles (longueur 2 m) et dispositifs de raccordement rapides.

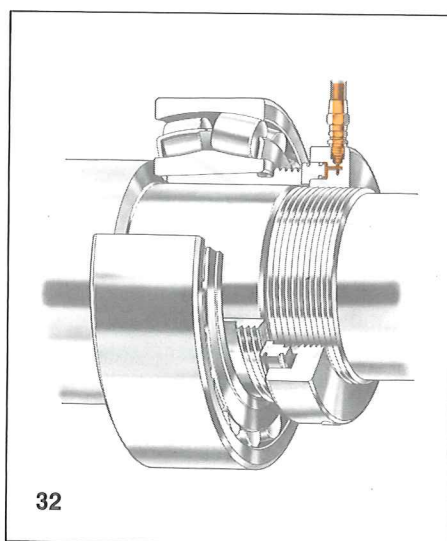
# Outils de montage et de démontage

Si l'on ne dispose pas d'une presse hydraulique ou d'un autre type de presse approprié pour monter les éléments à l'aide de la méthode à pression d'huile, il est souvent nécessaire de prévoir un outil de montage spécial.

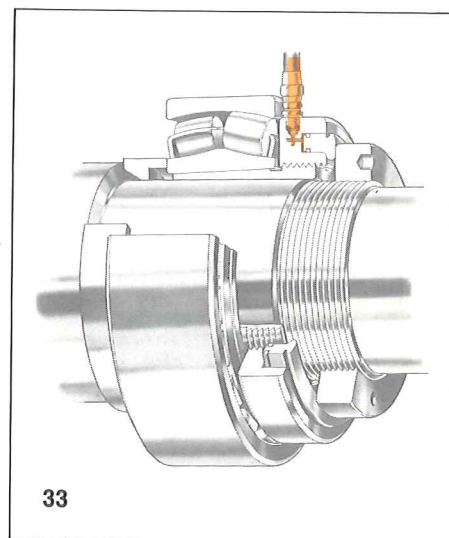
L'écrou hydraulique série HMV fabriqué par SKF est en premier lieu destiné au montage et au démontage des roulements comme le montrent les figures 31 à 35 inclus, mais il peut être utilisé avantageusement pour d'autres éléments selon fig. 36. Les écrous hydrauliques sont livrables pour des diamètres d'arbres de 50 à 1 000 mm inclus.



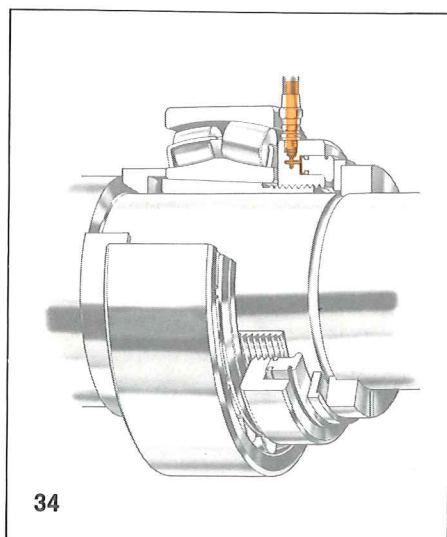
31



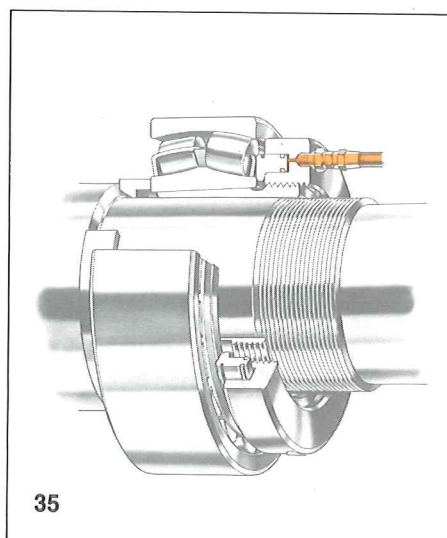
32



33

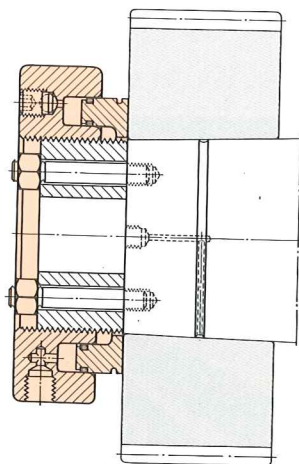


34

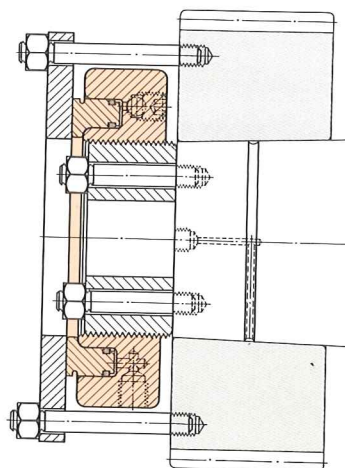


35

- 31 Ecou HMV utilisé pour enfoncer le roulement sur un manchon de serrage.
- 32 Ecou HMV vissé sur l'arbre pour l'enfoncement d'un manchon de démontage.
- 33 Ecou HMV et dispositif de butée spécial utilisés pour enfoncer un manchon de démontage.
- 34 Ecou HMV avec bagues de butée en position pour extraire un manchon de serrage.
- 35 Ecou HMV utilisé pour libérer un manchon de démontage.

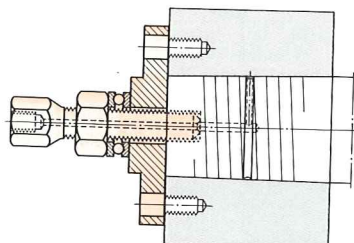


36

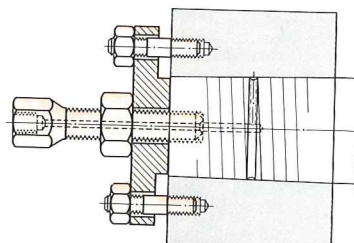


Les outils mécaniques illustrés à la fig. 37 sont généralement utilisés avec des éléments qui ne sont pas de très grandes dimensions. Compte tenu de l'ampleur de l'effort de montage, les outils hydrauliques de la fig. 38 sont généralement utilisés avec de grands éléments ; ils ont aussi l'avantage d'être d'une manutention aisée.

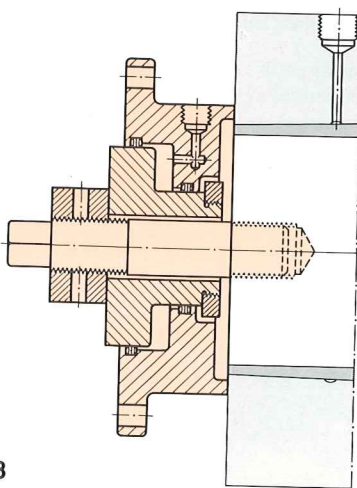
Ecrou HMV utilisé pour monter et démonter des éléments à l'aide de la méthode à pression d'huile.



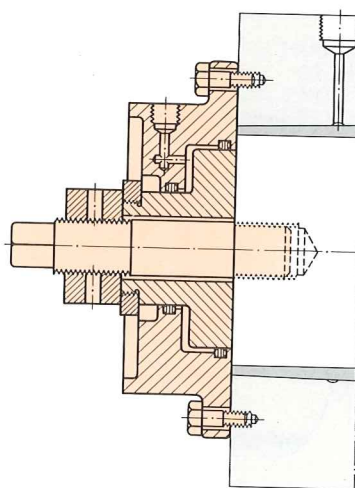
37



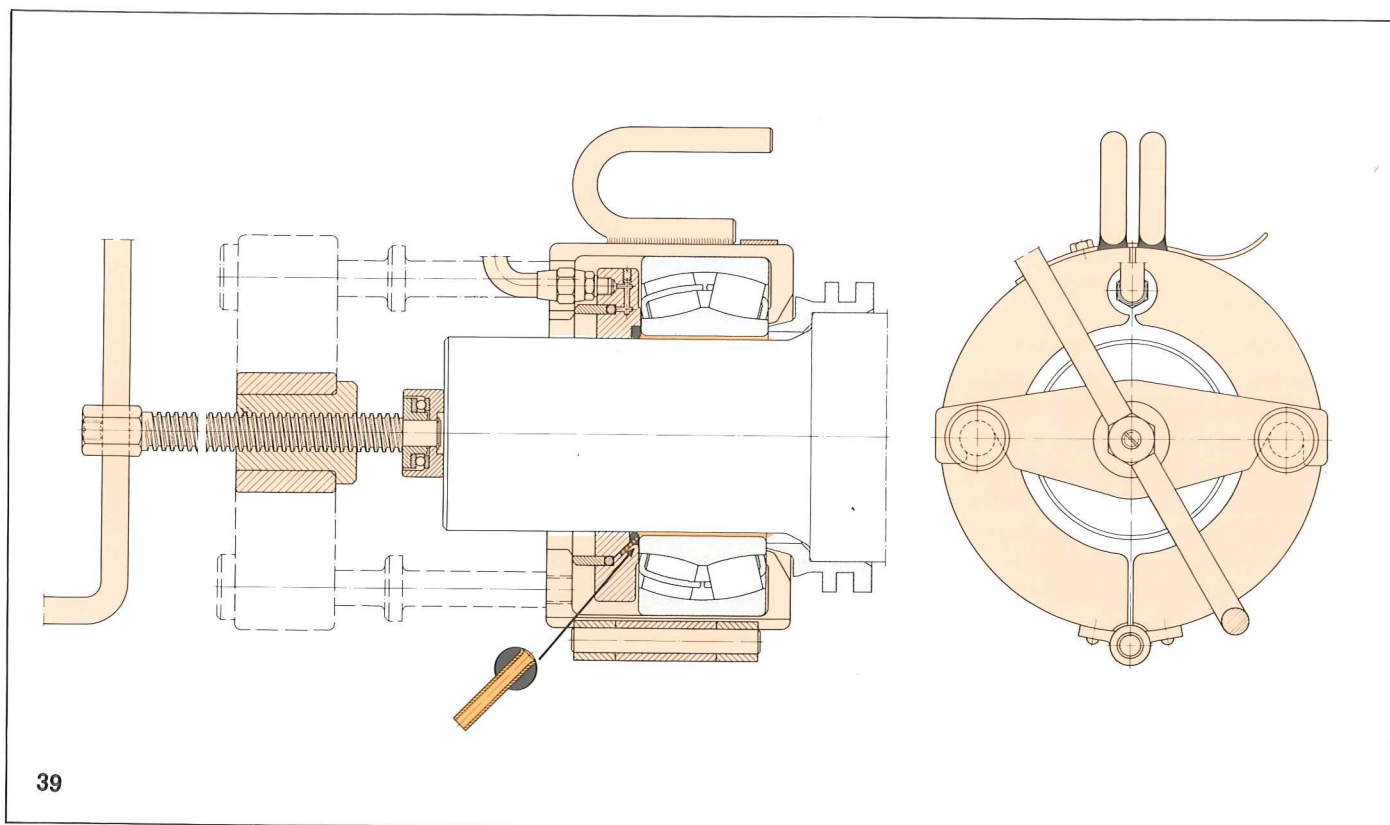
Outil mécanique pour monter et démonter des éléments à l'aide de la méthode à pression d'huile. L'huile est injectée par le boulon. A gauche : outil utilisé pour le montage et le démontage ; au démontage on règle l'outil de façon que les éléments ne se séparent pas brusquement. A droite : outil utilisé comme extracteur.



38



Outil hydraulique pour le montage et le démontage d'éléments par la méthode à pression d'huile. A gauche : outil utilisé pour le montage et le démontage ; au démontage on règle l'outil de façon que les éléments ne se séparent pas brusquement. A droite : outil utilisé comme extracteur.



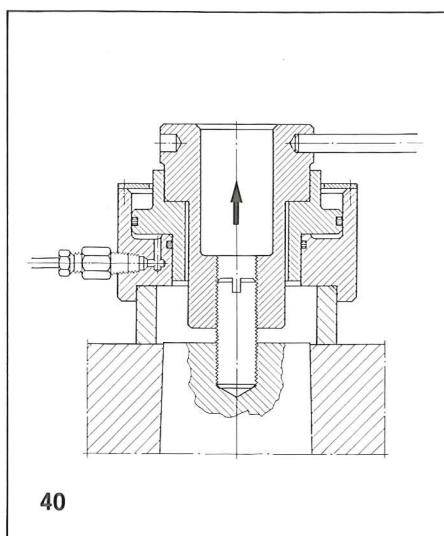
L'outil représenté à la fig. 39 est spécialement conçu pour le démontage des roulements qui ont été fixés sur portée cylindrique. Dans ce cas l'huile est injectée entre l'arbre et la bague intérieure du roulement, sur l'un des côtés de celle-ci. Le collier en deux pièces entoure le roulement et une bague d'injection. L'huile force le piston annulaire de la bague d'injection contre l'épaulement latéral extérieur du collier, ce qui presse la bague contre la face latérale du roulement, un joint torique formant étanchéité entre le roulement et l'arbre. L'huile pénètre à travers le joint par un petit tube et est injectée entre les surfaces de contact. L'extraction

s'effectue en faisant tourner la tige filetée.

Les assemblages à surfaces coniques bien conçus se séparent automatiquement lorsque l'huile est injectée au démontage. L'outil de montage est alors utilisé pour contrôler la vitesse de libération de l'élément extérieur ; l'outil est souvent conçu de façon à pouvoir être utilisé aussi pour l'extraction, si nécessaire, et dans ce cas un dispositif de butée approprié doit être prévu pour éviter des détériorations lorsque les éléments se séparent subitement.

La fig. 40 montre un tendeur SKF Hydrocam pour la précontrainte des boulons, qui peut aussi être utilisé pour monter et démonter les éléments à l'aide de la méthode à pression d'huile.

Pour éviter d'affaiblir inutilement un arbre, le trou fileté recevant l'extrémité de la vis de montage ou démontage ne doit pas avoir une profondeur supérieure à 1,2 fois le diamètre de la vis. Comme le diamètre du trou est, en général, sensiblement réduit du fait de l'ajustement serré des éléments au montage, il faut prévoir un jeu relativement grand dans le filetage.



# Instructions de montage et démontage

## Inspection

Avant le montage, contrôler les éléments comme suit :

Vérifier que les congés entre surface de contact et chanfreins latéraux, rainures de répartition d'huile et, éventuellement, de drainage sont bien arrondis et ne présentent pas de bavures.

Vérifier la forme de toutes les surfaces de contact à l'aide d'une règle et d'une source de lumière ou avec une couleur de marquage. Éviter tout grattage. Les bavures et marques de coups doivent être supprimées.

Vérifier que les surfaces de contact ont une conicité correspondante, en utilisant des calibres de mesure intérieurs et extérieurs.

Vérifier que les éléments coniques, après avoir été légèrement pressés, occupent bien, l'un par rapport à l'autre, la position axiale prescrite.

Pour les assemblages avec douille intermédiaire, vérifier que la cote de diamètre des surfaces cylindriques se trouve dans les tolérances.

## Montage

Nettoyer soigneusement toutes les surfaces de contact et enduire les surfaces coniques avec une huile de faible viscosité. Si l'on utilise une douille intermédiaire, vérifier qu'il n'y a pas trace d'huile épaisse ou de graisse sur les surfaces cylindriques ; sinon il pourrait se produire un glissement entre les éléments.

Placer l'élément extérieur sur l'arbre, ainsi que la douille, s'il en est prévu une. Mettre en place l'outil de montage et l'équipement d'injection d'huile puis serrer fortement tous les raccords pour éviter toute fuite d'huile pendant l'opération.

Injecter entre les éléments une huile ayant une viscosité de 300 mm<sup>2</sup>/s à la température de fonctionnement (par exemple le fluide de montage SKF LHM 300) jusqu'à ce que l'huile suinte au bord des surfaces de contact, des deux côtés. À l'aide de l'outil de montage, positionner correctement l'élé-

ment extérieur, tout en continuant à injecter de l'huile.

## Démontage

Pour des raisons de sécurité et pour éviter d'endommager les surfaces de contact, utiliser l'outil de montage pour freiner le mouvement de l'élément extérieur, sinon il pourrait se libérer avec une force considérable.

Mettre l'outil de montage dans la position qu'il occupait après achèvement du montage et raccorder l'équipement d'injection d'huile.

Injecter de l'huile entre les éléments jusqu'à ce qu'elle suinte aux deux extrémités des surfaces de contact.

Agir progressivement avec l'outil de montage jusqu'à ce que l'élément extérieur glisse facilement.

Une huile d'une viscosité de 300 mm<sup>2</sup>/s environ à la température de fonctionnement (par exemple le fluide de montage SKF LHM 300) est en général appropriée pour les assemblages coniques. Si, par suite de défauts dans les surfaces de contact des éléments, il existe des fuites d'huile suffisantes pour rendre difficile le montage ou le démontage, on choisira une huile plus épaisse, mais seulement après avoir essayé une huile fluide. Cependant, pour le démontage des roulements et des assemblages cylindriques, une huile épaisse, d'une viscosité pouvant atteindre 1 000 mm<sup>2</sup>/s à la température de fonctionnement (par exemple le fluide de démontage SKF LHDF 900) peut être utilisée avec sécurité.

Si l'élément extérieur malgré une injection d'huile sous pression, suffisante, ne glisse pas automatiquement, l'extraire en exerçant l'effort nécessaire, mais prévoir d'abord une butée pour limiter le déplacement axial.

## Fluides de montage et démontage

Les fluides de montage SKF LHM 300 (viscosité 300 mm<sup>2</sup>/s à 20 °C) et de démontage SKF LHDF 900 (viscosité 900 mm<sup>2</sup>/s à 20 °C) sont recommandés avec l'équipement hydraulique SKF (pompes hydrauliques, écrous HMV, outillage d'injection d'huile, etc.) pour monter ou démonter les assemblages pressés.

Les fluides contiennent des inhibiteurs de corrosion et n'attaquent pas la matière des joints d'étanchéité, telle que caoutchouc nitrile, cuir chromé, cuir, PTFE, etc.

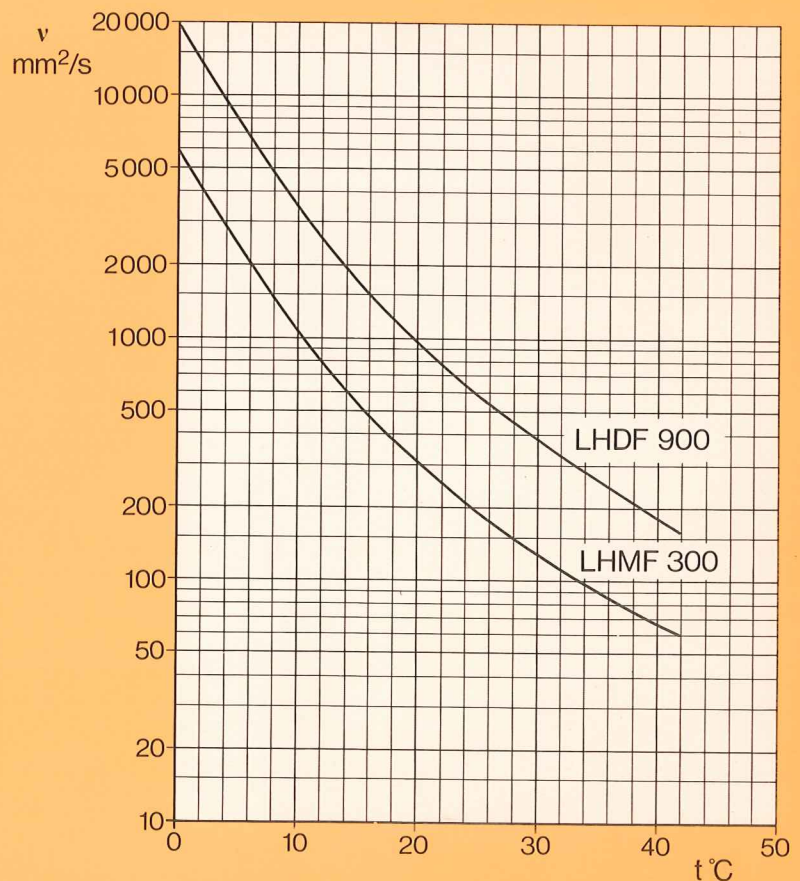
Le fluide de montage LHM 300, de couleur rouge, présente la viscosité appropriée pour permettre un drainage immédiat depuis les deux surfaces frettées, après relâchement de la pression.

Le fluide LHDF 900, de couleur bleue, a une viscosité telle que, même sur des surfaces rayées, il forme un film suffisant entre les surfaces pour

permettre le démontage des deux éléments. Les pompes peuvent exiger un fonctionnement lent pour que le fluide puisse se répandre à travers le système.

Si un fonctionnement à faible température est nécessaire, il est recommandé d'utiliser pour le démontage le fluide LHDF 900. Pour les hautes températures, on peut utiliser le LHM 300. Se reporter dans les deux cas au diagramme viscosité-température pour obtenir la viscosité correcte (fig. 41).

Vérifier que les fluides n'ont pas été pollués car toute contamination risque de détériorer l'équipement et les surfaces de contact. L'utilisation de pompes séparées est recommandée pour les fluides de montage et de démontage.

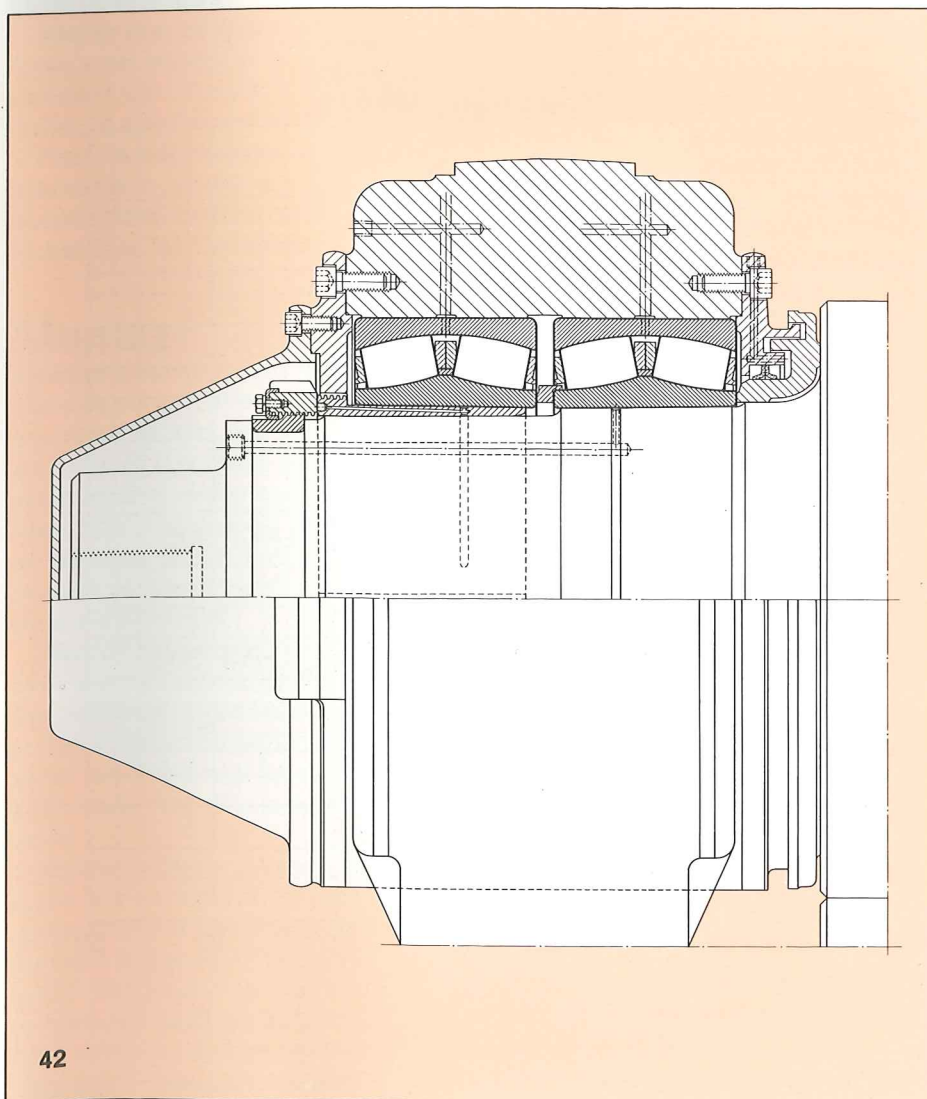


# Expérience pratique et exemples d'application

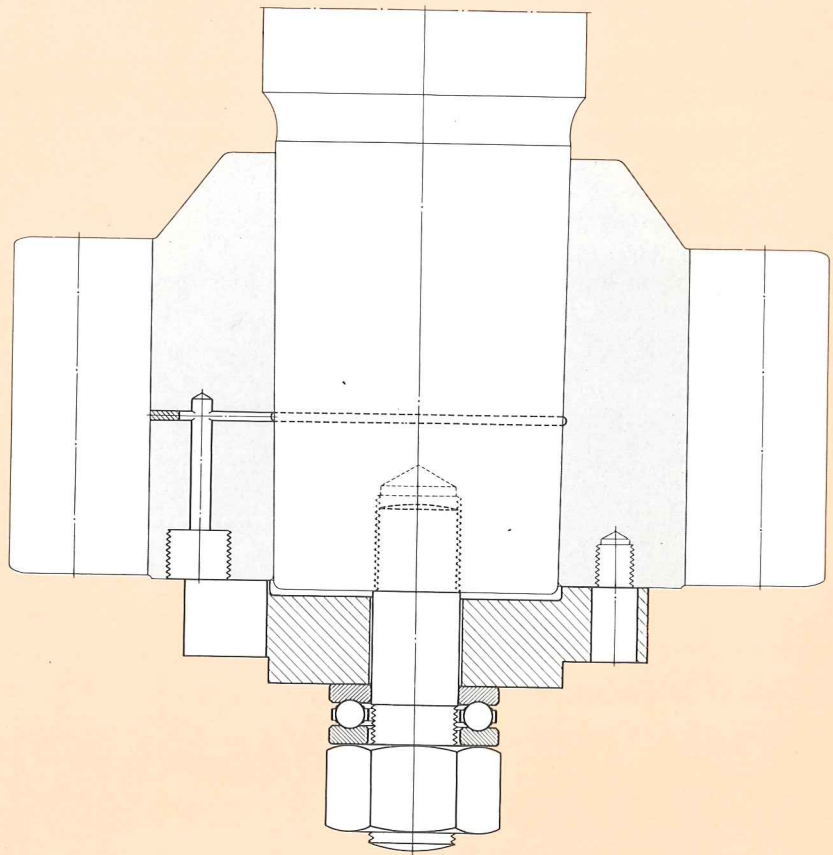
L'utilisation étendue de la méthode SKF à pression d'huile dans le domaine des roulements mérite une mention spéciale, cette méthode simplifiant considérablement le montage et le démontage. Le temps nécessaire est plus court et le film d'huile protège la portée sur l'arbre, notamment au démontage d'un roulement sur portée cylindrique. Dans de nombreux cas l'espace requis pour un montage peut être diminué car des outils de démontage spéciaux n'ont pas à être prévus.

L'injection d'huile peut être utilisée pour monter des roulements directement sur portée conique, ou bien sur manchon conique, ou encore sur por-

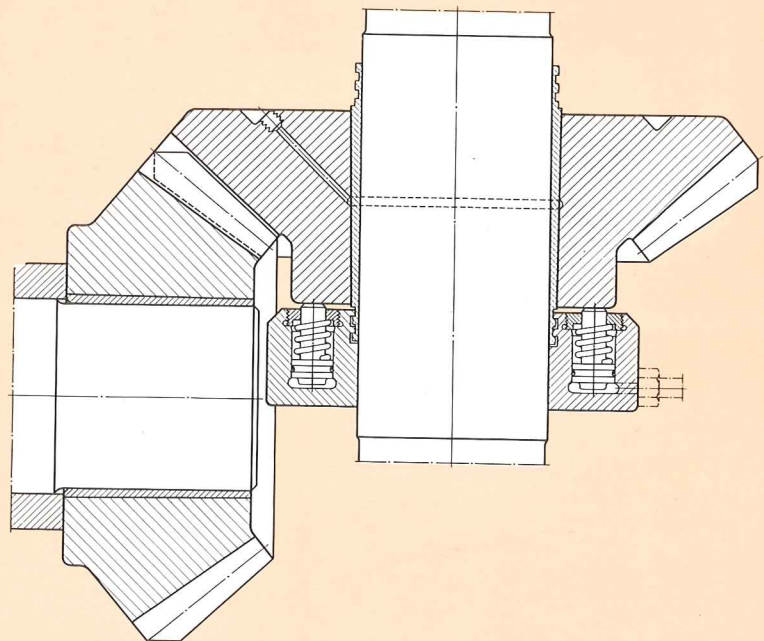
tée cylindrique. La fig. 42 présente un montage sur roulements à rouleaux d'un tourillon de cylindre de laminoir, où l'huile sous pression est acheminée jusqu'au roulement intérieur par des canaux dans le tourillon, le roulement extérieur étant alimenté par des canaux percés dans le manchon et débouchant au niveau respectivement des surfaces conique et cylindrique de celui-ci. Pour éviter, lors du démontage, une obliquité du manchon fendu, on visse sur celui-ci l'écrou de démontage normalement utilisé, avant d'introduire l'huile sous pression.



Parmi les autres éléments assemblés en utilisant la méthode à pression d'huile, on peut citer les pignons de commande des grues orientables (fig. 43) et des tables à rouleaux de laminoirs (fig 44).



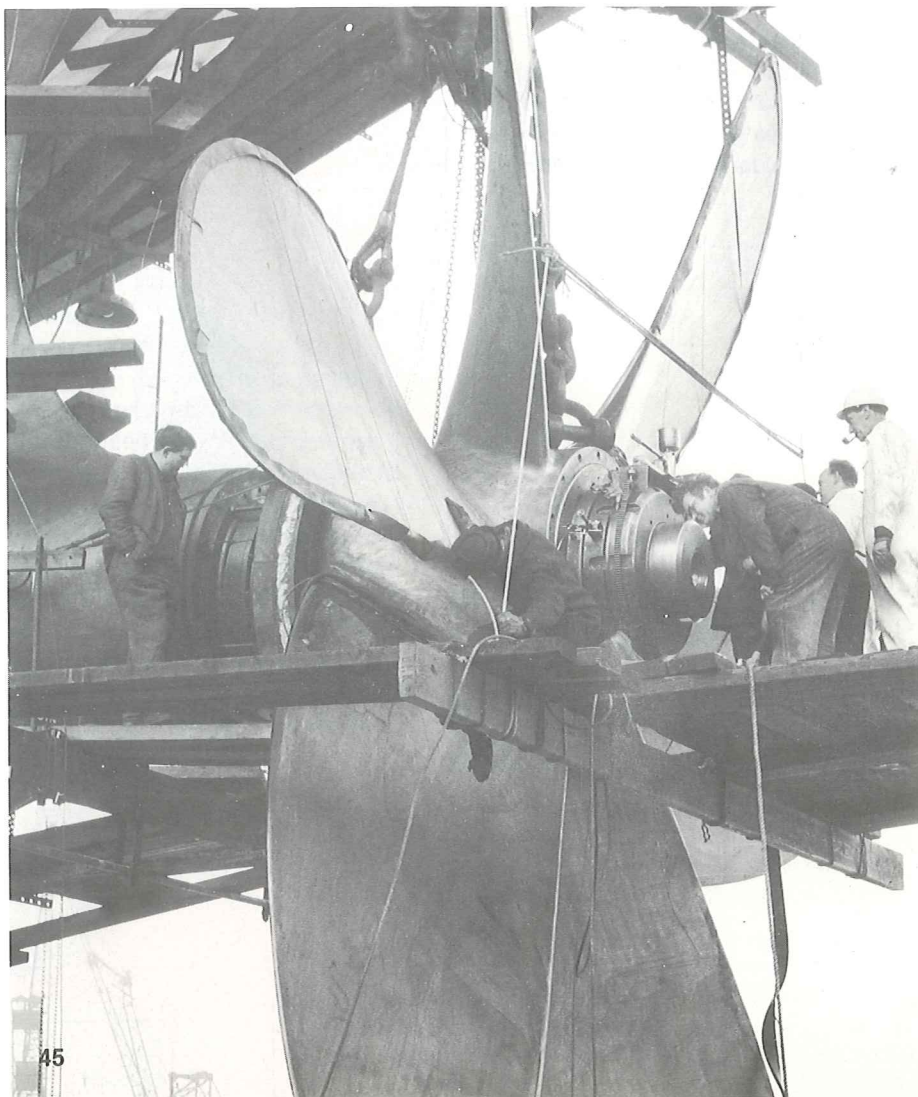
43



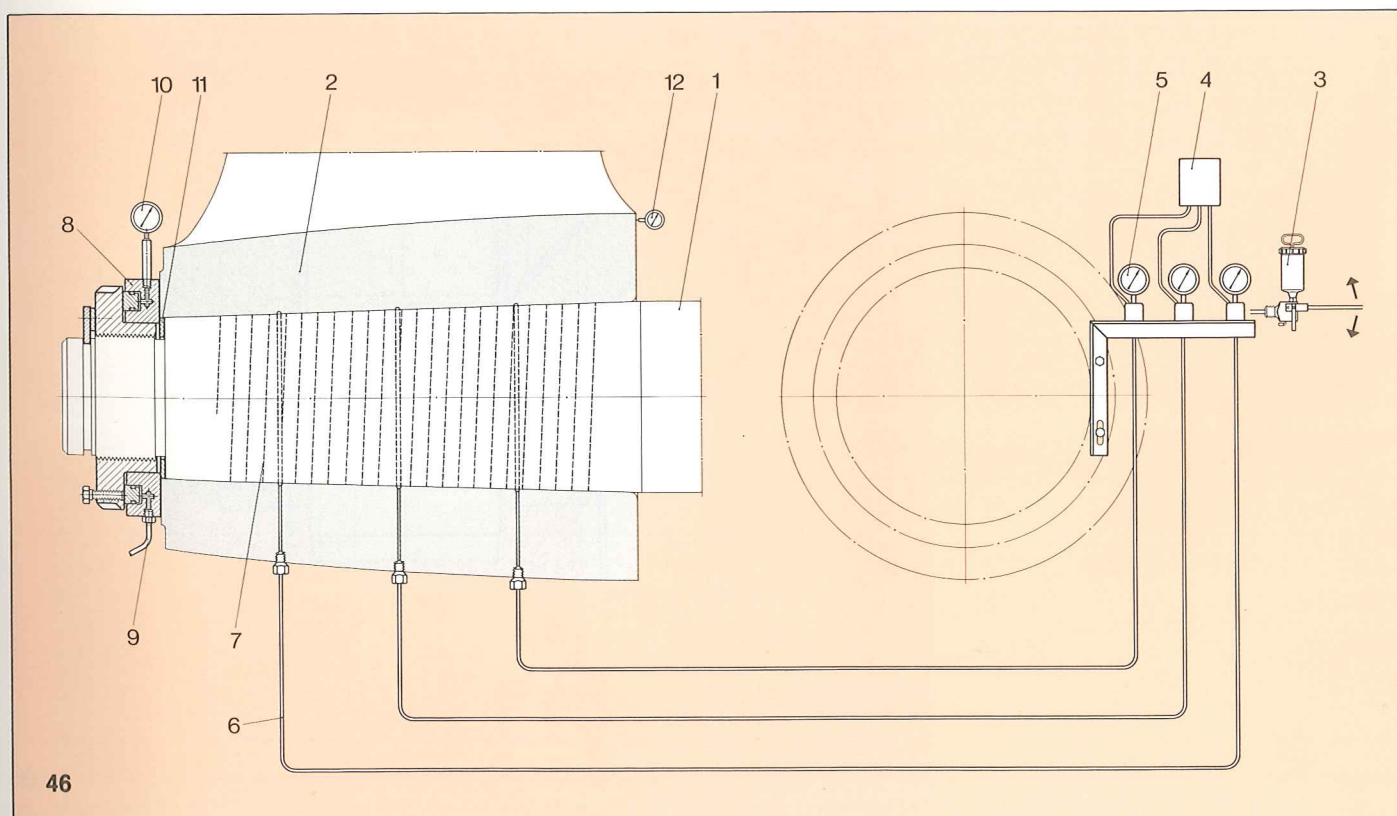
44

Pour le montage des hélices de navires (fig. 45 et 46), la méthode à pression d'huile fournit une solution attrayante au problème de l'ajustement serré. Les opérations de montage et démontage sont simplifiées, les clavettes supprimées, et tout le processus peut être maîtrisé avec une grande précision.

Différents types d'accouplements peuvent avantageusement être montés au moyen de la méthode à pression d'huile. C'est le cas de la tête d'accouplement universel représenté à la fig. 47, qui est d'usage général dans les cages à pignons de laminoirs.



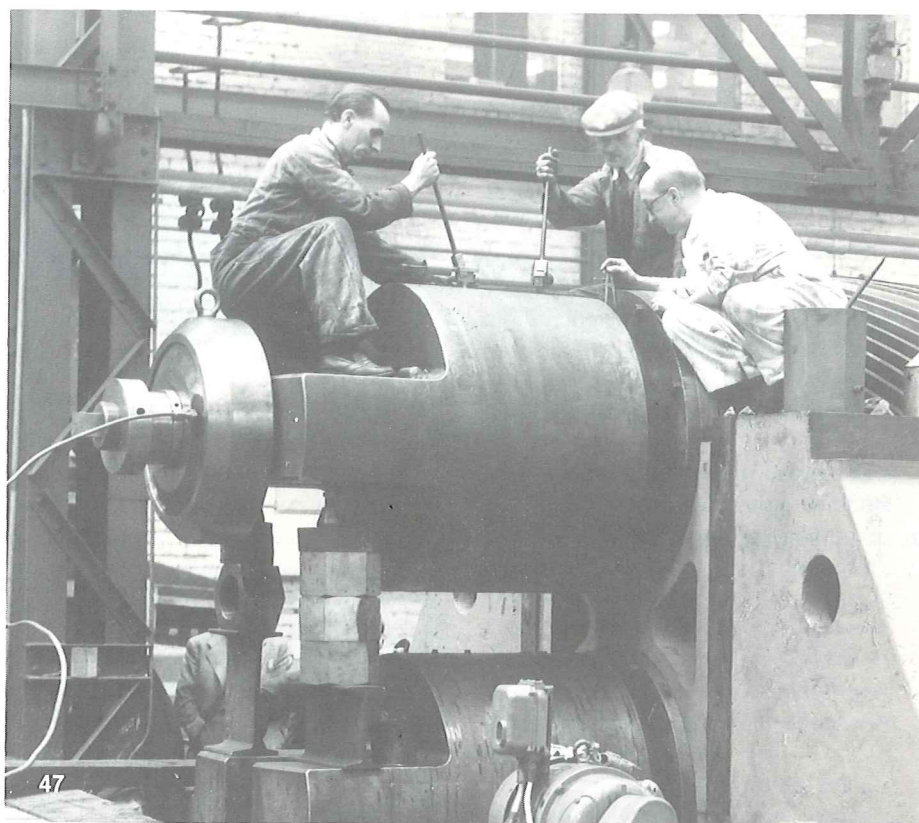
- 1 Arbre porte-hélice
- 2 Moyeu d'hélice
- 3 Injecteur d'huile
- 4 Réservoir d'huile
- 5 Manomètres
- 6 Tubes haute pression raccordés au moyeu d'hélice
- 7 Rainures hélicoïdales
- 8 Erou hydraulique
- 9 Tube haute pression relié à une pompe à huile
- 10 Manomètre pour écrou hydraulique
- 11 Bague entretoise
- 12 Comparateur indiquant l'enfoncement



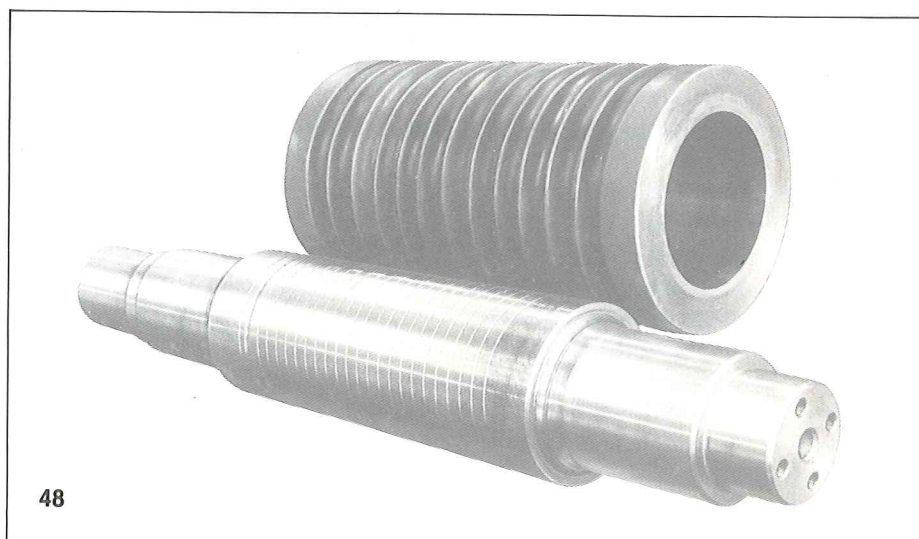
La méthode à pression d'huile est aussi de plus en plus utilisée pour les cylindres assemblés, dans les laminoirs. Les manchons usés peuvent ainsi être remplacés par des manchons neufs, en conservant le même arbre. Les fig. 48 et 49 illustrent un cylindre de ce type utilisé dans un laminoir à fil. Le manchon est en fonte trempée, usinée tandis que l'arbre est en acier, pour des raisons de durabilité. Les longues surfaces en contact ont une conicité de 1:80 et le serrage est de l'ordre de 1,5 ‰. Cette conception permet de choisir, pour les deux composants, la matière la mieux adaptée. Si nécessaire, pour des raisons d'encombrement, on peut utiliser un arbre trempé, ce qui permet de faire rouler les éléments roulants du roulement directement sur le tourillon.

De nombreux constructeurs de moteurs diesel utilisent des vilebrequins assemblés par la méthode à pression d'huile. Ces derniers sont constitués d'éléments standard et peuvent être adaptés à différents moteurs comportant de 2 à 6 cylindres. Aucun usinage n'est nécessaire après l'assemblage, et le réglage de la position angulaire des manivelles ne présente pas de difficultés. Les fig. 50 et 51 montrent le vilebrequin d'un moteur marin de 380 kW, à 6 cylindres.

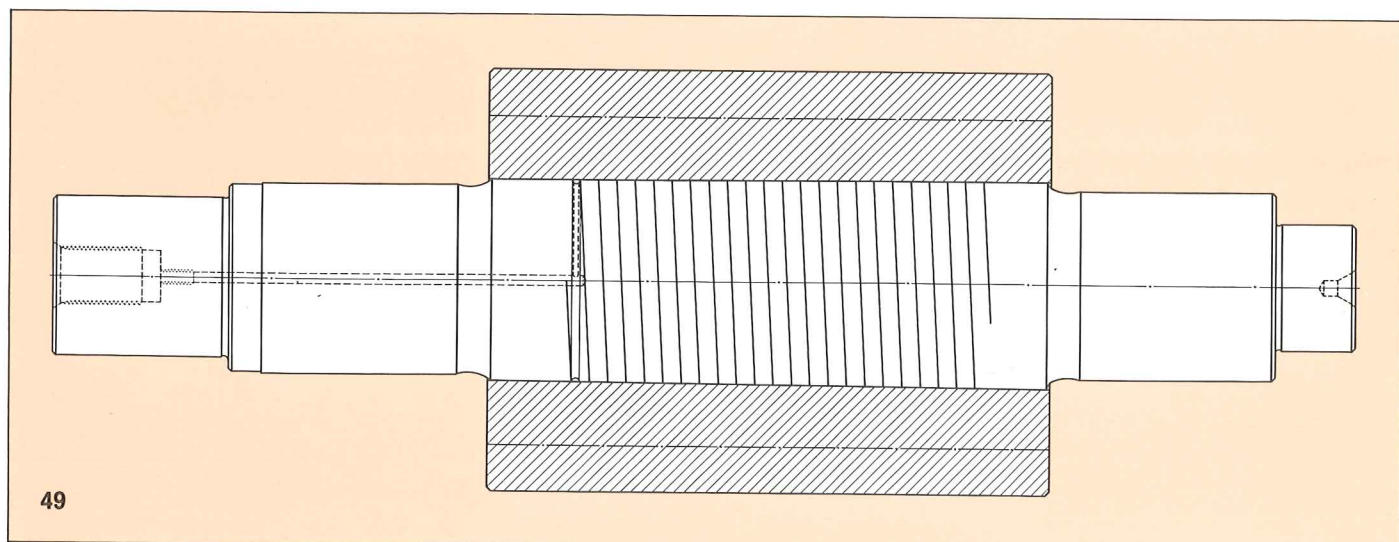
Les vilebrequins assemblés pour métiers à tisser ont également donné de très bons résultats depuis de nombreuses années. Voir fig. 52. Les demi-arbres sont rendus solidaires par un accouplement OK.



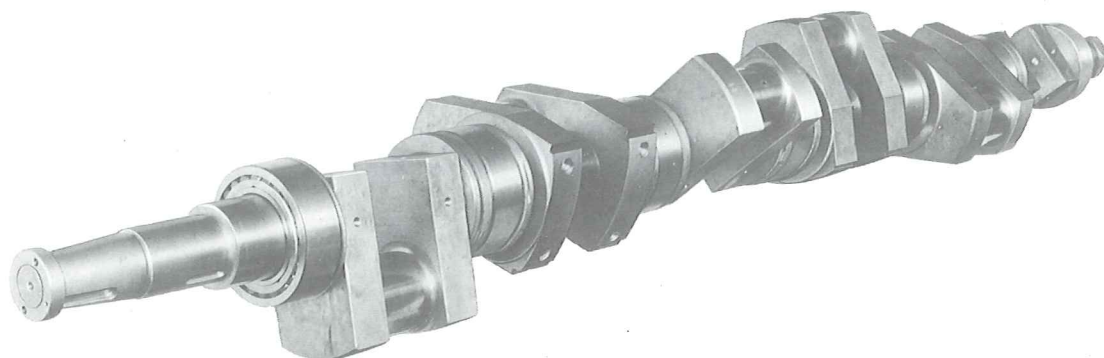
47



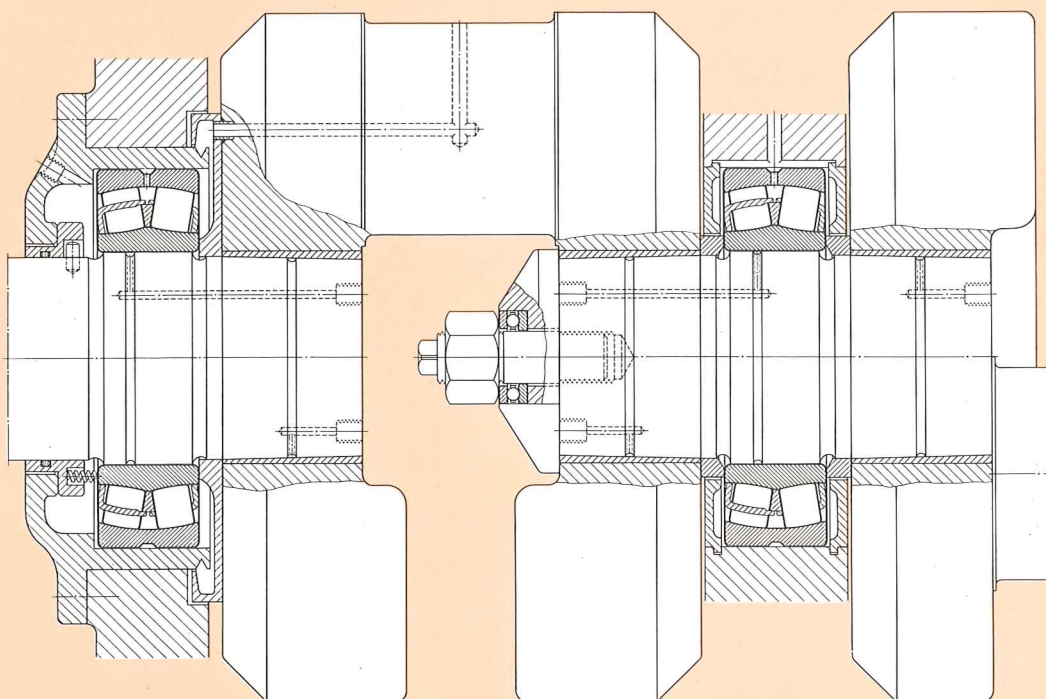
48



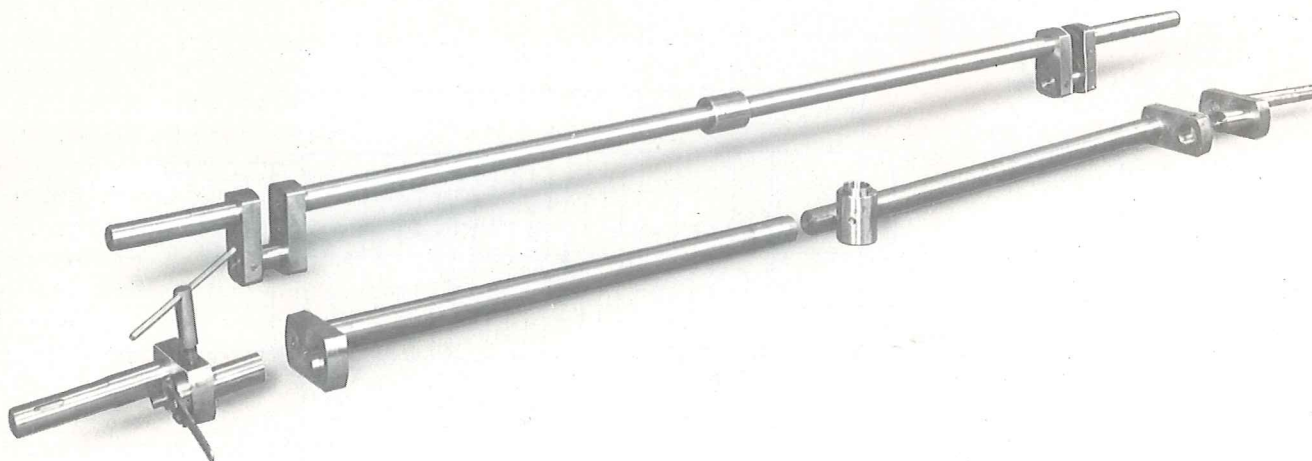
49



50



51

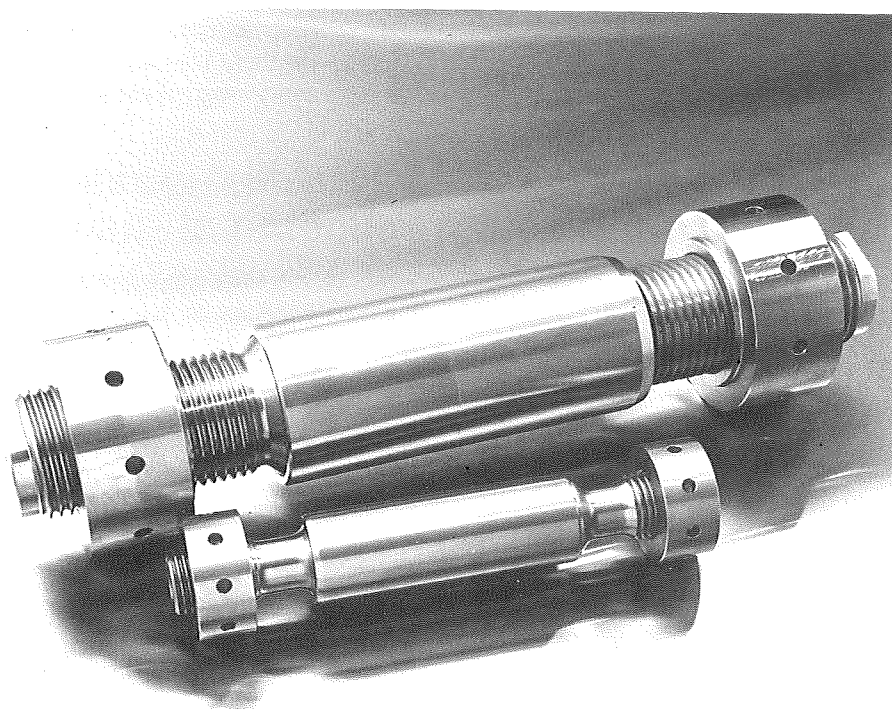


52

# Boulon SKF Supergrip

Il n'est pas facile de réaliser un ajustement suffisamment serré en utilisant des boulons usuels. Il existe toujours entre le corps du boulon et le trou un léger passage, qui ira en augmentant durant le fonctionnement, entraînant contraintes et vibrations. Des problèmes peuvent aussi se poser au démontage.

SKF offre une meilleure solution — le boulon Supergrip basé sur la méthode SKF à pression d'huile. Comparés aux boulons usuels, les boulons Supergrip sont plus faciles à mettre en place et à enlever, et ils maintiennent assemblés les deux demi-accouplements de façon beaucoup plus sûre.



53



54

Le boulon Supergrip est fileté aux deux extrémités et la tige est conique (fig. 53). Une douille d'expansion avec alésage conique correspondant s'adapte sur la tige. Deux écrous complètent l'ensemble.

On insère à la main le boulon dans le trou. En enfonçant la tige conique du boulon dans l'alésage conique de la douille, on expand celle-ci de façon à obtenir un ajustement radial serré. Puis le boulon est mis en tension contre l'un des écrous, tandis que l'autre est serré à la main. Les deux opérations, expansion et tension, sont effectuées hydrauliquement.

Les boulons Supergrip sont conçus pour des applications à fort couple. Le couple est transmis de deux façons, par la résistance au cisaillement du boulon et par le frottement entre les faces des brides créées par la précharge du boulon. Les deux effets sont contrôlés et mesurés.

Aucun grippage ni coincement dans le trou n'est à craindre. Lorsqu'on relâche la tension et l'expansion au niveau du boulon, celui-ci glisse hors du trou aussi facilement qu'il y est entré.

La gamme standard des boulons Supergrip comprend des dimensions adaptées aux trous de 40 à 130 mm, avec filetages M33 à M108. En outre il est possible de livrer une gamme de boulons Supergrip compacts et des ensembles combinés Supergrip.

Les avantages du boulon Supergrip ont été largement démontrés dans des applications diverses, transmission de puissance et marine, dans le monde entier. En Suède, par exemple, à la centrale nucléaire de Ringhals (fig. 54), lors de la révision de deux turbo-alternateurs, des boulons Supergrip ont été montés dans huit accouplements, au lieu des 162 boulons conventionnels. La transformation et le réassemblage ont été achevés en 80 heures, ce qui a économisé 48 heures de temps de production.

Le boulon Supergrip a été homologué par toutes les grandes sociétés de classification et instances réglementaires.

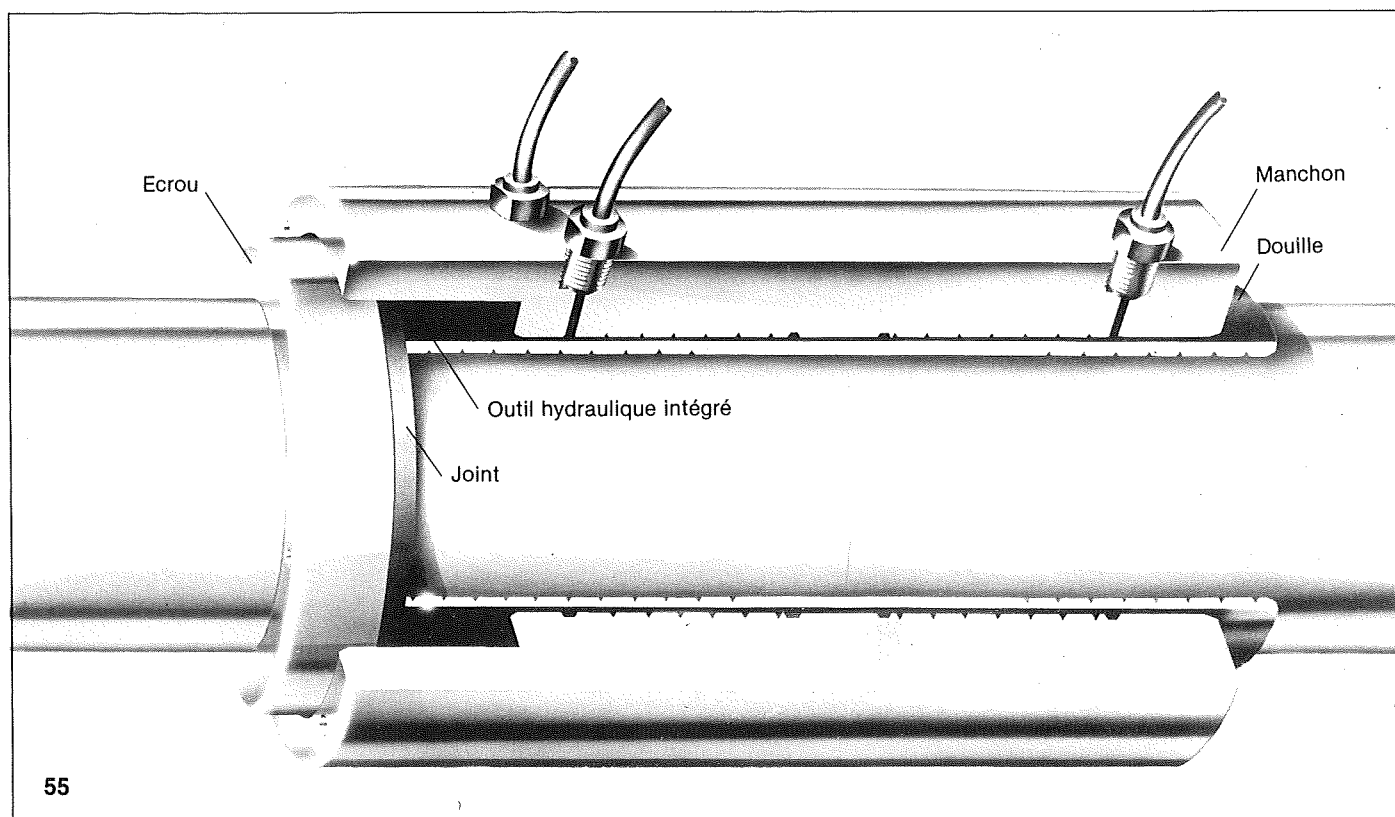
# Accouplement SKF OK

L'accouplement OK est un moyen différent, non conventionnel de relier deux arbres. Au lieu d'utiliser des brides, des boulons ou des clavettes, il fait appel simplement au frottement.

Un accouplement OK consiste, dans son principe, en une douille intérieure mince et un manchon extérieur à paroi épaisse, voir fig. 55. La douille présente une légère conicité extérieure et le manchon une conicité intérieure correspondante. De l'huile est injectée entre les deux surfaces coniques, ce qui élimine pratiquement le frottement. En même temps un outil hydraulique intégré permet d'enfoncer le manchon sur la douille. Lorsque le manchon a atteint une position prédéterminée, on arrête la pression d'huile entre la douille et le manchon et l'huile est évacuée. On peut ensuite relâcher la pression d'huile dans l'outil hydraulique. Les deux arbres et l'accouplement OK sont alors rendus solidaires par un ajustement très serré, mais en cas de

besoin ils pourraient être séparés facilement.

La gamme des accouplements OK comprend plus de 100 dimensions, pour des diamètres d'arbre compris entre 25 et 1 000 mm et des capacités de transmission variant de 350 Nm jusqu'à plus de 26 000 000 Nm. En plus des types standards, les accouplements OK peuvent être livrés dans des dimensions spéciales et selon des variantes (pour arbres creux par exemple) et des finitions adaptées à des applications particulières.



## OKF — un OK à bride

En dehors de la bride, l'accouplement OKF (fig. 56) est semblable à l'accouplement OK et présente donc les mêmes avantages économiques, en particulier une possibilité de réglage qu'un accouplement à brides conventionnel ne possédera jamais.

L'accouplement OKF comprend aussi un outil hydraulique incorporé pour l'enfoncement du manchon lorsque les surfaces de contact sont séparées par le film d'huile.

L'accouplement OKF est fabriqué en 14 dimensions standards pour diamètres d'arbre de 10 à 500 mm, mais peut être fourni dans d'autres dimensions. La bride est souvent fabriquée selon des spécifications particulières.

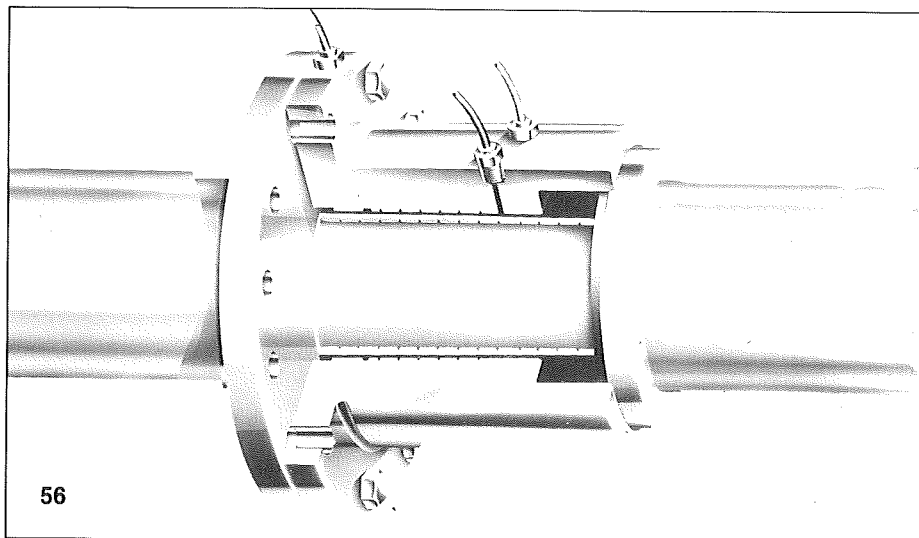
## Les accouplements OK dans la pratique

L'accouplement OK a été développé initialement pour les applications maritimes et représente un composant important dans les chantiers navals du monde entier. Les arbres de couche doivent en effet pouvoir transmettre des couples élevés, avec une grande fiabilité, même en présence de chocs et avec de fréquents changements du sens de rotation. On peut citer par exemple un brise-glace finlandais (fig. 57) qui utilise 8 boulons Supergrip OKBS 100×240 dans chacune des quatre brides et 2 accouplements OK 530 HB sur les deux arbres principaux.

La pompe représentée à la fig. 58, utilisée pour le circuit réfrigérant d'un réacteur, possède un OKF 214 ayant une capacité de transmission maximale de 250 000 Nm reliant les deux moitiés de l'arbre de commande de la pompe.

Les avantages considérables de l'accouplement OK ont été exploités dans d'autres domaines également. A Goodnoe Hills, Washington, USA, chacune des éoliennes de la centrale comprend un accouplement à bride OKF 476.25 HB reliant l'arbre creux au réducteur (fig. 59).

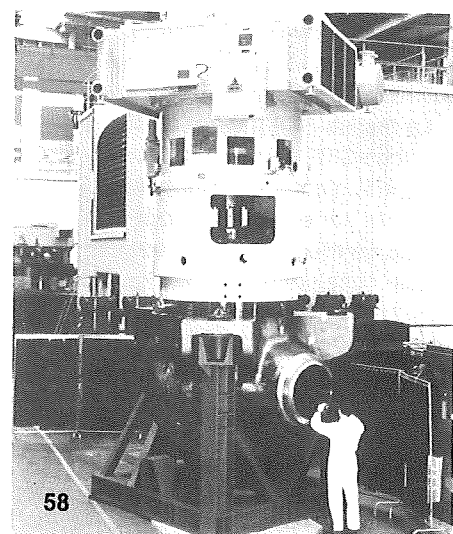
Ces quelques exemples montrent que les accouplements SKF à pression d'huile sont avantageux chaque fois qu'il est nécessaire de rendre solidaires deux arbres de façon simple, fiable et économique.



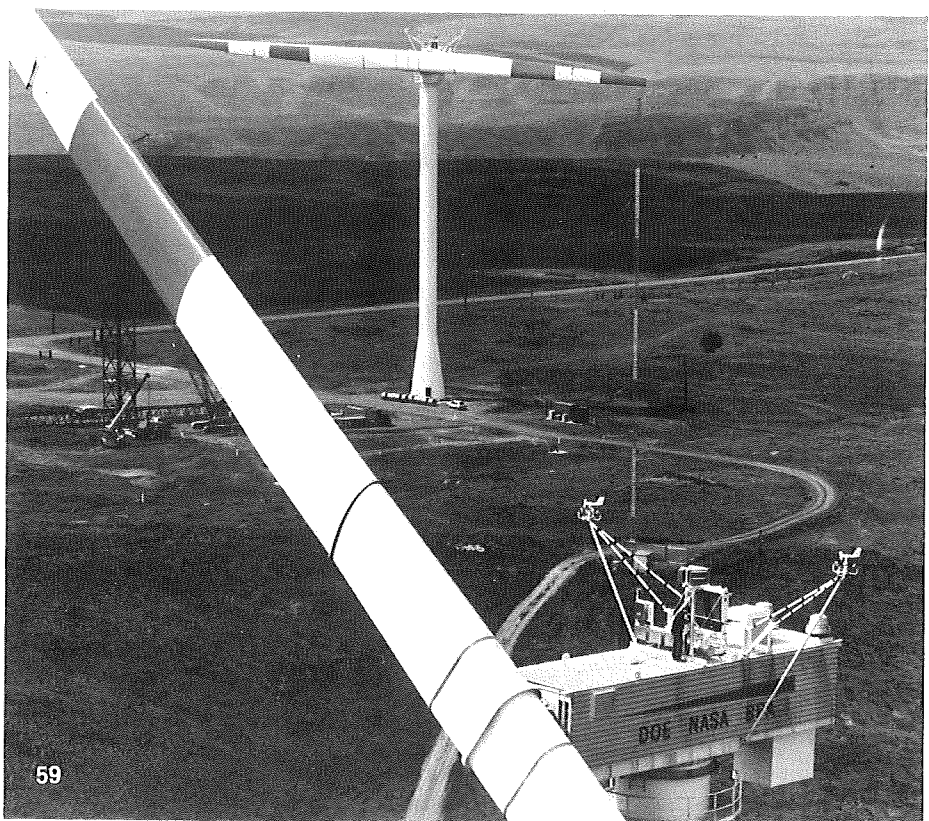
56



57



58



59

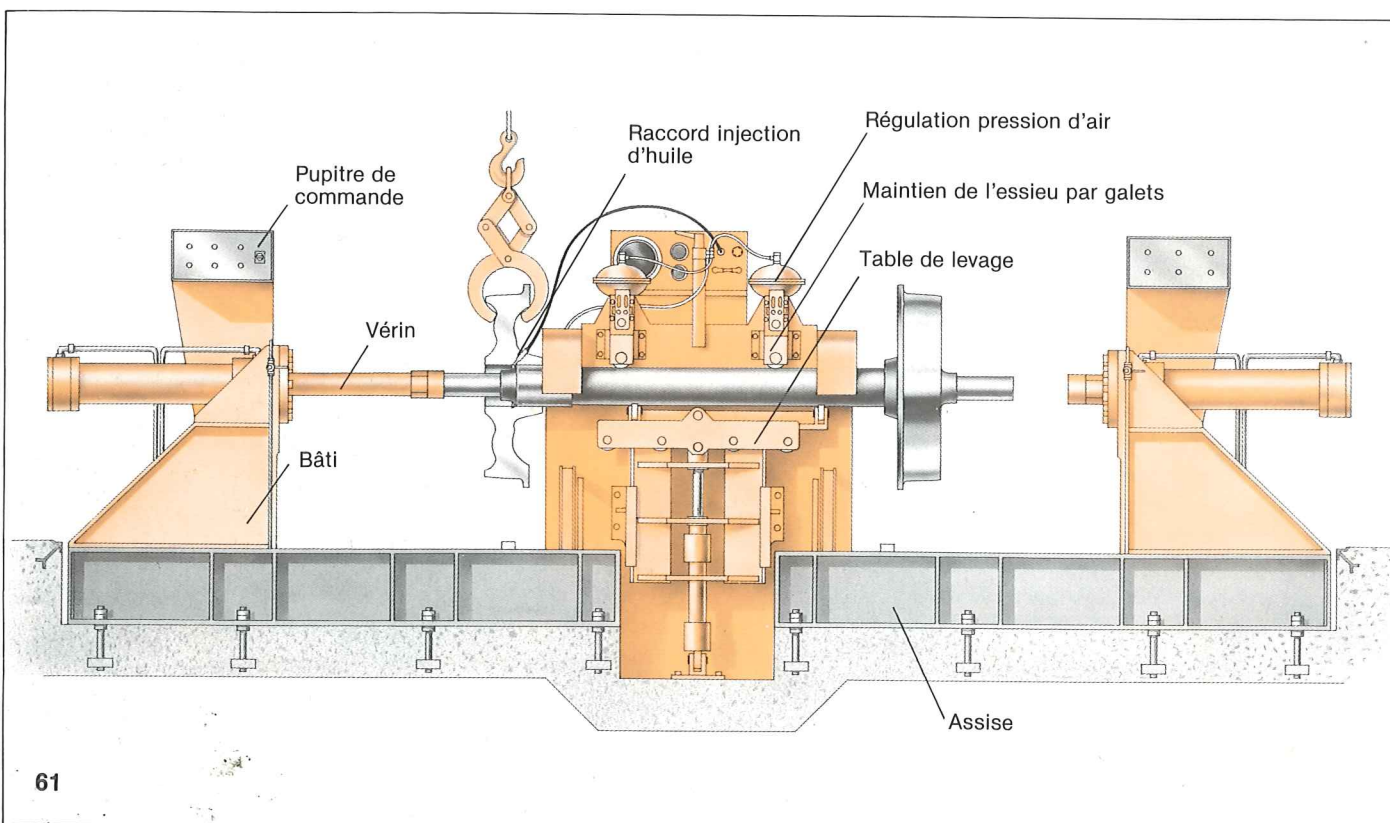
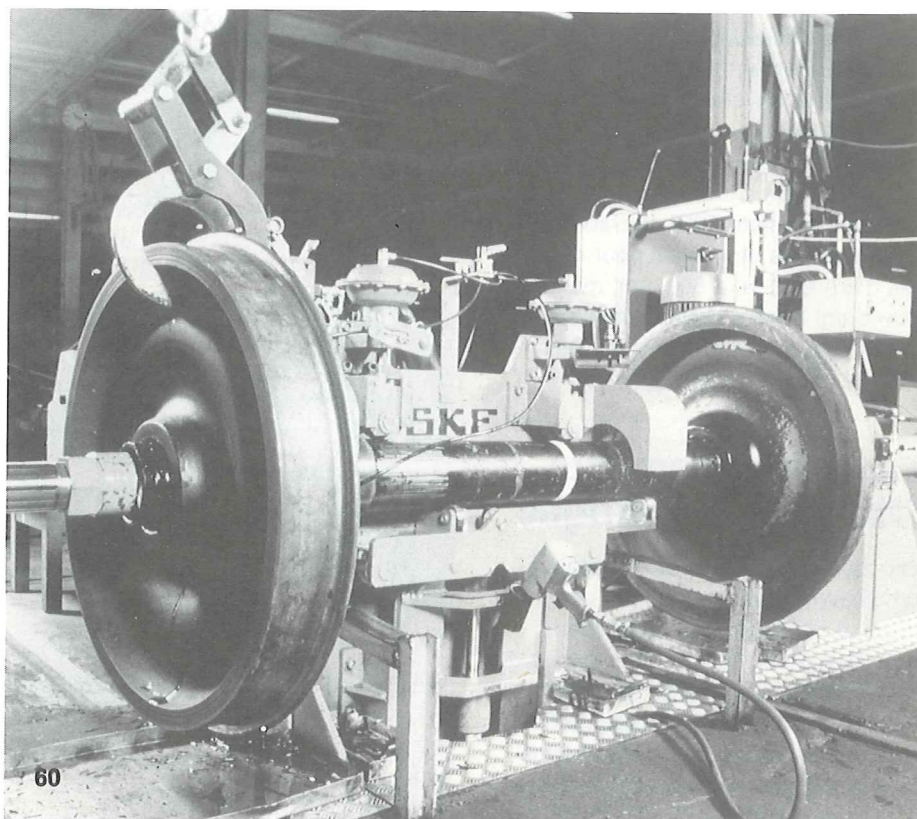
# Presse à roues SKF

Le décalage des roues fixées sur les essieux de chemins de fer exige, par la méthode mécanique conventionnelle, des efforts axiaux d'environ 200 t et parfois plus.

Avec la presse SKF à roues (fig. 60), l'effort est réduit à quelque 25 t, ce qui rend l'opération beaucoup plus aisée. Le démontage peut être effectué par une seule personne. Le temps nécessaire et le coût sont réduits, de même que le risque d'endommager l'essieu.

La presse SKF est basée sur la méthode SKF à pression d'huile, consistant à injecter un mince film d'huile entre les surfaces en contact du moyeu de roue et de l'essieu. La presse consiste en une assise rigide supportant deux bâtis équipés de vérins, un pour chaque roue, et en une table de levage (fig. 61). Un système hydraulique alimente en huile les vérins et la table.

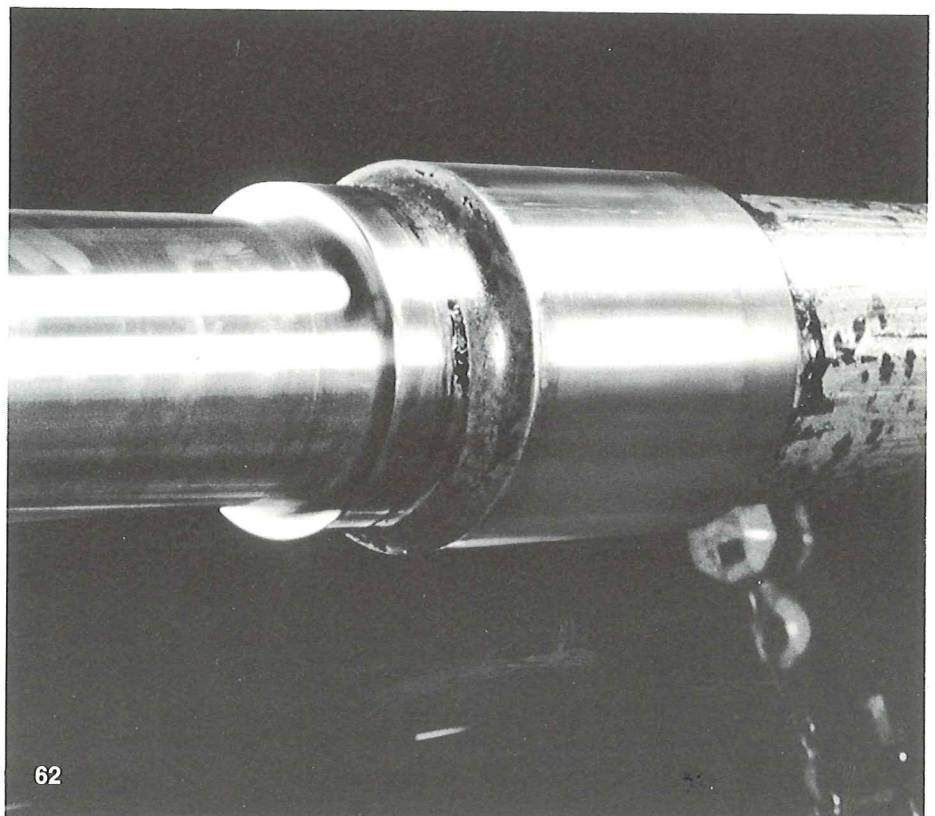
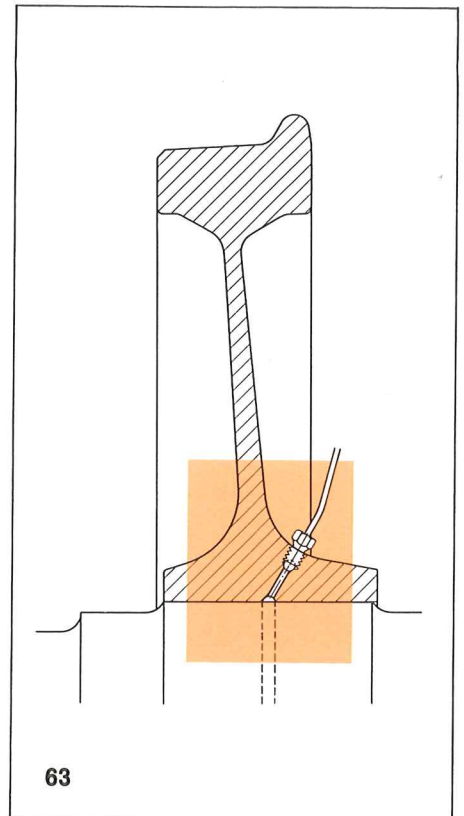
L'essieu monté est roulé jusqu'à la presse, où il est automatiquement levé en position et immobilisé par un



système pneumatique. Après injection d'huile entre les surfaces en contact et formation d'un film lubrifiant, le vérin libère la roue en exerçant une pression minimale. L'autre vérin extrait ensuite la seconde roue. Toutes les fonctions sont commandées depuis l'un des deux pupitres de contrôle. L'essieu n'est pas endommagé par l'opération et peut recevoir immédiatement la nouvelle roue (fig. 62).

#### Transformation facile

La plupart des roues fabriquées aujourd'hui sont déjà prévues pour l'application de la méthode SKF à pression d'huile. Cependant, si ce n'est pas le cas, la transformation peut être effectuée facilement, en atelier, lors d'une révision normale. Un trou fileté pour raccorder le tube haute pression et une gorge radiale dans le moyeu sont les seuls impératifs, voir fig. 63. Le démontage s'effectuera alors facilement et sans à-coups, avec un gain de temps pouvant atteindre une heure.



© Copyright SKF 1988

Les erreurs ou omissions qui auraient pu se glisser dans cette brochure malgré le soin apporté à sa réalisation n'engagent pas la responsabilité de SKF.

Imprimé en Suède par Typografia

Imprimé PI 303 F

Reg. 413 44 · 5 000 · 1988-04