Philippe Boisseau

La conception mécanique

Méthodologie et optimisation

2e édition

DUNOD

Photographie de couverture :
© Grazia Neri, 123RF

Le pictogramme qui figure ci-contre mérite une explication. Son objet est d'alerter le lecteur sur la menace que représente pour l'avenir de l'écrit, particulièrement dans le domaine de l'édition technique et universitaire, le développement massif du photocopillage.
Le Code de la propriété intellectuelle du 1er juillet 1992 interdit en effet expressément la photocopie à usage collectif sans autorisation des ayants droit. Or, cette pratique s'est généralisée dans les établissements d'enseignement supérieur, provoquant une baisse brutale des achats de livres et de revues, au point que la possibilité même pour les auteurs de créer des œuvres nouvelles et de les faire éditer correctement est aujourd'hui menacée.
Nous rappelons donc que toute reproduction, partielle ou totale, de la présente publication est interdite sans autorisation de l'auteur, de son éditeur ou du Centre français d'exploitation du droit de copie (CFC, 20, rue des Grands-Augustins, 75006 Paris).

DANGER
LE PHOTOCOPILLAGE TUE LE LIVRE

© Dunod, Paris, 2011, 2016

11 rue Paul Bert, 92240 Malakoff
www.dunod.com

ISBN 978-2-10-075479-3

Le Code de la propriété intellectuelle n'autorisant, aux termes de l'article L. 122-5, 2° et 3° a), d'une part, que les « copies ou reproductions strictement réservées à l'usage privé du copiste et non destinées à une utilisation collective » et, d'autre part, que les analyses et les courtes citations dans un but d'exemple et d'illustration, « toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle faite sans le consentement de l'auteur ou de ses ayants droit ou ayants cause est illicite » (art. L. 122-4).
Cette représentation ou reproduction, par quelque procédé que ce soit, constituerait donc une contrefaçon sanctionnée par les articles L. 335-2 et suivants du Code de la propriété intellectuelle.

TABLE DES MATIÈRES

Avant-propos IX

A

Méthodologie de conception

1 • Conception d'un produit 3
- 1.1 Définition 3
- 1.2 Le bureau d'études dans l'entreprise 4
- 1.3 Les principaux acteurs du bureau d'études 4
- 1.4 Le travail du projeteur 5
- 1.5 Exemples d'application 6

2 • Les trois étapes de la conception d'un produit 9
- 2.1 Les trois étapes de la conception 11
- 2.2 L'environnement 14
- 2.3 Exemples d'application 22

3 • La constitution des trois étapes de la conception d'un produit 25
- 3.1 L'analyse du besoin client 25
- 3.2 L'étude de faisabilité 32
- 3.3 L'avant-projet 47
- 3.4 Dossier justificatif de conception préliminaire 60
- 3.5 Dossier de tests et d'essais 60
- 3.6 Synthèse chronologique 61
- 3.7 Dossier de reprise 61

Conclusion 63

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

B

Outils techniques

4 • Mathématiques appliquées à la mécanique 67

4.1 Rappels d'arithmétique 68
4.2 Simplification de formules 68
4.3 Homogénéité et cohérence de formules 69
4.4 Proportions 71
4.5 Exploitation de courbes 72
4.6 Vecteurs 73

5 • Calculs statiques 77

5.1 Modélisation du mécanisme 78
5.2 Les méthodes de résolution 78
5.3 Rappels théoriques 79
5.4 Calculs dans l'espace 97
5.5 Applications 98
5.6 Conclusion 139

6 • La résistance des matériaux 141

6.1 Pièce soumise à la traction 142
6.2 Pièce soumise à la compression 143
6.3 Pièce soumise au cisaillement 144
6.4 Pièce soumise à la torsion 147
6.5 Pièce soumise à la flexion 149
6.6 Calculs divers de dimensionnement 160
6.7 Conclusion 169
6.8 Exemple de synthèse 169

7 • L'hyperstatisme des mécanismes 183

7.1 Problématique de l'hyperstatisme 183
7.2 Approche théorique 187
7.3 De la théorie à la pratique 199
7.4 La modélisation mathématique 208
7.5 Méthodologie de conception 212
7.6 Concrétisation du dossier de définition 214
7.7 Exemples industriels 218
7.8 Conclusion 228

8 • Méthodologie de conception de systèmes mécaniques en CAO 229
8.1 Méthodologie de conception en 3D 229
8.2 Mise en plan 232
8.3 Exemple synthétique 233
8.4 Importance du choix de la première fonction technologique d'une pièce 239
8.5 La création de liens entre pièces conçues dans l'assemblage 246
8.6 Autre utilisation de l'esquisse d'assemblage 247
8.7 Conclusion 252

C

Outils méthodologiques

9 • Le cahier des charges fonctionnel 255
9.1 Les fonctions de service 255
9.2 Le cahier des charges fonctionnel 258
9.3 Exemples de fonctions principales 258
9.4 Conclusion 261

10 • Le FAST de créativité 263
10.1 Syntaxe 263
10.2 Gestion du FAST 265
10.3 Recherche de solutions technologiques 269
10.4 Conclusion 269

11 • L'AMDEC de conception 273
11.1 Analyse qualitative par l'AMDEC 273
11.2 Analyse quantitative par l'AMDEC 274
11.3 AMDEC de conception type 278
11.4 Exemple d'application 278
11.5 Conclusion 285

12 • Création d'un planning prévisionnel de Gantt 289
12.1 Éléments nécessaires à la constitution d'un planning 289
12.2 Estimation de la durée des tâches 290
12.3 Création et gestion du planning 291
12.4 Conclusion 292

13 • Le coût d'un produit 293

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

14 • Introduction à l'éco-conception 297
14.1 Objet 297
14.2 Démarche globale 297
14.3 Proposition de méthodologie appliquée 298
14.4 Fonction contrainte ajoutée au CdCF 300
14.5 Impact sur l'étude de faisabilité 301
14.6 Conclusion 306

D

Études de cas

Présentation des études de cas 309
Système de levage sur groupe propulseur 309
Banc d'essais 310
15 • Groupe propulseur 313
16 • Banc d'essais 365
Index alphabétique 411

AVANT-PROPOS

Cet ouvrage, de forme atypique, est composé de 4 parties distinctes :
La partie A traite de la méthodologie de conception. Elle est structurée sous forme d'analyse descendante à 3 niveaux correspondant aux 3 premiers chapitres et a pour objectif de guider le projeteur dans son activité de conception. Le premier chapitre a pour fonction de définir globalement ce qu'est l'environnement de la conception ; planter le décor en quelque sorte. Le deuxième chapitre va préciser ce qu'il faut faire et avec qui pour mener à bien une activité de conception. Enfin le troisième chapitre explique comment et à quel moment doivent se réaliser toutes les tâches de responsabilité du projeteur.
Les parties B et C traitent des apports théoriques, sur les plans technique et méthodologique, nécessaires à acquérir pour mener à bien une activité de conception selon la méthodologie définie précédemment. À ce titre, la partie A renvoie aux différents thèmes pertinents des parties B et C pour former le projeteur aux différentes techniques qui lui sont éventuellement inconnues.
La partie D est consacrée aux études de cas sous forme de dossier de définition de deux exemples concrets :

– conception d'un système de relevage d'une roue motrice sur groupe moto-propulseur ;
– conception d'un banc d'essais mécanique relatif au comportement d'un aimant situé dans un champ magnétique.

La conception du système de relevage concerne une insatisfaction des techniciens de maintenance sur un dispositif existant. Le responsable du service maintenance a convenu avec le responsable du bureau d'études d'un cahier des charges visant à améliorer le dispositif.
La conception du banc d'essais est une réponse à un appel d'offres. Il faut être capable de décider rapidement si l'entreprise se positionne ou non sur cette demande client. Tout ce travail se fait à fonds perdus si le marché n'est pas remporté par l'entreprise.
Ces exemples servent de fil rouge pour illustrer les différents concepts abordés dans la partie A.
Ainsi, ces 4 parties sont indépendantes dans leur contenu mais la partie A, qui peut être nommée partie « maître », s'appuie tout du long sur les parties B et C pour les apports théoriques et sur la partie D pour illustrer concrètement la méthodologie de conception d'un produit.
Enfin, des supports informatiques sont disponibles pour l'utilisation de certains outils définis en partie B et C.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

A

Méthodologie de conception

1 • CONCEPTION D'UN PRODUIT

Ce chapitre a pour objectif de définir globalement en quoi consiste une activité de conception, dans quel environnement ce travail se fait ou peut se faire, avec quels moyens et sous quelles contraintes. Il est précisé que certaines phases délicates relèvent de la compétence de personnes à la fois expérimentées et dotées d'un esprit d'analyse et de synthèse développé alors que d'autres phases requièrent des compétences techniques destinées à finaliser concrètement la conception. La CAO, qui attire souvent les jeunes vers cette activité professionnelle, est repositionnée à sa juste place.

1.1 Définition

Activité se déroulant au sein d'un bureau d'études, la conception d'un produit a pour but de réaliser un dossier de définition qui définit complètement et sans ambiguïté le produit à partir de l'expression d'un besoin exprimé par un client (la demande client). On se rend compte immédiatement que le domaine est vaste puisqu'il dépend de l'activité dans laquelle on travaille (mécanique, hydraulique, électronique…), du domaine d'application (agro-alimentaire, aéronautique, navale…) et du projet proprement dit (machine spéciale, banc d'essais, outillage…). On ne s'intéresse ici qu'à la conception des systèmes mécaniques mais nombre de principes abordés sont applicables à d'autres domaines.

Une telle activité nécessite à la fois des connaissances techniques et des qualités personnelles inhérentes à tout travail de création. Donc une activité à deux dimensions qu'il faut être capable de gérer afin de concevoir le produit optimum dans le délai imparti de l'étude.

Bien qu'il soit courant d'entendre, notamment de la part de certains professionnels, que l'expérience est essentiellement et avant tout à la base de sa pratique, la conception d'un produit, surtout s'il veut être innovant, s'appuie sur d'autres concepts et façons de faire qui donnent, au projeteur, l'état d'esprit indispensable pour mener à bien cette tâche. Concevoir un produit, c'est faire évoluer une demande client plus ou moins bien formulée vers un dossier de définition en suivant une structure bien définie. Cette structure guide efficacement le projeteur en lui laissant la plus grande liberté possible compatible avec l'avancement de son projet. C'est là qu'on retrouve le lien entre créativité et expérience technique : doit-on à chaque fois partir sur une conception nouvelle au risque de réinventer le fil à couper le beurre ou

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

reconduire systématiquement des solutions qui ont plus ou moins bien fonctionné pour des projets antérieurs et ne pas développer un projet optimum ? C'est tout l'enjeu de la conception.

1.2 Le bureau d'études dans l'entreprise

C'est le lieu où l'on conçoit ; et s'il existe un service méconnu ou incompris dans une entreprise, c'est bien le bureau d'études. Autant le dire clairement, on ne peut pas parler de bureau d'études si on n'y a pas soi-même travaillé. Derrière l'image de personnes assises toute la journée devant un ordinateur à manipuler une souris se cache des activités à fortes contraintes et fortes responsabilités dans des délais de plus en plus courts. En effet, certains responsables d'entreprise ont décrété que le bureau d'études n'est pas un service productif, qu'il faut donc réduire au maximum les délais d'études ; l'idéal étant de supprimer les bureaux d'études ! C'est pourtant là que tout se décide en termes de performance, délai et, bien sûr, de coût du produit livré chez le client.
Un bureau d'études peut être une entité à lui seul ou bien l'un des services d'une entreprise. Sa taille peut varier d'une à une centaine de personnes. Les bureaux d'études ont des façons de fonctionner différentes voire divergentes à cause des habitudes, de l'historique, de la structure ou bien du type de produit conçu par l'entreprise. Intégrer un bureau d'études nécessite donc des connaissances techniques et une grande qualité d'adaptation. Il n'en reste pas moins qu'ils ont tous le même but : la conception d'un produit. Il faut définir le dénominateur commun à toutes ces structures de façon à proposer une méthodologie de travail qui puisse être applicable à tous.

1.3 Les principaux acteurs du bureau d'études

En se limitant aux intervenants directs sur la conception d'un produit, il y a lieu de définir trois personnages qui ont un rôle bien précis à jouer dans tous les cas. Ils existent ou pas physiquement ; peu importe. Le travail de chacun doit être réalisé et parfois il l'est par une seule personne.
L'ingénieur d'études : In fine, c'est lui le responsable de l'étude qu'il confie au projeteur. Il rend compte à la hiérarchie et présente l'étude au client. Il s'assure que tout le côté contractuel est bien respecté. Il a, évidemment, plusieurs études en cours, à des états d'avancement différents, avec plusieurs projeteurs et passe une grande partie de son temps en réunion ou en déplacement.
Le dessinateur d'études : C'est lui qui finalise le dossier de définition à partir de l'avant-projet en suivant les directives du projeteur. La réalisation des dessins d'ensemble, de définition et des différentes notices font partie de ses activités.
Le projeteur : C'est à lui que cet ouvrage est dédié. Il assiste l'ingénieur pour tout ce qui est technique. À ce titre, il est responsable de la conception du produit, rend compte à l'ingénieur et encadre techniquement le dessinateur. Selon le cas, il peut être en contact direct avec le client, avec les fournisseurs et les autres services de

l'entreprise. Il remonte à l'ingénieur les problèmes rencontrés avec des propositions de solutions. Il mène les revues de conception et en fait la synthèse sous forme de compte rendu.

Comme on le voit, le rôle d'un projeteur est loin d'être celui d'un opérateur en CAO. Il est la clé de voûte du bureau d'études et, par cela même, du projet. Il est indispensable que l'ingénieur d'études ait toute confiance en lui et puisse s'appuyer sur lui.

Cet ouvrage ne traite que de la partie qui relève de la responsabilité d'un projeteur.

1.4 Le travail du projeteur

Le projeteur conçoit donc un produit. Il faut définir l'environnement de cette activité et en quoi elle consiste, quel que soit le bureau d'études.

1.4.1 L'environnement

Le projeteur part d'un document fourni par son ingénieur d'études, document qui émane d'un client qui a exprimé un besoin : la demande client. Il doit fournir à l'issue de cette étude, avec l'aide d'un dessinateur d'études, un dossier de définition qui permet d'industrialiser le produit. Ce dossier de définition se limite, pour le projeteur, à l'établissement de tous les documents définissant l'avant-projet. Le reste étant réalisé, sous sa responsabilité, par le dessinateur d'études. Tout au long de l'étude, son travail est régulé par l'ingénieur et le client. Pour mener à bien cette activité de conception, le projeteur va s'appuyer sur différentes ressources. L'assurance qualité en conception, le calcul graphique et la Conception Assistée par Ordinateur sont celles étudiées dans cet ouvrage et forment les sommets d'un triangle nommé «triangle de la conception ». On peut représenter cet environnement suivant la figure 1.1.

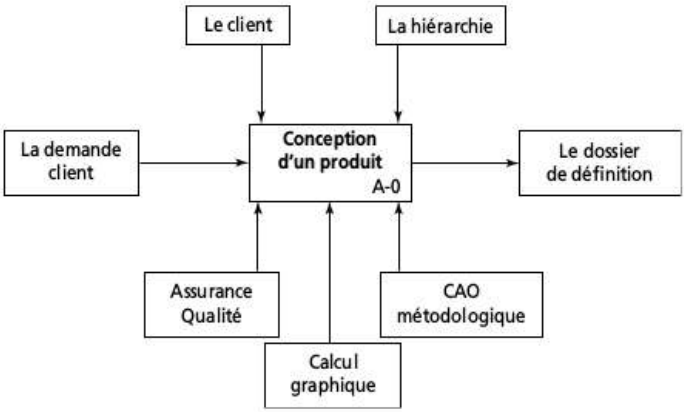


Figure 1.1 – Diagramme A-0

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

1.4.2 Les grandes étapes de la conception

Pour mener à bien son étude, le projeteur, quel que soit le produit à concevoir et l'environnement dans lequel il se trouve, doit passer par trois grandes étapes :

- L'analyse du besoin client : Systématiquement, le besoin exprimé par le client est toujours incomplet, ambigu voire non exprimé. C'est le rôle du projeteur de clarifier avec le client son juste besoin.
- L'étude de faisabilité : C'est le cœur de la conception et la partie la plus délicate étant donné que les projets ne se ressemblent pas et que cette activité relève à la fois des connaissances techniques du projeteur mais aussi de ses qualités créatives. La difficulté essentielle est qu'il est impossible de prévoir qu'on aura les bonnes idées au moment où on en aura besoin.
- La concrétisation de l'avant-projet : C'est à partir de ces documents que l'étude détaillée du produit peut être engagée. Il est constitué des dessins d'avant-projet et de tous les justificatifs définissant la solution choisie.

Le chapitre suivant entre dans les détails techniques de l'environnement et des trois étapes de la conception d'un produit.

1.5 Exemples d'application

1.5.1 Conception d'un système de relevage d'une roue motrice sur groupe motopropulseur

Le dossier de définition du groupe motopropulseur correspond à la partie qui doit être réalisée par le projeteur et aboutit au dessin d'avant-projet du mécanisme conçu avec tous les justificatifs associés.

- L'analyse du besoin client est concrétisée en dossier 20 par le CDCF (Cahier Des Charges Fonctionnel) signé par le client.
- L'étude de faisabilité en dossier 30 est décomposée en quatre sous-dossiers correspondant aux différentes recherches de solutions et leur gestion.
- Le dossier d'avant-projet 40 est décomposé en deux sous-dossiers : le 41 où est choisie et analysée la solution et le 42 où elle est concrétisée sous forme de dessins. Les justificatifs de ce choix sont consignés dans les dossiers 50 et 60.

Le dossier 90 définit les tâches à réaliser par un dessinateur de l'entreprise ou un sous-traitant si la tâche du projeteur s'arrête à l'avant-projet.

1.5.2 Conception d'un banc d'essais mécanique relatif au comportement d'un aimant situé dans un champ magnétique

S'agissant d'une réponse à un appel d'offres, donc d'un travail qui peut se révéler se faire à fonds perdus si l'appel d'offres n'est pas remporté, on serait tenté de croire que mettre en place une démarche en assurance qualité est aberrante. Au contraire, l'assurance qualité va permettre de :

- gagner du temps (les points importants et incontournables sont déjà listés) ;
- répondre au mieux au besoin du client (CDCF, Recherche de solutions) ;

– assurer une traçabilité pour les affaires à venir (Constitution en temps réel du dossier de définition) ;
– se garantir du succès de l'affaire si le projet est retenu par le client (dossier 40, AMDEC de conception) ;
– optimiser en matière de coût (Dossier 40).

La partie CAO est réalisée de façon très sommaire pour indiquer au client le principe retenu sans lui fournir les détails qui pourraient lui permettre de se passer de l'étude et de réaliser lui-même le banc. En revanche, ce modèle sera réutilisé et complété si l'affaire est remportée.
Le dossier 90 peut définir les tâches à réaliser en étude.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

2 • LES TROIS ÉTAPES DE LA CONCEPTION D'UN PRODUIT

L'objectif de ce chapitre est de :

– Présenter le contenu de la tâche « conception d'un produit » défini au chapitre précédent, c'est-à-dire présenter les trois étapes par lesquelles il faut obligatoirement passer pour concevoir un produit.
– Définir les liens entre les trois étapes et l'environnement défini au chapitre précédent.

Pour ce faire, il faut passer du diagramme A-0 du chapitre précédent au diagramme A0 qui fait apparaître les trois étapes de la conception et leurs liens avec l'environnement :
On définit ainsi les trois étapes de la conception :

– l'analyse du besoin du client ;
– la recherche d'une solution optimale ;
– la concrétisation de la solution choisie.

Le diagramme A0 permet également de définir les liens unissant les trois étapes entre elles, à savoir :

– CDCF validé pour la liaison entre Analyse du besoin client et Étude de faisabilité ;
– rapport de faisabilité pour la liaison entre Étude de faisabilité et Avant-Projet.

Le CDCF (Cahier Des Charges Fonctionnel) est un document qui se substitue au cahier des charges initial et qui est initié par le projeteur puis complété et validé par le client. Il est le résultat concret de l'analyse du besoin client.
Les autres entités entrantes dans le rectangle des tâches sont identiques à celles définies au chapitre précédent. Néanmoins, ces entités sont reprises dans ce chapitre afin d'en définir leur nature et leur rôle.

Rappel important
La façon de réaliser les tâches de ces trois étapes est expliquée au chapitre suivant.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

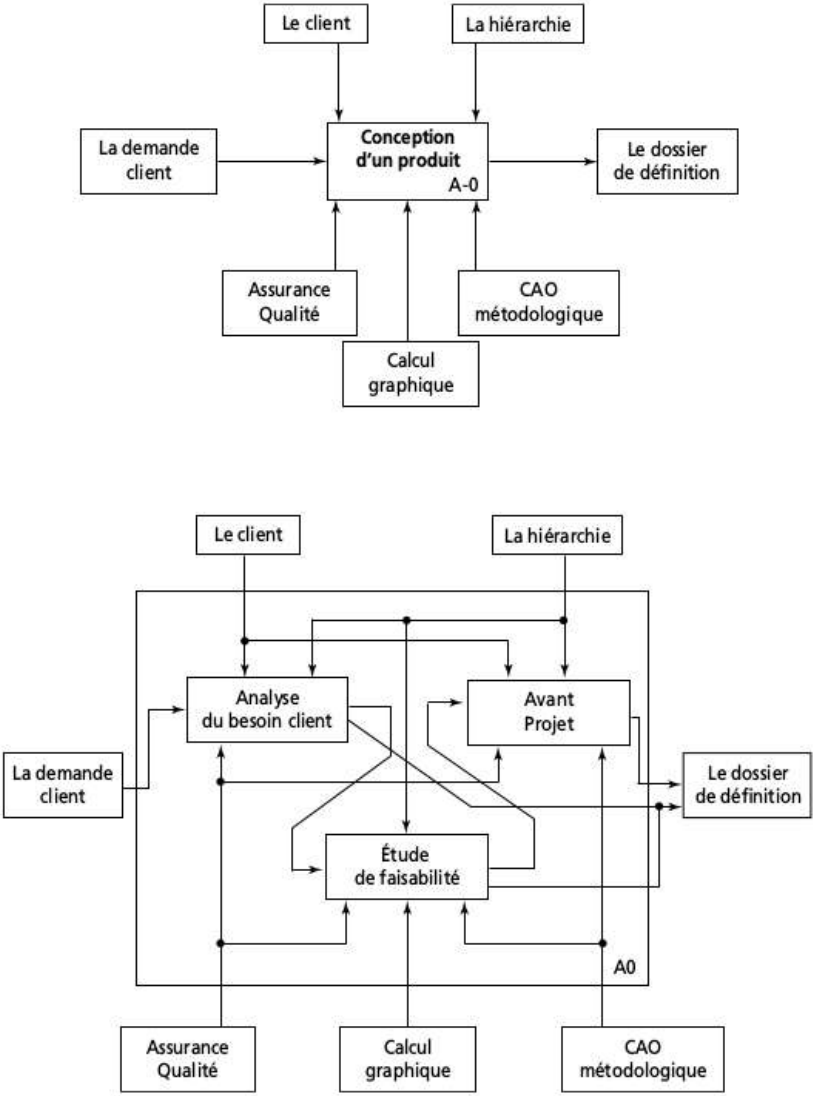


Figure 2.1 – Évolution du diagramme A-0 vers le diagramme A0

2.1 Les trois étapes de la conception

2.1.1 L'analyse du besoin client

À partir d'une demande client incomplète et mal définie, il est nécessaire d'initialiser un Cahier des Charges Fonctionnel (CDCF) qui définit le produit en termes de besoin (c'est fait pour) et en aucun cas en termes de moyen (c'est fait de). Ce document est complété par le client qui fournit ainsi toutes les précisions manquantes pour mener à bien la conception. Il valide la bonne compréhension du besoin par le concepteur. Pour être contractuel, le CDCF doit être signé par le client.

Un CDCF est relativement facile à rédiger et ne doit pas prendre plus d'une demi-journée de travail au projeteur. Le plus délicat est la perception qu'en fait le client selon s'il est habitué ou non à ce type de pratique. Quoi qu'il en soit, ce document est indispensable pour une bonne compréhension du besoin et doit être établi avant tout démarrage de recherche de solutions. Il faut que le projeteur se force à ne pas réfléchir à la façon dont il va concevoir le produit mais à se concentrer sur ce que doit faire le produit. En cas de refus de la part du client de valider officiellement ce document, c'est la hiérarchie qui statue sur le sujet.

Un planning d'étude, compatible avec le temps alloué et comportant une marge pour aléas, est alors créé. Il est primordial de renseigner le réalisé du planning quotidiennement en fin de journée et d'analyser régulièrement les écarts éventuels avec le prévisionnel.

2.1.2 L'étude de faisabilité

La recherche de solutions peut alors commencer en prenant soin de ne pas aller trop vite pour éviter de passer à coté de solutions intéressantes, ni de se « précipiter » vers des conceptions déjà réalisées qui pourraient s'adapter au besoin. Il faut auparavant faire une recherche de solutions théoriques en s'affranchissant consciemment de toutes solutions « évidentes », existantes ou qui nous passeraient par la tête. C'est seulement après cette phase de réflexion qu'on doit avoir une approche plus classique basée sur l'analyse de l'existant. Le tout, évidemment, en conformité avec le planning.

L'étude de faisabilité est la phase la plus délicate de la conception. On entre dans le vif du sujet de la créativité avec les contraintes de délai et l'impossibilité de planifier qu'on doit avoir la bonne idée tel jour entre telle heure et telle heure. Ce sera plutôt en pleine nuit, à 3 heures du matin ou au cours d'une soirée entre amis un samedi soir. C'est là que se situe la spécificité du métier de concepteur. Il est intéressant de s'y attarder :

- **Enjeu :** l'étude de faisabilité est la base de la réussite d'un projet en termes de coût, de délai de réalisation et de performance. Tout repose sur le bureau d'études et sur le concepteur en particulier.
- **Objectif :** Le projeteur doit être capable, dans un temps imparti qui a tendance, à tort, à se réduire, de trouver un maximum de solutions pour satisfaire la demande du client et de les gérer afin de s'assurer de choisir, in fine, la solution optimale, notamment en termes de coût.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

– **Difficultés :**
  - Une activité de création est difficilement planifiable en ce sens qu'elle dépend de l'état d'esprit du concepteur.
  - Les projets peuvent être très différents les uns des autres. La problématique est de savoir comment aborder un projet. S'il n'existe pas de recettes, il n'en demeure pas moins qu'il y a lieu de suivre une méthodologie et d'avoir certains réflexes.
  - Il faut être capable d'avoir tout d'abord une approche systémique avant d'avoir une approche analytique.
  - Pour ne pas confondre vitesse et précipitation, il y a lieu, dans un premier temps, de ne pas penser à des solutions types ou « évidentes » qui passent par la tête. Un des défauts du technicien est de vouloir connaître le résultat avant même de savoir parfaitement ce qu'on lui demande.

À partir du moment où le besoin client est bien compris, le concepteur doit mettre en place une méthodologie lui permettant de développer, en un temps compatible avec le délai du projet, un ensemble de solutions. Le nombre et l'homogénéité de développement de ces solutions doivent permettre de s'assurer d'une certaine exhaustivité dans cette recherche. Autrement dit, à l'issue de ce travail, on est à peu près sûr d'avoir envisagé tous les cas possibles et donc de proposer une solution optimale. Ne pas permettre au projeteur de réaliser ce travail en toute sérénité est contre-productif et se paie très cher par la suite. Une modification à ce stade de l'étude est transparente en termes de coût et de délai par rapport à une modification qui a lieu quand on est en phase de fabrication.

La synthèse de cette étude de faisabilité doit être rédigée et argumentée au moment même où l'étude se fait. Si le concepteur n'est pas capable d'écrire ce qu'il fait **sur le moment**, en un temps raisonnable, c'est qu'il **ne maîtrise pas** sa conception. Ainsi, en plus d'assurer la traçabilité de ce qui a été fait, sa capacité à rédiger permet de vérifier qu'il maîtrise bien son sujet.

2.1.3 L'avant-projet

À partir de l'étude de faisabilité, il y a lieu de choisir la solution définitive, si plusieurs sont possibles, et de la concrétiser sous forme de dessin d'avant-projet avec tous les documents justificatifs incluant les éventuels tests ou essais de validations. C'est au cours de cette phase que vont être créés tous les documents définissant et justifiant l'avant-projet et qui vont servir de base pour l'étude détaillée. Ici s'arrête normalement le travail du concepteur en tant que tel. Il doit néanmoins piloter le reste de l'étude, que ce soit à l'intérieur de l'entreprise en encadrant techniquement un dessinateur d'études ou bien en pilotant une sous-traitance externe. Dans tous les cas, il est amené à vérifier les travaux d'études réalisés ; ce qui implique un transfert de responsabilité.

Toutes les études et les travaux à réaliser sont consignés dans le dossier de reprise.

Le dossier d'avant-projet est la spécification technique du produit étudié à partir de la demande client. À ce stade, le produit n'est pas défini intégralement mais sa définition est suffisamment précise pour s'assurer que les études, à réaliser ensuite

par un dessinateur, ne poseront pas de problèmes particuliers. Pour ce faire, il faut fournir les documents suivants :

- un dessin d'avant-projet : c'est un dessin qui définit le produit en termes de solutions technologiques, à un niveau détaillé compatible avec la complexité de la fonction à réaliser. C'est ce qui caractérise l'homogénéité de l'étude. Chaque fonction est étudiée à un niveau de détail permettant de s'assurer qu'aucun problème particulier ne devrait intervenir dans la suite de l'étude. On peut donc très bien avoir une partie du concept de la machine étudiée totalement définie et une autre sous forme d'idée générale ;
- la spécification technique du produit : c'est un document qui explique en détail de quoi est composé le système conçu ;
- une étude de risques techniques (sous forme d'AMDEC de conception) ;
- une pré-notice de montage visant à vérifier la montabilité du système ;
- une spécification des essais d'intégration ;
- les spécifications de développement des ensembles et sous-ensembles ;
- une évaluation du coût du produit ;
- les spécifications des produits manufacturés ;
- une recherche et évaluation de fournisseurs.

Ces documents doivent être suffisamment complets et précis pour qu'un dessinateur d'études n'ayant pas participé à la conception du produit soit capable d'en assurer sa définition.

Le dossier d'avant-projet est constitué du dossier 40 ; les dossiers 50 et 60 étant les justificatifs de l'avant-projet. En aucun cas, la phase étude détaillée est engagée tant que ces dossiers ne sont pas validés.

Il y a lieu de vérifier la présence des documents suivants.

Le dossier 40 :

- un document synthèse de l'étude de faisabilité et choix de la solution définitive avec justificatifs ;
- réalisation d'un croquis définissant de façon suffisamment précise les intentions de conception pour :
  - être concrétisé en CAO,
  - écrire une pré-notice de montage,
  - réaliser une AMDEC de conception.

Ces documents se trouvent dans le sous-dossier 41.

Les dessins d'avant-projets se trouvent dans le sous-dossier 42. Ces dessins ne précisent pas forcément en détail toute la conception du système mais définissent sans ambiguïté les choix techniques issus de l'étude de faisabilité. On peut, par exemple, définir que la liaison arbre carter se fait par roulements et non par paliers hydrodynamiques ou hydrostatiques ; les dimensions et nature des roulements ne sont pas forcément définies si le projeteur établit que l'étude ne pose pas de soucis pour le dessinateur.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Le dossier 50 :

Le dossier justificatif de l'avant-projet contient toutes les notes de calcul, la validation des choix des composants, les conditions de fonctionnement des sous-ensembles non étudiés en détail.

Le dossier 60 :

Le dossier de tests et d'essais concerne les spécifications d'essais, programme d'essais, critères de validation des essais pour valider tout concept de l'avant-projet qui ne peut être justifié par calcul.

À l'issue de ce travail, le dossier de reprise 90 peut être établi afin de définir avec précision les travaux d'études à réaliser, soit par un dessinateur de l'entreprise, soit en sous-traitance ; la partie rédactionnelle du dossier de définition est alors bouclée pour le projeteur.

2.2 L'environnement

2.2.1 Le client et la demande client

C'est la personne la plus importante. Tout est parti de lui et de sa demande initiale et il doit, à un moment ou à un autre, valider le travail réalisé.

Le client intervient au début et à la fin :

Au début, pour compléter et valider le cahier des charges fonctionnel. Celui-ci est contractuel uniquement si le client l'a signé. Il se peut que cela pose des soucis en ce sens que le client n'est pas habitué à ce qu'on réécrive son cahier des charges. Dans ce cas, le concepteur doit se tourner vers sa hiérarchie avant de débuter son étude pour définir les bases sur lesquelles il doit concevoir son produit.

À la fin, pour valider l'avant-projet. A priori, c'est une formalité en ce sens que le projeteur s'est assuré que sa conception est conforme au cahier des charges. Ceci dit, le projeteur peut être confronté à un client qui avait déjà une solution en tête pour le projet et qui n'accepte pas la solution proposée par le projeteur même si celle-ci est plus optimisée. La gestion de ce genre de conflit n'est pas du ressort du concepteur mais de sa hiérarchie.

Éventuellement, il peut intervenir durant l'étude de faisabilité. Ceci dépend de plusieurs facteurs ; la nature du client, les relations qu'il entretient avec l'entreprise, la quantité d'affaires traitées avec lui sont autant d'éléments susceptibles de provoquer une intervention plus ou moins fréquente du client. Mais généralement, cela n'est pas souhaitable. Par contre, le concepteur peut contacter le client pour compléter ou préciser le CDCF parce qu'il s'est rendu compte, en cours de conception, que certains éléments lui manquaient ou étaient insuffisamment définis. Un CDCF est un document qui peut évoluer au cours de la conception.

Selon le contexte et l'entreprise, le projeteur peut être en relation plus ou moins directe avec le client qui peut être externe à l'entreprise ou appartenant à un autre service de l'entreprise (marketing, bureau des méthodes…).

Le client est externe à l'entreprise

Est-ce le financeur, l'utilisateur du produit à concevoir, un sous-traitant de l'utilisateur final ? En fonction de l'interlocuteur, la nature et la fréquence des réunions seront plus ou moins techniques, plus ou moins directes et donc plus ou moins efficaces pour avancer sur la bonne compréhension du besoin client.
Un cahier des charges issu d'un client externe à l'entreprise peut générer les problèmes suivants :

– la difficulté voire l'impossibilité de dialoguer avec l'utilisateur final si ce n'est pas lui qui a fourni le cahier des charges ;
– la prise en compte des habitudes et des préférences technologiques du client ;
– la prise en compte des besoins non exprimés. Ces besoins étant considérés comme évidents par le client, ils ne sont pas forcément exprimés, par oubli ou par habitude.

Exemple
Pour la conception d'une machine alimentaire, les matériaux à utiliser, le fait de ne pas concevoir des formes à rétention d'aliments sont des besoins évidents pour le client.

Le client est interne à l'entreprise

Suivant la taille de l'entreprise, le bureau d'études peut être sollicité par un autre service ; le service méthode, par exemple, peut sous-traiter la conception d'un montage d'usinage. Les relations sont généralement plus simples et plus directes. Les réunions « client-fournisseur » peuvent se transformer rapidement en véritable réunion de travail où il devient facile de se rejeter les erreurs quand on constate un dysfonctionnement (en général sur les délais).
Quelle que soit l'origine du client, interne ou externe à l'entreprise, il est impératif, avant de commencer quoi que ce soit, de consacrer du temps à la bonne compréhension de la demande client. Ce travail fait partie intégrante de la conception d'un produit parce qu'il est absurde de commencer à concevoir quelque chose si on ne sait pas ce qu'on doit concevoir. L'expérience montre que bon nombre de projets se sont mal déroulés parce qu'il n'avait pas été tenu bien compte de cette « lapalissade » !
Quant à la nature du besoin du client, deux cas sont possibles :

– le produit existe déjà mais ne donne pas entièrement satisfaction au client ; il s'agit d'une « reconception » ;
– le produit n'existe pas.

Le système de levage sur le groupe motopropulseur correspond à une reconception pour le service maintenance de l'entreprise.
Le banc d'essais correspond à un appel d'offres sur un produit nouveau.

Analyse de la demande client

C'est la demande client qui initialise toute étude. Cette demande peut prendre toutes les formes possibles en fonction du client et du besoin. Il est nécessaire d'insister sur le fait qu'il est impératif de bien comprendre le besoin du client pour avoir toutes les chances de réussir sa conception. Il n'y a rien d'étonnant à cela, dès

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

qu'on a compris qu'on ne conçoit pas pour soi, mais pour une autre personne et qui dit autre personne dit différence de fonctionnement, de raisonnement, d'habitudes. Il arrive parfois qu'on ne parvienne pas à comprendre l'intérêt du besoin énoncé ; pourquoi nous est-il demandé de concevoir ce système ? Ne connaissant ni les tenants ni les aboutissants parce que le client considère, par exemple, que c'est confidentiel, le concepteur peut être amené à réaliser une analyse visant à valider le besoin. Cette analyse lui permet d'amorcer le CDCF et lui fait prendre conscience de l'importance du besoin pour le client. Un concepteur qui a l'impression de concevoir pour rien (techniquement) a peu de chance de concevoir un produit optimisé. Un outil de la qualité utilisable pour faire cette analyse est la bête à cornes et se décline selon le schéma suivant :

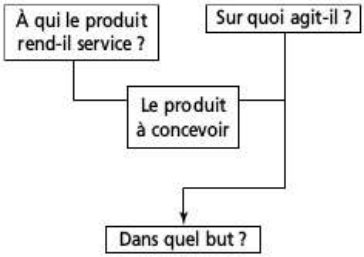


Figure 2.2 – Diagramme de la bête à cornes

À partir de ce schéma, il faut être capable d'écrire une phrase structurée de la façon suivante :

- sujet : le produit à concevoir ;
- un verbe d'action au présent de l'indicatif à la voix active ;
- un complément d'objet direct qui est ce sur quoi agit le produit ;
- un complément d'objet indirect qui est celui à qui le produit rend service.

À l'issue de l'énoncé de ce besoin, trois questions peuvent se poser :

- Pourquoi ce besoin existe ?
- Peut-il évoluer ?
- Peut-il disparaitre ?

Évidemment, ce travail de réflexion ne peut se faire qu'avec le client. En fonction de celui-ci, et du contexte de l'étude, il se révèle plus ou moins simple à réaliser.

■ Application aux exemples traités

□ Groupe moto propulseur

Le dossier 10 est limité au document 0901-10DT01 qui est la demande client. Le besoin étant clairement énoncé, il n'y a pas eu lieu d'utiliser une bête à cornes pour en améliorer la compréhension. Attention à ne pas confondre la compréhension du besoin client qui répond à la question : « à quoi cela sert », avec le cahier des charges fonctionnel qui permet d'obtenir les précisions pour pouvoir engager l'étude du produit.

☐ **Banc d'essais**

Une bête à cornes a été réalisée et complétée avec le client de façon à cerner au mieux son besoin. Ce premier entretien fait apparaître que le besoin réel se situe au niveau de la vérification de la proportionnalité de la formule et non sur la mesure du moment magnétique qui pourra cependant se retrouver en qualité attractive, ainsi que le fait de pouvoir faire tourner l'aimant à la fréquence du champ magnétique si celui-ci est alimenté en alternatif.

2.2.2 L'assurance qualité

Pour mener à bien la conception d'un produit, il faut s'appuyer sur des outils qui vont stimuler la créativité du concepteur. Cet ouvrage met en évidence l'importance de trois outils qui ont entre eux une interaction forte et qui forment le triangle de la conception.

L'assurance qualité en conception est le premier de ces outils. Elle est souvent vécue comme une contrainte générant une perte de temps pour remplir des documents qui n'aident pas forcément à mieux concevoir. Les quinze années passées à former des adultes au métier de la conception, c'est-à-dire dans un environnement ignorant le stress de l'entreprise, m'ont permis d'optimiser des méthodes de travail et de réflexion dans le but de concevoir au mieux et le plus rapidement possible.

Il a fallu faire une synthèse, à partir des nombreux documents et normes traitant de la qualité, de façon à en extraire les parties réellement pragmatiques pour créer un véritable outil efficace et incontournable. Il se présente sous la forme de la constitution des différents dossiers composant le dossier de définition du produit, ainsi que d'outils spécifiques de la qualité dont l'efficacité permet de gagner du temps, tout en réalisant des analyses très exhaustives.

Tableau 2.1

Numéro du dossier	Nature du dossier	Outil de la qualité
10	Dossier de la demande client	La bête à cornes
20	Analyse du besoin client	
21	Dossier justificatif du CDCF	Pieuvre
22	Dossier de définition du CDCF	
30	Étude de faisabilité	
31	Dossier de recherche de solutions	FAST de créativité
32	Dossier des solutions non retenues	
33	Dossier des solutions retenues	
34	Dossier de proposition d'avant-projet	
40	Dossier de définition préliminaire (avant-projet)	
41	Dossier de définition de l'avant-projet	AMDEC de conception
42	Dossier de dessins de l'avant-projet	

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Numéro du dossier	Nature du dossier	Outil de la qualité
50	Dossier de justification de l'avant-projet	
60	Dossier de tests et d'essais	
70	Dossier de définition détaillée (hors champ traité dans cet ouvrage)	
80	Dossier justificatif de définition (hors champ traité dans cet ouvrage)	
90	Dossier de reprise	

Ainsi, à chaque début d'étude, le concepteur imprime les pages de garde de son dossier de définition afin de le constituer au fur et à mesure du déroulement de l'étude. Ce qui est intéressant dans la démarche d'assurance qualité, c'est de réaliser toutes les actions récurrentes sans se poser de questions, de façon quasiment automatique.

L'établissement d'un planning d'études, à l'issue de la signature du cahier des charges fonctionnel, permet de vérifier la cohérence du travail demandé par rapport au temps alloué, et sert de véritable tableau de bord au cours de l'étude, en indiquant au concepteur sa situation d'avancement par rapport au délai.

La traçabilité d'un dossier est essentielle et doit se faire tout au long de l'étude. Ce n'est pas quand l'étude est terminée qu'il faut mettre le tout « au propre ». Le fait d'être capable d'écrire simplement, au moment où on a terminé une tâche, tout ce qu'on a fait de façon simple, claire et rapide assure son auteur, en plus de la traçabilité du projet, qu'il maîtrise bien son sujet et qu'il y a de fortes chances pour que son travail soit valable et efficace.

L'assurance qualité est présente dans les 3 étapes de la conception d'un produit. Ce n'est pas une surprise puisque c'est le fil rouge de la conception. Il faut garder constamment à l'esprit que l'assurance qualité est un outil d'aide à la conception qui fait gagner du temps et assure un niveau de conception optimal. Pour ce faire, il faut l'utiliser à bon escient et au bon moment.

L'analyse du besoin client est concrétisée par le CDCF qui est un élément incontournable de la qualité ; la pieuvre étant un outil permettant de définir les fonctions de service du CDCF.

L'assurance qualité est également présente dans la phase étude de faisabilité. Là encore, elle permet, à l'aide d'outils d'aide à la conception (comme le FAST de créativité) et de gestion des solutions envisagées, de produire un document synthétique et exhaustif justifiant la faisabilité ou non du projet.

Au niveau de la constitution de l'avant-projet, il en est de même. Le concepteur se concentre sur la détermination de la probabilité de bon fonctionnement, au travers de l'AMDEC de conception et de la conformité au cahier des charges du dispositif conçu.

L'assurance qualité guide le concepteur tout au long de son projet à partir du moment où les outils et les concepts sont utilisés au bon moment et au bon endroit. L'assurance qualité ne doit pas se réaliser à postériori, quand tout est fini mais durant la conception du produit.

2.2.3 Le calcul graphique

Second sommet du triangle de la conception, le calcul est un outil délicat, souvent mal vécu en formation et mal utilisé en entreprise. Avant de présenter ce type de calcul, il est important d'en définir son besoin dans la conception d'un produit.

Une recherche de solutions a toujours une approche qualitative qui définit la façon dont le produit va répondre au cahier des charges, sans se soucier de la capacité des différents éléments composant le mécanisme à résister aux sollicitations statiques, cinématiques ou dynamiques appliquées. Il n'est pas question, durant cette phase de conception, d'investir du temps sous forme de pages de calculs avec des risques d'erreurs et d'incompréhension inhérents au calcul analytique. Il faut trouver un moyen d'évaluer rapidement le niveau de sollicitation de la solution envisagée et déterminer s'il est acceptable, inacceptable ou bien s'il est nécessaire de faire des calculs plus précis pour se prononcer.

Le calcul est souvent mal vécu en formation parce qu'il est beaucoup trop théorique et qu'il nécessite de solides connaissances en mathématiques. S'adressant à des concepteurs, donc des dessinateurs, l'approche analytique n'est pas la meilleure pour la plupart d'entre eux. C'est une méthode qui demande beaucoup de rigueur, de soins et d'attention, une méthode qui est longue, difficilement exploitable quand le système à concevoir doit être calculé dans plusieurs positions (exemple : calcul de la force du vérin d'une table élévatrice). Même si on atteint en sortie de formation un niveau honorable dans ce domaine, il y a de fortes chances qu'il soit rapidement perdu, par la suite, pour cause de non pratique en entreprise. Il faut lui préférer des méthodes graphiques.

L'apparition de véritables logiciels de CAO, c'est-à-dire fonctionnant à partir d'esquisses paramétrables et évolutives, permet aujourd'hui, non pas de transformer le concepteur en calculateur, mais de lui donner la possibilité de pré-dimensionner sa conception avec un niveau de précision suffisant, ou juger si la complexité de la solution envisagée nécessite un calcul plus approfondi à réaliser par un spécialiste.

Le calcul statique est limité aux systèmes isostatiques dans le plan ou dans l'espace. Il se fait à partir de résolutions graphiques, semi-graphiques ou énergétiques. Les concepts théoriques sont limités et tout à fait adaptés à l'état d'esprit du concepteur. Il s'agit uniquement de constructions graphiques, sans faire appel notamment à la trigonométrie. Les connaissances en mathématiques sont très limitées et très axées sur les applications mécaniques.

Le calcul cinématique se fait au niveau de l'exploitation des esquisses.

Il est important de signaler que ces calculs ne se font pas à partir de logiciels dédiés au calcul. Il s'agit simplement d'une utilisation particulière de la CAO.

La résistance des matériaux et la dynamique se font également à partir de la CAO et d'un tableur qui permet de résoudre rapidement les cas les plus courants.

La partie calcul intervient essentiellement durant l'étude de faisabilité. Ce type de calcul permet d'évaluer quantitativement une solution envisagée en un temps très court. Autrement dit, le concepteur est capable de dimensionner sommairement sa solution afin de la valider ou non. Sinon, il demande l'assistance d'un calculateur pour réaliser un calcul plus précis dans le cas où les composants, impliqués dans la conception, seraient en limite de capabilité.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Cette capacité à réaliser rapidement ces calculs va aider le concepteur à gérer les solutions envisagées sur un plan quantitatif. C'est un des critères qui fait que la solution envisagée est retenue ou non.

2.2.4 La conception assistée par ordinateur

C'est le troisième sommet du triangle de la conception. Soyons clair et définissons d'abord ce qu'est la CAO.

Il ne faut pas confondre logiciel de CAO et logiciel de représentation 3D. Les évolutions de ces dernières années ont mis cet outil au service du concepteur et lui permettent de traduire de façon simple, efficace et évolutive ses intentions de conception. Sous réserve de suivre une méthodologie adaptée à la conception de systèmes mécaniques. Inversement, il faut bien insister sur le fait que la CAO reste un outil ; très performant au demeurant certes, mais il reste un outil qui ne se substituera jamais à la capacité créative du projeteur. Une personne désirant travailler en bureau d'études et visant, à terme, à être projeteur doit d'abord être attirée par l'envie de concevoir ; ce qui n'est possible qu'à partir de solides connaissances technologiques en construction, fabrication et matériaux.

Néanmoins, la CAO reste un outil qui a fait évoluer le métier de concepteur. En simplifiant les tâches de représentation graphique et plus généralement tout ce qui n'est pas de forte valeur ajoutée, la CAO permet au concepteur de se concentrer sur l'étude de faisabilité et concrétiser celle-ci rapidement et précisément. Mais les documents exploitables in fine sont les dessins d'ensemble et de définition cotés fonctionnellement. Paradoxalement, la mise en plan est le point faible de ces logiciels parce qu'il n'est pas aisé, à partir d'un modèle 3D, de faire une mise en plan conforme à la norme. Par exemple, certains logiciels de CAO coupent systématiquement les nervures.

La facilité avec laquelle on peut réaliser des vues géométrales, des coupes, des détails ne doit pas faire perdre de vue qu'il faut que le dessin reste exploitable et que le choix des vues soit bien réfléchi. Il n'est pas question de mettre en place 18 vues en se disant qu'il y en aura bien une ou deux qui feront l'affaire.

La méthodologie de conception à suivre en CAO, pour concrétiser une conception (tableau 2.2), est identique à celle de la planche, à la seule différence qu'on dessine en 3D sur le logiciel. Il faut ainsi impérativement concevoir les pièces directement dans l'assemblage et créer des liens fonctionnels entre elles si on souhaite que le modèle évolue conformément aux intentions de conception en cas de modification. Avec certains logiciels, il faut éviter le lien direct entre les pièces conçues dans l'assemblage. Il est préférable de créer cette liaison dans l'esquisse d'assemblage et définir la liaison entre les deux pièces à partir de l'esquisse d'assemblage. Celle-ci peut évoluer et être complétée durant la conception du modèle 3D. Elle n'est pas figée une fois pour toute en début de conception (voir en partie B la méthodologie en CAO).

En résumé, la CAO intervient dans l'étape « Étude de faisabilité » pour les calculs et la recherche de solutions sous forme de schémas cinématiques évolutifs et dans l'étape « avant-projet » pour la partie concrétisation de la conception.

Bien qu'il y ait un lien entre ces deux étapes, l'utilisation de la CAO en est complètement différente puisqu'elle s'inscrit comme outil de calcul et de recherche d'une part et comme outil de concrétisation sous forme de dessins d'autre part.

Tableau 2.2

Planche	CAO
Mise en place d'un calque pour le dessin d'ensemble	Ouverture d'un fichier assemblage
Recopie des éléments imposés par le client	Insertion des éléments imposés par le client sous format 3D
Mise en place des axes de référence, position de paliers, schéma cinématique	Création d'esquisse(s) d'assemblage
Copie des éléments standards positionnés	Importation et positionnement sur l'esquisse d'assemblage des éléments standards
Dessin des pièces à concevoir	Création directement dans l'assemblage des pièces à concevoir
Copie des éléments standards à positionner par rapport aux pièces conçues	Importation et positionnement de composants standards par rapport aux pièces conçues
Création de vues supplémentaires	Mise en plan
Cotation fonctionnelle, annotation...	Cotation fonctionnelle, annotation...
Création de dessins de définition	Mise en plan des pièces conçues

2.2.5 La hiérarchie

En général, le projeteur est en relation directe avec l'ingénieur d'études dont la fonction a été définie au chapitre précédent. Celui-ci donne des directives plus ou moins claires, plus ou moins précises, et attend du projeteur un résultat dans un délai. Il n'est pas souvent disponible et traite plusieurs affaires en même temps. De ce fait, le projeteur doit avoir une grande autonomie, et être capable de relever les incohérences éventuelles qui pourraient lui être demandées au niveau du cahier des charges. C'est un cadre technique qui rend compte à l'ingénieur d'études, et qui doit lui faire part, au plus tôt, des difficultés rencontrées. C'est le hiérarchique qui valide en interne les différentes étapes de la conception du produit.

Les revues de conception sont les instants privilégiés entre l'ingénieur et le projeteur. Elles doivent être préparées et menées par le projeteur qui oriente le débat sur les points importants de la conception tout en permettant à l'ingénieur de poser des questions précises sur les détails qu'il souhaite aborder. La capacité du projeteur à mener une telle réunion est un critère de garantie d'un travail de conception maitrisé. Il n'est pas question de chercher des excuses en termes de difficultés à s'exprimer. Une personne qui maitrise ce qu'il fait est capable de l'expliquer de façon simple, concise et précise. Essentiellement impliquée dans l'étude de faisabilité et

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

dans l'avant-projet, la hiérarchie intervient généralement en fin d'étape sous forme de revues de conception. C'est selon l'entreprise et l'importance du projet étudié.
Il insiste sur les points délicats rencontrés et présente les solutions envisagées et retenues afin que la hiérarchie puisse valider.
Un compte rendu est fait par le projeteur durant la réunion, ce qui permet :

– d'éviter de ne pas traiter correctement un sujet ;
– d'assurer la traçabilité de ce qui se dit en réunion.

Il y a lieu de canaliser des revues de conception. Les participants peuvent partir dans des digressions sans rapport avec le sujet et ne pas traiter celui-ci dans son intégralité. En rédigeant le compte rendu en temps réel, le projeteur peut signaler qu'on ne peut passer au point suivant parce que toutes les décisions n'ont pas été prises pour le précédent.
Ces décisions ne sont pas réfléchies de la même façon selon si elles sont ou non inscrites dans un compte rendu. Il ne s'agit pas là de parler de l'honnêteté des participants, mais plutôt de l'attention qu'ils portent à leurs conclusions dès lors qu'il y a une trace écrite.

2.2.6 Le dossier de définition

Le dossier de définition est le document contractuel et normalisé que doit fournir le bureau d'études et qui permet l'industrialisation du produit qui ne se limite pas aux dessins d'ensemble et de définition mais prend en compte toutes les phases du cycle de vie du produit entre autre la fabrication des pièces conçues, le montage, la maintenance, l'utilisation, le stockage ou encore la destruction en fin de vie. Ce dossier de définition est de la responsabilité du projeteur qui en rédige la partie objet du présent ouvrage et supervise celle établie par le dessinateur.
La structure du dossier est celle définie au chapitre 2.3.2. Il est essentiel que tous les projets suivent la même structure. Ainsi, quand on passe d'une étude à une autre, on sait où on va trouver les informations qu'on recherche comme, par exemple, le justificatif de la solution choisie ou les fonctions du cahier des charges fonctionnel.

2.3 Exemples d'application

2.3.1 Conception d'un système de relevage d'une roue motrice sur groupe motopropulseur

Le dossier de définition du groupe propulseur est constitué de tous les dossiers, excepté des dossiers 70 et 80 qui sont à réaliser par un dessinateur. L'avant-projet est terminé et concrétisé par un dessin définissant avec précision les axes d'études pour le dessinateur.
Le sous-dossier 22 de définition du CDCF, d'initiative du projeteur, est complété par le client (en italique dans le document).
Le dossier 30 part de la définition des tâches à réaliser et des critères de choix des solutions envisagées. C'est une traduction plus explicite du cahier des charges comme, par exemple, le calcul du travail à fournir pour lever l'axe 16. La recherche

de solutions peut alors débuter par une recherche théorique, initiée par un FAST, exploité par la suite au travers des dossiers 32 et 33 regroupant les solutions retenues et non retenues. Le dossier 34 combine la solution manuelle et motorisée en précisant la partie technologique des avant-projets envisagés. C'est à partir de cette analyse que le choix définitif est réalisé.
Le dossier 40 concrétise explicitement la solution développée et renvoie aux justificatifs des dossiers 50 et 60.
Le dossier 90 définit les études à poursuivre, études dont on est sûr, à ce stade, qu'elles aboutiront.

2.3.2 Conception d'un banc d'essais mécanique relatif au comportement d'un aimant situé dans un champ magnétique

La structure du dossier de définition est semblable au cas précédent bien qu'il s'agisse d'un appel d'offres. Il ne sera divulgué au client que le résultat de cette pré-étude et non son intégralité, du moins tant que le marché n'aura pas été signé. La CAO permet seulement de montrer au client une perspective plus ou moins précise de la solution envisagée afin qu'il se rende compte des performances de cette solution sans pour autant savoir comment elle est concrétisée.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

3 • LA CONSTITUTION DES TROIS ÉTAPES DE LA CONCEPTION D'UN PRODUIT

Ce chapitre a pour objectif de détailler la façon dont sont réalisées les étapes définies précédemment. Pour ce faire, il suffit de continuer à développer les diagrammes du chapitre précédent qui représentent les trois étapes de la conception d'un produit :

– l'analyse du besoin client nommée A1 (dossier 20) ;
– l'étude de faisabilité nommée A2 (dossier 30) ;
– l'avant-projet nommé A3 (dossiers 40, 50 et 60) ;

Chaque étape fait l'objet d'un sous-chapitre dont le but est d'expliquer comment mener efficacement toutes ces tâches dans les délais impartis.

3.1 L'analyse du besoin client

L'analyse du besoin client permet de le définir complètement en termes de « c'est fait pour » à partir de la demande initiale. Cette définition est concrétisée par le Cahier Des Charges Fonctionnel validé par le client (figure 3.1). Pour mener à bien ce travail, il faut passer par deux phases (figure 3.2).

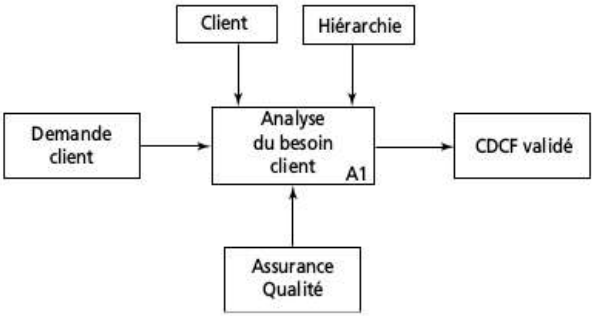


Figure 3.1 – Environnement du diagramme A1

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

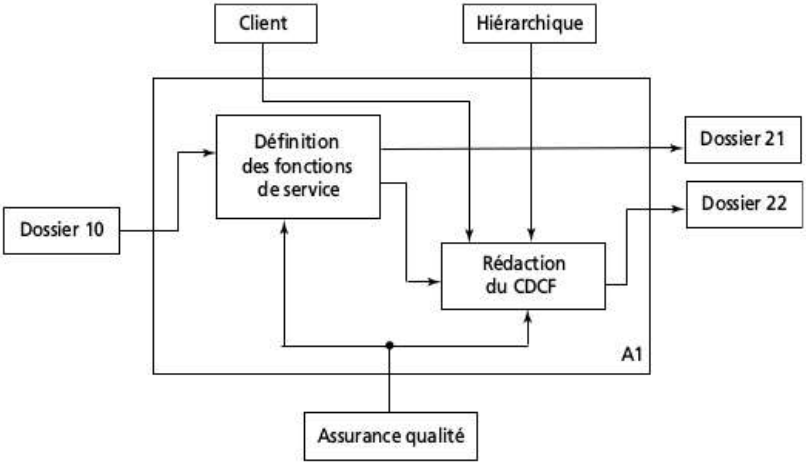


Figure 3.2 – Décomposition du diagramme A1

3.1.1 Définition des fonctions de service

Les fonctions de service, principales et contraintes, sont déterminées à l'aide de l'outil Pieuvre. Pour un système mécanique, une Pieuvre type peut être proposée. Elle recouvre 80 % des cas traités. Si l'étude est très spécifique, il est facile de compléter cette Pieuvre par des bulles adaptées.

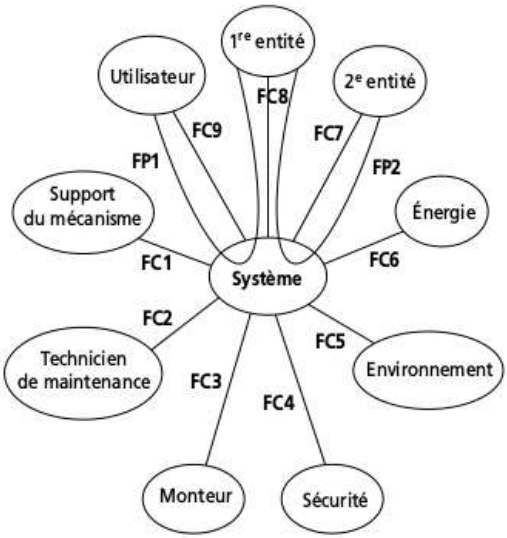


Figure 3.3 – Diagramme de la Pieuvre

- **FP1** : Le système « verbe d'action à la voix active » +COD (en général l'entité) + COI ou complément circonstanciel (en général l'utilisateur) (**Il est interdit d'utiliser le verbe permettre).**
- **FP2** : Le système « verbe d'action à la voix active » +COD (l'entité 1) + COI ou complément circonstanciel (l'entité 2) (**Il est interdit d'utiliser le verbe permettre).**
- **FC1** : Le système s'adapte au support de mécanisme
- **FC2** : Le système est entretenu par le technicien de maintenance
- **FC3** : Le système est mis en place par le monteur
- **FC4** : Le système doit s'adapter aux exigences de sécurité
- **FC5** : Le système se trouve dans un environnement
- **FC6** : Le système utilise une énergie
- **FC7** : Le système s'adapte à la deuxième entité
- **FC8** : Le système s'adapte à la première entité
- **FC9** : Le système s'adapte à l'utilisateur

En général, il y a peu de fonctions principales (une ou deux) pour l'étude d'un système mécanique. L'utilisateur est dans la fonction principale si c'est lui qui effectue une action sur l'entité.

Il est nécessaire de rappeler que le choix du verbe des fonctions principales est primordial pour la suite de l'étude. Voir, à ce sujet, les trois exemples traités dans la partie C « Le Cahier des Charges Fonctionnel ». Si une analyse du besoin client au travers de la bête à cornes a été réalisée auparavant, elle peut guider efficacement le choix de ce verbe.

Toutes les fonctions définies ci-dessus ne sont pas forcément présentes dans le projet étudié. Il s'agit, au travers de cet outil, de rappeler au concepteur toutes les fonctions probables qu'il serait susceptible de rencontrer.

Cette étude est consignée dans le dossier 21. C'est un justificatif du cahier des charges fonctionnel qui est rédigé à la suite de cette analyse.

3.1.2 Rédaction du CDCF

Tout comme la pieuvre, un cahier des charges type a été créé. Il doit également correspondre en l'état à 80 % des cas rencontrés, sachant que pour les autres, il suffira de rajouter la partie très spécifique du projet ; celle qu'on ne peut pas oublier !

On voit par cette analyse du CDCF la philosophie de l'assurance qualité en tant qu'outil. Il faut sans cesse répéter que l'assurance qualité est un outil qui fait gagner du temps, qui permet d'optimiser les conceptions et donc de gagner en coût et de vérifier efficacement, au niveau de l'étude, que le système conçu aura de très fortes chances de répondre à la demande du client.

Dans le cas du CDCF objet de ce paragraphe, il est facile de se rendre compte de cette réalité. On peut d'ores et déjà affirmer que l'écriture d'un CDCF ne doit pas dépasser 4 heures, et ce, quel que soit le projet étudié.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Cahier des charges fonctionnel

FP1 : Le système « verbe d'action à la voix active » +COD (en général l'entité) + COI ou complément circonstanciel (en général l'utilisateur) (**Il est interdit d'utiliser le verbe permettre ou synonymes**).

Tableau 3.1 – FP1

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
On retrouve ici les principales spécifications du cahier des charges, On doit cependant veiller à ne rien oublier. Cette fonction est présente quand le système à concevoir nécessite l'utilisateur pour fonctionner en phase utilisation (ex : machine manuelle)	Vérifier à reporter toutes les valeurs données dans le cahier des charges initial	Attention, même une flexibilité F3 reste contractuelle

FP2 : Le système « verbe d'action à la voix active » +COD (l'entité 1) + COI ou complément circonstanciel (l'entité 2) (**Il est interdit d'utiliser le verbe permettre ou synonymes**).

Tableau 3.2 – FP2

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
On retrouve ici les principales spécifications du cahier des charges, On doit cependant veiller à ne rien oublier. Cette fonction existe quand le système n'a pas besoin de l'utilisateur pour fonctionner en phase utilisation, (ex : machine spéciale)	Vérifier à reporter toutes les valeurs données dans le cahier des charges initial	

FC1 : Le système s'adapte au support de mécanisme.

Tableau 3.3 – FC1

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
Définition des interfaces	De préférence, faire référence à un dessin	

FC2 : Le système est entretenu par le technicien de maintenance.

Tableau 3.4 – FC2

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
Périodicité Durée Qualification du technicien		

FC3 : Le système est mis en place par le monteur.

Tableau 3.5 – FC3

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
Durée Qualification du technicien		

FC4 : Le système doit s'adapter aux exigences de sécurité.

Tableau 3.6 – FC4

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
Modes de démarrages et d'arrêts Normes de sécurité Coefficient de sécurité calculs Niveau sonore	GEMMA	

FC5 : Le système se trouve dans un environnement.

Tableau 3.7 – FC5

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
Encombrements Lieu de fonctionnement Température, humidité, propreté, masse	Voir dessin ou croquis	

FC6 : Le système utilise une énergie.

Tableau 3.8 – FC6

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
Électrique	U, I, continu, mono ou tri	
Hydraulique	Pression, débit	
Pneumatique	Pression, débit	
Musculaire	Norme ergonomique	

FC7 : Le système s'adapte à la deuxième entité.

Tableau 3.9 – FC7

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
Caractéristiques de l'interface	voir dessin ou croquis	

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

FC8 : Le système s'adapte à la première entité.

Tableau 3.10 – FC8

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
Caractéristiques de l'interface	voir dessin ou croquis	

FC9 : Le système s'adapte à l'utilisateur

Tableau 3.11 – FC9

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
Contraintes ergonomiques	Normes	

Flexibilités :

- F0 non négociable
- F1 peu négociable
- F2 négociable
- F3 très négociable

Spécifications particulières :

- Matériaux interdits
- Solutions technologiques non admises (ex : utilisation de roulements)

Il est important de rappeler que le CDCF est initialisé par le concepteur qui remplit toute la partie « caractéristiques des fonctions » et les « niveaux » connus spécifiés dans le cahier des charges initial. Le CDCF est ensuite complété par le client (niveaux et flexibilité).
Il y a lieu de vérifier, avant de contacter le client, que tous les éléments présents dans le cahier des charges initial sont présents dans le CDCF.
La flexibilité n'a aucune influence sur la contractualisation du niveau. Une flexibilité F3 sur une masse à ne pas dépasser par exemple ne veut pas dire que le concepteur peut implicitement dépasser la valeur indiquée de 10%. En revanche, il peut négocier avec le client un dépassement de masse si l'étude en justifie l'intérêt. Si le client accepte cette modification, le CDCF passe à un indice supérieur et est de nouveau validé par le client.
On comprend ainsi d'une part que le CDCF peut évoluer en cours d'étude et d'autre part, qu'il est un outil de communication entre le client et le concepteur. Afin que celui-ci comprenne bien le besoin du client (ce n'est pas la peine de commencer à concevoir si on ne sait pas ce qu'on a à concevoir), le CDCF doit être exprimé en termes de besoin (le produit à concevoir est fait pour…) et non en termes de moyen.
La définition du produit en termes de moyen (le produit conçu est fait de…) fait l'objet d'une spécification technique à l'issue de l'étude d'avant-projet.
Le CDCF au dernier indice se trouve dans le dossier 22.
La méthode de la pieuvre est expliquée dans la partie C de cet ouvrage.

3.1.3 Exemples d'application

■ **Groupe motopropulseur (Documents 0901-21DT01 et 0901-22DT01)**

> **Nota**
> Les indications inscrites en italique sur le CDCF sont fournies par le client après entretien.

La fonction principale fait intervenir l'utilisateur puisque c'est lui qui actionne le dispositif. Le verbe « translate » a été choisi parce qu'il qualifie bien le mouvement que le dispositif doit imposer à l'axe 16. La définition des caractéristiques de cette translation (direction, course, effort…) permet de définir avec précision le besoin du client. À noter que l'insatisfaction principale du client « nombre important de tours à faire exécuter à l'organe de manœuvre » est traduite par une durée de manœuvre. Cette spécification n'est pas subjective (à l'opposée d'une spécification du style : l'axe est facile à relever), elle est mesurable et indépendante du système à concevoir (on ne peut pas, par exemple, spécifier un nombre de tours maximal ; ceci impose une voie de solution pour le système).

L'étude du dessin d'ensemble fait apparaître que le déplacement de l'axe repère 16 se fait sans effort durant le rattrapage de jeu puis suivant un effort d'évolution linéaire puisqu'il comprime un ressort. Il est donc proposé au client un graphique qui permet de définir, avec une meilleure précision, l'effort à appliquer sur l'axe rep. 16. C'est bien évidemment le client qui valide la courbe et les valeurs indiquées sur le graphique.

Une conception n'est pas limitée à l'étude du fonctionnement du système. Sa mise en place peut, dans certains cas, être problématique. Ici, on ne peut modifier le chariot (aucun usinage accepté), et le temps de montage est limité à 10 mn. Ces contraintes impactent de façon importante la conception et sont prises en compte au travers des critères d'acceptation des solutions envisagées.

Les limites d'encombrement et les interfaces de fixation disponibles sont définies en complétant les dessins fournis par le client.

Enfin, l'option motorisée a été traitée à part et non pas sous forme de seconde fonction principale. Cela aurait été le cas si le système à concevoir comportait un système manuel *et* un système électrique ; les deux modes pouvant être utilisés indépendamment l'un de l'autre. Ici, il s'agit d'une option qui peut se révéler très contraignante vis à vis de la demande initiale qui est manuelle. Si tel est le cas, il est possible d'expliquer au client qu'il est impossible d'avoir une solution optimisée, à la fois pour le mode manuel et motorisé. Certaines précisions, non exprimées à l'origine, ont été apportées par le client.

■ **Banc d'essais (Documents 0902-21DT01 et 0902-22DT01)**

À partir de l'expression du besoin client, deux cahiers des charges fonctionnels sont possibles. Le premier est orienté technologique. Le client impose la mise en rotation d'un aimant, donc implicitement la conception d'une liaison pivot, auquel on applique un moment. C'est une vue trop réductrice du problème qui risque de masquer les points délicats du projet, entre autre tout ce qui concerne la précision et la réalisation des mesures. Le second, développé dans le dossier de définition, reprend le besoin d'origine du banc d'essais et inclus, dans les caractéristiques des

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

fonctions, la liaison pivot et le système d'application du moment. Dans cet état d'esprit, une bête à cornes a été réalisée de façon à préciser le besoin réel du client et la finalité du banc. La question essentielle est de savoir si le besoin réside uniquement en une vérification de proportionnalité de formule ou en une mesure du moment magnétique de l'aimant. La réponse est donnée par le client dans la FP1.

3.1.4 Synthèse chronologique

L'analyse du besoin du client, concrétisé par le CDCF signé par le client permet de connaître avec précision et sans ambiguïté ce que le projeteur doit concevoir. Chronologiquement, les tâches à réaliser peuvent se synthétiser sous la forme présentée dans le tableau 3.12.

Tableau 3.12

CDFC				Étude de faisabilité	Spécification technique du produit
Analyse du cahier des charges du client	Rédaction des fonctions de service	Rédaction partielle du cahier des charges fonctionnel	Rédaction complète du cahier des charges fonctionnelles avec le client	Comment cela peut-il être fait ?	C'est fait de...
↓	↘	↓	↙	↓	↓
Dossier 10		Dossier 20		Dossier 30	Dossier 40

3.2 L'étude de faisabilité

C'est le cœur de la conception. C'est aussi la tâche la plus délicate qui impacte directement le bon déroulement du projet. En termes de coût, de délai de réalisation et de performance du produit conçu.

Il n'est pas possible (ni souhaitable) de proposer une « recette » pour mener à bien une étude de faisabilité ; mais il est possible de proposer une méthodologie s'appuyant toujours sur les concepts de l'assurance qualité et de préciser les travers vers lesquels il faut absolument éviter de s'aventurer. On peut citer par exemple :

- confondre vitesse et précipitation ;
- réinventer ce qui existe déjà ;
- s'intéresser à des détails alors que l'étude globale n'est pas terminée ;
- vouloir absolument extrapoler une solution déjà existante ;
- ne pas se donner de temps de réflexion ;
- ne pas synthétiser régulièrement par écrit le travail réalisé ;
- etc.

L'objectif de cette étape est de proposer un maximum de solutions exploitables comme avant-projet en un temps compatible avec le délai de l'étude (figure 3.4).

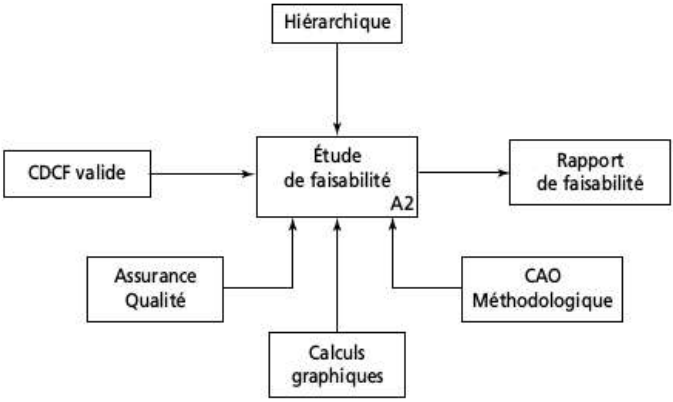


Figure 3.4 – Environnement du diagramme A2

Pour mener à bien l'étude de faisabilité, il faut passer par 3 phases (figure 3.5).

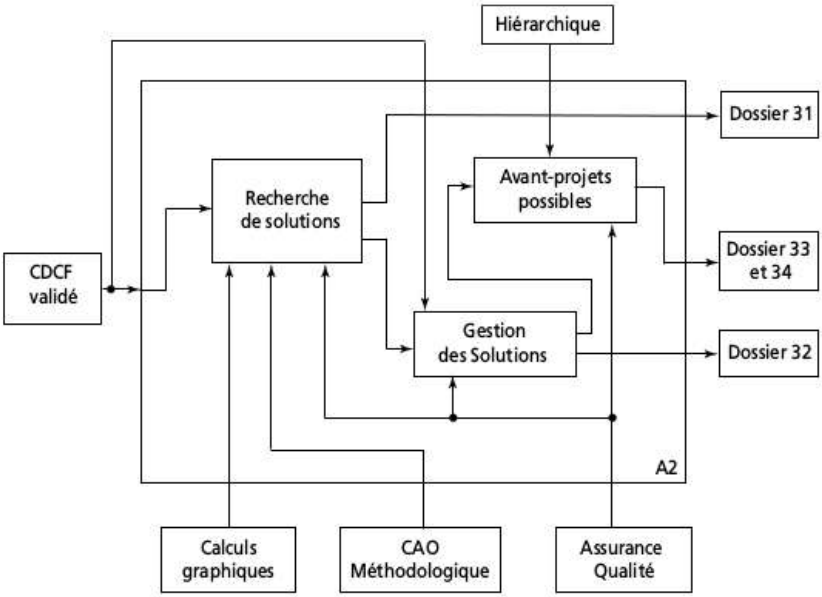


Figure 3.5 – Décomposition du diagramme A2

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Afin de bien clarifier le cheminement à suivre, la phase de recherche de solutions est découpée en quatre parties :

- l'initialisation de la recherche de solutions qui va permettre de créer le planning d'études ;
- en référence au CdCF, la définition des critères d'acceptation des solutions qui seront envisagées ;
- la recherche de solutions théoriques qui se traduit par la production de schémas de principe (cinématiques ou dynamiques) ;
- la recherche de solutions technologiques qui concrétise l'intention de conception.

3.2.1 Initialisation de la recherche de solutions

Cet ouvrage a pour but de proposer une méthodologie de conception depuis le cahier des charges client jusqu'à la concrétisation de l'avant projet. Pour être efficace, cette méthodologie doit être continue en ce sens que chaque tache dépend de la tache précédente et la finalité de la conception reboucle sur la tache de départ, c'est à dire le CdCF afin de valider que ce qui est conçu est conforme à la demande. Ainsi, c'est à partir du CdCF (tache précédente) que la recherche de solutions est initialisée et ce, en suivant les trois étapes ci-dessous et dont le résultat se retrouve consigné dans le dossier 30 sous forme de fiches spécifiques. À partir de ces trois étapes, il est possible d'établir un planning prévisionnel présent dans le dossier 50.

■ Étape 1 : Définition des tâches

Certaines tâches sont récurrentes, comme la construction du modèle en CAO, et sont définies dans le planning type proposé. Les premières, spécifiques au projet étudié, doivent être définies par le projeteur. Le CdCF, au travers des fonctions de service, permet au concepteur de définir ces taches. Il y aura bien évidemment les fonctions principales qui, selon leur complexité, seront prises globalement ou décomposées en plusieurs sous-fonctions qu'on nomme fonctions de conception car elles sont de l'initiative du concepteur et non du client. L'exemple de la machine à dominos présenté au § 3.2.3 explicite ce principe. La difficulté réside dans la définition du degré de décomposition des fonctions en taches. Les caractéristiques de la fonction principale, les niveaux et également les degrés de flexibilité vont orienter les choix du concepteur.

■ Étape 2 : Définition du degré d'approfondissement des tâches

Une fois toutes les tâches définies, il faut les hiérarchiser en termes de complexité. C'est ce qu'on appelle les points durs de la conception qui en font sa forte valeur ajoutée. La difficulté essentielle est de savoir si le concepteur est en train de réinventer le fil à couper le beurre ou si la fonction étudiée nécessite une réelle étude approfondie afin de s'assurer du bon fonctionnement ou de la compétitivité du produit.
Un étudiant ou un débutant aura tendance à faire de longues recherches de solutions alors que le problème posé ne nécessite pas tant de temps d'étude. À l'inverse, le projeteur expérimenté du BE s'appuiera essentiellement sur son expérience, extrapolant des solutions qui ont bien fonctionnées par le passé mais dans un contexte différent. Le résultat peut être alors catastrophique parce que la solution

mise en place n'est pas adaptée ou non optimisée. Tout le temps « gagné » au niveau étude est largement perdu par la suite avec des conséquences énormes au niveau des coûts. De plus, une telle démarche ne favorise pas l'innovation qui est la clé de l'amélioration de la compétitivité d'une entreprise.
Il faut, au travers du CDCF, trouver la ou les fortes valeurs ajoutées du produit à concevoir. Le niveau des caractéristiques des fonctions permet de se rendre compte des difficultés du projet. Le concepteur peut alors planifier la durée de chaque tâche et décider s'il faut se lancer dans une recherche globale ou non. En cas de doute, préférer la recherche globale qui, si elle n'est pas nécessaire, ne fera pas perdre beaucoup de temps (la confirmation ou non du bon choix est rapide) tandis que sous estimer l'importance à apporter à l'étude d'une fonction peut avoir des conséquences dramatiques.

Exemples d'application

Groupe propulseur : La difficulté essentielle est de lever la tige en 2 secondes en appliquant un effort limité par les normes ergonomiques. Le calcul est basé sur l'énergétique (voir calcul statique en partie B).
Banc d'essais : L'application d'un moment aussi faible (1 à 100 Nmm) entraîne implicitement une étude approfondie de la fonction de conception « liaison pivot ».

■ Étape 3 : définition de l'ordre chronologique de l'étude

Il est inutile d'étudier certaines fonctions tant que d'autres n'ont pas de solutions. C'est un premier critère de choix évident. Ensuite, il importe de commencer à s'intéresser à la résolution des fonctions les plus complexes qui déterminent l'aboutissement de l'étude de faisabilité. Tout ceci est tellement naturel qu'en pratique, on néglige cette étape avec les conséquences qu'on peut imaginer sur les délais.

Exemples d'application

Groupe propulseur : L'optimisation du système de levage orientera l'étude du verrouillage.
Banc d'essais : Le cœur du problème est d'appliquer un moment d'intensité très faible avec une précision de 5 %.

Création d'un planning prévisionnel
À partir de ces trois étapes, un planning prévisionnel d'étude peut et doit être réalisé. Son but est de :

- Définir les tâches à réaliser
- Quantifier la durée de réalisation de ces tâches
- Hiérarchiser les tâches afin de définir l'ordre chronologique de leur réalisation
- Définir une marge de sécurité
- Vérifier que le délai imparti est compatible avec l'étude demandée
- Créer un véritable « tableau de bord » qui permet au concepteur de connaître quotidiennement l'état d'avancement de son étude.

Ce dernier point est très important. En particulier pour les débutants qui doivent s'étalonner le plus rapidement possible pour être capable d'évaluer, avec une précision acceptable, les durées d'études. Seule l'expérience permet d'atteindre

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

cet objectif. Aussi, il est nécessaire que le projeteur arrête de travailler un quart d'heure avant la fin de sa journée et qu'il remplisse le « réalisé » de son planning et notamment au niveau de la marge afin de constater son état d'avancement par rapport au délai fixé. Une analyse est alors à réaliser pour préparer le travail du lendemain ou pour décider s'il faut provoquer une réunion avec son responsable hiérarchique afin de faire un point sur l'avancement du projet et les difficultés rencontrées. Dans ce cas, il faut venir avec des pistes de solutions. En aucun cas le projeteur rencontre son hiérarchique pour lui faire part de problèmes sans avoir pensé à des solutions.

Cette préparation pour le travail du lendemain va également plonger le projeteur dans une phase de réflexion continue. On a vu qu'il est impossible de planifier le moment où on allait avoir la bonne idée. Par contre, il est tout à fait faisable de créer les conditions pour que le projeteur réfléchisse sans cesse à un problème, de façon latente, alors qu'il est en train de faire autre chose, et qu'il trouve une solution à n'importe quel moment de la journée. Évidemment, le travail prévu la veille pourra en être quelque peu modifié mais cette préparation n'est pas du temps perdu parce qu'elle aura permis au projeteur de se conditionner dans les moments critiques.

Un planning type peut être proposé et adapté pour chaque étude (figure 3.6).

Une aide à l'estimation des temps se fait à partir d'une feuille de calcul. La réalisation de ce document est décrite dans le thème « Établissement d'un planning » en partie C de cet ouvrage.

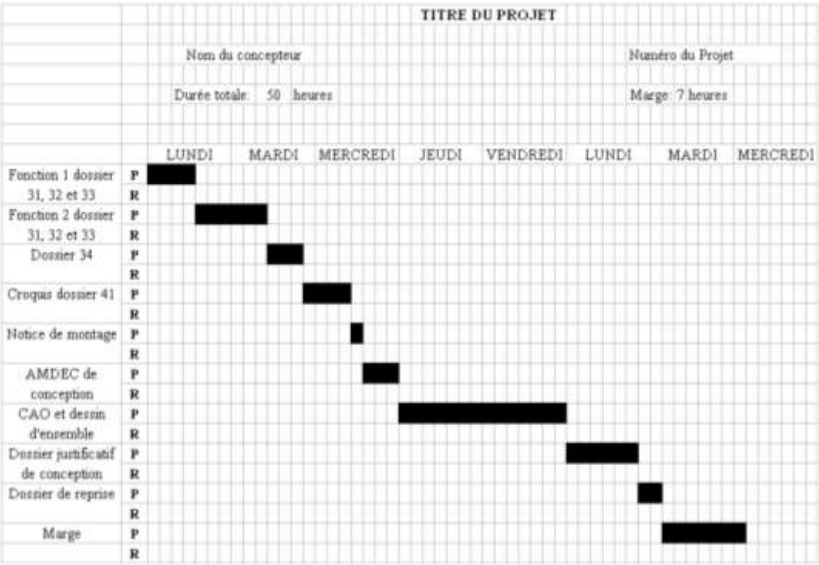


Figure 3.6 – Planning type

Exemples d'application

Groupe motopropulseur : Le document 0109-30DT01 définit les tâches principales à réaliser et leur hiérarchisation. Tout part de la façon dont l'axe rep. 16 est actionné par le système manuel. En fonction de chaque solution envisagée, le blocage en position et la motorisation sont pris en compte au travers des critères de choix des solutions définis par le document 0109-31DT01.

Bien qu'il ne s'agisse que d'une option, il est nécessaire de prendre en compte dès cet instant le temps nécessaire à la motorisation du système manuel en vérifiant notamment son adaptabilité en fonction des moteurs envisagés ; d'où la création d'un dossier 34. Ceci permet au projeteur, en fonction de la criticité du planning, d'insister auprès de son hiérarchique pour qu'il précise si cette motorisation est vraiment obligatoire ou si elle peut être abandonnée.

Les fonctions 1 et 2 définies dans le planning type sont remplacées par les tâches 1, 2 et 3 définies par le document 0901-30DT01. On définit ainsi un planning de 10 tâches en ajoutant les taches récurrentes pour une durée d'étude de 35 heures ; ce qui donne le tableau suivant, établi à partir du support informatique fourni dédié à l'aide à l'établissement d'un planning.

Tableau 3.13 – Groupe motopropulseur : détermination des durées des tâches

Nombre de tâches		10		
Durée effective après signature du CdCF		35		
Marge		6		
Tm =		3		
	T_{mini}	T_{maxi}	Temps proposé	temps retenu
Translation de l'axe 16	5	8	6	7
Prise en compte du blocage	2	4	3	3
Recherche du moteur	1	2	1	1
Dossier 34	1	3	2	1
Croquis dossier 41	1	3	2	2
Pré-notice de montage	1	2	1	1
AMDEC de conception	1	3	2	2
CAO et dessins	8	12	9	9
Justificatifs de conception	3	5	4	2
Dossier de reprise	1	2	1	1
Total	**30**	**50**	**37**	**35**

Les temps retenus ne sont pas exactement ceux proposés. Il a semblé préférable de privilégier la tache de recherche de solutions sur la translation de l'axe 16 par rapport au dossier 34 et surtout aux justificatifs de conception (une heure de moins que le minimum prévu) en espérant que le système trouvé sera simple et ne nécessitera pas trop de calculs complémentaires ni la conception d'un démonstrateur.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

La marge calculée de 6 heures devrait permettre de palier les imprévus. On peut cependant voir que le planning est assez critique puisque le temps alloué, 35 heures, est proche du temps mini calculé : 30 heures.
Le planning se trouve dans le dossier 50. Il est complété par un réalisé qui permet au concepteur au cours de l'étude et après coup de tirer des conclusions sur ses hypothèses faites durant l'établissement du prévisionnel.
Le planning prévisionnel et réalisé du groupe propulseur fait l'objet du document 0901-50XX01 présent dans le dossier de définition en partie D. On peut mettre en évidence que :

– les quatre premières taches se sont déroulées à peu près comme prévu ;
– il a été nécessaire de reprendre le croquis d'intention de conception après avoir établi la notice de pré-montage qui a mis en évidence un problème de conception ;
– il a fallu, suite à l'AMDEC, constituer un dossier de justification plus étoffé que prévu, notamment au travers d'un dossier de tests et d'essais que le concepteur pouvait difficilement prévoir en début d'étude ;
– les dernières taches se sont réalisées à peu près comme prévu ; la marge ayant pu absorber le temps supplémentaire passé pour valider définitivement la solution développée. (Dans la réalité, cela ne se passe pas toujours aussi bien…).

Banc d'essais : Le temps estimé pour répondre à cet appel d'offres est de 3 jours, soit 21 heures après validation du CDCF. Sur un délai aussi réduit, une marge de 2 heures est fixée par le projeteur (tableau 3.14).
Le document 0902-50XX01 représente le planning au moment ou le projeteur l'a établi. Il sera complété tout au long du déroulement du projet au niveau du réalisé et, *in fine*, aura la forme du planning présent dans le projet du groupe motopropulseur.

Tableau 3.14 – Banc d'essais : détermination des durées des tâches

Nombre de tâches		5		
Durée effective après signature du CdCF		21		
Marge		2		
Tm		4		
	Tmini	**Tmaxi**	**Temps proposé**	**temps retenu**
Application couple	2	4	3	3
Liaison pivot	1	2	2	2
Dossier 34	2	4	3	3
Dossiers 40, 50, 60	3	6	5	5
CAO et dessin	4	6	5	6
Total	**14**	**24**	**20**	**21**

3.2.2 Définition des critères d'acceptation des solutions envisagées

Avant toute recherche de solutions, il faut définir, toujours en lien avec le CdCF, les critères d'acceptation qui permettront une évaluation judicieuse. Ces critères peuvent éventuellement être pondérés en fonction de leur importance relative.
On trouvera systématiquement le coût dont il faudra faire une étude comparative entre solutions puis une estimation réaliste dans le dossier 41.

Selon le projet étudié, on pourra trouver :

- respect d'une cadence ;
- nombre de pièces ;
- encombrement ;
- fiabilité ;
- précision ;
- durée de manœuvre ;
- temps d'installation ;
- etc.

Le choix de 4 critères est une bonne base de travail. Il est possible de comparer les solutions trouvées à partir d'une comparaison qualitative ou quantitative si les critères ont été, au préalable, pondérés.

■ Exemples d'application

Groupe motopropulseur : Le document 0109-31DT01 définit les 5 critères retenus à partir du cahier des charges fonctionnel, noté chacun sur 4 (équivalence de l'importance de chaque critère et notation totale sur 20).
Banc d'essais : Le document 0902-30DT01 définit les tâches à réaliser. Deux études séparées sont menées, l'une pour l'application du couple et l'autre pour la liaison pivot. La synthèse de cette étude se fait au niveau du dossier 34. Les autres points d'études sont traités directement dans le dossier 40 parce qu'ils ne font pas apparaître de difficultés particulières.
Le document 0902-31DT01 définit les critères retenus pour chaque étude.
Nota : Il faut insister sur le fait que le choix des critères doit se faire avant la recherche de solutions car c'est le CdCF qui permet de définir les critères et non les solutions envisagées qui les inspirent.

3.2.3 Recherche de solutions théoriques

S'engager dans une recherche de solutions globales, c'est constater que le problème auquel le concepteur est confronté est nouveau (même si les apparences sont trompeuses) et qu'il est impératif d'explorer un maximum de voies de solutions. Ainsi, il est impératif, dans un premier temps, de ne pas envisager de solutions techniques qui passent par la tête, ni de s'appuyer sur l'existant, ni de rechercher des solutions à partir de problèmes similaires résolus. Il faut, au contraire, ne penser à aucune solution technologique de principe et se lancer dans une recherche de solutions théoriques.
Une recherche de solutions théoriques est le prolongement naturel du CdCF en ce sens qu'il fait évoluer le problème vers des solutions définissant comment il est possible de répondre au besoin sans parler de technologie.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Il n'est pas question ici de proposer une « recette » applicable pour chaque projet. Tous sont spécifiques et représentent, d'une certaine manière, un cas particulier. Néanmoins, dans 80 % des cas, le démarrage d'une recherche de solutions théoriques s'appuiera sur :

– l'étude des différents déplacements possibles d'une pièce ou d'un système ;
– les sollicitations applicables à un système ;
– une architecture spécifique (symétrie ou non, montages modulaires…) ;
– une étude d'isostatisme ;
– l'exploitation de formules théoriques (où intervient le frottement par exemple).

Bien démarrer une étude est ce qu'il y a de plus délicat dans une conception. À partir des trois exemples traités en partie C dans le Cahier des Charges Fonctionnel pour la rédaction d'une fonction principale, voici une illustration de ce concept :

La protection enfant isole l'enfant des bornes électriques.

La rédaction correcte de la fonction principale permet d'établir qu'un isolant se trouve entre l'enfant et les bornes électriques. Cet isolant, en matière plastique, devra s'effacer en cas de sollicitation symétrique et se bloquer dans les autres cas. Qui dit effacement dit déplacement sous forme de translation ou de rotation. Il y a lieu alors de définir un repère afin de caractériser ces mouvements. On prend comme axe X l'axe qui passe par les deux trous de la prise, l'axe Y, perpendiculaire à X et axe de symétrie des trous et, enfin, Z perpendiculaire à X et Y. On peut alors envisager les six déplacements possibles ; 3 translations Tx, Ty et Tz et 3 rotations Rx, Ry et Rz. Les translations et rotations d'axe quelconques et les mouvements composés ne sont pas envisagées dans un premier temps pour cause de complexité. Une étude de compatibilité du déplacement de l'isolant par rapport à l'encombrement de la prise permet d'éliminer directement certaines solutions, de ne pas en retenir d'autres pour cause de complexité et enfin de conserver les solutions les plus adaptées. Ty et Rz sont celles couramment retenues. Pour le blocage, il y a forcément un déplacement minime de l'isolant qui, sollicité de façon asymétrique, se bloque sur des butées. Le blocage par frottement n'est pas envisagé pour cause d'usure, de déplacement aléatoire de l'isolant et de risque de blocage définitif. Ainsi, pour la phase blocage, il faut faire la même approche que pour la phase effacement, c'est-à-dire envisager toutes les translations et rotations possibles **en fonction du principe d'effacement envisagé**. On arrive alors à trois solutions effacement-blocage : TyRy, TyRz et RzRy. L'analyse de ces degrés de liberté fait apparaître que TyRy correspond à une liaison pivot glissant alors que les autres solutions ne correspondent à aucune liaison de base (en faisant abstraction de la rotule à doigt). Pour réaliser Ty et Rz, il faut passer par une liaison glissière en série avec une pivot ; ce qui est, à priori complexe ou ajouter un degré de liberté pour retrouver une liaison de base ; ici l'appui plan en rajoutant Tx puis bloquer, **si nécessaire**, par une ponctuelle en parallèle, le degré de liberté ajouté. Le même raisonnement est à faire pour la solution RyRz. Il suffit ensuite de réaliser un schéma dynamique de ces trois solutions et de les évaluer.

Le montage d'usinage positionne la pièce selon le dessin de définition.

Les cotes de liaison au brut définissent l'isostatisme de la pièce. Les précisions du brut par rapport aux tolérances des cotes de liaison au brut déterminent le degré de complexité du positionnement. S'il s'agit, par exemple, d'une concentricité d'un alésage par rapport à une surface cylindrique brute, on est amené à envisager un montage sur vé long fixe avec serrage indépendant ou bien un système de deux vés en translation symétrique. Afin de s'assurer que le montage est isostatique, il faut vérifier que le nombre de contacts montage/pièce moins le nombre de degrés de liberté des éléments participant au positionnement et au serrage est égal à six. Au-delà, on est sûr d'être hyperstatique, en dessous, on est sûr d'avoir un mécanisme. Si cette condition est validée, il faut néanmoins vérifier que tous les degrés de liberté de la pièce sont éliminés. Plusieurs solutions peuvent ainsi rapidement être envisagées et concrétisées simplement sous forme de schéma dynamique.

La machine à dominos déplace les dominos sur le sol.

L'analyse du CDCF fait créer, au concepteur, quatre fonctions de conception (ramassage, prise en charge, transfert et expulsion à vitesse relative nulle du domino). Deux fonctions indépendantes sont à étudier en priorité ; le ramassage (il faut qu'il soit rapide) et l'expulsion (il faut être sûr que le domino ne va pas tomber une fois expulsé de la machine). La recherche théorique va s'articuler autour de schémas cinématiques pour l'expulsion avec calcul cinématique à partir d'esquisses paramétrés du logiciel CAO pour valider la condition de vitesse nulle. Ainsi, si l'expulsion envisagée est une translation du domino dans l'axe de déplacement de la machine à partir d'un système bielle-manivelle, il est aisé, à partir d'une esquisse paramétrée, de caler la position d'expulsion et de déterminer la vitesse de rotation de la manivelle. Pour la phase remplissage, si une goulotte semble indispensable pour ce type de machine, il faut se poser la question de savoir comment la remplir ; par le haut, le bas ou sur les côtés. Naturellement, le projeteur pensera à mettre les dominos dans la goulotte ; mais pourquoi pas l'inverse ; c'est-à-dire que les dominos sont sur le sol et que l'enfant saisit les dominos à l'aide de la goulotte. Cette analyse théorique permet, avec peu d'investissement, de dégager les axes d'étude les plus intéressants à développer sous forme technologique.

Les solutions envisagées sont toujours celles qui paraissent évidentes. Quand cela a un sens, il faut toujours envisager le cas contraire. Exemple : la pièce A doit se déplacer par rapport à la pièce B. Envisager systématiquement l'inverse, c'est-à-dire conserver A fixe et déplacer B. C'est un réflexe qu'il faut absolument avoir. Si c'est absurde, cela aura fait perdre au concepteur 10 secondes ! En revanche, il se peut que cette alternative, inenvisageable au départ, ne soit pas aussi stupide qu'elle y paraisse et son étude peut déboucher sur une solution innovante, à laquelle personne n'avait pensé auparavant et, comble de la situation, peut paraître parfaitement évidente une fois, et une fois seulement, qu'elle est développée.

Le calcul graphique, expliqué en partie B, est un outil efficace pour valider ou non une solution sur le plan quantitatif. Il s'agit de vérifier si la piste envisagée conduit à un dimensionnement aisé, impossible ou à affiner par un calcul plus complet.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Le calcul graphique concerne tous les calculs statiques en 2D ou 3D réalisés sur des mécanismes isostatiques. Il concerne également le calcul cinématique et de résistance des matériaux. Un tableur permet de résoudre rapidement les cas les plus courants dans ces trois domaines ainsi que dans celui de la dynamique pour le calcul du couple de démarrage d'un moteur.
Cette recherche peut se faire à l'aide d'un FAST de créativité, dont le principe est expliqué en partie C. Mais ce n'est pas une obligation. L'objectif est de trouver un maximum de solutions théoriques.
Quand la recherche de solutions théoriques est terminée, le concepteur doit alors reprendre un processus classique de recherche de solutions en s'appuyant sur ce qu'il connaît ou ce qui lui vient à l'esprit et de vérifier qu'elles s'intègrent dans la recherche précédente. Si tel n'est pas le cas, ou bien la démarche de recherche théorique n'est pas bien initialisée, ou bien il sera possible de créer d'autres familles de solutions qui compléteront les premières envisagées. Mais en aucun cas, il faut débuter par des solutions qui viennent à l'esprit si on veut être d'une performance optimum en termes d'innovation.

Exemples d'application

Groupe propulseur : Un FAST (document 0901-31DT02) est réalisé pour définir les différentes possibilités de lever l'axe rep. 16 par une sollicitation manuelle. Auparavant, un premier calcul (document 0901-31DT01) permet de déterminer le travail minimum à fournir (rendement du mécanisme à concevoir égal à 1), soit dans le cas d'une conception à déplacement évolutif (ex : système à came) où l'utilisateur applique en permanence l'effort maximal acceptable, soit dans le cas d'une conception où l'utilisateur génère un déplacement proportionnel à celui de l'axe rep. 16 (ex : système vis écrou). Le FAST évolue vers les sollicitations possibles que peut fournir l'utilisateur (force ou moment) en fonction de la direction de cette sollicitation (horizontale, verticale ou quelconque). De cette recherche théorique découle une recherche technologique. Ainsi, chaque branche du FAST se termine soit par :

- un abandon à priori d'une famille de solution à cause de sa complexité non justifiée à ce stade de l'étude ;
- une solution non retenue avec justificatif dans le dossier 32 ;
- une solution retenue détaillée et critérisée dans le dossier 33.

Pour illustrer le principe qu'il faut toujours envisager le cas contraire d'une solution évidente, il faut se reporter au document 0901-33DT01 ou 0901-33DT04. Par exemple, à partir d'une solution sur excentrique d'axe mobile situé sur la tige rep. 16 et qui génère un inconvénient vis-à-vis de la motorisation, une solution alternative à axe fixe a été envisagée. Ce principe est un des éléments clé de l'innovation parce qu'il force le concepteur à trouver une solution à partir d'une autre en inversant la logique qui lui a fait trouver celle-ci. Ainsi, la solution à axe dans la tige rep. 16 est relativement évidente. De nombreux concepts fonctionnent ainsi en général à partir d'un excentrique. Le fait de rechercher un axe fixe et conserver le principe de la solution va amener le concepteur à rechercher la solution alternative à partir de ces données ; un peu comme s'il résolvait un exercice à partir de données fournies.

Banc d'essais : La recherche de solutions pour l'application du moment se fait à partir de formules théoriques connues en statique ou RDM.
Pour la liaison pivot, une recherche théorique peut se réaliser en envisageant une déformation ou un déplacement parce que l'amplitude de rotation est limitée à 90°. Penser à l'aiguille d'une boussole peut également orienter les recherches.

3.2.4 Recherche de solutions technologiques

Une telle démarche a l'inconvénient de générer beaucoup trop de solutions ; ce qui risque de produire un manque de lisibilité globale de l'étude et de faire perdre inutilement du temps. Il y a lieu d'éliminer rapidement, et au plus tôt, les solutions théoriques farfelues et de suspendre l'étude de celles qui s'avèrent inutilement compliquées. Il semble qu'il ne faut pas dépasser 5 solutions. Ainsi, la recherche de solutions technologiques à l'issue de cette première phase s'en trouvera facilement exploitable. Elle a pour but de définir comment peut être concrétisée la solution théorique.

Remarque : Pour réaliser un mouvement de base (translation ou rotation), si celui-ci est de faible amplitude, il faut envisager un mécanisme ou système par déformation (voir la liaison pivot du banc d'essais). Si c'est un mécanisme qui est retenu, réfléchir à une solution par roulement ou par glissement. Si c'est par glissement, réfléchir au type de graissage et au choix des matériaux en contact. Cela peut être un contact acier sur acier graissé, la mise en place d'un élément de glissement autolubrifié, un système hydrodynamique ou hydrostatique, voire un système magnétique. Si c'est par roulement, attention à bien vérifier les niveaux de contraintes par pression de Hertz entre éléments roulants conçus, et choisir les matériaux et traitement de surface adaptés (voir groupe propulseur). Pour les liaisons encastrements démontables, trois familles de solutions disponibles, par frottement (ex : frettage), par obstacle (ex : clavette) ou collage (ex : montage de roulements). À noter que les liaisons frettées ne sont pas systématiquement indémontables. Il existe des moyens, par injection d'huile notamment, de démonter un assemblage fretté sans détériorer l'assemblage. Les liaisons collées sont souvent très avantageuses (pas de déformation comme avec le soudage, démontable en chauffant à basse température, précision des pièces plus large que dans les systèmes frettés). Ceci dit, cette technique dépend beaucoup des habitudes de l'entreprise et nécessite, de la part du monteur, une certaine habitude et de la part du concepteur, une spécification de fabrication précise définissant notamment l'état des pièces avant collage, la nature et la quantité de colle à appliquer.

Exemple : la solution théorique envisagée est de transformer un mouvement de rotation en mouvement de translation par une liaison hélicoïdale à pas fixe. Les solutions technologiques envisageables sont à base de roulement ou de glissement et débouchent sur des systèmes vis écrou ou des systèmes vis à billes ou encore deux galets guidés par une rampe hélicoïdale. Afin de conserver un dossier homogène, la recherche technologique est menée à un niveau de détail compatible avec l'avant-projet. Ainsi, il n'est peut être pas nécessaire, dans le cas du choix d'un système type vis-écrou, de préciser si le pas est iso, trapézoïdal ou carré.
Dans la partie C de cet ouvrage, le document traitant du FAST de créativité propose un exemple de recherche de solutions théoriques et technologiques.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Chaque solution technologique fait l'objet d'une fiche où figure un schéma simple mais explicite, un descriptif succinct de la solution, une analyse quantitative éventuelle, avantages et inconvénients et précise si la solution est retenue ou non. Si la solution n'est pas retenue, il faut expliquer clairement pourquoi. Si elle est retenue, essayer de l'évaluer par rapport aux critères retenus en début d'étude.

Important
Si ce travail est fait durant la recherche de solutions, il n'y a absolument pas de perte de temps ; au contraire. Il assure au concepteur qu'il maîtrise bien son étude et que, notamment, il n'a pas éliminé ou conservé une solution sur des critères personnels et subjectifs. Dans le même temps, la traçabilité de son étude est assurée.

3.2.5 Gestion des solutions

La partie recherche de solutions se trouve consignée dans le dossier 31. C'est à partir de ces recherches que sont gérées les solutions théoriques et technologiques envisagées. Les solutions non retenues sont dans le dossier 32 et les solutions retenues dans le dossier 33.
Pourquoi perdre son temps à créer un dossier où figurent des solutions qui ne sont pas utilisées ? Pour au moins trois raisons :

- Il est important d'insister sur le fait qu'on ne dit pas les mêmes choses à l'oral ou à l'écrit. Le concepteur peut toujours dire ou penser : « Je ne retiens pas cette solution parce qu'elle ne me plaît pas » (ou parce que j'en ai une autre en tête que j'ai décidé, quoiqu'il arrive, de développer). En revanche, il ne l'écrira jamais. Il est amené alors à chercher des arguments (qu'il ne trouvera pas ou qui seront peut être tendancieux) et peut alors déclarer qu'il a autre chose à faire que de remplir des dossiers sous prétexte de faire de l'assurance qualité ! Si le concepteur est capable d'écrire naturellement et de façon synthétique une critique objective de ses solutions, il peut être assuré de la validité de son analyse.
- Les solutions non retenues ne sont pas forcément inapplicables. Il a peut être été décidé, à juste titre, d'exploiter d'autres solutions qui paraissent plus simples et moins chères que celles-ci. Malgré toutes les précautions prises au cours de l'analyse du besoin client, il se peut que la réalité du problème diffère de ce qui avait été imaginé au départ et que les solutions déclarées faisables ne le soient finalement pas, où du moins pas aussi optimum qu'on le pensait. Plutôt que repartir de zéro, on peut gagner beaucoup de temps en réexaminant les solutions non retenues, et ce, de manière d'autant plus efficace que celles-ci ont été correctement analysées et explicitées par écrit.
- La traçabilité est essentielle. Elle permet de reprendre un dossier en cours après départ du concepteur ou bien parce que le projet a été mis en suspend pendant plusieurs mois. Elle permet également à un œil extérieur de poser des questions ou faire des remarques en général très judicieuses que le concepteur n'a pas réussi à se poser lui-même parce qu'il est trop impliqué dans son projet et qu'il a du mal à prendre du recul.

Le dossier 32 revêt donc un caractère important. Il ne faut jamais mettre à la poubelle une solution non retenue. Il importe également d'écrire clairement pourquoi

la solution n'est pas retenue. On ne peut se limiter à dire que c'est à causes des inconvénients de la solution. Toutes les solutions, y compris celles retenues, ont des inconvénients.

Il peut y avoir plusieurs solutions retenues pour une fonction. Afin de faciliter le choix définitif, il y a lieu également de créer des fiches individuelles pour chaque solution selon le même principe utilisé pour les solutions non retenues. Une notation des différents critères d'évaluation oriente par la suite le choix de la solution à développer. Cette notation traduit une analyse quantitative de la solution retenue. Elle est quelque peu subjective et peut paraître « scolaire ». L'expérience révèle qu'elle est très efficace parce qu'elle peut démontrer au concepteur que la solution qu'il a éventuellement envisagée de prime abord n'est pas la solution optimale.

Exemples d'application

Groupe propulseur : Que ce soit pour les solutions retenues ou non, le principe est identique. Il faut expliquer succinctement le principe de fonctionnement en s'appuyant éventuellement sur un croquis. Un calcul permet de justifier la pertinence ou non de la solution essentiellement en termes d'encombrement du système. Vient ensuite une analyse synthétisée par les avantages et les inconvénients de la solution envisagée. Si la solution est non retenue, il est indiqué spécifiquement pourquoi (voir par exemple le document 0901-32DT02). Si elle est retenue, il lui est affecté pour chaque critère une note dont le total sert à faire un premier tri entre les solutions retenues. On constate, pour les 4 solutions retenues, que 3 d'entre elles sont équivalentes alors que la dernière est nettement moins compétitive.

Les solutions retenues pour le moteur électrique sont le résultat d'une recherche fournisseur. Le problème essentiel étant l'encombrement, deux solutions sont envisagées ; l'axe moteur perpendiculaire à l'axe stator pour l'une, parallèle pour l'autre. La compatibilité moteur, système manuel est à vérifier dans le dossier 34.

Banc d'essais : L'approche est identique au groupe propulseur. Les deux fonctions étudiées (couple et liaison pivot) font l'objet d'une recherche et d'une étude séparée. La compatibilité entre les deux fonctions se fait au niveau du dossier 34.

3.2.6 Avant-projets possibles

L'étude de faisabilité a abouti quand il est possible de dégager, à partir de la combinaison des solutions retenues pour chaque fonction un ou des avant-projets possibles. Si les fonctions ont été étudiées indépendamment, il y a lieu de vérifier leur compatibilité. Ainsi, la meilleure solution pour la fonction n° 1 alliée à la meilleure solution pour la fonction 2 ne donnera pas forcément une solution globale satisfaisante. Ces solutions seront peut-être même incompatibles.

Le dossier 34 est prévu pour réaliser cette analyse à partir du moment où les fonctions ont été étudiées indépendamment. Si ce n'est le cas, le dossier 34 n'a pas de raison d'être et la synthèse des avant-projets possibles se fait au niveau du dossier 33.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Tableau 3.15

CDFC	Initialisation de l'étude de faisabilité			Recherche théorique	Recherche technologique	Spécification technique du produit
C'est fait pour...	Def. des tâches (inclus les fonctions de conception identifiées)	Hiérarchisation des tâches	Définition et pondération des critères d'acceptation des solutions envisagées	Recherche basée sur des schémas cinématiques ou dynamiques	Concrétisation des solutions théoriques envisageables sous forme de description technologique	C'est fait de...

Dossier 20 → Création du planning → Dossier 30 → Dossier 40

Exemples d'application

Groupe propulseur : Le document 0901-34DT01 fait une synthèse de ce qui est possible et compatible entre le système manuel et le moteur. Trois avant-projets sont possibles. Ils sont critérisés spécifiquement vis à vis de l'ensemble manuel-motorisé. Un des avant-projets semble se détacher des autres. Il est détaillé dans le dossier 41.

Banc d'essais : Le travail est identique à celui réalisé pour l'exemple précédent. Deux projets ont une note globale identique et un troisième un peu en retrait. Il y a lieu d'examiner en détail les notes obtenues à chaque critère pour ces deux solutions. On constate qu'elles sont toutes différentes ; ce qui devrait permettre au concepteur de choisir, au niveau du dossier 41, la solution définitive en fonction des critères qui lui semblent les plus importants ou les plus faciles à tenir.

3.2.7 Synthèse chronologique

L'étude de faisabilité, le cœur de la conception, établit le lien entre le CDCF vu au chapitre précédent et le dossier d'avant-projet objet du chapitre suivant. Chronologiquement, les tâches à réaliser peuvent se synthétiser sous la forme présentée dans le tableau 3.15 en page 46.

3.3 L'avant-projet

C'est l'étape de concrétisation de l'étude. À partir de la synthèse des solutions trouvées pour répondre à la demande du client, une analyse plus fine et plus complète est nécessaire pour valider la solution qui sera mise en œuvre.

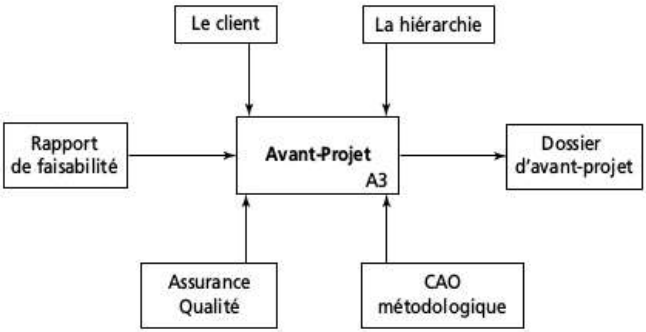


Figure 3.7 – Environnement du diagramme A3

Pour mener à bien cette troisième et dernière étape, il est nécessaire de passer par deux phases bien distinctes. La première finalise l'étude, la seconde la concrétise sous forme de dessins.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

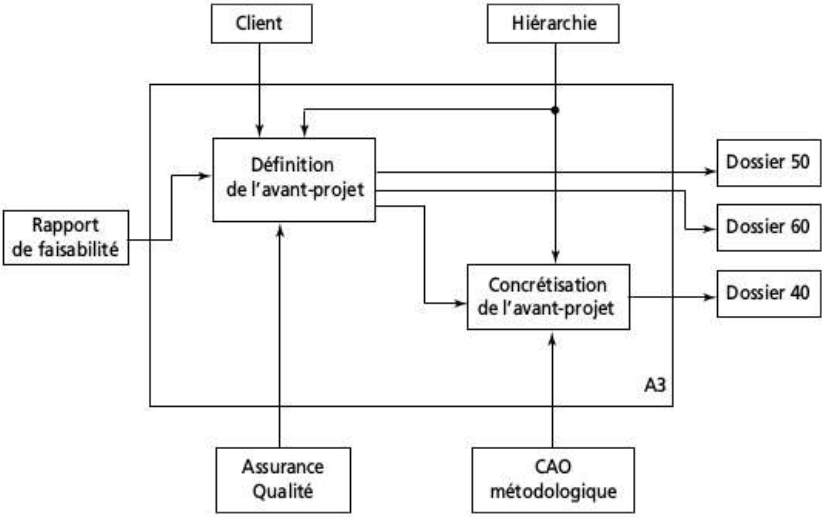


Figure 3.8 – Décomposition du diagramme A3

La liaison entre les deux phases est le dossier 41 définissant en détail l'avant-projet et à partir duquel il est possible de construire efficacement le modèle 3D.

3.3.1 Définition de l'avant-projet définitif

La définition de l'avant-projet est décrite dans le sous-dossier 41 et comporte quatre parties détaillées ci-après.

■ Choix de la solution définitive

Si l'étude de faisabilité a conclu à plusieurs avant-projets possibles, dont aucun ne se démarque particulièrement des autres, une revue de conception avec la hiérarchie permet de choisir la solution qui sera développée. Une telle réunion doit être initiée et menée par le concepteur qui présente de façon synthétique la situation et qui propose la solution qui lui semble la plus adaptée. Pour ce faire, et pour départager les différents avant-projets possibles, d'autres critères sont à prendre en compte comme :

- le coût ;
- les habitudes du client (si elles sont connues) ;
- la confiance en les sous-traitants impliqués dans le projet ;
- l'influence sur le plan de charge de l'entreprise ;
- et, très important, le côté humain ; notamment la perception globale que possède le projeteur sur l'avant-projet. À ce stade, (et seulement à celui-ci !) il est important que celui qui va développer cet avant-projet le « sente bien ». C'est un gage de réussite.

Le concepteur ne doit pas oublier de faire un compte rendu de réunion. L'idéal est qu'il se fasse durant la réunion et qu'il soit validé le plus rapidement possible

par la hiérarchie. Il ne s'agit pas ici d'un problème de « confiance », mais une aide à la préparation de la revue de conception, une aide au déroulement de cette réunion et enfin, l'assurance que ce qui est dit a bel et bien été réfléchi parce que c'est écrit.

Croquis d'intention de conception

L'avant-projet définitif choisi, le concepteur ne se précipite pas sur son ordinateur pour construire le modèle 3D. Il doit concrétiser l'avant-projet sous forme de croquis définissant toutes les intentions de conception. C'est la phase d'établissement de la spécification technique du produit qui définit précisément de quelle façon on répond au cahier des charges (C'est fait de…). Ce croquis est réalisé tout d'abord à main levée en perspective ou en vues géométrales afin de concrétiser rapidement la solution retenue et identifier les premiers problèmes ou incompatibilités éventuels qui n'auraient pas été décelés auparavant. Le croquis définitif peut se faire ensuite à échelle 1 en CAO sous forme de plusieurs esquisses d'assemblages afin de représenter la solution choisie sous forme de vues géométrales et la présenter au client ou au hiérarchique. L'avantage de recourir à des esquisses d'assemblage est double :

- croquis modifiable aisément ;
- construction des pièces dans l'assemblage à partir des esquisses d'assemblage, ce qui évite, pour les pièces conçues, de créer des liens entre pièces, sources de nombreux problèmes avec certains logiciels.

Ceci dit, ce point est à examiner en fonction du projet. Il peut être plus judicieux de réaliser les croquis à la main et de construire les esquisses d'assemblage au fur et à mesure de la création du modèle 3D (voir en partie B la méthodologie CAO). La concrétisation du projet se fait essentiellement sous forme de dessin ; ce qui permet d'avoir énormément d'informations sur la conception sans se lancer sur les formes volumiques. D'où un gain de temps précieux et une construction rapide des modèles 3D puisque les esquisses des pièces seront directement issues ou créées à partir des esquisses d'assemblage. Et l'assurance que le modèle suit en cas de modification.

Pré-notice de montage

Le croquis permet d'écrire une notice de prémontage visant à vérifier que le système se monte. Il ne s'agit pas ici d'écrire une notice complète et détaillée mais de faire ressortir les points délicats du montage du système, notamment quand le cahier des charges stipule un temps de montage du produit sur un matériel existant.

AMDEC de conception

Le croquis permet enfin de construire une AMDEC de conception (voir partie C) visant à vérifier que le produit conçu a toutes les chances de bien fonctionner. Au stade d'une étude, on ne peut être assuré à 100 % que le système conçu donnera entièrement satisfaction. Ceci dit, le concepteur est responsable du bon fonctionnement de ce qu'il a conçu et il m'a semblé intéressant de créer un outil basé sur la syntaxe de l'AMDEC projet et de l'AMDEC produit pour permettre au concepteur, en fin de conception, d'analyser ce qu'il a conçu dans un état d'esprit de vérification. Durant ce travail, il ne doit plus être en phase de

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

conception mais en phase de vérification ; donc dans un tout autre état d'esprit. Bien sûr, on est loin de la pratique habituelle de l'AMDEC qui se fait en équipe avec un animateur spécialiste de cet outil. Et il est vrai que si cette vérification peut se faire à plusieurs et surtout par des collègues du bureau d'études étrangers au projet, ce travail n'en sera que plus efficace. Seulement, dans la réalité, il n'est pas toujours possible pour le projeteur de s'en remettre à ses collègues. Ainsi, dans le pire des cas, cette vérification se fait seul en se basant sur le principe de l'AMDEC. Cette vérification peut entrainer des modifications du croquis et amener à spécifier des calculs complémentaires, tests ou essais qui se retrouvent dans les dossiers 50 et 60.
Ainsi, au moment de passer à la mise en forme en 3D, le concepteur a tous les éléments pour construire rapidement un modèle conforme à la méthodologie CAO mécanique avec un risque très faible d'avoir à réaliser, en cours d'étude, des modifications importantes.

Exemples d'application

Groupe propulseur : À partir des dossiers 34, le choix de la solution définitive s'est porté sur la solution la mieux cotée. Afin de s'affranchir de toutes mauvaises surprises, un justificatif préliminaire a été établi en dossier 50 afin de valider toutes les hypothèses faites précédemment.
Cette solution est optimisée en étudiant de façon plus approfondie le système de manœuvre qui se trouve devenir un compromis entre un levier et un volant. Un modèle en CAO, représentant l'existant et le moteur en limite d'encombrement, permet de déterminer un levier de longueur 200 mm actionné à ses deux extrémités avec une force de 125N (250/2). L'angle parcouru est de 130° de façon à ce que le levier soit dans l'encombrement en positions extrêmes. Le plan de manœuvre est déterminé de façon à ce que l'opérateur ne se blesse pas en actionnant le levier. Une distance de 48mm par rapport au couvercle est suffisante. En position basse, l'extrémité du levier ne se trouve qu'à 24 mm du renfort ; ce qui est suffisant puisque la rotation du levier se fait sans résistance sur les 20 premiers degrés (récupération du jeu de 5mm de l'axe rep. 6) et la main gauche est éventuellement utilisée à ce moment là pour lever le bras de levier.
Les calculs succincts de dimensionnement permettent de vérifier que le mécanisme a un rendement très supérieur au rendement requis et que le moteur est capable d'actionner le mécanisme.
Enfin, un tracé rapide de la came en point par point à partir de l'esquisse d'assemblage du modèle CAO permet de valider cette solution.
À l'issue de cette analyse, un croquis coté de la solution définitive est réalisé. À partir du modèle CAO 3D en 3 vues géométrales, la solution est dessinée au crayon. Le croquis permet alors d'établir une AMDEC de conception dont l'objectif est de vérifier que le système conçu a toutes les chances de donner satisfaction. Cette AMDEC amène le projeteur, soit à créer des documents supplémentaires comme un dossier de tests et d'essais, soit à spécifier des points particuliers dans le dossier de reprise.
Le croquis permet également de faire une pré-notice de montage pour s'assurer de la montabilité du mécanisme.

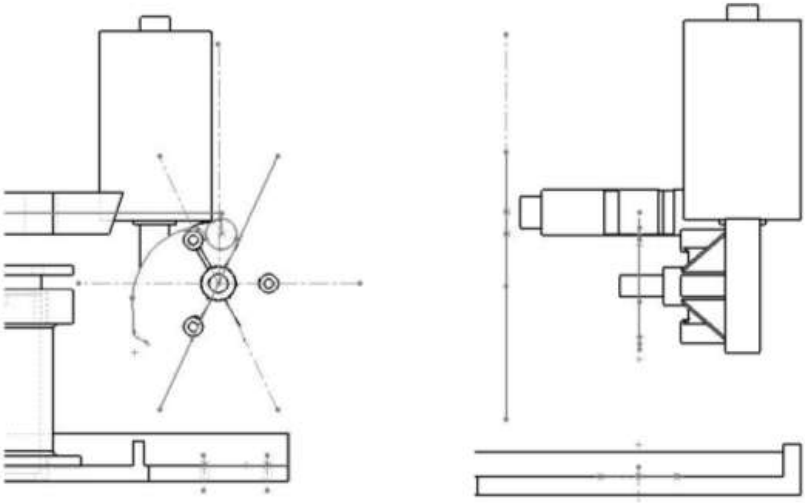


Figure 3.9 – Tracé approximatif de la came

Banc d'essais : En examinant les notes obtenues pour chaque critère, le concepteur a privilégié la facilité d'utilisation et la précision du banc par rapport à son coût global. Comme il s'agit d'une réponse à un appel d'offres, ce choix peut s'avérer dangereux. La proposition, bien que meilleure, peut-être, sur le plan technique, ne sera pas forcément retenue par rapport à une solution concurrente, moins performante mais moins chère. Il y a lieu de se poser la question de la surqualité dans le choix réalisé. En effet, il s'agit d'un banc d'essais didactique, donc qui s'adresse au domaine de l'enseignement et non à celui de la recherche. Le choix réalisé n'est pas judicieux. Le projeteur s'est concentré essentiellement sur le côté technique et a négligé le côté économique du projet. C'est tout de même cet exemple qui est développé afin de se rendre compte de la complexité du système une fois celui-ci dessiné sous forme de croquis et concrétisé en CAO.

3.3.2 Concrétisation de l'avant-projet

La concrétisation de l'avant-projet est le dessin 2D coté fonctionnellement qui définit avec un niveau de précision suffisant le système conçu. Selon le cas, à partir de ce dessin d'avant-projet, le dessinateur d'études peut réaliser l'étude détaillée et produire un dessin d'ensemble. Si le concepteur a en charge la réalisation de la totalité de l'étude, il produira directement le dessin d'ensemble sans passer par un dessin d'avant-projet.

Dans un bureau d'études structuré avec des projeteurs et des dessinateurs, le concepteur passe la majorité de son temps à réaliser des études de faisabilité. La CAO ne représente pas la moitié de son activité. Ainsi, dans un dessin d'avant-projet, les fonctions sont définies suivant leur degré de difficulté. S'il s'agit de

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

guider un arbre en rotation, le projeteur définit le type de liaison ; par exemple des roulements mais ne définit pas le type de roulement ni le montage. Il aura, en revanche, donné toutes les informations dans le dossier de reprise 90 pour que le dessinateur puisse, en toute autonomie mais sous la responsabilité du projeteur, terminer l'étude et fournir le dessin d'ensemble à partir du dessin d'avant-projet.
La CAO a profondément modifié la façon de concrétiser une étude, mais sa finalité, elle, n'a pas changé. Le document de travail est et sera toujours le dessin 2D coté fonctionnellement. Afin de réussir cette partie très délicate, il est nécessaire d'être bien formé à l'utilisation des logiciels de CAO et surtout à la mise en plan. Une méthodologie d'utilisation des logiciels de CAO, spécifique à la conception de systèmes mécanique, est proposée en partie B.
Il faut partir du principe que les logiciels modernes ont chacun leur spécificité sur le plan de la syntaxe mais que la méthodologie est la même pour tous. La base est la conception dans l'assemblage à partir d'une ou plusieurs esquisses d'assemblage définissant les grandes lignes de la conception. La méthodologie est paradoxalement identique à la conception à la planche. Il est absurde de créer le modèle 3D d'un carter à l'extérieur de l'assemblage. La fonction d'un carter est de positionner des pièces les unes par rapport aux autres ; comment faire si on ne voit pas les pièces ? Évidemment, les éléments de catalogue ou les pièces déjà conçues dans l'assemblage qui apparaissent plusieurs fois seront importées et positionnées dans l'assemblage.
Tous les dessins d'ensemble et de sous-ensemble concrétisant le projet se trouvent dans le sous-dossier 42.

Exemples d'application

Groupe propulseur :
Étape 1 (réalisée pour le dossier 41) : Mettre en place les éléments imposés par le CDCF ainsi que le moteur positionné approximativement en limite d'encombrement. Ceci permet de concevoir le système en tenant compte des impératifs imposés par le client et l'option motorisation (figure 3.10).

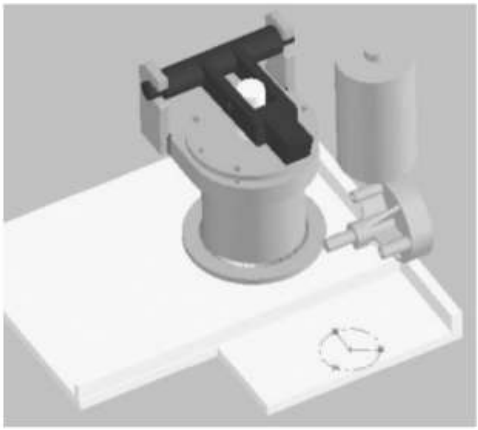


Figure 3.10 – Positionnement approximatif du moteur

Étape 2 (réalisé pour le dossier 41) : Ouvrir une esquisse d'assemblage et tracer le levier avec, en extrémité, un cercle représentant le diamètre extérieur du roulement qui sera en contact avec la came. Celle-ci est représentée en traits pointillés et paramétrée en rotation de façon à vérifier la cinématique de l'ensemble. Le moteur est positionné dans l'axe de la came en position verticale. Les limites d'encombrement sont matérialisées par des pointillés. Enfin, un axe simule les dimensions et positions de la barre de manœuvre. Le tracé de la came est fait dans l'esquisse d'assemblage et déterminée point par point (figure 3.11).

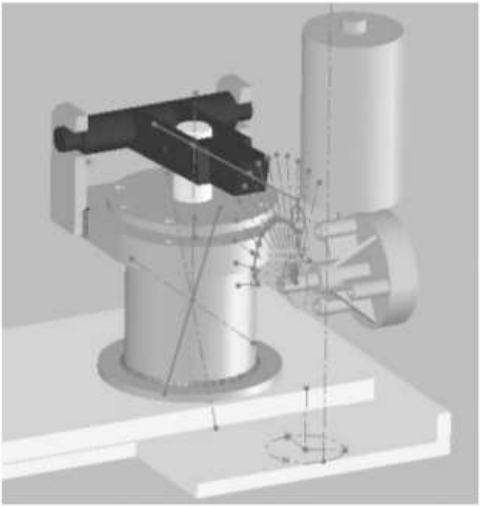


Figure 3.11 – Mise en place des éléments de référence

Étape 3 : À partir de l'esquisse d'assemblage, la came est construite en incluant la partie arbre assurant la liaison pivot avec la structure et l'interface avec le moteur qui n'a plus qu'un degré de liberté en translation dans l'axe de la came. La longueur non cotée permet d'adapter l'arbre à la position définitive du moteur (figure 3.12).

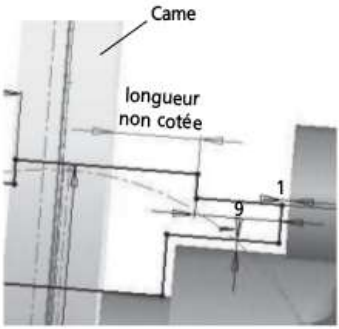


Figure 3.12 – Détail de la construction de l'arbre d'entrainement

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Étape 4 : Mise en place du premier support côté moteur permettant de définir les interfaces de fixation moteur-structure. L'esquisse s'appuie sur l'existant et notamment sur les interfaces de fixation du moteur. Les cotes présentes définissent le jeu au rayon de passage de vis (0,5 mm), le décalage de 10 mm par rapport au plan de fixation pour permettre de concevoir ensuite une plaque d'interface de 10 mm d'épaisseur et l'épaisseur minimale de 12 mm imposée pour que la structure résiste aux efforts (figure 3.13).

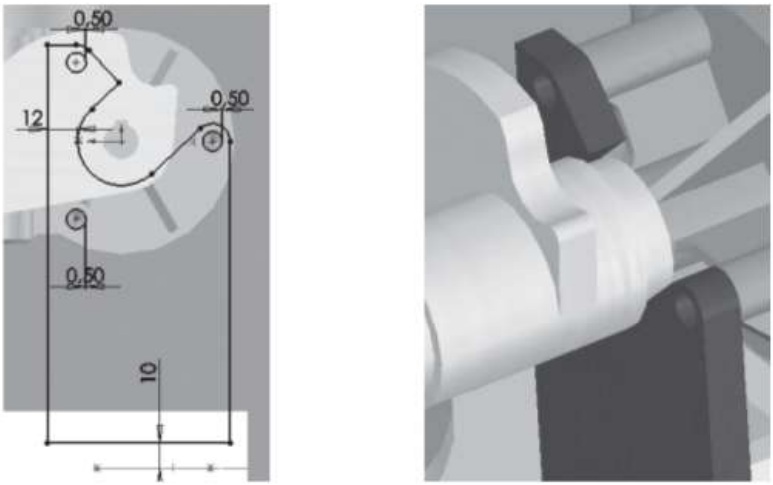


Figure 3.13 – Conception du support moteur

Étape 5 : Mise en place des vis de fixation du moteur. Un jeu de 1 mm, imposé entre la tête de vis et la came, permet de positionner définitivement le moteur et définir totalement les dimensions de l'arbre. À cet état d'avancement du projet, l'arbre et la came sont conçues monobloc. Au cours de l'étude détaillée, il sera possible de reconsidérer cette solution de façon à optimiser son coût de réalisation (figure 3.14).

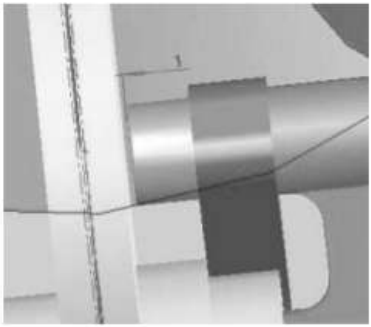


Figure 3.14 – Fixation du moteur

Étape 6 : Conception du deuxième support adapté à la mise en place des vis de fixation du moteur. En position haute et basse, seule une vis peut être fixée. Il y a lieu de modifier localement la came afin qu'il soit possible de fixer au moins deux vis en position basse et la troisième en position haute (figure 3.15).

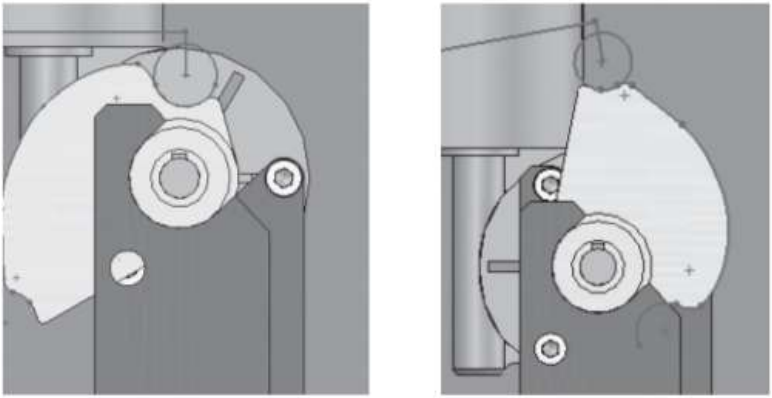


Figure 3.15 – Conception du support d'arbre

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Étape 7 : Modification de la came : Dans chacune des deux positions, il suffit de modifier la came en supprimant la matière faisant interférence avec la mise en place de la vis. La définition de principe de la came est terminée à cette étape (figure 3.16).

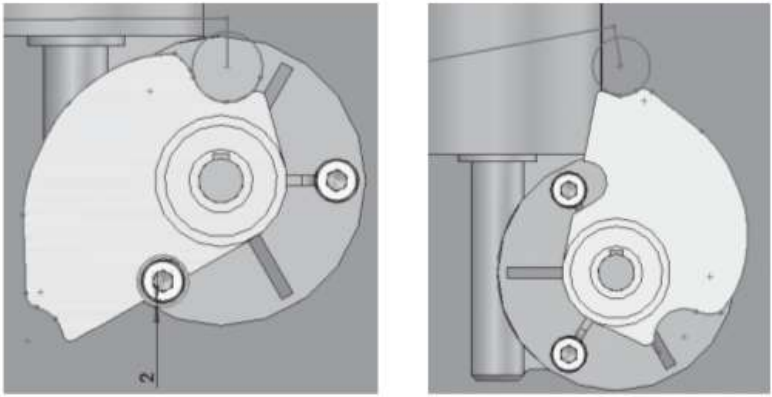


Figure 3.16 – Finalisation de la forme de la came

Étape 8 : Réalisation de l'interface support-structure en s'appuyant sur les perçages existants. Mise en place des vis de fixation et élimination des interférences (figure 3.17).

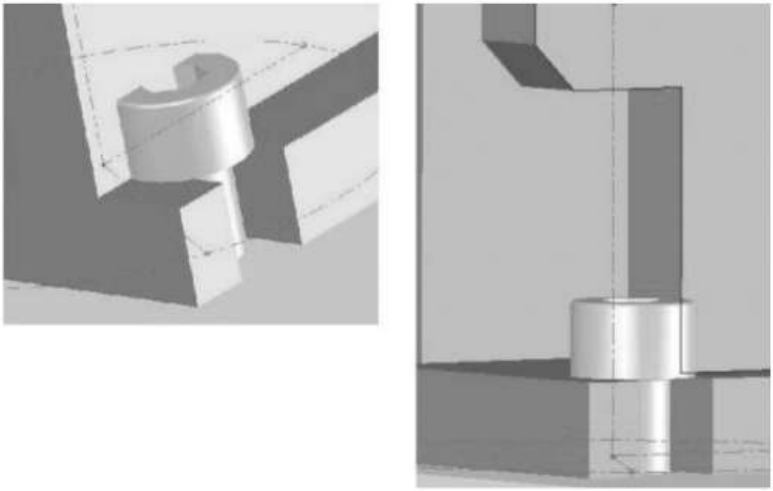


Figure 3.17 – Mise en évidence des interférences

Étape 9 : Construction du levier à partir de l'esquisse d'assemblage. Le levier est conçu très rapidement. Il sera repris ultérieurement par le dessinateur d'études (figure 3.18).

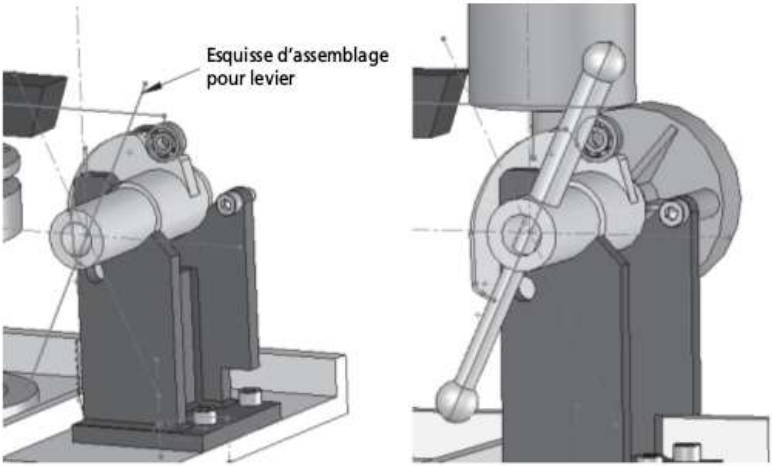


Figure 3.18 – Conception du levier

Étape 10 : Définition du support de roulement. Il est guidé sur le bras de levier et bloqué par une vis CHC (figure 3.19).

Figure 3.19 – Principe de fixation du roulement

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Étape 11 : Mise en plan. Le dessin d'avant-projet a pour but de définir le principe retenu. À partir de deux vues géométrales avec coupes locales, une section et un détail, le principe est représenté de façon suffisamment détaillée pour que le dessinateur puisse commencer son étude et établir un dessin d'ensemble avec cotation fonctionnelle (figure 3.20).

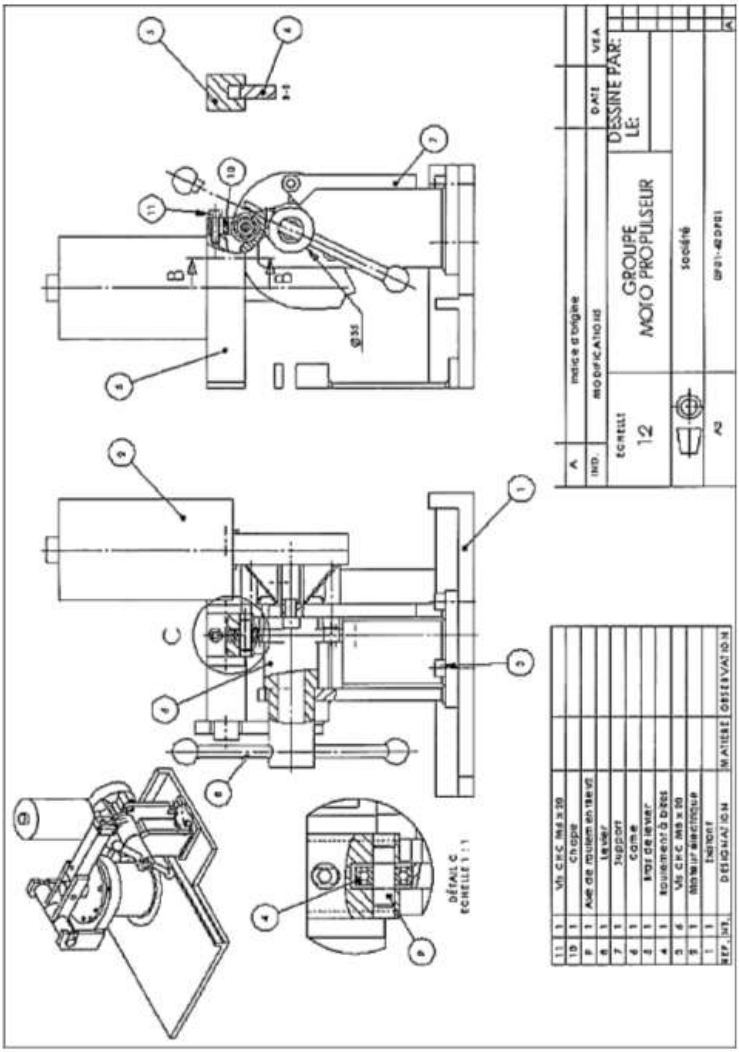


Figure 3.20 – Mise en plan

Banc d'essais :
Étape 1 : Mise en place des éléments imposés. Les dimensions et positions relatives des bobines et de l'aimant sont imposées. Il faut concevoir le système autour de ces éléments (figure 3.21).

Figure 3.21 – Mise en place des éléments imposés

Étape 2 : Construction du module de mesure : Vérifier que l'encombrement permet à l'utilisateur de manipuler le disque gradué. La base du support de ce module doit être suffisamment basse par rapport aux bobines pour assurer cette manipulation (figure 3.22).

Figure 3.22 – Construction du module de mesure

Étape 3 : Mise en place des supports bobine et du socle du banc d'essais en fonction des éléments déjà réalisés (figure 3.23).

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Figure 3.23 – Définition des supports bobines

3.4 Dossier justificatif de conception préliminaire

Dans ce dossier se trouve systématiquement le planning élaboré après la définition des tâches à réaliser. Ce planning peut avoir évolué pour différentes raisons (augmentation du délai, interruption momentanée de l'étude, négociations avec le client…). C'est le dernier planning qui est présent dans le dossier de définition et il est précisé la nature et l'origine des modifications.
Il peut se trouver également un justificatif au niveau calcul réalisé à partir du croquis élaboré au dossier 41. Ces calculs permettent de définir certaines côtes fonctionnelles du mécanisme.

Exemples d'application

Groupe propulseur : L'AMDEC de conception a conduit à réaliser un calcul de matage et d'usure (produit pV) au niveau du contact arbre support qui est un contact acier-acier graissé.

Banc d'essais : L'AMDEC de conception a conduit à réaliser le calcul du ressort et à préciser, dans le dossier de reprise, l'importance à apporter à la rédaction des notices d'utilisation et de montage.

3.5 Dossier de tests et d'essais

Selon la complexité du mécanisme et quand les calculs ont atteint leurs limites, il peut être intéressant de réaliser un démonstrateur pour valider une solution. Ce démonstrateur doit à la fois être simple, rapide à réaliser, très peu coûteux et représentatif de la réalité. Dans ce dossier, les éléments définissant le démonstrateur sont fournis ainsi qu'un programme d'essais avec critères de validation et solution de secours en cas de résultats négatifs.

Exemples d'application

Groupe propulseur : L'AMDEC de conception a conduit à vérifier le problème du contact de Hertz qui donnait un résultat élevé au niveau du calcul. Par la même occasion, le non-grippage de la liaison pivot est également testé ainsi que le moment à fournir par l'utilisateur. Le système de serrage est un étau ; ce qui permet de réaliser un démonstrateur simple et bon marché.

3.6 Synthèse chronologique

La spécification technique du produit englobe toutes les tâches relatives au choix de la solution définitive avec les divers justificatifs associés et toute la partie concrétisation sous forme de dessin d'avant-projet. Chronologiquement, les tâches à réaliser peuvent se synthétiser sous la forme présentée, page suivante, dans le tableau 3.16.

3.7 Dossier de reprise

Le travail spécifique du projeteur s'arrête ici. Néanmoins, le dossier de définition n'est pas terminé pour autant. Il peut être confié maintenant à un dessinateur d'études sous la responsabilité technique du projeteur qui a pris soin, dans le dossier de reprise, de lister les tâches à réaliser. La faisabilité de ces tâches a été vérifiée par le projeteur. Ceci est très important. On ne demande pas, à ce niveau de détail, une quelconque vérification de la faisabilité du projet. En revanche, il est possible d'engager des recherches de solutions technologiques ou de fabrication en vue d'une optimisation du produit. Mais, en aucun cas, ces études doivent remettre en cause la faisabilité du projet. C'est de la responsabilité du projeteur.

Exemples d'application

Groupe propulseur et banc d'essais : Le dossier de reprise inclus des tâches de conception et d'optimisation que le projeteur n'a pas eu le temps de traiter. Le dessin d'avant-projet est seulement une bonne base pour que le dessinateur produise le dessin d'ensemble et les dessins de définition. Il a en charge également de terminer le dossier de définition en complétant les dossiers 70 et 80. Le rôle du projeteur est alors de valider techniquement le travail du dessinateur.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Tableau 3.16

CDFC	Étude de faisabilité	Spécification technique du produit					
C'est fait pour…	Comment cela peut-il être fait	Choix et description technique de la solution choisie	Croquis de la solution choisie	Rédaction de l'AMDEC	Rédaction de la prénotice de montage	Rédaction des justificatifs spécifiques	Spécification d'essais particuliers	Création du modèle 3D et des dessins d'avant-projet
→ Dossier 20	→ Dossier 30					→ Dossier 50	→ Dossier 60	
					→ Dossier 40			

CONCLUSION

Le dossier de définition est initié par le projeteur qui va s'intéresser à la forte valeur ajoutée du projet. C'est lui qui :

- s'assure que l'expression du besoin du client est complète et sans ambiguïté au travers du cahier des charges fonctionnel ;
- réalise l'étude de faisabilité dont le résultat est présenté à la hiérarchie et au client pour validation ;
- produit les dessins d'avant-projet avec tous les justificatifs visant à prouver que le système conçu répond au besoin du client aussi bien en termes de performance que de coût ;
- gère le dossier de définition du produit et s'assure de sa traçabilité et de son homogénéité. Il doit ainsi vérifier que le niveau d'approfondissement d'étude de chaque fonction est en adéquation avec son niveau de difficulté ou de criticité. Ainsi, une fonction peut être traitée sommairement parce qu'elle ne pose pas de problèmes particuliers pour être étudiée par un dessinateur alors qu'une autre est développée en détail à cause de sa complexité.

Le projeteur reste responsable du dossier de définition dans sa globalité et doit valider techniquement toute la partie reprise par le dessinateur.
Dans cet ouvrage, le travail du projeteur est volontairement limité à son activité propre afin de bien définir la frontière projeteur et dessinateur d'études, entre un dessin d'avant-projet et un dessin d'ensemble. La réalité industrielle n'est pas calquée exactement sur ce modèle et le projeteur peut être amené à faire tout ou partie du travail du dessinateur. Auquel cas, le dessin d'avant-projet n'a pas forcément lieu d'exister et le projeteur produit alors directement le dessin d'ensemble.

Il faut insister sur le fait que la principale activité du projeteur et le cœur de son métier est la création et non pas la production de dessins qui sont ni plus ni moins que la transcription sur papier de ses idées. S'il est fondamental de réguler l'activité d'un concepteur au moyen d'un planning, il faut absolument qu'il s'aménage des temps de réflexion pour se donner toutes les chances de concevoir un système optimisé. Il faut absolument éviter de commencer la modélisation de pièces en CAO quand on ne sait pas avec précision où l'on va. La CAO, on l'a vu, est un outil formidable d'aide à la conception mais elle reste un outil. Si elle est utilisée au début d'un projet pour concrétiser le cas échéant l'existant ou bien à des fins de calculs, elle reste, par la suite, une planche à dessin 3D qui permet de mettre au propre le système conçu.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

L'assurance qualité est souvent considérée comme une contrainte imposée par un donneur d'ordre. C'est ainsi que je l'ai vécue en entreprise. Pour avoir travaillé sur ce sujet avec les stagiaires durant 15 ans, je me suis rendu compte que loin d'être une contrainte, c'est un formidable outil qui permet, dès la conception, d'éviter d'être amené à faire des modifications parfois lourdes sur la machine réalisée parce qu'on se rend compte au moment de sa mise en route qu'elle ne répond pas au cahier des charges. C'est aussi un outil qui **fait gagner du temps** s'il est utilisé à bon escient. En particulier, faire de la qualité à posteriori n'a aucun intérêt. Ce n'est pas une mise au propre d'un projet réalisé dans l'urgence. Pour être efficace, il faut s'obliger à construire au fur et à mesure le dossier de définition. Si le projeteur n'est pas capable, à la fin d'une étape de recherche ou de choix de solutions d'écrire rapidement et de façon synthétique ce qui a été fait et ce qui a été décidé, il peut se poser la question de la validité de son étude.

Cette façon de travailler peut, de prime abord, rebuter les techniciens qui, en général, détestent justifier par écrit ce qu'ils font. Il n'est pas question de « faire du papier » pour le plaisir mais d'assurer à la fois la traçabilité du projet et sa cohérence. Il est facile de dire : « je ne choisis pas cette solution parce qu'elle ne me plait pas » en revanche, c'est impossible de l'écrire. De même, décréter que la meilleure solution est celle à laquelle on a pensé dès le début de l'étude et systématiquement ne pas considérer les autres solutions peut déboucher sur des résultats loin d'être optimisés.

Il faut préciser cependant qu'il est difficile de changer d'habitude, et travailler ainsi, en assurance qualité, ne peut se faire qu'à partir du moment où le projeteur a repris à son propre compte cette méthode de travail.

Chaque entreprise a sa spécificité, ses produits propres, son histoire. Ce livre n'a pas bien sûr la prétention d'expliquer aux industriels comment il faut travailler ! Il est là plutôt pour expliquer que ces trois sommets du triangle de la conception ne sont pas, en général, utilisés de façon optimum en entreprise. Le but de ce livre est d'interpeller les industriels sur ce sujet et de leur permettre d'évoluer dans une direction qu'ils n'avaient peut-être pas envisagée.

Enfin, à titre individuel et sous réserve d'adaptation spécifique, le lecteur peut reprendre à son compte la méthodologie traitée en partie A et l'utiliser pour mener à bien un projet personnel quel qu'il soit et qui n'a rien à voir avec la mécanique.

Pour ma part, je l'ai adaptée à la conception s'un dispositif de formation, ce qui m'a permis d'écrire un livre sur ce sujet.

B

Outils techniques

4 • MATHÉMATIQUES APPLIQUÉES À LA MÉCANIQUE

En mécanique, un certain nombre de notions en mathématiques appliquées doivent être connues et maîtrisées. Dans ce chapitre, nous allons donc rafraîchir les différents thèmes suivants :

- **Manipulation de formules :** à partir d'une ou plusieurs formules issues d'un livre ou d'un catalogue, être capable de les transformer dans le cas où elles ne répondraient pas directement au problème (exemple : On cherche le diamètre d'un arbre pour ne pas dépasser une certaine contrainte et la formule trouvée vous donne la valeur de la contrainte en fonction du diamètre).
- **Simplification de formules :** être capable de simplifier une formule en constatant que certains de ses termes sont négligeables devant d'autre vis à vis de la précision souhaitée du résultat.
- **Homogénéité et cohérence de formules :** à partir d'une formule modifiée ou issue d'autres formules, vérifier rapidement que la formule trouvée a de très fortes chances d'être correcte. En profiter pour identifier l'influence des différents paramètres sur le résultat de la formule.
- **Proportions :** une formule est souvent proportionnelle au sens large du terme à un paramètre dimensionnant. Cette remarque peut être intéressante en cas de calculs répétitifs.
- **Exploitation de courbes :** à partir de courbes tracées point par point, être capable d'interpréter et de déterminer graphiquement les tangentes et les intégrales de la courbe. Aucun calcul analytique ne sera proposé mais seulement la capacité de déterminer graphiquement ces éléments quand ils correspondent à une grandeur physique utile pour le calcul (ex : accélération, travail, puissance…)
- **Vecteurs :** l'outil mathématique utilisé en calcul mécanique est le vecteur. Il est nécessaire de savoir réaliser des constructions vectorielles pour la résolution en graphique ou semi graphique des problèmes de mécanique.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

4.1 Rappels d'arithmétique

$$a^m \cdot a^n \cdot a^p = a^{m+n+p} \qquad (a \cdot b \cdot c)^m = a^m \cdot b^m \cdot c^m \qquad (a^m)^p = a^{m.p}$$

$$\frac{a^m}{a^p} = a^{m-p} \qquad \frac{\frac{a}{b}}{\frac{c}{d}} = \frac{a \cdot d}{b \cdot c} \qquad \left(\frac{a}{b}\right)^m = \frac{a^m}{b^m} \qquad a^{-p} = \frac{1}{a^p} \qquad \sqrt[n]{a^p} = a^{\frac{p}{n}}$$

$$\text{si } \frac{a}{b} = \frac{c}{d} \text{ alors } a \cdot d = b \cdot c \text{ et } \frac{d}{b} = \frac{c}{a} \text{ et } \frac{a}{c} = \frac{b}{d}$$

4.2 Simplification de formules

Simplifier une formule peut être le résultat de :

– l'élimination de termes qui s'annulent mutuellement :

$$\frac{a(b+c)}{ac} = \frac{b+c}{c}$$

(attention à ne pas simplifier par c. Seuls les produits de facteurs peuvent se simplifier)

$$\frac{(a+b)(c+d)^2}{a(c+d)} = \frac{(a+b)(c+d)}{a}$$

– ou bien la suppression d'un terme négligeable par rapport à un autre en considérant la précision souhaitée du résultat final :

$a + b \approx b$ si $b > 10a$ pour un résultat de précision minimum de 10 %

On constate que, dans pratiquement tous les calculs de mécanique, et notamment de dimensionnement de pièces, une précision de 10 % est largement suffisante.

Exemples

Avec une précision de 10 %, la condition entre x et y que l'on doit avoir pour pouvoir écrire :

$\sqrt{x^2 + y^2} \approx x$ est $x > 2{,}2\ y$

$x^2 + x \approx x$ est $x < 0{,}1$

$x^2 + x \approx x^2$ est $x > 10$

Attention

Dire qu'un terme est « petit » ou « négligeable » n'a aucun sens si on ne précise pas par rapport à quoi il est petit. D'autre part, ce raisonnement n'est possible qu'entre termes qui sont en addition ou soustraction et non en produit.

Application

Un arbre repère 1 est fretté dans une pièce repère 2 suivant le schéma ci dessous :

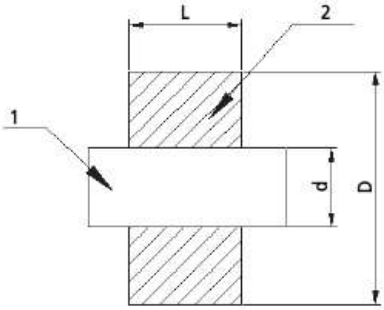


Figure 4.1 – Assemblage fretté

Données :

Couple à transmettre : Mt

L = 1,5 d

D >> d

Coefficient de frottement : f

Pression radiale de serrage maximale entre 1 et 2 : p_{max} = Rpe

Calcul du diamètre d de l'arbre et de la différence de diamètre avant montage Δ.

$$p = \frac{E\Delta}{2d}$$

$$Mt = \frac{p\pi d^2 Lf}{2}$$

Le serrage maximal Δmax et le diamètre minimal d_{min} permettant de transmettre le couple en fonction des données sont :

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{4Mt}{3\pi fRpe}} \quad \text{et} \quad \Delta max = \frac{2}{E}\sqrt[3]{\frac{4MtRpe^2}{3\pi f}}$$

4.3 Homogénéité et cohérence de formules

Quand on établit une formule à partir d'une formule existante, on doit procéder à deux types de vérifications : son homogénéité et sa cohérence.

4.3.1 La formule est-elle homogène ?

Il faut vérifier que ce sont bien les mêmes unités de part et d'autre de l'équation.
Exemple :

$$a = \frac{\sqrt{x^2 + yz}}{\omega t}$$

Avec a, x, y, z exprimés en mètre, ω en rad/s et t en secondes.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

x^2 et le produit yz sont alors homogènes à des m^2 et peuvent donc s'ajouter.
La racine carrée d'une quantité exprimée en m^2 est homogène à des mètres. Le numérateur est donc homogène à des mètres.
Le dénominateur est homogène à des rad/s multiplié par des secondes :

$$\frac{\text{rad}}{\text{s}}\text{s} \Leftrightarrow \frac{\text{rad} \cdot \text{s}}{\text{s}} \Leftrightarrow \text{rad} \quad \text{après simplification par les secondes}$$

Or un radian est le rapport de l'arc de cercle sur son rayon ; autrement dit, un rapport de distances, donc un nombre sans unité.
Le dénominateur n'ayant pas d'unité, l'expression ci-dessus est homogène à des mètres. La formule est donc homogène.
Si, dans l'expression ci-dessus, on avait remplacé x^2 par x, la formule n'aurait pas été homogène. En effet, sous la racine carrée, on aurait eu la somme de deux termes qui n'ont pas les mêmes unités. Or, pour pouvoir faire la somme de deux termes, il faut obligatoirement que ces termes soient écrits dans les mêmes unités : (ajouter 1 m à 1 m^2 n'a aucun sens).
Dans ce cas, la formule n'est pas homogène et donc forcément fausse.
Une formule non homogène est systématiquement fausse.

4.3.2 La formule est-elle cohérente ?

L'inverse n'est malheureusement pas vrai. Si une formule est homogène, elle peut être quand même fausse. C'est pour cela qu'on vérifie la cohérence d'une formule **après** s'être assuré de son homogénéité.
Pour vérifier si une formule est cohérente, il faut trouver 2 ou 3 cas particuliers dont on connaît le résultat ou l'influence d'un paramètre et on vérifie que la formule donne bien le résultat attendu.

Exemple

Un ressort de raideur K a une longueur lo sans charge. Sous une charge F, la longueur du ressort devient l_1. La relation proposée est :

$F = K \cdot (l_1 - l_0)$

On peut vérifier la cohérence de cette formule (après l'homogénéité) en vérifiant par exemple que pour F = 0, on a bien $l_1 = l_0$; que pour une même force F, l_1 augmente quand K diminue et inversement.

Application

Il s'agit de démontrer que les formules qui suivent sont fausses. Il n'est pas demandé de retrouver la formule exacte mais de mettre celles proposées en défaut et de montrer ainsi qu'elles sont absurdes (on constatera que toutes les formules sont homogènes).

• Un fil de masse négligeable par rapport à la masse M qu'il soutient est enroulé autour d'une poulie de rayon R et de moment d'inertie J. L'accélération de la masse M est γ telle que :

$$\gamma = \frac{M - \frac{J}{R^2}}{M} g$$

g étant l'accélération de la pesanteur .

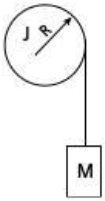


Figure 4.2 – Masse accrochée à une poulie

• Une poutre sur deux appuis est soumise à une force F. L'intensité de la réaction en A est Ra telle que :

$$Ra = \frac{b^2}{(a+b)^2} F$$

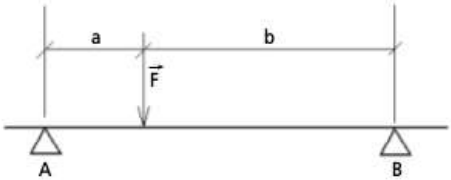


Figure 4.3 – Poutre sur deux appuis

• Un cycliste part d'une ville A vers une ville B à la vitesse moyenne V1 et revient de B vers A à la vitesse moyenne V2. La vitesse moyenne pour l'aller-retour est Vm telle que :

$$Vm = \frac{V1 + V2}{2}$$

Nota : Bien que ce résultat paraisse évident, il est faux !

4.4 Proportions

Quand on utilise une formule, il faut être capable de l'analyser pratiquement au premier coup d'œil et de voir l'influence de chaque paramètre.

Exemple

Un arbre circulaire de diamètre D soumis à un moment de torsion Mt génère une contrainte maximum τ telle que :

$$\tau = \frac{16Mt}{\pi D^3}$$

Nous verrons que ce calcul de Résistance des matériaux nous permet de calculer D afin que l'arbre ne casse pas.

Si on analyse cette formule, on voit que τ est directement proportionnel à Mt. Autrement dit, sur un plan qualitatif, pour un arbre de diamètre D donné, si on augmente τ, la contrainte augmente. Sur un plan quantitatif, je peux dire que si Mt est multiplié par un facteur K, la contrainte τ est aussi multipliée par un facteur K. Concrètement, si je fais un premier calcul sur un arbre de diamètre D = 40 mm, soumis à un moment de torsion Mt=1000 Nm, j'en déduis que τ = 80 Mpa (N/mm²).

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Au cours de mon étude, il s'avère que le moment de torsion initialement prévu à 1 000 Nm passe à 1 300 Nm. Combien vaut la nouvelle contrainte τ?

Il faut éviter dans ce cas de refaire le calcul complet à partir de la formule ci-dessus mais faire une règle de trois et le raisonnement suivant :

Pour Mt = 1000 Nm, τ = 80 Mpa

Pour Mt = 1300 Nm $\quad \tau = \dfrac{1300 \times 80}{1000} = 104$ Mpa

On peut appliquer un raisonnement similaire avec D. Sur un plan qualitatif, on voit qu'augmenter D aura pour conséquence de diminuer τ puisque D est au dénominateur. Sur un plan quantitatif, on se rend compte qu'une faible variation de D aura une conséquence importante sur la variation de τ parce que D est au cube dans la formule.

Supposons que pour Mt = 1000Nm le diamètre de l'arbre passe de 40 mm à 35 mm. Quelle est la nouvelle valeur de τ ?

Pour Mt = 40 mm, τ = 80 Mpa

Pour D = 35 mm $\quad \tau = \dfrac{40^3 \times 80}{35^3} = 119$ MPa

Il est important d'être capable de réaliser cette gymnastique. Ceci permet, au cours d'une discussion technique et avec l'aide d'une calculatrice de quantifier rapidement des solutions envisagées.

4.5 Exploitation de courbes

Une étude graphique de fonction n'a que peu d'intérêt dans notre profession parce qu'il est rare d'être amené à faire des calculs analytiques débouchant sur une fonction définissant la valeur d'une inconnue par rapport à une variable donnée. De plus, l'étude d'une fonction peut être longue et fastidieuse avec des calculs de dérivées ; donc des risques d'erreurs élevés. Ceci dit, l'exploitation d'une courbe peut être capitale pour une étude ; surtout dans des buts d'optimisation de conception. Ces courbes sont obtenues point par point à partir de calculs essentiellement graphiques ou semi-graphiques. Nous y reviendrons ultérieurement. Pour un tracé précis, il suffit d'utiliser un tableur.

À partir de cette représentation graphique, on peut déterminer graphiquement des tangentes en n'importe quel point et des surfaces entre la courbe et l'axe des abscisses correspondant à des intégrales.

Dans ce cas particulier qui pourrait être, en fonction du temps, la vitesse instantanée d'un véhicule automobile pris dans un embouteillage, les tangentes représentent l'accélération ou décélération du véhicule et les surfaces, entre la courbe et l'axe des abscisses, sa distance parcourue. En effet, l'accélération est la dérivée de la vitesse par rapport au temps et la distance parcourue peut être calculée à partir de l'intégrale de la vitesse sur un temps t. Attention à convertir les unités de façon cohérente. Pour calculer l'accélération ou la distance parcourue, il faut transformer la vitesse en m/s.

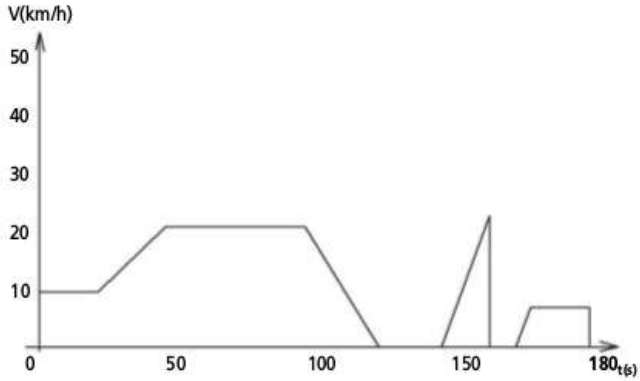


Figure 4.4 – Tracé de la vitesse d'un véhicule en fonction du temps

4.6 Vecteurs

Le vecteur est un outil très élaboré, parfois délicat d'utilisation si on ne prend pas certaines précautions et qui a la particularité de très bien traduire mathématiquement une sollicitation (force ou moment), une vitesse, une accélération.
Un vecteur est défini par 3 paramètres :

– direction (la verticale, l'horizontale…) ;
– sens (de haut en bas si la direction est verticale) ;
– intensité.

Si on rajoute en plus un point d'application, on définit totalement le paramètre physique.

Exemple : le poids d'une personne dont la masse est de 80 Kg

Le poids sera représenté par un vecteur vertical, dirigé vers le bas, de longueur correspondant à 800 N (définition d'une échelle) et de point d'application le centre de gravité de la personne.

La longueur mesurée sur la figure 4.5 correspond à 800 N.

Pour le vecteur $\vec{P}$, on a :
– une direction verticale ;
– un sens de haut en bas ;
– une intensité de 800 N.

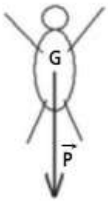


Figure 4.5 – Modélisation du poids par un vecteur

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Un vecteur est donc défini par 3 paramètres, sa direction, son sens et son intensité. La notion de vecteur est primordial pour tous les calculs mécaniques (statique, cinématique, RDM…) parce que c'est un outil mathématique qui symbolise parfaitement les éléments physiques qui nous intéressent comme les forces, les moments, les vitesses, les accélérations…
À un vecteur est associé un point d'application, lieu où s'applique le phénomène physique. Pour le poids d'une personne ou d'un objet, c'est au niveau du centre de gravité.
On peut également représenter un vecteur par un bipoint définissant l'origine et l'extrémité du vecteur (figure 4.6).

Figure 4.6 – Modélisation d'un vecteur par un bipoint

■ Somme de vecteurs

On peut additionner des vecteurs en les mettant bout à bout.

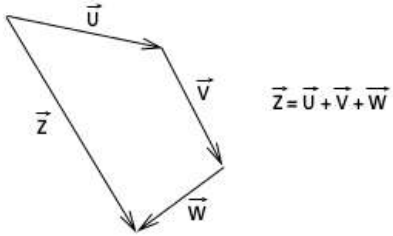


Figure 4.7 – Construction graphique de la somme de vecteurs

- L'extrémité de U correspond à l'origine de V ;
- l'extrémité de V correspond à l'origine de W ;
- l'extrémité de Z correspond à l'extrémité de W ;
- l'origine de Z correspond à l'origine de U.

Pour faire une somme de vecteurs, on peut les déplacer dans l'espace sous réserve de conserver le même sens, la même direction et la même intensité. Les deux vecteurs présentés en figure 4.8 sont équivalents pour réaliser une somme de vecteurs

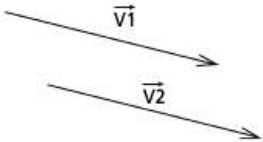


Figure 4.8 – Vecteurs équipollents

Relation de Chasles

Un vecteur peut se décomposer en plusieurs vecteurs (figure 4.9).

$$\overrightarrow{AB_n} = \overrightarrow{AB_1} + \overrightarrow{B_1B_2} + \overrightarrow{B_2B_2} + \ldots\ldots + \overrightarrow{B_iB_{i+1}} + \ldots\ldots + \overrightarrow{B_{n-1}B_n}$$

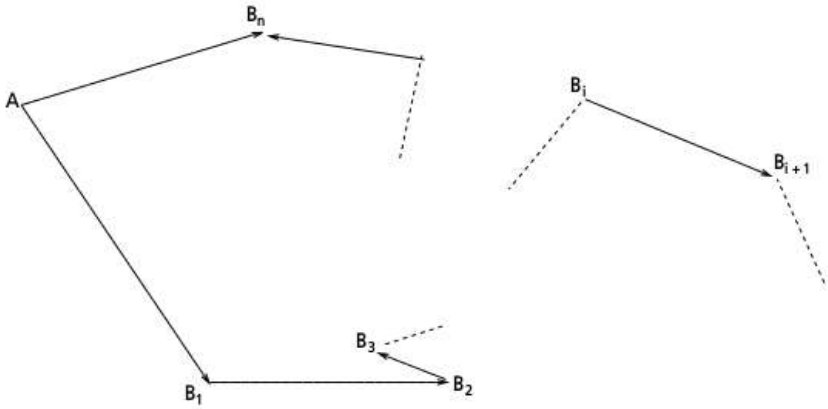


Figure 4.9 – Décomposition d'un vecteur en somme de n-vecteurs

Moment d'un vecteur par rapport à un point

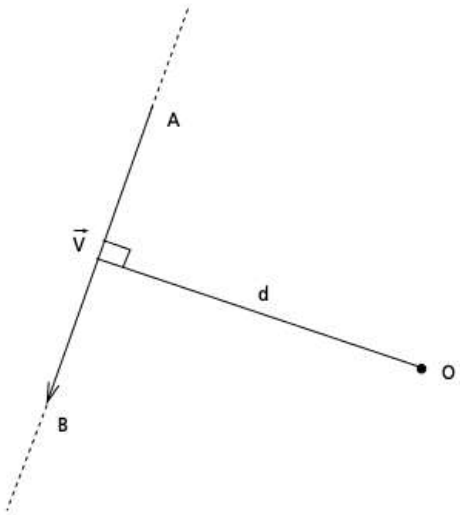


Figure 4.10 – Moment du vecteur $\vec{V}$ par rapport à O

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

On mesure la distance de O à AB.
L'intensité du moment $\overrightarrow{AB}$ par rapport à O est $M_{\overrightarrow{AB}/O} = AB \cdot d$

Remarques importantes

Si on fait glisser le vecteur $\overrightarrow{AB}$ sur son support, la valeur du moment ne change pas.
Par contre, si on déplace $\overrightarrow{AB}$ en $\overrightarrow{A'B'}$, bien que ces deux vecteurs soient égaux, on a :

$$M_{\overrightarrow{AB}/O} = AB \cdot d \neq M_{\overrightarrow{A'B'}/O} = A'B' \cdot d'$$

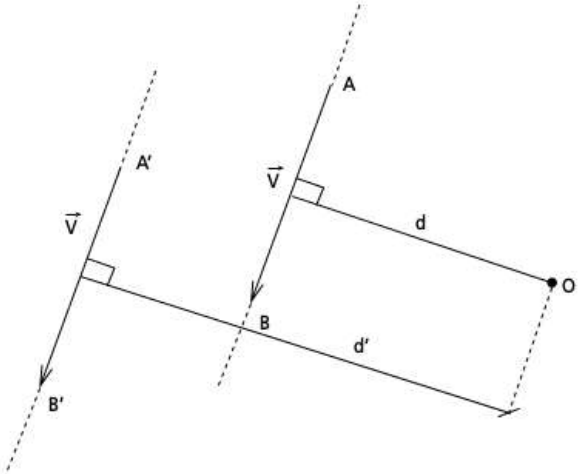


Figure 4.11 – Moment d'un vecteur en fonction de sa distance par rapport au point O

Définition d'un angle exprimé en radian

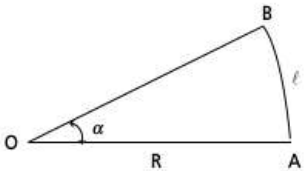


Figure 4.12 – Définition du radian

ℓ, longueur de l'arc AB et O centre du cercle de rayon R : $\alpha_{rad} = \dfrac{\ell}{R}$

5 • CALCULS STATIQUES

Le calcul statique permet de déterminer les sollicitations (forces ou moments) qui s'exercent sur une pièce ou un ensemble de pièces. La détermination de ces sollicitations est fondamentale pour pouvoir dimensionner et optimiser un mécanisme en termes de :

– résistance : calculs de RDM ;
– usure : calculs de pression de contact et évaluation du facteur d'usure PV ;
– capabilité des actionneurs : optimisation d'un vérin ou d'un moteur ;
– endurance : calcul à la fatigue.

Ce type de calcul peut s'avérer long, fastidieux et complexe. D'où la tentation de s'appuyer sur l'expérience avec les risques associés à toute démarche d'extrapolation de conceptions réalisées pour valider la solution d'une nouvelle étude, d'utiliser des logiciels de calculs spécifiques qui ne permettent pas forcément au concepteur de maîtriser ce qu'il fait ou, enfin, sous-traiter à un service spécialisé avec les problèmes de coût et de délais.

L'apparition de logiciels de CAO avec esquisses 2D voire 3D paramétrées permet au projeteur d'évaluer de façon simple, rapide et évolutive le niveau des sollicitations existant sur le système en cours de conception. Une fois la conception modélisée, le concepteur a, à sa disposition, trois méthodes pour dimensionner et optimiser sa conception :

– la méthode graphique ;
– la méthode semi-graphique ;
– la méthode énergétique.

Ces trois méthodes, très adaptées au concepteur parce que basées exclusivement sur des constructions graphiques, nécessitent l'utilisation d'un logiciel de CAO paramétré quel qu'il soit. Les résolutions se font uniquement sur des esquisses 2D ou 3D avec, le cas échéant, l'utilisation d'équations entre les cotes d'esquisses.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

5.1 Modélisation du mécanisme

La modélisation du mécanisme est la partie la plus délicate dans un calcul. Elle consiste à définir un modèle mathématique suffisamment simple et représentatif de la réalité pour pouvoir réaliser des calculs avec une précision suffisante. La difficulté majeure est la modélisation des liaisons ou des conditions aux limites. Il suffit de s'appuyer sur un exemple simple et courant pour s'en persuader : un arbre sur deux paliers.

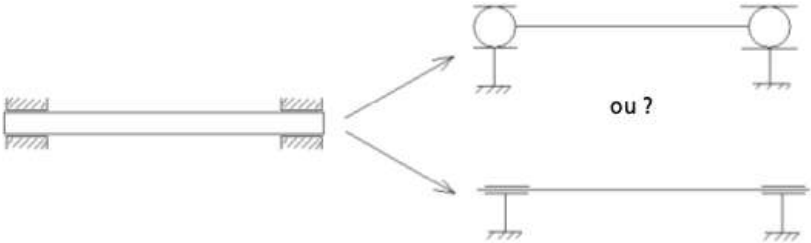


Figure 5.1 – Deux linéaires annulaires ou deux pivots glissants ?

La première modélisation est isostatique mais, selon le jeu entre arbre et alésage, le diamètre de l'arbre, la longueur de guidage, le positionnement relatif des paliers, le type et le lieu des sollicitations imposées à l'arbre, est-on sûr que cette liaison ne génère pas de moments ? Auquel cas, il faut passer par la deuxième représentation qui est hyperstatique d'ordre 4 ; ce qui impose un calcul par logiciel dédié et la connaissance des dimensions des pièces ; le diamètre de l'arbre et la distance entre palier entre autre. En effet, les résultats des actions aux liaisons dépendent de la rigidité du système quand celui-ci est hyperstatique.
Le calcul, objet de ce document, ne concerne que les systèmes modélisés de façon isostatique. Même si aucun système réel ne l'est parfaitement, certains s'en rapprochent beaucoup plus que d'autres et sont, de ce fait, modélisables ainsi. C'est d'ailleurs un critère de validation d'une conception.
La problématique de l'hyperstatisme est capitale dans une conception. Le chapitre 7 est dédié à ce sujet. Il aborde à la fois les aspects théorique et technologique.

5.2 Les méthodes de résolution

Il y a deux types de résolutions possibles, la méthode analytique et la méthode graphique. Ces deux méthodes ont toujours été enseignées mais la seconde, peu utilisée parce que les constructions graphiques se faisaient à la planche à dessin, introduisant des incertitudes de calculs et des cas parfois difficilement gérable parce que les points de constructions pouvaient se retrouver en dehors du calque. La méthode analytique permet de résoudre tous les cas isostatiques en 2D ou en 3D mais s'avère être d'une grande complexité mathématique avec beaucoup d'équations à manipuler et, finalement, une grande difficulté à maîtriser le calcul, et à le communiquer à une autre personne. Analyser des pages remplies de torseurs ou d'équations a de quoi

décourager les meilleures volontés. De plus, la plupart des dessinateurs et projeteurs sont très éloignés des considérations mathématiques et des méthodes de résolution analytique. Ce sont des personnes qui visualisent très bien des dessins et des constructions graphiques, d'où l'intérêt de l'autre méthode. L'apparition de la CAO paramétrées est une véritable révolution dans ce domaine. Elle permet de s'affranchir totalement, pour tous les systèmes isostatiques en 2D ou en 3D, des calculs analytiques. Le résultat obtenu n'est entaché d'aucune incertitude pour les résolutions graphiques ou semi-graphiques avec ou sans frottements et largement inférieure à 5 % pour la méthode énergétique sans frottement. Enfin, si le mécanisme occupe plusieurs positions (ex : une table élévatrice), le calcul graphique permet de connaître les sollicitations dans les liaisons pour n'importe quelle position.
S'agissant de constructions graphiques, la traçabilité du calcul est simple à assurer et facile à vérifier.
Pour autant, il ne s'agit pas d'utiliser un logiciel de calcul mais d'adapter la CAO au calcul. Pour ce faire, des connaissances en mathématique et en physique sont nécessaires mais extrêmement limités et accessibles à tous.

5.3 Rappels théoriques

Il est possible de résoudre graphiquement en 3D ; ceci fera l'objet d'un chapitre à part et à aborder une fois la résolution en 2D bien maîtrisée.

5.3.1 Principe fondamental de la statique

Une pièce est en équilibre si la somme des forces appliquées est égale à zéro et si la somme des moments appliqués est égale à zéro.
Ce principe amène plusieurs commentaires.
Restons dans un premier temps dans le plan et imaginons un cube posé sur une table. Quels sont les mouvements (on appelle cela aussi les degrés de liberté et c'est le terme qu'on emploiera par la suite) possibles pour ce cube ?
Il peut se déplacer en translation parallèlement à un bord de la table. Pour stopper cette translation, il suffit de mettre une butée dans la direction de la translation. On imaginera que cette butée est bilatérale, c'est-à-dire qu'elle empêche le cube d'avancer ou de reculer, comme le ferait un aimant.
Il peut ensuite se déplacer suivant une direction perpendiculaire à la première. C'est une deuxième translation. Il faut donc mettre une deuxième butée dans cette direction pour stopper la translation. À partir de là, plus aucune translation n'est possible pour le cube. On a vérifié alors la première partie du principe fondamentale de la statique : somme des forces égale à zéro. Il faut bien retenir ceci : À une force est associée une translation. La translation est l'effet associé à la cause qui est la force. Si on pousse un objet selon une direction, celui-ci se déplace selon cette direction.
Nous disposerons de deux conditions, donc deux équations traduisant le blocage de la pièce selon deux directions perpendiculaires.
Il reste cependant à la pièce un degré de liberté qu'on a tendance très souvent à oublier : la rotation. En effet, imaginons le cube en contact avec deux cylindres ; chaque cylindre étant sur deux faces perpendiculaires :

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

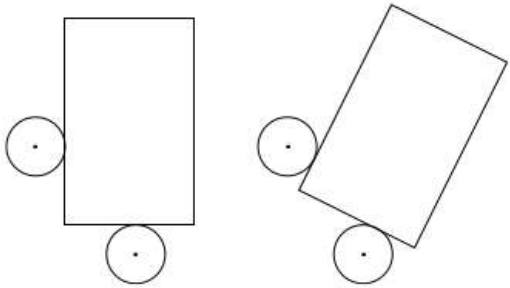


Figure 5.2 – Mise en évidence du degré de liberté en rotation restant

Il est possible, tout en maintenant la pièce en contact avec les cylindres, de la faire tourner. Pour éliminer ce degré de liberté, il faut, par exemple, mettre un troisième cylindre sur une face.

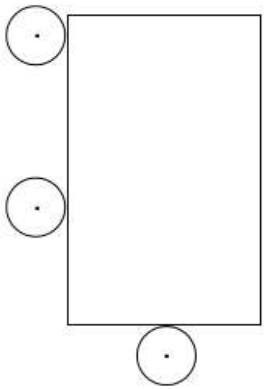


Figure 5.3 – Élimination de la rotation

La deuxième condition du principe fondamental de la statique est alors vérifiée : somme des moments égale zéro. Un moment est une sollicitation qui a pour effet de faire tourner une pièce. L'action sur un tournevis est un bon exemple.
Remarque : les cylindres 2 et 3 génèrent une action identique ; en l'occurrence une force perpendiculaire à la face du cube. C'est la combinaison de ces deux forces qui bloque la rotation. Il faut donc considérer 2 et 3 dans leur globalité et non indépendamment. Ensemble, ils bloquent 1 degré de liberté en translation et 1 degré de liberté en rotation.
Nous disposons ainsi d'une nouvelle condition qui est le blocage de la pièce suivant une rotation d'axe perpendiculaire aux deux translations précédentes. Ceci fournit une équation supplémentaire.
En résumé, dans le plan, une pièce possède 3 degrés de liberté (2 translations et 1 rotation d'axe perpendiculaire aux translations) et le principe fondamental de la

statique fournit 3 équations permettant de calculer les actions aux appuis ou plus généralement les conditions aux limites.
Nous verrons plus tard que, dans l'espace, une pièce a 6 degrés de liberté (3 translations et 3 rotations).

Remarque importante
La condition « somme des moments appliqués est égal à zéro » peut se faire en n'importe quel point de l'espace, que celui-ci appartienne ou non au mécanisme. Ce point est fondamental pour pouvoir résoudre graphiquement parce que le point où ce calcul est réalisé doit être choisi de façon judicieuse.

Démonstration
Supposons un solide en équilibre soumis à l'action de n forces F_i appliquées sur le solide en un point M_i et à p couples C_i appliqués sur le solide en un point P_i. Si le solide est en équilibre, c'est que $\sum_{i=1}^{n}\vec{F_i} = \vec{0}$ et $\sum_{i=1}^{p}\vec{C_i} + \sum_{i=1}^{n}\overrightarrow{AM_i} \wedge \vec{F_i} = \vec{0}$ où A est un point quelconque utilisé pour vérifier que la somme des moments appliqués à la pièce est nul.
Si ce calcul est fait en un point B différent de A, on aura :

$$\sum_{i=1}^{p}\vec{C_i} + \sum_{i=1}^{n}\overrightarrow{BM_i} \wedge \vec{F_i} = \sum_{i=1}^{p}\vec{C_i} + \sum_{i=1}^{n}(\overrightarrow{BA} + \overrightarrow{AM_i}) \wedge \vec{F_i} = \sum_{i=1}^{p}\vec{C_i} + \sum_{i=1}^{n}\overrightarrow{BA} \wedge \vec{F_i} + \sum_{i=1}^{n}\overrightarrow{AM} \wedge \vec{F_i}$$

$$\sum_{i=1}^{n}\overrightarrow{BA} \wedge \vec{F_i} = \overrightarrow{BA} \wedge \sum_{i=1}^{n}\vec{F_i} = \vec{0} \text{ puisque } \sum_{i=1}^{n}\vec{F_i} = \vec{0} \text{ et } \sum_{i=1}^{p}\vec{C_i} + \sum_{i=1}^{n}\overrightarrow{AM_i} \wedge \vec{F_i} = \vec{0}$$

On en déduit donc que $\sum_{i=1}^{p}\vec{C_i} + \sum_{i=1}^{n}\overrightarrow{BM_i} \wedge \vec{F_i} = \vec{0}$ quel que soit le point B considéré, appartenant ou non à la pièce ou au système.

5.3.2 Définition des liaisons

Dans le plan, on rencontre 3 types de liaison.

■ Contact ponctuel

S'il est sans frottement, il génère une force normale à la surface de contact.

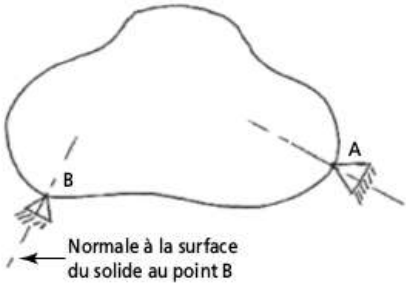


Figure 5.4 – Direction d'une force issue d'un contact ponctuel

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

On connaît donc la direction de la force mais pas son sens (l'aimant attire ou repousse) ni son intensité. Une ponctuelle génère donc une inconnue dans le plan.

■ **Liaison pivot**

C'est une articulation qui est capable de générer une force de direction quelconque mais un moment nul. Un pivot génère donc 2 inconnues dans le plan.

■ **Encastrement**

Liaison complète qui est capable de générer une force de n'importe quelle direction et un moment. Un encastrement génère donc 3 inconnues dans le plan.

5.3.3 Définition des sollicitations appliquées

Elles se limiteront à des forces ou des moments. En cas de charges réparties ou de pression, c'est la résultante, en termes de force, qui sera utilisée. Ainsi, une poutre sous son propre poids sera remplacée par une poutre sans masse à laquelle il est appliqué son poids en son centre de gravité.

5.3.4 Principe de résolution d'un système par la méthode graphique ou semi-graphique

Un système mécanique est constitué de plusieurs pièces. Avant de commencer à résoudre le système, il faut isoler soit :

– une pièce ;
– un sous-ensemble ;
– l'ensemble.

Il faut faire ce travail autant de fois qu'il y a de pièces pour résoudre complètement le système ; c'est-à-dire déterminer les réactions aux liaisons.

Attention

• Dans le cas d'un sous-ensemble ou d'un ensemble isolé, les liaisons entre les pièces constituant cet ensemble ou sous-ensemble sont des liaisons internes qui n'entrent pas dans le calcul. Il faut les considérer dans ce cas comme des encastrements.

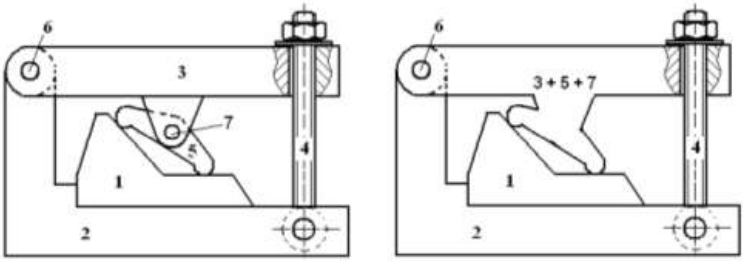
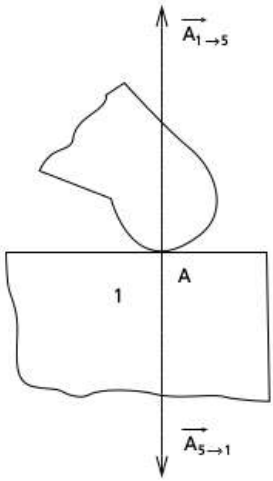


Figure 5.5 – Modélisation d'un sous-ensemble isolé

Le fait d'isoler 3 + 5 + 7 revient à considérer que ces trois pièces n'en font qu'une.

• Quand on isole une pièce ou un sous-ensemble, on considère l'action de l'extérieur sur la pièce. L'action de cette pièce sur l'extérieur génère des sollicitations opposées. C'est le principe de l'action et de la réaction.



Principe de l'action et de la réaction

$$\overrightarrow{A_{1\to5}} + \overrightarrow{A_{5\to1}} = \overrightarrow{0}$$

ou

$$\overrightarrow{A_{1\to5}} = -\overrightarrow{A_{5\to1}}$$

Figure 5.6 – Principe de l'action et de la réaction

En cas de résolution analytique, on peut isoler n'importe quelle pièce et écrire à chaque fois les équations correspondantes. On arrive ainsi à un système de n équations à n inconnues et on peut résoudre.

En cas de résolution graphique ou semi-graphique, ce n'est plus possible parce qu'on ne peut pas combiner les constructions graphiques. Ce qui fait que résoudre « somme des forces égales à zéro » doit pouvoir déterminer deux inconnues et « somme des moments égale à zéro » une inconnue ; en général la direction d'une force. Il faut alors isoler dans un certain ordre les pièces, sous-ensembles ou ensemble et procéder comme suit :

– Repérer tout d'abord chaque liaison ponctuelle et tracer la direction de la force liée à cette liaison.
– Repérer toutes les pièces, sous-ensembles ou ensemble soumis à 2 forces (pas de moment !). On en déduit que les deux forces sont directement opposées ; et ce, quelle que soit la forme de la pièce. On peut donc déterminer la direction (et non le sens) des forces qui s'exercent sur ces deux liaisons.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Exercice

Démontrer que les deux forces sont directement opposées.

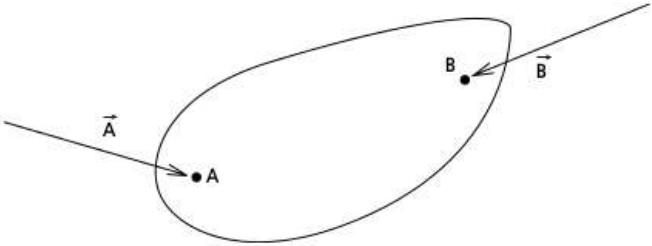


Figure 5.7 – Solide soumis à deux forces non opposées

L'équilibre est impossible. Il faut vérifier $\vec{A} + \vec{B} = \vec{0}$ ce qui implique que $\vec{A}$ et $\vec{B}$ sont parallèles, opposé et de même intensité : $\vec{A} = -\vec{B}$

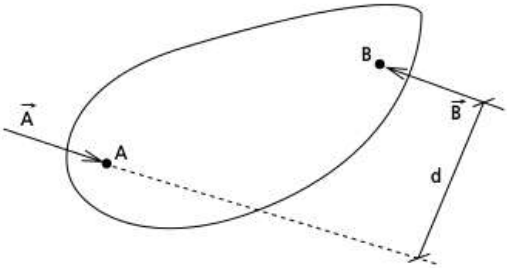


Figure 5.8 – Solide soumis à deux forces opposées mais de support différent

La somme des forces est bien égale à zéro dans ce cas de figure mais il n'en est pas de même pour la somme des moments. Si le calcul se fait au point A, par exemple, le moment de $\vec{A}$ par rapport à A est nul ; ce qui n'est pas le cas pour le moment de $\vec{B}$ par rapport à A qui a pour intensité $B \cdot d$. La somme des moments n'est pas nul ; le solide n'est pas en équilibre : il tourne.

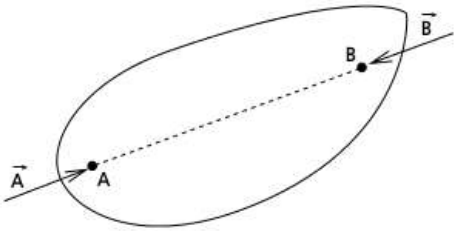


Figure 5.9 – Solide soumis à deux forces directement opposées

Dans cette situation, le principe fondamental de la statique est vérifié autant sur les forces que sur les moments. Le solide est en équilibre.

– Repérer toutes les pièces, sous-ensembles ou ensemble soumis à 3 forces (pas de moment). On en déduit que les trois forces sont concourantes ou parallèles. On peut donc déduire la direction d'une force issue d'une liaison pivot.

Exercice

Démontrer que les 3 forces sont concourantes ou parallèles.

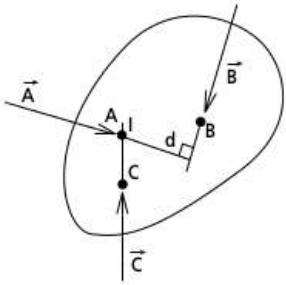


Figure 5.10 – Solide soumis à 3 forces non concourantes ni parallèles

Pour qu'un solide soit en équilibre, il faut que la somme des moments soit égale à zéro. Cette relation est vraie quel que soit le point où le calcul est réalisé. Dans le cas présent, le point I, intersection de la ligne d'action des forces A et C est utilisé. En effet, les moments de A et C en ce point sont nuls. Il reste le moment de B par rapport à ce point qui n'est pas nul parce que la ligne d'action de B passe à une distance d de I et génère alors un moment égal à B·d. Pour que le moment de B par rapport à I soit également nul, il faut que d soit égal à zéro, donc que la ligne d'action de B passe par I. Les trois forces sont alors concourantes.

On passe ensuite à la phase de résolution proprement dite.

On peut résoudre en graphique ou en semi-graphique à l'aide d'un logiciel de CAO paramétré si la pièce, sous-ensemble ou ensemble isolé ne comporte que 3 inconnues. Cependant, dans certains cas, on peut trouver la direction d'une force alors que le système isolé génère 4 inconnues.

Remarque très importante

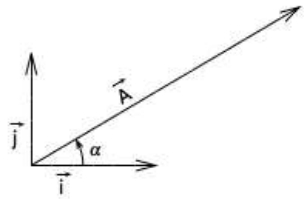
Pour toute résolution à l'aide d'un logiciel de CAO, il est impératif que les esquisses définissant le système soient totalement contraintes.

Attention

Une force dont on ne connaît rien génère 2 inconnues.

Une force dont on connaît la direction génère 1 inconnue.

Figure 5.11 – Représentation d'un vecteur dans un repère orthonormé



© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dans un repère fixe $\vec{i}, \vec{j}$, un vecteur peut s'écrire : $\vec{A} = A(\cos\alpha \cdot \vec{i} + \sin\alpha \cdot \vec{j})$
A est une grandeur algébrique positive ou négative. Dans la figure ci dessus, l'angle α est égal à 32° environ et la longueur du vecteur $\vec{A}$ est de l'ordre de 3 fois celle du vecteur $\vec{i}$.
Le vecteur $-\vec{A}$ verrait partir la flèche en sens opposé et la valeur algébrique du vecteur serait égale à –3.
Ainsi, la valeur algébrique A donne deux informations : le sens et l'intensité. La direction du vecteur est donnée par α.
Un vecteur totalement inconnu génère donc 2 inconnues : A et α.
Si la direction du vecteur est connue, il ne reste qu'une inconnue à déterminer.

On peut résoudre également si la pièce est soumise à 4 forces ; une force connue qui peut être la résultante d'autres forces connues appliquées à la pièce et 3 forces dont on connaît la direction. On résout ce système par le principe du pivot virtuel qui est le résultat de l'intersection de deux forces inconnues.

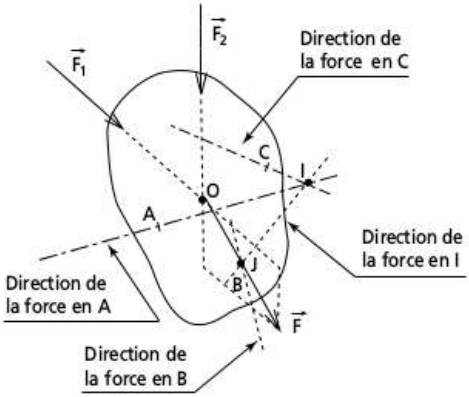


Figure 5.12 – Détermination de I, pivot virtuel

$\vec{F_1}$ et $\vec{F_2}$ sont connues. L'intersection de ces deux forces donne le point O, point d'application de la force $\vec{F} = \vec{F_1} + \vec{F_2}$. Par construction graphique, il est possible de tracer le vecteur $\vec{F}$.
Le pivot virtuel est I intersection des forces en A et C dont les directions sont connues. En I se trouve une force somme des forces appliquées en A et C dont la direction, le sens et l'intensité sont inconnues. La direction de la force en B est connue et la force $\vec{F}$ est totalement connue. Le problème se ramène à la résolution d'un système soumis à 3 forces dont une est connue, une de direction connue et la dernière totalement inconnue.
J est le point de concours de $\vec{F}$ et de la force en B. La direction de la force en I est alors définie ; elle est suivant IJ.
Il ne reste plus qu'à dessiner le dynamique (figure 5.13).

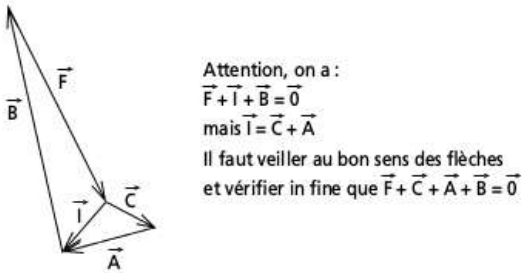


Figure 5.13 – Dynamique d'une pièce soumise à 4 forces

Pour étayer cette théorie, il est proposé quatre exercices résolus traitant de différents cas typiques rencontrés couramment. Afin de bien maîtriser cette méthode, il est conseillé de reprendre des exercices dans d'autres ouvrages et de les résoudre graphiquement.

5.3.5 Résolution d'un système mécanique par la méthode énergétique sans frottement

Le principe de la résolution de systèmes mécaniques par la méthode énergétique est de dire que la somme des travaux des sollicitations extérieures appliquées au système est nulle.

Travail d'une force : En supposant la force appliquée en un point A constante en intensité, sens et direction durant son déplacement jusqu'à un point B, le travail de cette force est égal à l'intensité de la projection de cette force sur la direction AB multiplié par la distance AB. Si le déplacement et la force sont dans le même sens, le travail est positif. En sens contraire, il est négatif. Un travail se nomme W et est exprimé en Joules (équivalent à des Nm).

$$W = \pm Fd$$

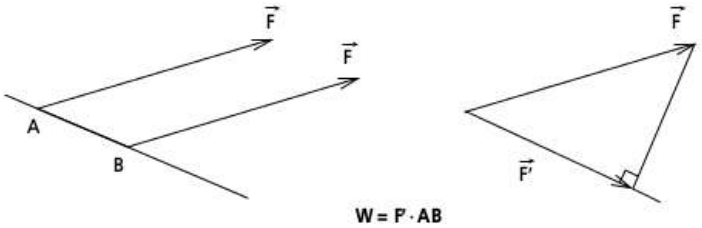


Figure 5.14 – Travail d'une force

Travail d'un moment : C'est l'intensité du moment multiplié par l'angle (exprimé en radian) parcouru ; le moment étant supposé constant. Si le moment est dans le même sens que la rotation, le travail est positif ; il est négatif dans l'autre cas.

$$W = \pm M\alpha$$

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

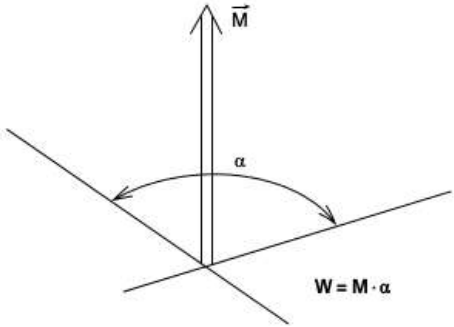


Figure 5.15 – Travail d'un moment

Ce principe de résolution s'applique dans deux cas ; le cas réel où la sollicitation extérieure produit un travail et le cas virtuel où il est nécessaire de libérer un degré de liberté pour déterminer l'intensité d'une réaction selon une direction.
Le cas réel est utilisé essentiellement pour déterminer l'intensité de la sollicitation d'un actionneur (qui peut être une action humaine et pas forcément un vérin ou un moteur). L'exercice résolu n° 2 en donne une application.
Le cas virtuel permet de déterminer l'intensité d'une réaction selon une direction. Les trois autres exercices résolus utilisent cette méthode.
Les sollicitations n'étant pas constantes durant le déplacement du mécanisme, il y a lieu, pour réaliser le calcul, de se positionner dans une situation voulue et imposer une variation la plus faible possible autour de cette position de façon à considérer que la variation de la sollicitation calculée est négligeable par rapport à l'intensité de la sollicitation. Les exercices résolus montrent comment déterminer rapidement la valeur de la variation imposée.

5.3.6 Applications sans frottement

- **Système de bridage (voir § 5.5.1)**

  Cas pratique résolu par la méthode graphique avec présentation de variantes en semi-graphique et par la méthode énergétique. Le mécanisme est sans frottement et comporte un axe en contact avec 3 pièces.

- **Portique de chargement (voir § 5.5.2)**

  Cas pratique traitant du cas d'un système piloté par un vérin, soumis à 4 forces, résolu par la méthode du pivot virtuel et en énergétique. La résolution est faite pour diverses positions du vérin.

- **Presse (voir § 5.5.3)**

  Système dont la sollicitation connue n'est pas une force mais un couple. La résolution est faite en semi-graphique et énergétique.

■ **Cas particulier (voir § 5.5.4)**

Structure avec liaisons internes ne pouvant être calculées directement. Une méthode graphique et énergétique est proposée pour la résolution de ce système.

5.3.7 Systèmes avec frottements

Il y a frottement dès qu'il y a glissement relatif entre deux pièces (le cas du frottement de roulement n'est pas abordé). Ces frottements sont caractérisés par un coefficient de frottement et génèrent, selon le cas une résultante sous forme de force ou couple de frottement. Force (respectivement couple) quand le mouvement relatif entre les deux pièces est une translation (respectivement rotation).
Un coefficient de frottement est toujours délicat à déterminer. Il est donné des fourchettes pour des couples de matériaux (0,1 à 0,3 pour le frottement acier sur acier) mais la valeur réelle dépend des conditions de frottement (à sec, état gras..), état de surface, dureté …
Selon si le frottement est utile (ex : transmission d'un couple par frettage, frein…) ou nuisible (transmission mécanique par roue et vis sans fin…) la valeur retenue ne sera pas la même. Elle sera choisie en bas de la fourchette si le frottement est utile et vers le haut s'il est nuisible.
Une force soumise au frottement se situe dans un cône de sommet situé au point d'application de la force et de demi-angle au sommet du cône égale à l'angle de frottement :

$$f = \text{tg}\ \phi$$

■ **Mise en évidence du frottement dans le cas d'un contact plan**

Considérons une pièce, posée sur un plan horizontal, soumise à une force horizontale. On constate qu'elle ne bouge pas. Pourquoi ?

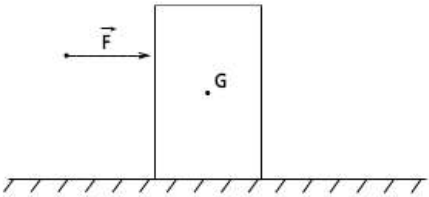


Figure 5.16 – Pièce soumise à une force horizontale

Si la pièce ne bouge pas, c'est que les sollicitations extérieures qui lui sont appliquées vérifient le principe fondamental de la statique.
Inventaire des forces appliquées :

– la force F (connue) ;
– le poids P appliqué au centre de gravité G (connue) ;
– la réaction R du support sur la pièce (totalement inconnue y compris son point d'application).

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Remarque
En réalité, le contact entre la pièce et le support se traduit par une répartition de forces de pression qui n'est pas forcément constante. Si on considère une zone de contact infiniment petite (mais pas nulle), une force de pression se traduit par une pression exercée en cette zone multipliée par la surface de cette zone. La réaction R est la résultante de toutes ces forces de pression.

Le principe fondamental de la statique permet d'écrire :

$$\sum \vec{F}_{EXT} = \vec{F} + \vec{P} + \vec{R} = \vec{0}$$

$\vec{P}$ et $\vec{R}$ étant connus, on peut tracer le dynamique (figure 5.17).

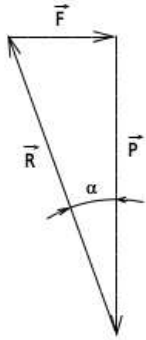


Figure 5.17 – Dynamique des forces

On détermine ainsi R totalement. Pour déterminer son point d'application, il faut utiliser la deuxième équation du principe fondamental de la statique.
La pièce est soumise à trois forces. Les trois forces sont donc parallèles ou concourantes. Ici, elles sont concourantes au point I défini par l'intersection des forces F et R.

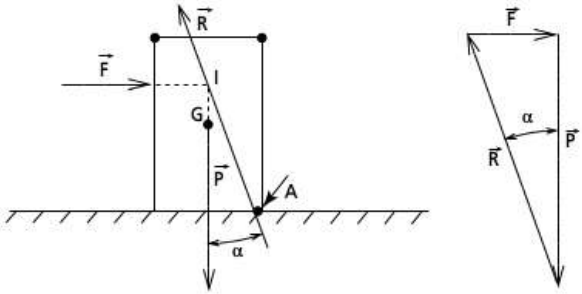


Figure 5.18 – Résolution graphique du système

Le point d'application de R est en A.

Pour que la pièce soit en équilibre, il faut que la réaction R fasse un angle α avec la verticale. Ceci est possible s'il existe un frottement suffisant entre les deux pièces et le support (figure 5.19).

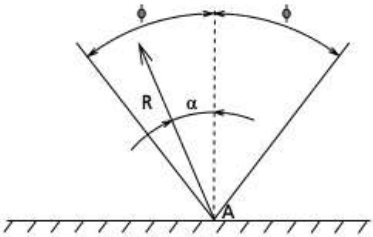


Figure 5.19 – Définition du cône de frottement

S'il n'y avait pas de frottement, la réaction R serait verticale. Ceci définit l'axe du cône. Si f est le coefficient de frottement, alors le demi-angle au sommet du cône est égal à ϕ tel que $f = \text{tg}\,\phi$. La réaction R peut prendre n'importe quelle direction pour satisfaire le principe fondamental de la statique pourvu que R reste dans le cône de frottement et s'oppose au déplacement de la pièce.
R se trouve sur le cône de frottement quand la pièce est en limite d'équilibre ou en mouvement.
Si la force F augmente et atteint une limite F′, on constate le déplacement de la pièce qui peut se traduire de deux façons : translation ou basculement.

Cas de la translation :

$$\text{Dans ce cas, } \sum \vec{F}_{EXT} = \vec{0} \text{ n'est pas vérifiée.}$$

L'angle entre R et P est égal à ϕ et ne peut augmenter. Le dynamique ne peut donc pas être fermé comme le montre la figure ci-dessous.

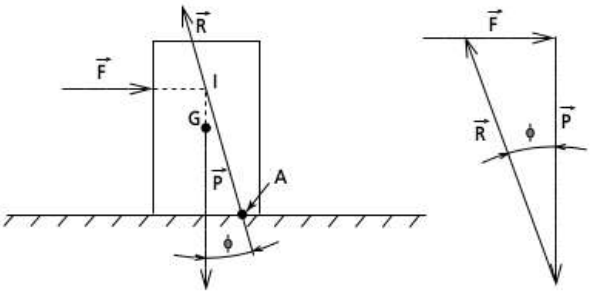


Figure 5.20 – Somme des forces non nulle

Noter que le point A, point d'application de la réaction R, est à l'intérieur de la surface de sustentation de la pièce.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Cas du basculement :

Dans ce cas, $\sum \vec{M}_{EXT} = \vec{0}$ n'est pas vérifiée.

L'angle α est inférieur à ϕ mais le point d'application A de la réaction R est en dehors de la surface de sustentation de la pièce comme le montre la figure 5.21.

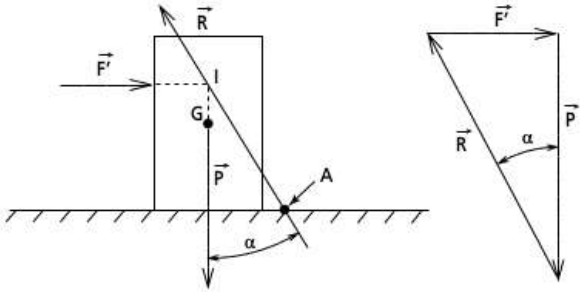


Figure 5.21 – Somme des moments non nulle

La hauteur h de la force F a une influence sur le glissement ou le basculement de la pièce. Sur la figure ci-dessous, la pièce est à la limite du mouvement et la hauteur h_{lim} représente la limite entre le glissement et le basculement.

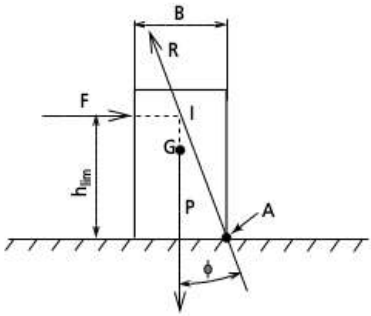


Figure 5.22 – Limite de basculement

Le point d'application de la force R se trouve en limite de pièce et la force R est sur le cône de frottement. Le centre de gravité est sur l'axe de symétrie de la pièce. Dans ce cas, il y aura basculement si :

$$h > \frac{B}{2 \cdot tg\varphi}$$

■ Mise en évidence du frottement dans le cas d'un contact cylindrique

Considérons un arbre de diamètre D = 80 mm de poids P reposant sur un palier. Le coefficient de frottement entre l'arbre et le palier est f = tg ϕ. Pour faire tourner l'arbre, il faut appliquer un couple minimum C.

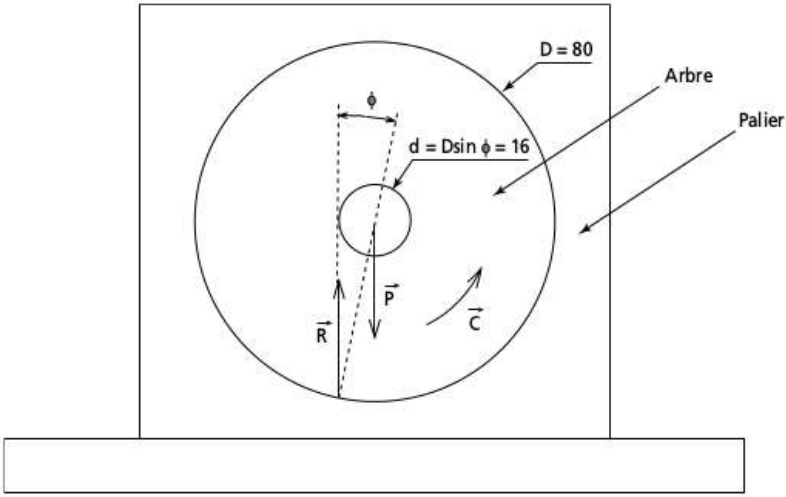


Figure 5.23 – Détermination du couple de frottement

Pour calculer l'intensité de C, il faut déterminer la résultante $\vec{R}$ des actions de contact entre le palier et l'arbre. Si on isole l'arbre, on constate qu'il est soumis à 2 forces et un couple. $\vec{R}$ sera opposé à $\vec{P}$, c'est-à-dire même direction (verticale), même intensité mais sens opposé et leur point d'application ne se situe pas sur la même droite verticale. Étant à la limite du déplacement, la force $\vec{R}$ est sur le cône de frottement.

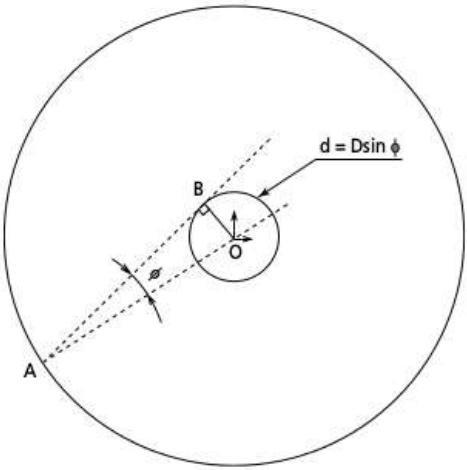


Figure 5.24 – Construction du cône de frottement sur liaison pivot

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Considérons un cercle de diamètre D et un cercle de diamètre d concentrique et tel que $d = D \sin\phi$. Une droite quelconque passant par le centre O des cercles coupe le cercle de diamètre D au point A. Si on mène une droite passant par A et tangente à d, alors l'angle entre ces deux droites sera égal à ϕ tel que $f = \text{tg}\,\phi$. Pour le démontrer, il suffit de raisonner dans le triangle rectangle OBA.
En appliquant ce principe au système arbre-palier, on en déduit que la réaction R est tangente au cercle de diamètre d puisqu'on est à la limite du frottement, donc R est sur le cône de frottement dont l'axe passe par le centre du palier (réaction sans frottement).
Deux solutions sont possibles, R à gauche ou à droite de P. Or R doit s'opposer à la rotation de l'arbre. R se trouve donc à gauche de P. On en déduit que

$$C = \frac{Pd}{2} = \frac{PD\sin\phi}{2}$$

■ Quelques cas particuliers

□ Échelle contre un mur

Une échelle repose au sol au point A (coefficient de frottement $f = \text{tg}\,\phi$) et sur un mur en B (coefficient de frottement nul). Une personne matérialisée par le point G, monte sur cette échelle qui est inclinée d'un angle α par rapport à la verticale. Jusqu'où la personne peut-elle monter sans que l'échelle glisse ?

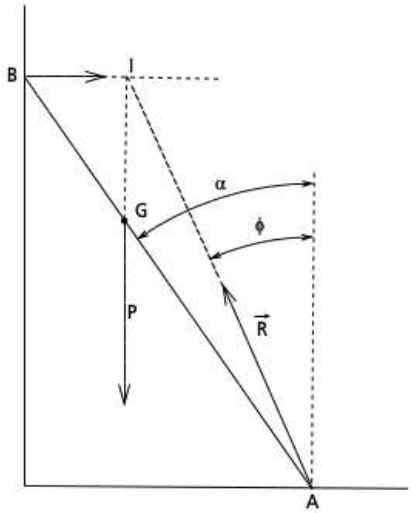


Figure 5.25 – Construction graphique de l'équilibre de l'échelle

L'échelle est soumise à 3 forces. Pour être en équilibre, les 3 forces doivent être concourantes en I, point d'intersection de B (horizontale parce qu'il n'y a pas de frottement sur le mur) et de P. La figure ci-dessus représente la position à ne pas dépasser pour ne pas que l'échelle glisse. En effet, si G se rapproche de B, la droite AI fera un angle supérieur à ϕ et se trouvera à l'extérieur du cône de frottement, position impossible à prendre par la réaction R.

☐ **Système à arc bouttement**

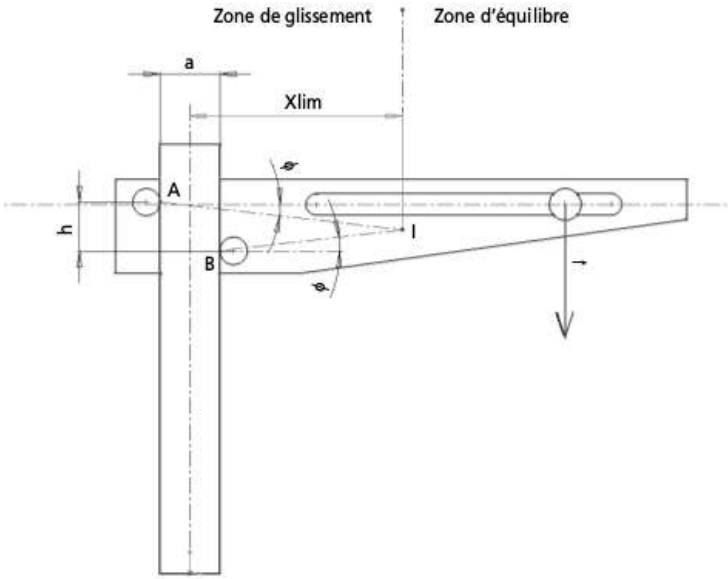


Figure 5.26 – Dispositif de mise en évidence du phénomène d'arc bouttement

Il y a arc bouttement quand il y a blocage par frottement. Tant que la charge P se trouve à droite de I, il sera toujours possible de tracer deux forces en A et B concourantes avec P et faisant un angle avec l'horizontale inférieur à ϕ. La position limite est en I. On démontre que : $\text{Xlim} = \dfrac{h}{2 \text{ tg } \varphi}$

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

☐ **Pied de biche**

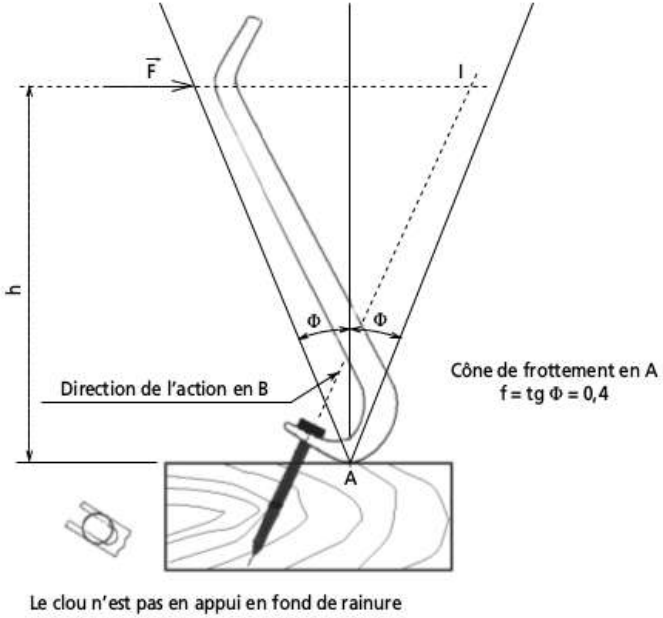


Figure 5.27 – Pied de biche

En considérant que l'action sur le clou est une force dont la direction est l'axe du clou, que le contact en A est avec frottement et que l'utilisateur exerce une force horizontale, on peut déduire si le pied de biche va glisser ou non. En effet, pour que le pied de biche soit en équilibre, il faut que les 3 forces, qui lui sont appliquées, soient concourantes. Le point de concours I est à l'intersection de la force exercée par l'utilisateur et celle appliquée au clou. En traçant la droite AI, on vérifie si elle se trouve à l'intérieur du cône de frottement ; ceci garantit le non-glissement du pied de biche.

5.3.8 Résolution d'un système mécanique par la méthode énergétique avec frottements

La résolution est plus délicate car il y a lieu d'estimer le rendement du mécanisme ; ce qui n'est pas toujours facile. Il est possible de donner quelques valeurs estimatives :

- Articulations à roulement : $\eta = 0{,}95$
- Articulations à glissement : $\eta = 0{,}9$
- Glissières à roulement : $\eta = 0{,}9$
- Glissières à glissement : $\eta = 0{,}7$

– Vis à billes : $\eta = 0{,}9$
– Vis écrou classique : $\eta = 0{,}3$

Selon le degré de précision souhaité, le calcul énergétique sera complété ou non par un calcul graphique ou semi- graphique.

5.3.9 Cas pratiques avec frottements

■ **Pince de manutention (voir § 5.5.5)**

Détermination graphique de la valeur d'un coefficient d'adhérence. Le calcul par la méthode graphique et énergétique est proposé pour calculer cette valeur.

■ **Frein électromécanique (voir § 5.5.6)**

Système mécanique générant un couple de frottement. Seule la méthode graphique est utilisable.

■ **Commande de vanne (voir § 5.5.7)**

Calcul du rendement d'un système mécanique soumis à des frottements de glissement en rotation et en translation. Mise en évidence des limites du calcul énergétiques quand les frottements de glissement en translation ne peuvent être négligés.

5.4 Calculs dans l'espace

Le calcul dans l'espace se fait le plus souvent en énergétique de la même façon qu'en 2D à la différence que l'esquisse dans laquelle le calcul se fait est une esquisse 3D.

5.4.1 Cas général (voir § 5.5.8)

Il s'agit d'une structure composée de poutres reposant sur trois liaisons différentes (ponctuelle, linéaire-annulaire et rotule) et sollicitée par une force et un couple dont les directions ne sont pas confondues avec les axes du repère de l'esquisse.

5.4.2 Cardan (voir § 5.5.9)

Utilisation de la méthode énergétique pour connaître la loi d'entrée-sortie d'un mécanisme. L'exemple choisi est celui bien connu du cardan qui est une liaison non homocinétique, d'où un couple de sortie variable pour un couple d'entrée constant.

5.4.3 Banc d'essais de frottement (voir § 5.5.10)

Un cas particulier de calcul dans l'espace en graphique pour déterminer le coefficient de frottement entre deux pièces en mouvement est traité par cet exemple. On montre ainsi que, dans certains cas, il est possible de réaliser des calculs graphiques dans l'espace ; la méthode énergétique n'étant pas toujours la seule possible.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

5.5 Applications

5.5.1 Système de bridage

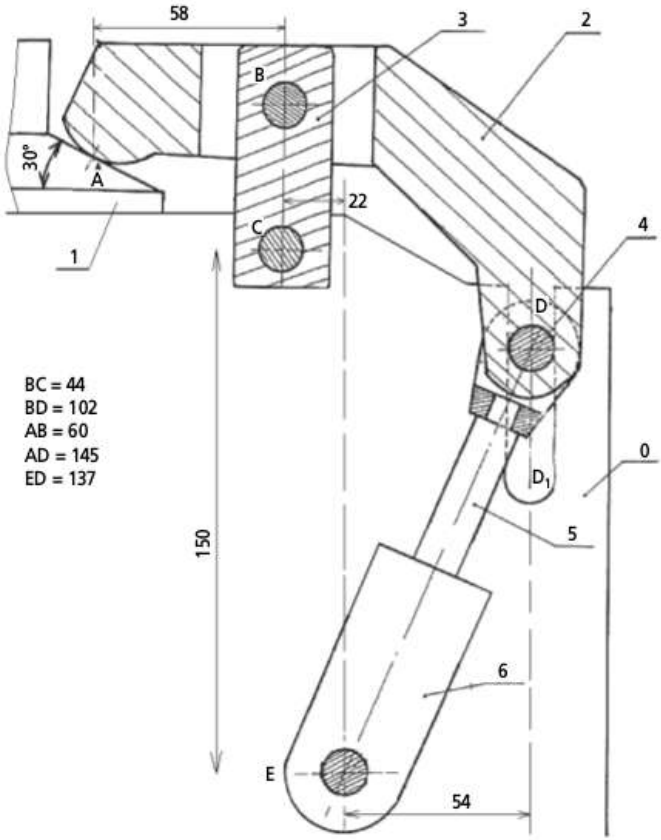


Figure 5.28 – Système de bridage

La figure précédente représente un système de bridage par vérin sur montage d'usinage. On cherche à déterminer la force en A en fonction de la force exercée par le vérin. Le paramétrage du modèle permet également de déterminer la course du vérin pour que la pièce rep. 2 s'efface suffisamment pour permettre un dégagement aisé de la pièce rep. 1
L'effort généré par le vérin est fixé à 1 000 N.

Les sollicitations présentes dans cet exemple sont uniquement des forces. Le modèle peut donc être réalisé à n'importe quelle échelle mais il est toujours préférable de travailler à échelle 1 afin d'avoir directement la course du vérin et d'utiliser le modèle comme esquisse d'assemblage en phase de conception.

Esquisse du modèle

L'esquisse du modèle doit être créée dans l'assemblage. Si le logiciel de CAO ne permet pas de créer des esquisses dans l'assemblage, il faut créer une pièce fictive nommée « Esquisse d'assemblage » et créer l'esquisse dans cette pièce.
Attention à bien choisir l'origine. En général, il s'agit d'un point fixe. Dans le cas présent, on peut choisir C ou E.
Le segment CB est vertical. Il s'agit d'une position particulière. Au moment du tracer, une contrainte de verticalité peut se mettre automatiquement en place. Il faut la supprimer.
La cote 54 entre E et D impose à l'axe 4 un déplacement vertical.
L'esquisse doit être totalement contrainte avec les cotes indiquées sur le dessin.

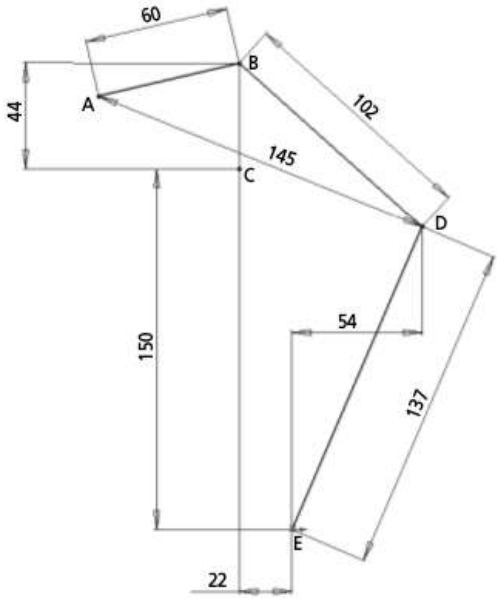


Figure 5.29 – Esquisse du modèle

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

■ Repérer toutes les liaisons ponctuelles

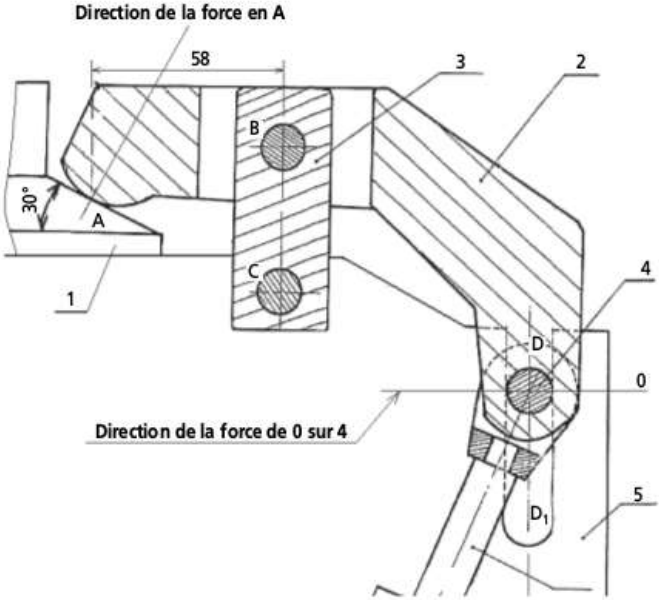


Figure 5.30 – Direction des forces issues de contacts ponctuels

Il y a 2 liaisons ponctuelles :

- au point A entre les pièces 1 et 2 ;
- au point D entre le bâti et l'axe 4.

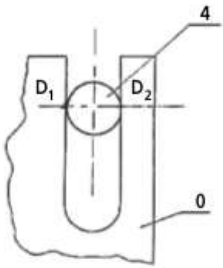


Figure 5.31 – Détail du contact au point D

À ce stade de l'étude, on ne sait pas si le contact se fait en D1 ou D2. Ceci n'a aucune importance. Du fait que les frottements sont négligés, la direction de la force appliquée entre le bâti et l'axe est horizontale et passe par D1 et D2. Ce n'est qu'en étudiant le dynamique qu'on saura si le contact s'établit en D1 ou D2.

Remarque : sur un cas aussi simple, on pourrait déjà anticiper le fait que le contact se fait en D2. Il faut absolument éviter ce genre de démarche parce qu'il est possible de rencontrer des cas qui semblent évidents et qui mènent à une mauvaise interprétation de la réalité. Il vaut mieux vérifier, à la fin des calculs, la cohérence du résultat. S'il n'est pas conforme à ce qu'on attendait, soit le calcul est faux, soit l'idée qu'on se faisait du fonctionnement du mécanisme est erronée.

■ **Repérer les pièces et sous-ensembles soumis à 2 forces**

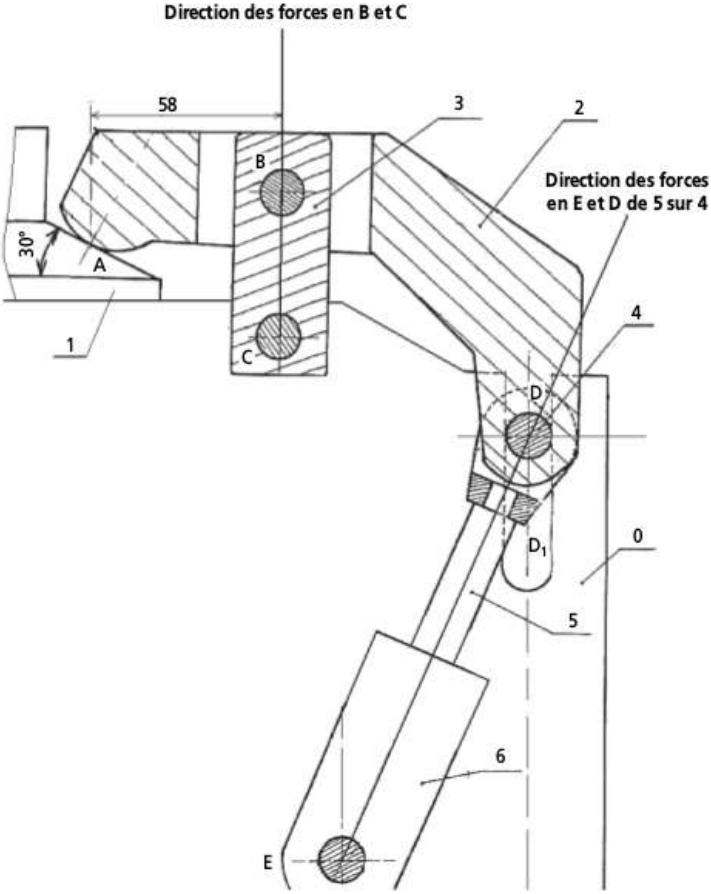


Figure 5.32 – Exploitation des pièces et sous-ensembles soumis à 2 forces

La pièce 3 est soumise à 2 forces. Les forces en B et C sont opposées et de direction BC.

Le sous-ensemble vérin 5 + 6 est soumis à 2 forces en D et E. L'action du vérin sur l'axe D sera donc suivant ED. Il faut considérer en D l'action de 5 sur l'axe 4.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Repérer les pièces soumises à 3 forces

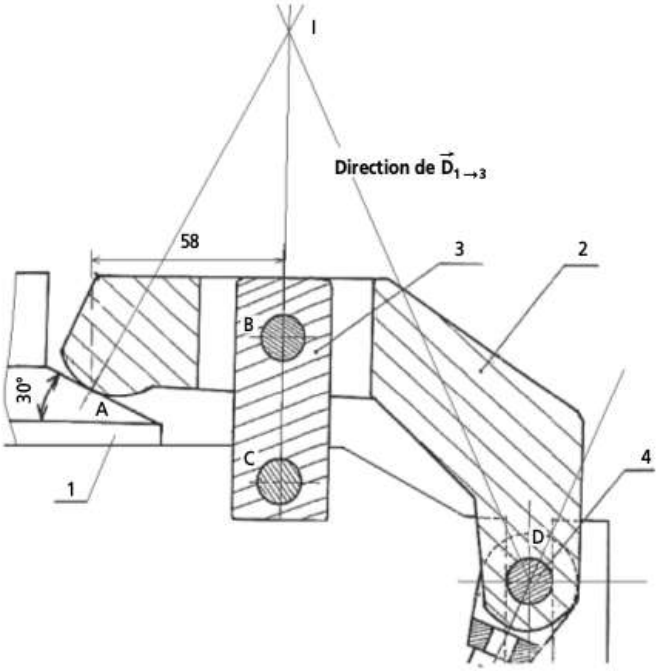


Figure 5.33 – Exploitation de la pièce soumise à 3 forces

La pièce 2 est soumise à 3 forces :

– en A et B dont on connaît les directions ;
– en D qui est l'action de l'axe 4 sur la pièce 2 et dont on ne connaît rien.

Les directions des forces en A et B se coupent en I. On en déduit que la direction de la force en D de l'axe 4 sur la pièce 2 est suivant DI.
L'axe D est également soumis à 3 forces venant du vérin, du bâti et de la pièce 2. Ces 3 forces concourent en D. La force exercée par le vérin est connue. On peut partir de cet axe pour résoudre le système.

Résolution du problème en utilisant un logiciel de CAO

Compléter l'esquisse en matérialisant par des traits pointillés les directions des forces en A, B et D.
Construire le dynamique au point D traduisant que la somme des forces appliquées à l'axe rep. 4 est égale à zéro. XZ et ZY sont respectivement parallèles à ED et ID. XY est horizontal.
Coter la droite XZ. Choisir un ordre de grandeur compatible avec l'échelle du dessin. Ici, l'unité utilisée sera le daN et non le Newton pour éviter de dessiner un triangle de trop grandes dimensions.

Si le logiciel de CAO ne peut dessiner de flèches dans l'esquisse, il y a lieu de compléter le dynamique sur le tirage papier.
Construire le dynamique traduisant l'équilibre de la pièce rep. 2. UZ est parallèle à BI et UY parallèle à AI. La mesure de UY donne l'intensité de la force en A ; soit 90 daN.

Remarque
Le tracé du premier dynamique montre que le sens de la force en D est selon YX. Le contact est cohérent à ce qu'on aurait pu prévoir.

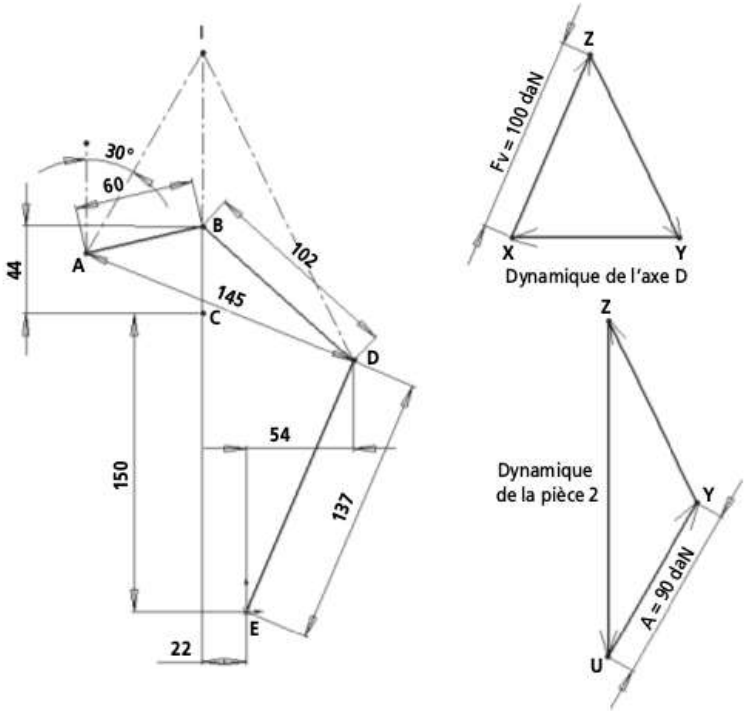


Figure 5.34 – Résolution graphique du système

Remarque
Dans le dynamique de l'axe D, le vecteur ZY représente l'action de la pièce 2 sur l'axe. Dans le dynamique de la pièce 2, le vecteur YZ représente l'action de l'axe sur la pièce 2. Suivant le principe de l'action et de la réaction, ces deux vecteurs sont opposés.

La modification d'une cote génère le calcul automatique de l'intensité de l'action en A. Ainsi, si la cote 54 passe à 60, l'action en A devient égale à 114 daN.
En agissant sur la cote 137, la course du vérin peut être déterminée pour permettre le dégagement aisé de la pièce.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Calcul par l'énergétique

Il faut tout d'abord tracer une droite de construction perpendiculaire à la direction de la force en A et passant par l'origine. Cette droite fixe va permettre de mesurer la variation du point A quand la tige du vérin se déplace d'une très faible valeur.

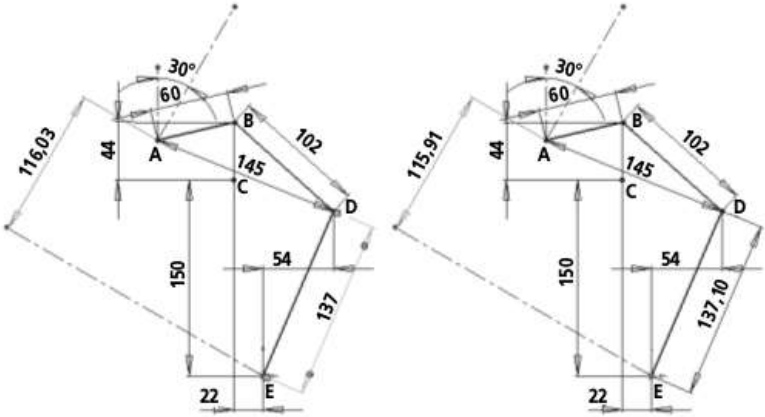


Figure 5.35 – Calcul en énergétique

Quand le vérin est à 137, la distance de A à la droite de référence est de 116,03. Si la tige se déplace de 0,1 mm, cette cote passe à 115,91, soit une variation de 0,12 mm. En considérant un rendement du mécanisme égal à 1 (les frottements sont négligés), on obtient :

$$Fv \times 0{,}1 = A \times 0{,}12$$

Ce qui donne A = 833 N au lieu de 900 N. Ce mauvais résultat vient du fait que la précision de la mesure de la position de A n'est pas suffisante. Il faut au moins 3 chiffres significatifs au niveau de la variation de la position du point A. En rajoutant un chiffre après la virgule sur la côte de position du point A, on trouve A= 900,9 N, soit une erreur de 0,1 %.

On constate que le calcul énergétique est beaucoup plus simple en termes de résolution mais plus compliqué en termes d'utilisation. Il faut impérativement deux positions du mécanisme ; ces positions doivent être très proche l'une par rapport à l'autre pour ne pas générer d'erreurs importantes et veiller à ce que la mesure de la variation du déplacement du point considéré soit suffisamment précis (ne pas hésiter à augmenter le nombre de chiffres après la virgule).

Enfin, il est nécessaire de faire une opération (simple au demeurant) pour connaître le résultat.

5.5.2 Portique de chargement

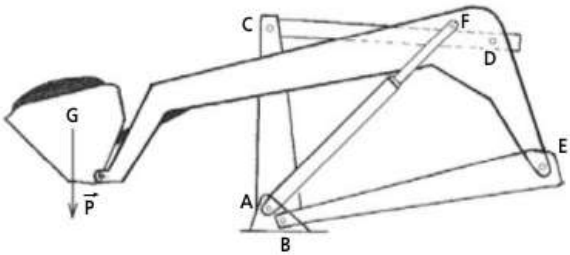


Figure 5.36 – Dessin partiel d'une pelleteuse

La charge dans le godet est de 15 000 N. L'étude consiste à déterminer la force maximum qui s'exerce sur le vérin.

■ **Données**

AF = 1 560	BE = 1 600	CD = 1 350
AB = 100 suivant l'horizontale et la verticale		
DE = 800	DF = 250	FG = 2 350
FE = 1 000	EG = 2 800	AC = 1 100 vertical

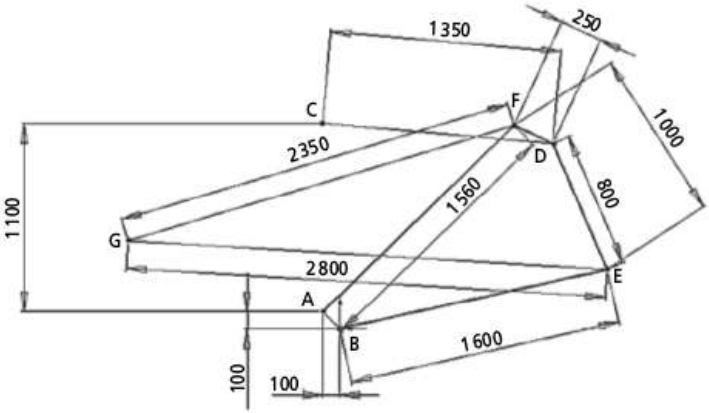


Figure 5.37 – Esquisse de la pelleteuse

L'origine sera prise au point B. L'objectif du calcul étant de déterminer l'évolution de la force dans le vérin AF, le sous-ensemble 4-7-8-9 est considéré comme une seule pièce dont la position des points G, D, E, F ont une importance.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Détermination de la direction de certaines forces

- Contacts ponctuels : aucun contact ponctuel n'existe dans ce système.
- Pièces ou ensembles soumis à 2 forces : les tirants CD, BE et le vérin AF. On connaît la direction des forces appliquées en ces points.
- Pièces ou ensembles soumis à 3 forces : aucun puisque l'étude des liaisons au niveau du godet n'est pas abordée.
- Pièces ou ensembles soumis à 4 forces : L'ensemble 4+7+8+9 est soumis à 4 forces, une connue totalement appliquée en G et dont la direction des trois autres a été déterminée précédemment en D, E et F. Il est possible d'appliquer le principe du pivot virtuel.

Résolution du problème en utilisant un logiciel de CAO

Les constructions sur le schéma se feront en pointillé. Le pivot virtuel I peut se situer indépendamment à l'intersection de (CD,BE), (CD,AF), (AF,BE). Pour éviter d'avoir un point d'intersection très éloigné du schéma ou à l'intérieur du schéma, l'intersection entre AF et BE est choisie. Le point J est l'intersection de la force P appliquée en G et de la force en D de direction DC. La droite IJ donne la direction de la force au pivot virtuel I. Le premier dynamique est alors possible. Il traduit que la somme des forces appliquées à l'ensemble isolé est égal à zéro ; les forces en E et F ayant été remplacées par la force virtuelle en I. Le second triangle traduit que la force I est égale à la somme vectorielle des forces en E et F.

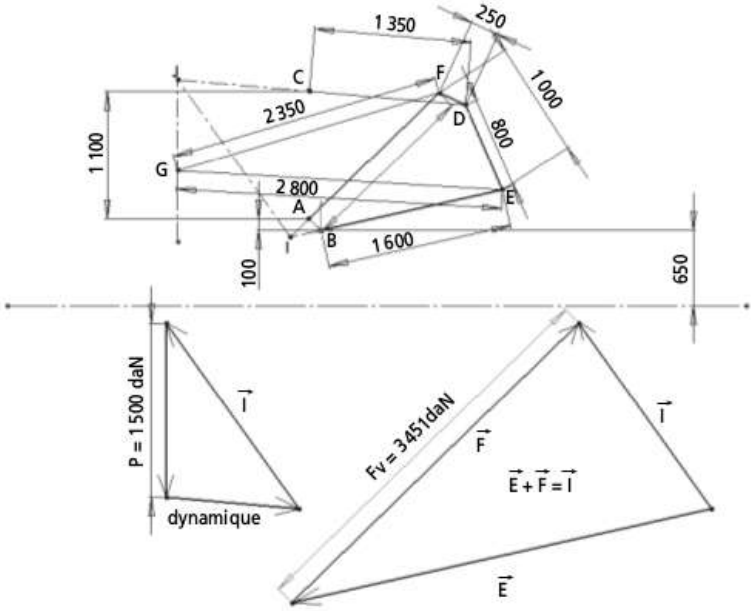


Figure 5.38 – Résolution graphique

On remarquera le sens des flèches différent dans les deux triangles. Le premier traduit une somme de vecteurs égale à zéro alors que le second représente un vecteur somme des deux autres.

Variante en semi-graphique

Il est possible de déterminer la force dans le vérin en écrivant que la somme des moments appliqués à l'ensemble est nulle au point K, K étant le pivot virtuel à l'intersection des forces en D et E.

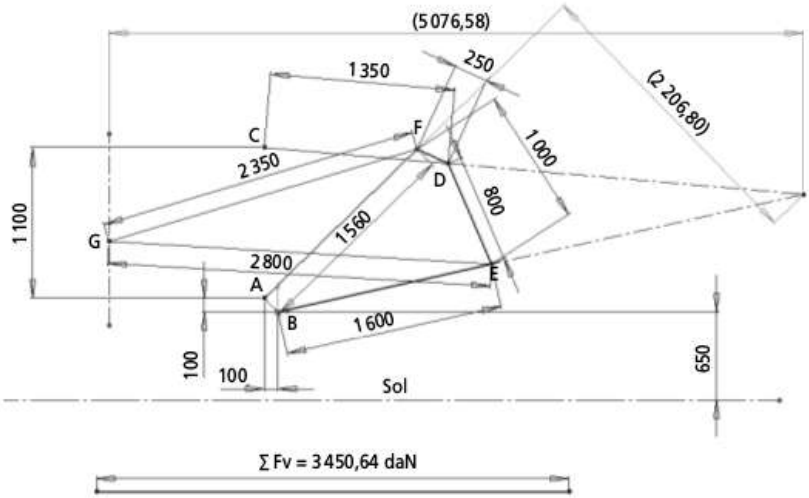


Figure 5.39 – Résolution en semi-graphique

Les cotes entre parenthèses mesurent les bras de levier des moments des forces P et Fv (vérin) par rapport au point K. Une droite horizontale est tracée et la cote associé pilotée par l'équation :

$$Fv = 1\,500 \cdot \text{cote}(5\,076{,}58)/\text{cote}(2\,206{,}80)$$

Le résultat est le même que celui trouvé en statique graphique. Si la cote du vérin évolue, cette cote est mise à jour comme celle du dynamique de la résolution graphique. On peut ainsi aisément connaître la force dans le vérin dans n'importe quelle position.

Variante énergétique

Il y a lieu, dans ce cas, de faire un copier-coller de l'esquisse et de décaler leur position respective d'une très faible valeur (par ex. 0,1mm au niveau de la variation de hauteur du point G). La force dans le vérin en daN s'écrira :

$$1\,500 \cdot 0{,}1 = Fv \cdot \Delta x$$

avec Δx variation du déplacement de la tige du vérin quand le point G se déplace de 0,1 mm.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

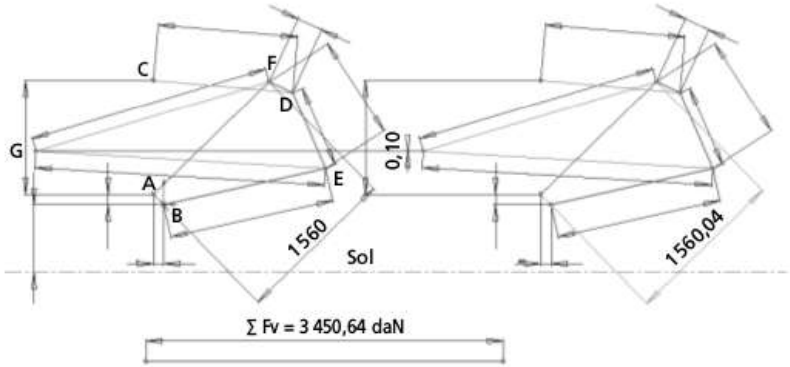


Figure 5.40 – Résolution en énergétique

L'équation donnant Fv inclut la cote 0,10 et le Δx est obtenue par soustraction des cotes 1560,04 et 1560. Il n'est pas nécessaire d'ajouter des chiffres derrière la virgule étant donné que c'est le logiciel qui fait le calcul. Il prend donc par défaut la précision maximum.
L'erreur sur le résultat de la force dans le vérin n'est pas mesurable !
Pour connaître l'effort dans le vérin dans d'autres positions, il suffit de faire varier la cote 1 560 (tableau 5.1)

Tableau 5.1

Longueur du vérin (en mm)	Fv en graphique (en daN)	Fv en énergétique (en daN)
1 200	3 714,30	3 714,27
1 300	3 580,21	3 580,18
1 400	3 499,74	3 499,73
1 800	3 518,30	3 518,32

On constate les écarts négligeables entre le calcul graphique et énergétique.
Le calcul énergétique est beaucoup plus simple au niveau de la résolution. Il n'y a pas lieu de faire une étude sur les pièces ou les ensembles, définir ce qu'il faut isoler, choisir le principe à appliquer. En revanche, l'exploitation du modèle en CAO est un peu plus compliquée qu'en graphique.

5.5.3 Transformation d'un mouvement de rotation en un mouvement de translation alterné

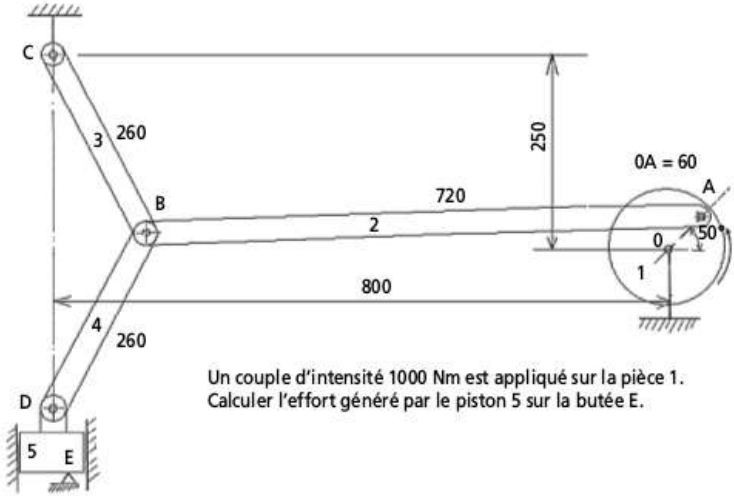


Figure 5.41 – Schéma de principe du mécanisme

■ **Esquisse du modèle**

L'origine est prise au point O. Une butée fictive a été ajoutée en E de façon à déterminer la force exercée par le piston. Cette butée a été mise délibérément en dehors de l'axe vertical CD afin de mettre en évidence que sa position horizontale n'a pas d'influence sur le résultat à partir du moment où les frottements sont négligés.

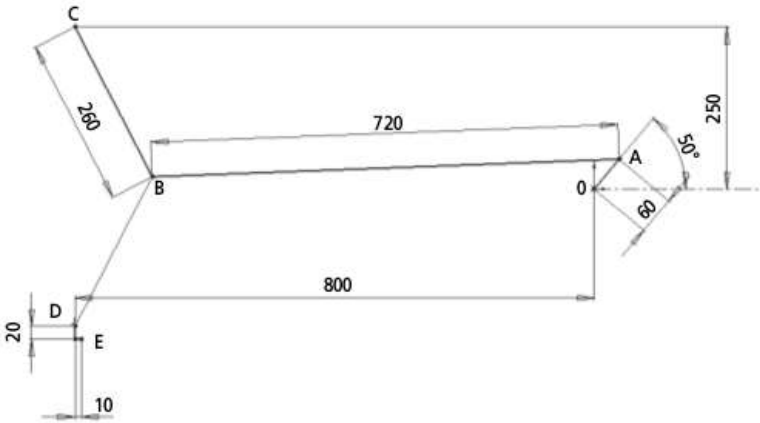


Figure 5.42 – Esquisse du modèle

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Détermination de la direction de certaines forces

- Contacts ponctuels : en E. La direction de la force en E est verticale.
- Pièces ou ensembles soumis à 2 forces : les pièces 2, 3 et 4. Les forces en A, C, D ont respectivement pour direction AB, AC et AD.
- Attention : la pièce 1 est soumise à 2 forces *et* un couple. Les forces en O et A ne sont pas directement opposées. On peut seulement conclure qu'elles sont parallèles en écrivant que la somme des forces appliquées sur la pièce 1 est égale à zéro.
- Pièces ou ensembles soumis à 3 forces : l'axe B est soumis à 3 forces dont on connaît les directions et qui sont concourantes en B.
- Pièces ou ensembles soumis à 4 forces : La pièce 5 est soumise à 4 forces. La force D et la force E génèrent un moment non nul qui a tendance à faire tourner la pièce 5. La rotation est bloquée par deux forces venant du bâti et s'appliquant sur le piston. La liaison étant sans frottement, ces forces sont horizontales.

Résolution du problème en utilisant un logiciel de CAO

En isolant 1 et en écrivant que la somme des moments est égale à zéro au point O, on détermine l'intensité de la force en A qui est égale à l'intensité du couple divisé par le bras de levier de la force en A par rapport à O.

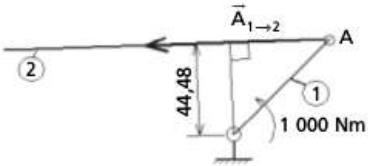


Figure 5.43 – Définition du bras de levier de la force $A_{1\text{-}2}$

Le bras de levier mesuré dans cette situation est égal à 44,48 mm. L'intensité de la force en A est égal au couple C exprimé en Nmm, soit 1 000 000 Nmm divisé par 44,48. Afin d'avoir un résultat gérable pour l'esquisse, le résultat est divisé par 100 et l'unité choisie pour la force en A l'hecto-Newton.
Connaissant la force en A, il suffit ensuite d'isoler les pièces 2, 3 et 4 (ou l'axe B) et de construire le dynamique.
À partir de la force D4/5 et en isolant le piston, on peut connaître la force en E.

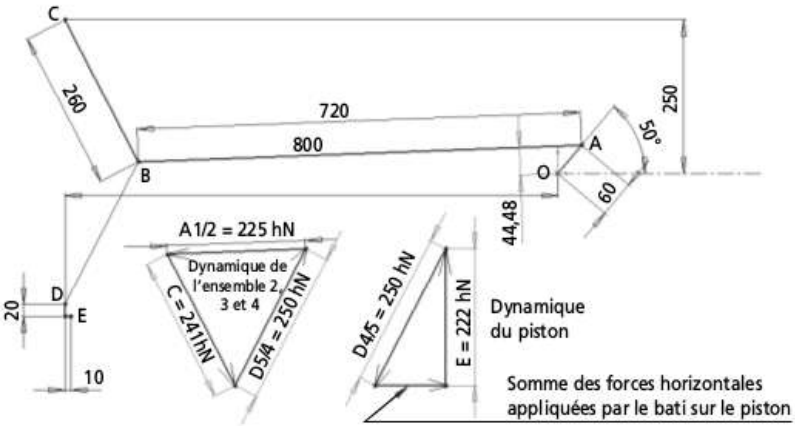


Figure 5.44 – Résolution graphique

Variante en semi-graphique

Il n'y a pas, à proprement parlé, de variante semi-graphique pour ce cas précis. Dès qu'il y a une sollicitation de type moment ou couple, on est amené à utiliser le semi-graphique pour déterminer les forces inconnues. Par la suite, la résolution peut se faire en graphique pur ou en continuant à chercher à isoler des pièces ou ensembles et appliquer le principe que la somme des moments est égale à zéro en un point judicieux. Dans ce cas précis, la résolution semi-graphique ne peut être appliquée pour déterminer E.

Variante énergétique

Si l'objectif de l'étude est de déterminer la force en E dans différentes positions, il faut faire deux esquisses de position décalée de 0,1 mm en vertical au niveau du piston (Δx) et de mesurer la variation de l'angle de la biellette OA ($\Delta\alpha$) exprimé en radian. Si le calcul ne se fait que dans une position, une seule esquisse dont on notera les variations pour faire le calcul énergétique suffit.

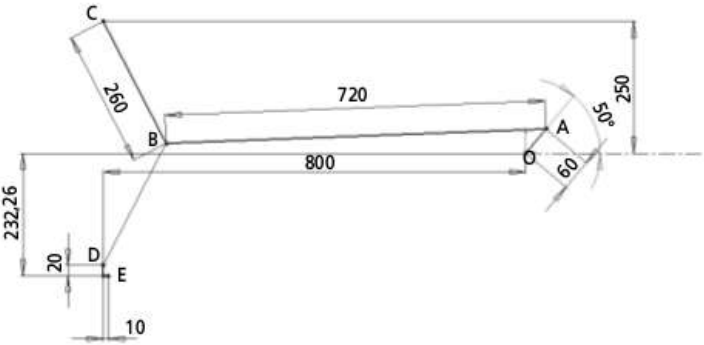


Figure 5.45 – Résolution en énergétique

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Quand la cote 232,26 passe à 232,36, l'angle varie de 0,1272°. Pour déterminer la force en E, il faut écrire que le travail exercé par le couple C est égal au travail virtuel généré par la force E :

$C \cdot \Delta\alpha = E \cdot \Delta x$

Ce qui donne E = 222 hN, résultat trouvé en graphique.

Remarques

- Si la position de la butée varie verticalement, le calcul reste valable et la réaction sur la butée est calculée instantanément. On peut vérifier que cette réaction tend théoriquement vers l'infini en position point mort bas.
- Le fait de ne pas avoir positionné la butée dans l'axe n'a pas d'influence sur le résultat parce que les frottements sont négligés.

5.5.4 Structure (cas particulier)

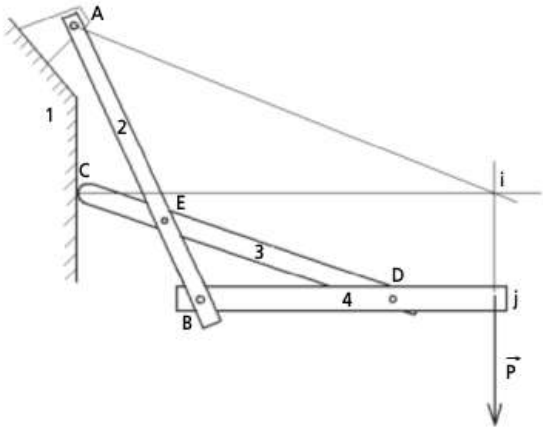


Figure 5.46 – Schéma de la structure

Ce cas de figure est spécifique en ce sens qu'il est impossible de déterminer les actions en E, B et D. En isolant l'ensemble, il est aisé de déterminer les actions en A et C (l'ensemble est soumis à 3 forces, on connaît la direction en C (contact ponctuel sans frottement) et P totalement. Le point de concours de ces deux forces est I ; ce qui permet de déterminer la direction de la force en A puis l'intensité des forces en A et C en construisant le dynamique.

Par contre, il est impossible de déterminer les actions dans les autres liaisons.

Il faut d'abord calculer une composante d'une des liaisons, par exemple Dy qui est la composante en D perpendiculaire à BD, en isolant la barre 4 et en faisant un calcul de moment par rapport à B. En effet, Dx étant suivant BD, son moment par rapport à B sera nul. La seule inconnue de cette équation sera donc Dy.

Il est judicieux de choisir d'isoler la barre 4 parce qu'elle est pratiquement horizontale. Les composantes de D seront donc horizontales et verticales. Afin de se

placer dans un cas général, le calcul se fera en isolant la barre 3 et en déterminant Ey, composante de E de direction perpendiculaire à ED. Le calcul de moment se fera en D.

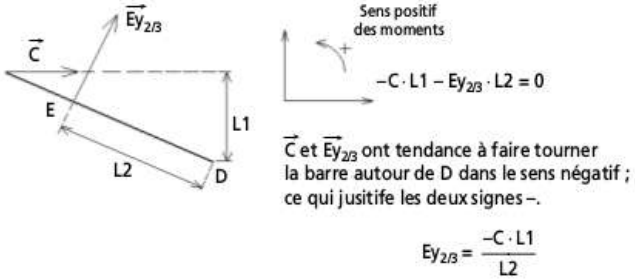


Figure 5.47 – Calcul de la composante E_y

$Ey_{2/3}$ étant négatif, le sens de son vecteur est opposé à celui indiqué sur la figure 5.47.
En isolant la pièce 2 et en faisant un calcul de moment au point B, on trouve Ex. Ainsi, la force en E est totalement déterminée et il suffit d'appliquer somme des forces égale à zéro sur la barre 3 et la barre 4 pour trouver les actions en B et D.

■ Résolution du problème par la méthode semi-graphique

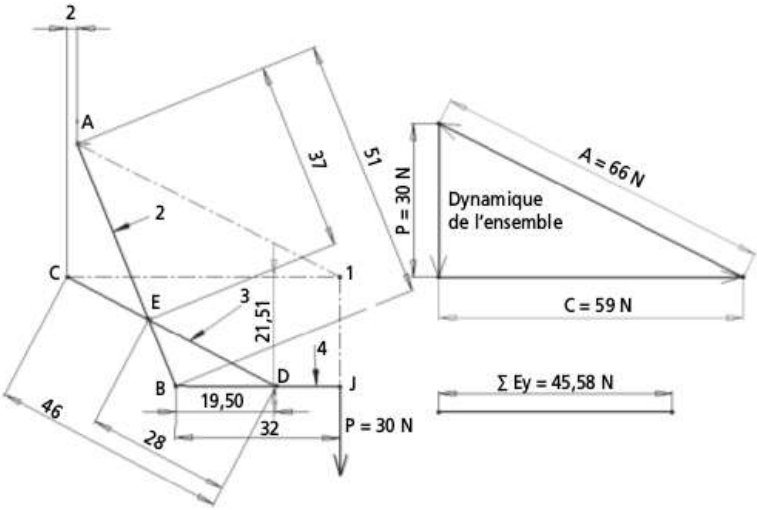


Figure 5.48 – Calcul en semi-graphique

La force appliquée en J est verticale et fixée à 30N.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

La détermination de A et C se fait classiquement en utilisant la statique graphique (détermination de la direction de la force en A puis tracé du dynamique).
On isole la barre 3. $Ey_{2/3}$ est la composante de la force en E perpendiculaire à ED. Pour la déterminer, il suffit de calculer la somme des moments appliqués à la barre 3 au point D ; la composante $Ex_{2/3}$ générant un moment nul au point D.
Le bras de levier de la force C au point D est de 21,51 mm et génère en D un moment négatif (C fait tourner la barre 3 autour de D dans le sens horaire). $Ey_{2/3}$ (de bras de levier de 28 mm) a donc son sens dirigé vers le bas pour générer en D un moment positif.

$$Ey_{2/3} = \frac{C \times 21{,}51}{28} = 45{,}58 \text{ N}$$

Détermination de Ex :

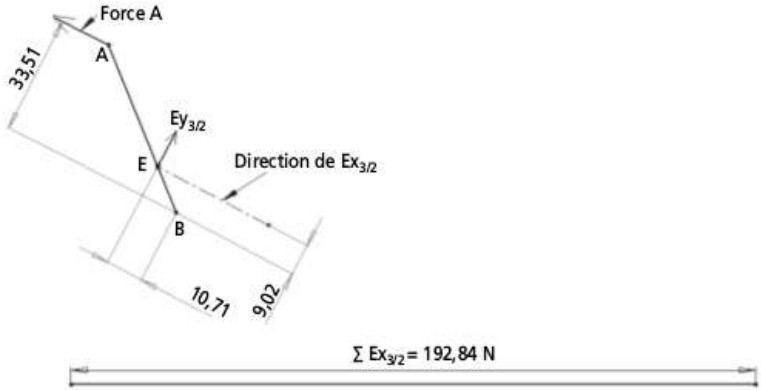


Figure 5.49 – Calcul de Ex

L'équation de moment en B s'écrit :

$$33{,}51 \times A - 10{,}71 \times Ey_{3/2} - 9{,}02 \times Ex_{3/2} = 0$$

Le signe + (resp. –) est affecté aux moments faisant tourner la barre 2 autour de B dans le sens trigonométrique (resp. horaire). Le sens de $Ex_{3/2}$ n'est pas connu. Arbitrairement, le sens vers la droite descendante est choisi. Si le résultat obtenu donne $Ex_{3/2} > 0$, c'est que ce choix était le bon. Dans le cas contraire, il suffit de changer de sens.
Le calcul ci-dessus donne $Ex_{3/2} = 193$ N. Le sens choisi est donc le bon.

Construction de $E_{3/2}$:

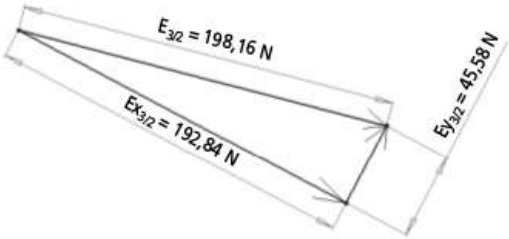


Figure 5.50 – Construction vectorielle pour calculer $E_{3/2}$

La force en E est connue totalement (direction, sens et intensité). Pour trouver les autres forces, il suffit de construire des dynamiques traduisant somme des forces appliquées à la pièce3 pour trouver D puis à la pièce 2 pour trouver B est égale à zéro.

■ Résolution du problème en utilisant l'énergétique

Le calcul de la force en E se fait en libérant un degré de liberté en E suivant CD puis suivant AB pour trouver les composantes de la force en E selon ces directions. Il faut imaginer que la liaison pivot en E est remplacée par un axe dans un oblong de direction CD ou AB.

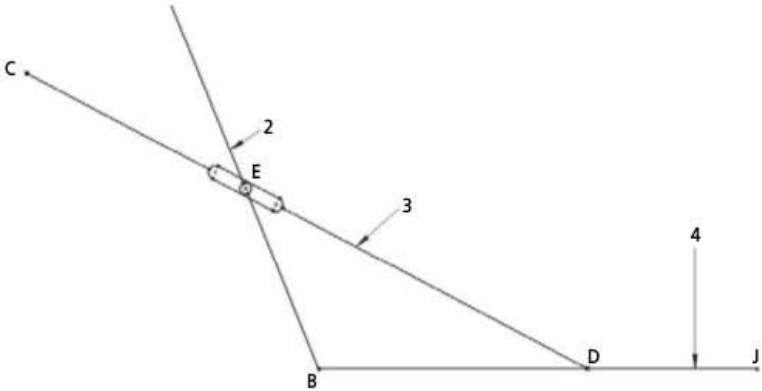


Figure 5.51 – Modification du schéma pour déterminer E suivant CD

Il faut imposer un déplacement vertical du point J et mesurer le déplacement du point E suivant CD.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

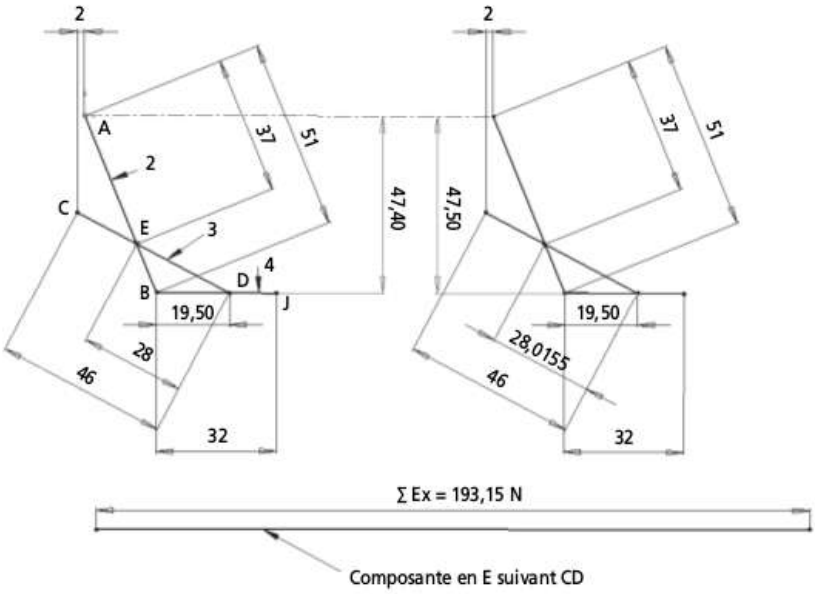


Figure 5.52 – Calcul de E suivant CD en énergétique

Remarque importante

La cotation de l'esquisse ne doit pas se faire n'importe comment et doit correspondre à la réalité. Par exemple, il ne faut pas spécifier que la barre 4 est horizontale ou que le point C se trouve à 26 mm sous le point A (ce sont des conséquences des dimensions de la structure). Par contre, la cote de 2 mm définit le décalage de la liaison pivot par rapport au mur. Elle doit donc être spécifiée. Les autres cotes concernent la longueur des barres et la position relative des liaisons pivots les unes par rapport aux autres.

L'action qu'on détermine est la composante de la force en E suivant CD de l'action de la pièce 3 sur la pièce 2. ED passe de 28 à 28,0155 et le point J de 47,40 à 47,50 en vertical par rapport à A. Le travail fournit par P est positif. La force $Ex_{3/2}$ doit donc générer un travail négatif. On en déduit que le sens de la force $Ex_{3/2}$ est suivant CD.

Pour déterminer la composante de la force en E suivant AB, $EAB_{2/3}$, le même raisonnement est appliqué en disposant l'oblong sur la barre 2. La force calculée est l'action de la barre 2 sur la barre 3 notée $EAB_{2/3}$.

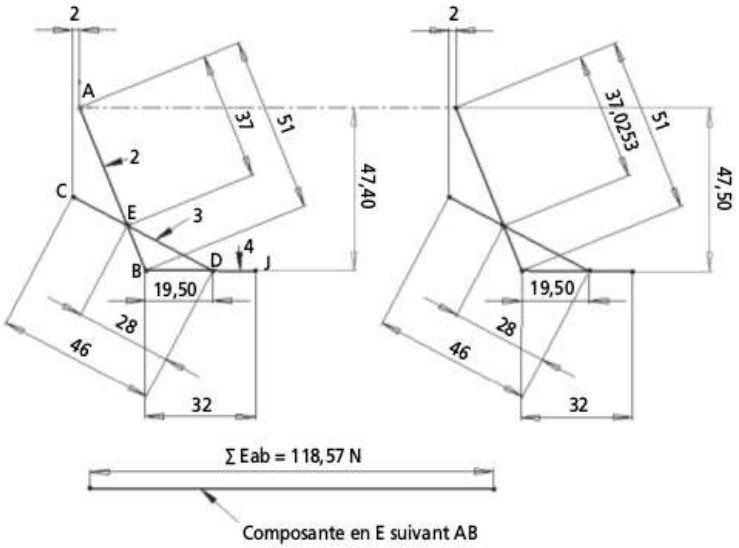


Figure 5.53 – Calcul de E suivant AB en énergétique

En suivant le même raisonnement que précédemment, on en déduit que $E_{AB2/3}$ a son sens suivant BA.
Une construction graphique particulière permet ensuite de déterminer totalement la force E.
Cette construction permet de déterminer E à partir de la connaissance de deux de ses projections

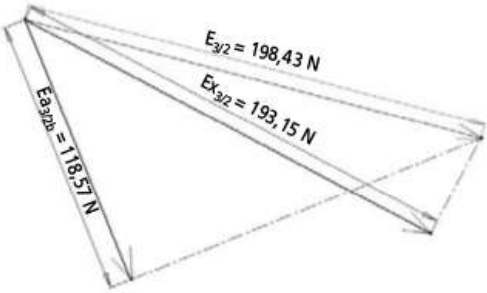


Figure 5.54 – Détermination complète de $E_{3/2}$

La valeur obtenue, 198,43 N est à comparer à 198,16 N trouvée en semi-graphique. L'écart entre les deux valeurs est de 0,14 %.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

■ **Comparaison des deux méthodes**

Ce cas particulier est plus complexe que les cas précédents. Les deux méthodes conduisent à des résultats similaires sans présenter l'une ou l'autre un avantage particulier en termes de résolution. L'avantage de la méthode énergétique est d'éviter d'analyser le système et de réfléchir aux pièces ou sous-ensembles à isoler pour mener à bien la résolution. Cependant, cette méthode est très sensible au paramétrage du modèle et les résultats doivent être analysés avec précaution pour ne pas se tromper sur le sens des forces ni sur le sens de l'interaction des pièces (quelle pièce agit sur quelle pièce).

5.5.5 Pince de manutention

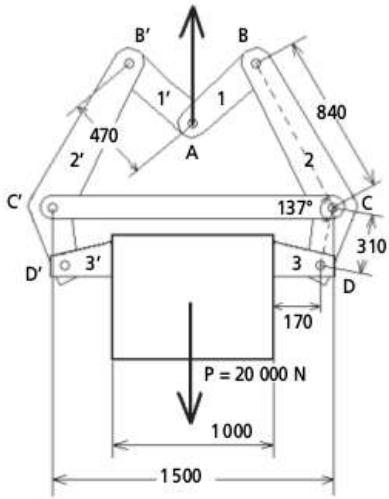


Figure 5.55 – Principe d'une pince de manutention

Cette pince, manipulée en A par un pont roulant, soulève une pierre de poids P. Ce levage est possible grâce aux frottements existants entre la pierre et les sabots 3 et 3'. Le but de cet exercice est de déterminer le coefficient d'adhérence minimal nécessaire pour que la charge ne glisse pas et de vérifier si la distance entre les mors a une influence sur cette valeur minimale à respecter.

■ **Esquisse du modèle**

> **Nota**
> Afin de construire une esquisse évolutive, les cotes initiales ont été transformées et arrondies de façon à spécifier la longueur des barres plutôt que les coordonnées des points d'articulation.

L'origine du modèle est prise en A. BCD représente une seule pièce d'où la présence de la cote angulaire 137°. La cote horizontale 1 000 représente la largeur de la pierre.

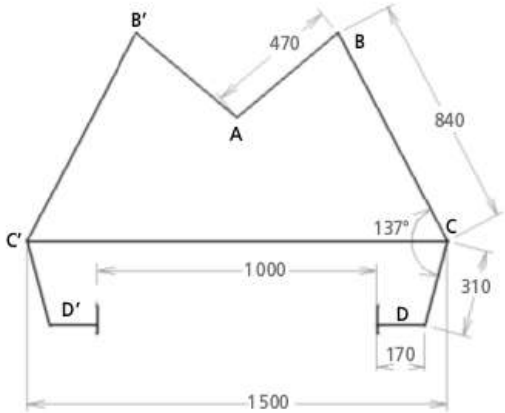


Figure 5.56 – Esquisse de la pince

Détermination de la direction de certaines forces

Les barres AB, AB′ et CC′ sont soumises chacune uniquement à deux forces. Il est possible de déterminer la direction des forces en ces points :

– horizontales en C et C′ ;
– suivant AB′ en B′ et AB en B.

Le point A est soumis à 3 forces concourantes ; les forces venant des barres AB et AB′ dont on connaît les directions et la force qu'exerce le pont roulant sur la pince, c'est-à-dire une force verticale dirigée vers le haut et d'intensité 20000N en considérant que les pièces constituant la pince sont de poids négligeable par rapport à celui de la pierre.
Les barres BCD et B′C′D′ sont chacune soumises à 3 forces dont deux directions connues (B, C pour la barre BCD et B′, C′ pour B′C′D′). Il est possible de déterminer alors la direction des forces en D et D′.

Résolution du problème en utilisant un logiciel de CAO par la méthode graphique

En isolant la barre BCD soumises à 3 forces concourantes, il est possible de connaître la direction de la force en D. Ceci permet de connaître l'angle que fait la force de contact sabot-pierre puisque le sabot est soumis à 2 forces.
L'angle mesuré fait 14°. Ceci signifie que le coefficient d'adhérence f =tg 14° doit être supérieur à 0,25. En faisant varier la cote entre sabot (actuellement à 1000), il est possible de constater que si l'écartement des mors passe à 1100, le coefficient d'adhérence devra être supérieur à 0,35 et si l'écartement passe à 950, il suffit qu'il soit supérieur à 0,16.
Le calcul des forces dans les liaisons se fait de façon classique comme étudié dans les exemples sans frottement.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

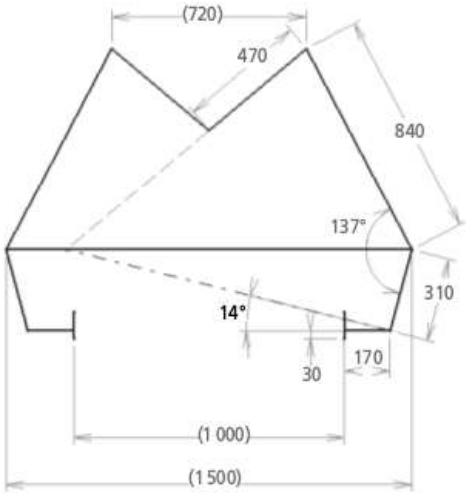


Figure 5.57 – Résolution graphique

■ Résolution par la méthode énergétique

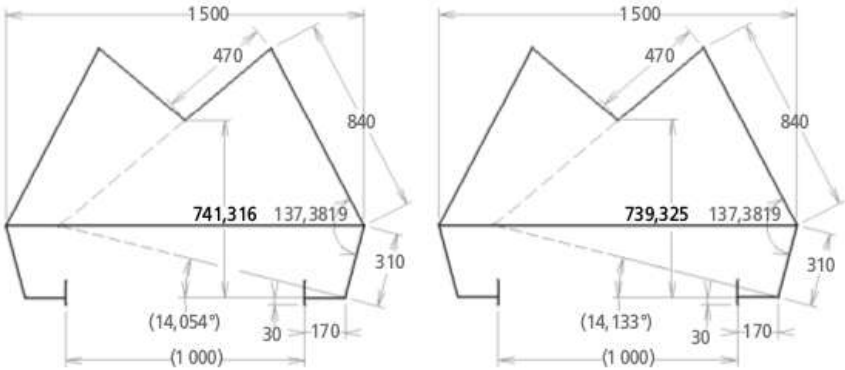


Figure 5.58 – Résolution en énergétique

On considère le point A fixe. Si la charge P descend de Δy, les mors s'écartent de Δx. La méthode énergétique permet de dire que le travail du poids P est égal au travail des forces horizontales s'appliquant sur les mors. Ces deux forces étant identiques et en nommant F l'intensité de la force sur un mors, on a :

$$F\left(\frac{\Delta x}{2} + \frac{\Delta x}{2}\right) = P \cdot \Delta y$$

$$F = \frac{P \cdot \Delta y}{\Delta x}$$

Chaque mors doit générer une force verticale d'intensité P/2. Cette force verticale Fv est égale à la force de serrage F multiplié par le coefficient d'adhérence f tel que :

$$Fv = F \cdot f = \frac{P}{2}$$

En éliminant A et F dans les deux dernières équations, on obtient :

$$f = \frac{\Delta x}{2\Delta y}$$

$$f = \frac{1}{2(741{,}316 - 739{,}325)}$$

$$f = 0{,}2511$$

En graphique, l'angle de frottement est de 14,054°, soit un coefficient d'adhérence f = 0,2503. L'erreur, en énergétique, est de 0,3 %.

■ **Conclusion**

On constate de nouveau que le calcul en énergétique donne le même résultat qu'en graphique, qu'il est plus simple à réaliser mais plus lourd à exploiter.

5.5.6 Frein électromécanique

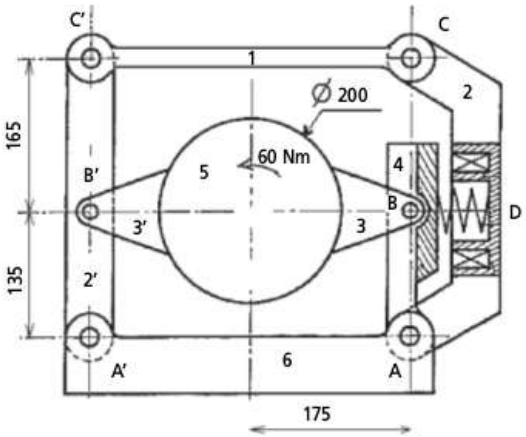


Figure 5.59 – Principe d'un frein électromagnétique

Un frein électromécanique, représenté ci-dessus, assure le blocage en rotation de l'arbre. Quand la bobine de l'électroaimant n'est pas alimentée, le ressort R exerce une action sur les sabots par l'intermédiaire de l'armature rep. 4 d'une part et par la structure externe (rep. 2, 1 et 2') d'autre part. Le couple appliqué sur l'arbre est de 60 Nm. Le coefficient de frottement entre les sabots et l'arbre est f= 0,25. Déterminer l'intensité de la force du ressort.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Esquisse du modèle

Nota
L'esquisse créée ne comporte que les éléments nécessaires et suffisants pour réaliser le calcul.

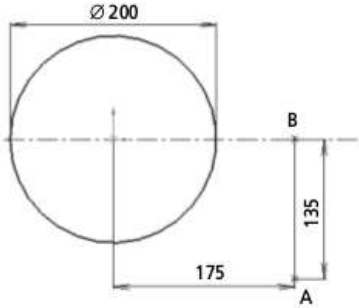


Figure 5.60 – Esquisse simplifiée du frein

L'origine du modèle est prise au centre de l'arbre, le point B est sur l'horizontale de l'origine et le point A sur la verticale de B.

Détermination de la direction de certaines forces

Pièces soumises à 2 forces

Les pièces 1, 3 et 3′ sont soumises chacune uniquement à deux forces. Il est possible de déterminer que la direction des forces en C et C′ est horizontale. Par contre, il n'en est pas de même pour B et B′ puisqu'on ne connaît pas le point de résultante des forces de pression entre l'arbre et les sabots. Pour ce faire, il faut tracer un cercle de diamètre $d = D \cdot \sin\varphi$ avec φ l'angle de frottement et D le diamètre de l'arbre ; ce qui donne d = 48,5 mm. Il suffit ensuite de tracer les droites passant par les points de pivot B et B′ et tangentes au cercle de diamètre d.

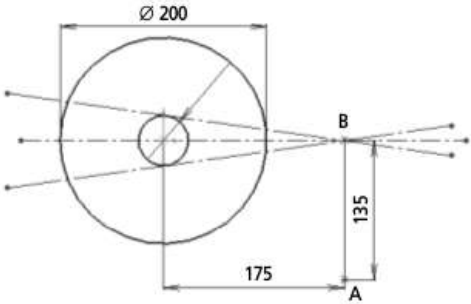


Figure 5.61 – Détermination de la direction de la force en B

Le système étant symétrique, les forces en B et B′ le seront également par rapport au centre de l'arbre. L'étude se limite donc au calcul de la force en B. L'action du sabot sur l'arbre se fera de la droite vers la gauche. La force, qui génère un moment opposé au sens de rotation de l'arbre, est celle qui est tangente au cercle dans la partie du bas.

☐ Pièces soumises à 3 forces

Les pièces 4, 2, 2′ sont soumises à 3 forces :

- Pièce 4 : La direction de la force en B est connue, la force du ressort est horizontale et passe par B. La force de l'axe A sur la pièce 4 est concourante en B et donc verticale.
- Pièce 2 : Les forces en C et D sont horizontales, donc la force de A sur la pièce 2 est horizontale.
- Pièce 2′ : La force en C′ est horizontale, en B′ parallèle à la force en B et en A′ concourante à l'intersection des forces en C′ et B′.

■ Résolution du problème en utilisant un logiciel de CAO par la méthode semi-graphique

La sollicitation connue étant un couple c'est la méthode semi-graphique qui sera utilisée avec une esquisse impérativement à l'échelle 1.

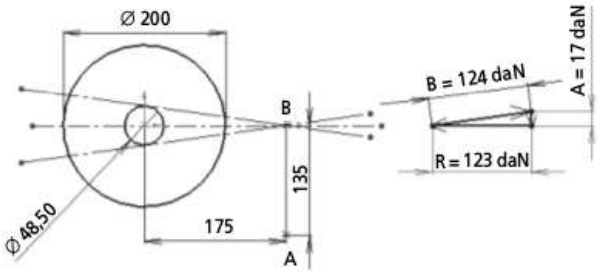


Figure 5.62 – Résolution en semi-graphique

En isolant la pièce 4 et en traçant le dynamique, il est possible de déterminer la force R dans le ressort. Pour ce faire, il faut commencer par calculer la force en B en considérant que l'intensité des forces en B et B′ sont égales, en isolant l'arbre 5 et en faisant un calcul de moment sur l'axe de rotation de l'arbre. Le bras de levier des forces B et B′ est égal à d/2 :

$$B = \frac{C}{2 \cdot \frac{d}{2}} = \frac{C}{d} = 1\,240 \text{ N}$$

Il suffit ensuite de compléter le dynamique.

■ Résolution par la méthode énergétique

Dans ce cas de figure, la méthode énergétique n'a pas d'intérêt. Elle permettrait uniquement de déterminer la force de frottement au niveau des sabots mais pas

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

son point d'application. Le travail généré par le ressort est égal à la force du ressort multiplié par son déplacement horizontal. Le travail du couple exercé sur l'arbre est égal à l'intensité du couple multiplié par le déplacement angulaire de l'arbre. Or, il n'existe aucune relation cinématique entre ces deux déplacements à la différence de la pince à écrevisse vue précédemment où le déplacement vertical des mors était lié à leur déplacement horizontal.

■ **Conclusion**

On constate que le calcul en énergétique n'est pas viable dans tous les cas de figure où le frottement est utilisé pour transmettre des sollicitations.

5.5.7 Commande de vanne

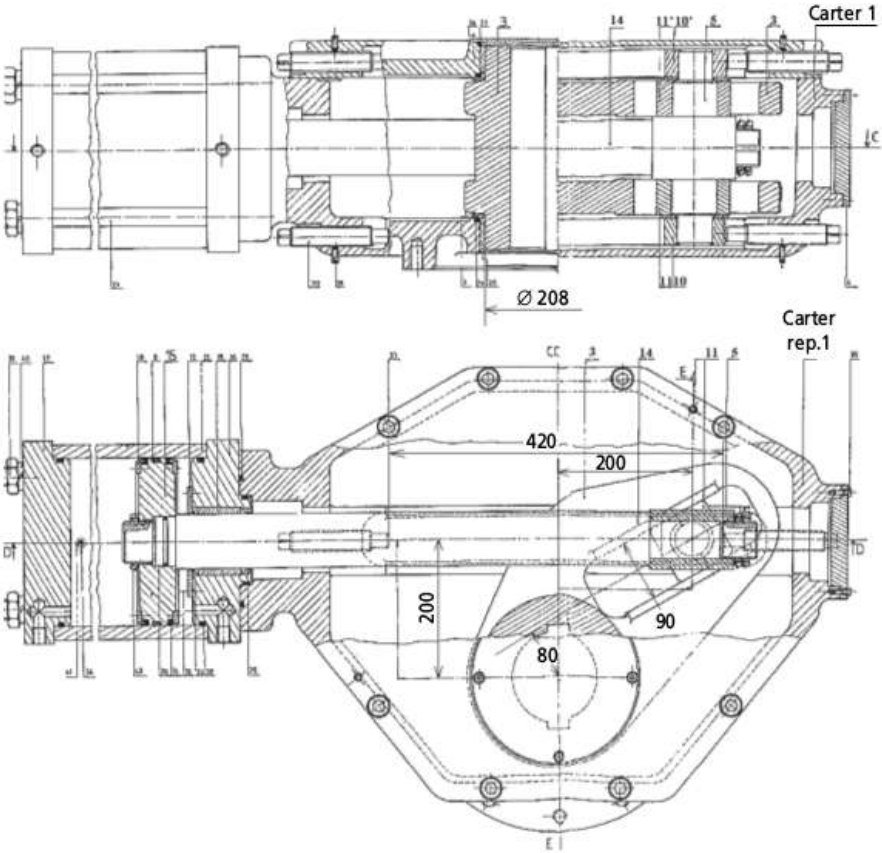


Figure 5.63 – Dessin de la commande de vanne

La pièce 3 est montée sur un arbre de vanne dont le couple résistant est constant et d'intensité 60 000 Nm, à l'ouverture comme à la fermeture. Pour manœuvrer la pièce 3, on dispose d'un vérin générant sur la pièce 5 un effort horizontal. L'effort est transmis à la pièce 3 par l'intermédiaire des coussinets 11 et 11′. Les coussinets rep. 10 et 10′ glissent dans des rainures horizontales situées dans le carter afin d'empêcher la tige du vérin de fléchir.
L'étude consiste à déterminer l'influence du frottement au niveau de la liaison pivot pièce 3/carter et au niveau du glissement entre (11, 11′) et 3 ainsi que (10, 10′) et le carter.
Le coefficient de frottement est f = 0,2.

Esquisse du modèle

Nota
L'étude se fait uniquement tige du vérin sortante. Dans l'autre configuration, le contact coussinet pièce rep. 3 se fait sur l'autre partie de la rainure.

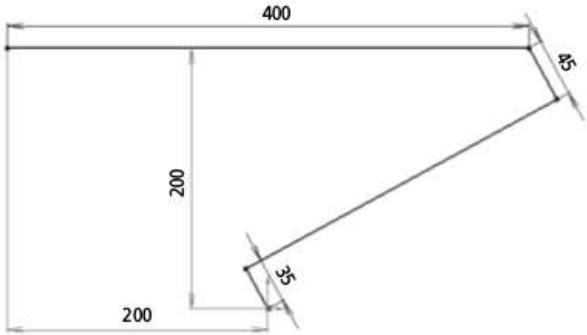


Figure 5.64 – Esquisse du modèle

L'origine du modèle est prise au niveau de l'axe de rotation de l'arbre de la vanne.
La cote 35 correspond à 80 (distance de l'axe de la rainure à l'axe de rotation) – 45 (demi-épaisseur du coussinet 11).
La droite horizontale de 400 mm situe l'axe du vérin et matérialise sa course. Celle-ci étant symétrique par rapport à l'axe de l'arbre, la cote horizontale de 200 mm positionne le début de la course. La cote 45 mm, perpendiculaire au plan de glissement situé sur la pièce 3, symbolise un demi-coussinet 11.

Détermination de la direction de certaines forces

La pièce 3 est soumise à 2 forces *et* un couple. Les deux forces sont donc opposées, ce qui traduit que la somme des forces appliquées à cette pièce est nulle, mais elles ne sont pas directement opposées. En effet, dans ce cas, on ne pourrait vérifier que la somme des moments appliqués à cette pièce est nulle.
Le sous-ensemble (5, 10, 10′, 11, 11′) est soumis à 3 forces venant du vérin, du carter et de la pièce 3. Ces trois forces sont concourantes dans l'axe de la pièce 5.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

En mesurant la distance entre le point d'application de la force de 11 sur 3, on constate à mi-course du vérin que le sens du déplacement change. On obtient, pour une position à 200 mm du vérin, la cote minimale 183,30. Ainsi, entre 0 (tige rentrée) et 200 mm (mi-course), les coussinets 11 et 11′ se déplacent vers l'axe de rotation de la pièce 3. Ensuite, le déplacement s'effectue en sens inverse. Ceci est très important pour mettre en place les directions des forces puisque le frottement n'est pas négligé. La figure 5.65 montre les différents sens de déplacement des coussinets 11 et 11′ par rapport à 3.

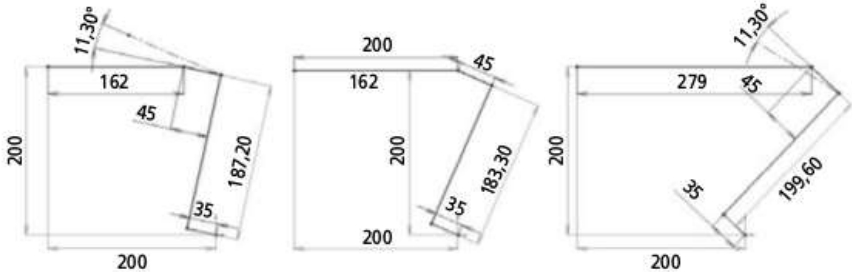


Figure 5.65

On se limitera à l'étude de la position « déplacement vers l'extérieur ».

■ **Résolution du problème en utilisant un logiciel de CAO par la méthode graphique**

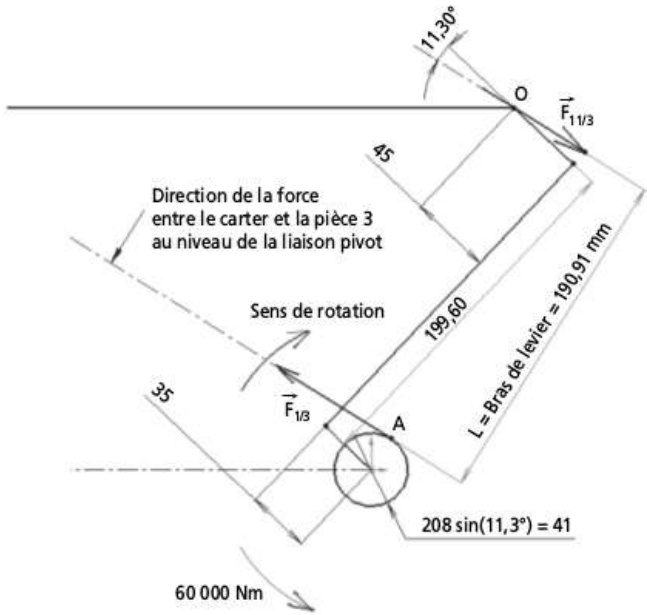


Figure 5.66 – Calcul de $\vec{F}_{11/3}$

En isolant la pièce 3 soumises à 2 forces et un couple, il est possible de connaître la force de (11, 11′) sur 3 par un calcul de moment au point A. Cette force passe par O, axe de la pièce 5 et fait un angle de 11°3 avec la normale au plan de glissement de (11, 11′) sur 3. On peut vérifier que la direction choisie est la bonne en raisonnant sur $\vec{F}_{3/11}$ et en vérifiant que cette force s'oppose au déplacement du coussinet 11. $\vec{F}_{1/3}$ et $\vec{F}_{11/3}$ sont opposées. Ces forces ont la même direction la même intensité et sont de sens opposés.

$\vec{F}_{1/3}$ a son point d'application en A qui se trouve sur le cercle de diamètre 41 mm. Ce cercle est tracé à partir du diamètre de contact de la liaison pivot (208) et le sinus de l'angle de frottement (11,3°). Deux tracés sont possibles pour définir le point d'application de $\vec{F}_{1/3}$; en partie haute ou en partie basse. La force qui s'oppose au déplacement de la pièce 3 est celle choisie sur la figure ci-dessus.

La somme des moments en A donne : $F_{11/3} = \dfrac{C}{L} = \dfrac{60\,000\,000}{191} = 314\,000$ N

Connaissant $F_{11/3}$, il suffit ensuite d'isoler le sous-ensemble (5, 10, 10′, 11, 11′) soumis à 3 forces concourantes en O, axe de la pièce 5 (figure 5.67).

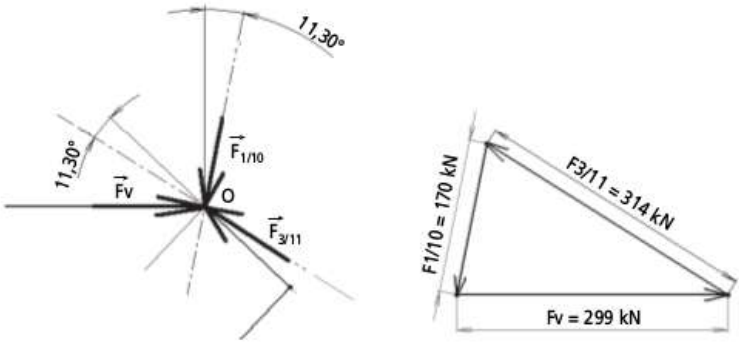


Figure 5.67 – Calcul de la force dans le vérin

Le dynamique, traduisant que la somme des forces est égale à zéro, donne la force dans le vérin quand la vanne est dans cette position.

■ Exploitation du modèle

Ce modèle permet de réaliser plusieurs calculs pour différentes positions de la vanne et ce, dans quatre cas de configuration :

- sans frottement ;
- avec frottement uniquement sur la liaison pivot ;
- avec frottement uniquement au niveau du glissement des coussinets ;
- avec frottement au niveau de la liaison pivot et du glissement des coussinets.

La synthèse peut se faire sous forme de tableur à partir du calcul du rendement du mécanisme, à savoir le rapport entre Fv sans frottement et Fv avec frottement.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

La course du vérin est comprise entre 200 mm (position médiane) et 400 mm (position en butée tige sortie).

Course vérin	Fv sans frot.	FV frot. pivot	FV frot. coussinets	FV frot. total	R frot. pivot	R frot. coussinets	R frot. total
200	300	338	313	350	0,89	0,96	0,86
220	284	320	309	345	0,89	0,92	0,82
240	264	296	300	334	0,89	0,88	0,79
260	241	270	286	318	0,89	0,84	0,76
280	217	242	270	299	0,90	0,80	0,73
300	194	215	252	278	0,90	0,77	0,70
320	172	190	233	256	0,91	0,74	0,67
340	153	167	216	236	0,92	0,71	0,65
360	135	147	199	216	0,92	0,68	0,63
380	119	130	183	199	0,92	0,65	0,60
400	106	114	169	182	0,93	0,63	0,58

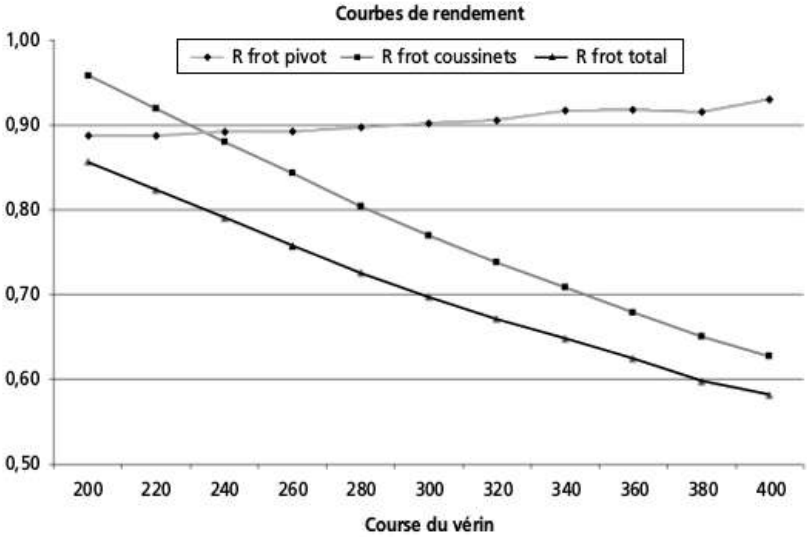


Figure 5.68 – Synthèse

Le rendement au niveau de la liaison pivot est pratiquement constant et de l'ordre de 0,9. Ce résultat est assez fiable en ce sens que le diamètre de la liaison pivot est important ; le rendement de la liaison pivot augmente quand son diamètre diminue.

Le rendement au niveau du glissement des coussinets dépend de la course du vérin, donc de la position angulaire de la pièce 3.
Hormis les positions proches de la position médiane, le frottement de glissement est prépondérant sur le frottement de rotation.

Calcul en énergétique

Le calcul en énergétique se fait à partir du travail généré par le vérin et le travail résistant de l'arbre de vanne au rendement près. Ce qui donne comme équation :

$$F_v \cdot \Delta x = \frac{C \cdot \Delta\alpha}{\eta}$$

Pour un déplacement faible Δx de la tige du vérin, la pièce rep. 3 tourne d'un angle $\Delta\alpha$. Ces mesures peuvent se faire sur le logiciel de CAO et donnent des résultats conformes à ceux trouvés en graphique quand les frottements sont négligés. Si les frottements sont pris en compte, il faut estimer le rendement du mécanisme. D'après les valeurs estimatives fournies, le rendement serait de l'ordre de 0,63 (produit du rendement « articulation à glissement » et « glissière à glissement »).
À 200 mm, force maximale dans le vérin, on obtient en énergétique :

$Fv = \frac{300\,000}{0{,}63} = 476\,000$ N pour 350 000 N trouvé en graphique ; soit une erreur de 35 % !

Le calcul en énergétique devient très délicat quand des frottements de glissement sont pris en compte. Le rendement n'est pas constant et varie dans une proportion assez importante. La valeur estimative proposée (0,7) est peut-être un peu pessimiste. Néanmoins, on ne peut compter sur un résultat au mieux à 20% près. Quand il s'agit de dimensionner un actionneur, cela peut devenir un problème. Il est préférable de passer par la méthode graphique. Par contre, si le mécanisme ne comporte que des liaisons pivots ou des liaisons à billes, le calcul en énergétique est acceptable.

Aspect cinématique

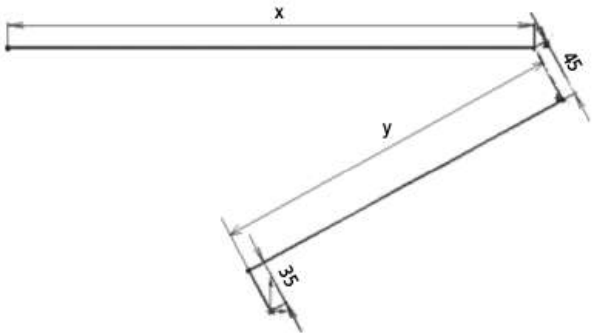


Figure 5.69 – Calcul cinématique

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dans ce type de problème, il peut être intéressant de calculer le facteur d'usure PV au niveau des coussinets 10, 10′, 11 et 11′. Pour ce faire, il faut déterminer leur vitesse de glissement pour une vitesse de tige du vérin donnée. Pour les coussinets 10 et 10′, cette vitesse est évidemment égale à celle de la tige du vérin. Il est plus compliqué de calculer la vitesse des coussinets 11 et 11′ par rapport à la pièce 3. Là encore, les esquisses paramétrées vont éviter le calcul analytique. Il suffit de paramétrer la vitesse d'entrée sous forme de position de la tige noté x et la position relative du coussinet 11 par rapport à un point de la pièce 3. L'esquisse de base permet ce calcul.
Pour un déplacement Δx, on mesure le déplacement Δy. Le déplacement Δx s'est fait en un temps t connu puisque la vitesse de la tige est connue ; on en déduit la vitesse instantanée de glissement du coussinet 11 ou 11′ : $V_g = \frac{\Delta y}{t}$. Ce calcul est à faire dans différentes positions ; la vitesse de glissement du coussinet rep. 11 ou 11′ par rapport à la pièce 3 n'étant pas constante.
Il n'a pas été consacré, dans cet ouvrage, de thème traitant de la cinématique. Comme cet exemple le montre, il suffit de paramétrer le déplacement de l'élément dont la vitesse est connue et celui de l'élément dont on recherche à calculer la vitesse par rapport à une référence, que celles-ci soient linéaire ou angulaire.

5.5.8 Calcul dans l'espace, cas général

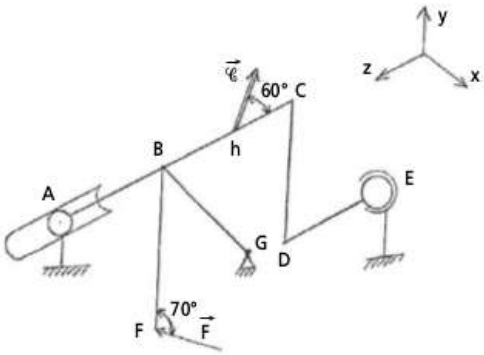


Figure 5.70 – Calcul dans l'espace : cas général

Cet exemple se veut le plus synthétique possible des cas rencontrés en calcul 3D. Trois types de liaisons différentes assurent le blocage isostatique de la structure qui est soumise à une force F et un couple C de direction non parallèle à une des poutres de la structure.

Le calcul classique par les torseurs a été réalisé et a donné les résultats suivants :

– $Y_G = 881$ N
– $X_A = 119$ N
– $Y_A = -294$ N
– $X_E = 821$ N
– $Y_E = -245$ N
– $Z_E = 0$ N

L'objectif est de retrouver ces résultats graphiquement. Dans ce cas de figure, seule la méthode énergétique est utilisable. Pour ce faire, il faut créer une esquisse 3D paramétrable et mesurer les déplacements de la force et du couple quand un des degrés de liberté des liaisons subit un déplacement très petit (de l'ordre de 1/10) dans une des trois directions du repère choisi. Ce calcul n'est faisable quasiment qu'avec des logiciels de CAO capables de créer des esquisses 3D paramétrées.

Création de l'esquisse

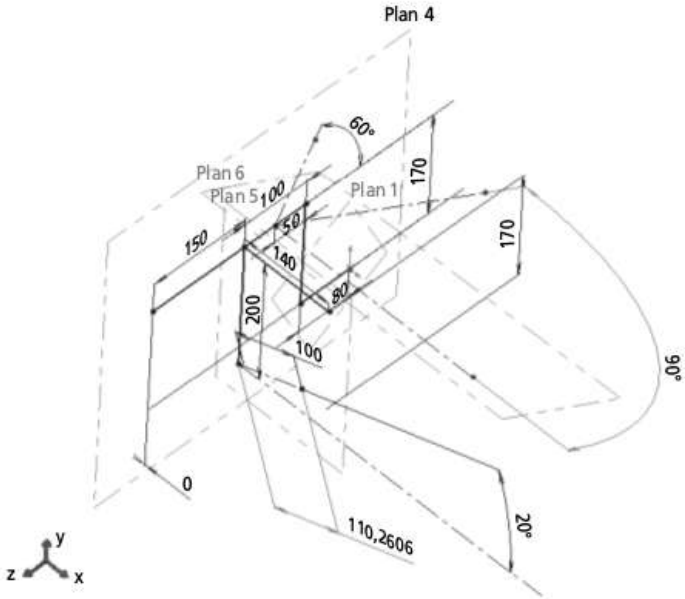


Figure 5.71 – Esquisse de résolution

Comme on peut le constater, cette esquisse comporte beaucoup d'éléments de construction et de cotes. Pour en comprendre sa construction, il est nécessaire de préciser les différentes étapes de sa création.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Étape 1 : Tracé de la structure

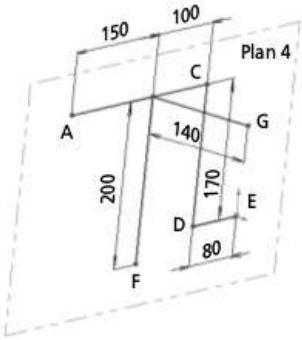


Figure 5.72 – Tracer de l'esquisse

L'origine est en E puisque la liaison rotule se comporte comme un point fixe. Les éléments constituant la structure sont contraints entre eux en spécifiant des perpendicularités ou des coplanairités par rapport au plan 4 créé dans l'esquisse, à partir des poutres ED et DC. Aucune contrainte d'horizontalité ou de verticalité ne doit être utilisée pour permettre au système de se déplacer quand ses appuis seront sollicités.
La mise en place des cotes de longueur des différentes poutres ne conduit pas à une esquisse totalement contrainte. Pour ce faire, il faut rajouter les liaisons en A et G.

Étape 2 : Mise en place des conditions aux limites

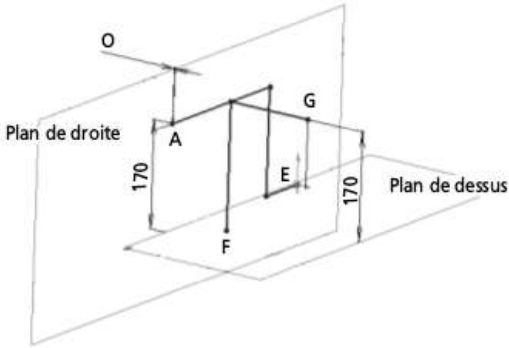


Figure 5.73 – Définition des liaisons

Pour la liaison rotule en O, le choix de l'origine au niveau du tracé assure cette condition aux limites.

En G, c'est un appui ponctuel d'axe vertical. Il faut mettre une cote dans cette direction en s'appuyant par exemple sur un plan fixe normal à la direction de l'effort, c'est-à-dire le plan de dessus. G se trouve à 170 mm de ce plan.
La liaison linéaire annulaire en A nécessite deux cotes ; l'une par rapport au plan vertical, le plan de droite, et l'autre par rapport au plan horizontal, le plan de dessus qui a servi également de référence pour positionner G. Le point A se trouvant au départ en coïncidence avec le plan de droite, la cote horizontale est donc égale à 0. Il se trouve à la même hauteur que F, il a donc la même cote de 170 par rapport au plan de dessus.

Étape 3 : Mise en place des sollicitations

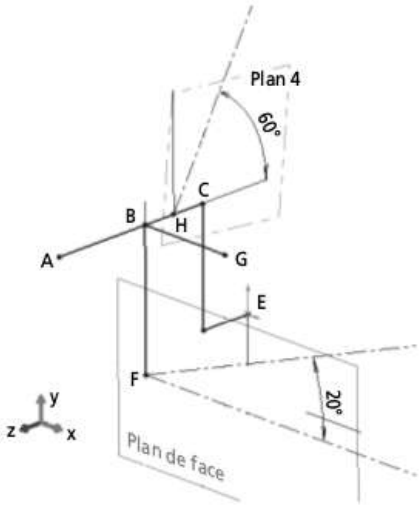


Figure 5.74 – Mise en place des sollicitations

La direction de la force F est matérialisée par la droite en pointillés partant du point F. Elle fait un angle de 20° par rapport à une droite horizontale passant par F et reste parallèle au plan vertical de face.
L'application du couple se fait au point H placé au centre de la poutre BC, à 50 mm de C. L'axe de rotation du couple est dans le plan 4 et fait un angle de 60° avec la poutre BC.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Étape 4 : Mise en place des mesures de déplacement des sollicitations

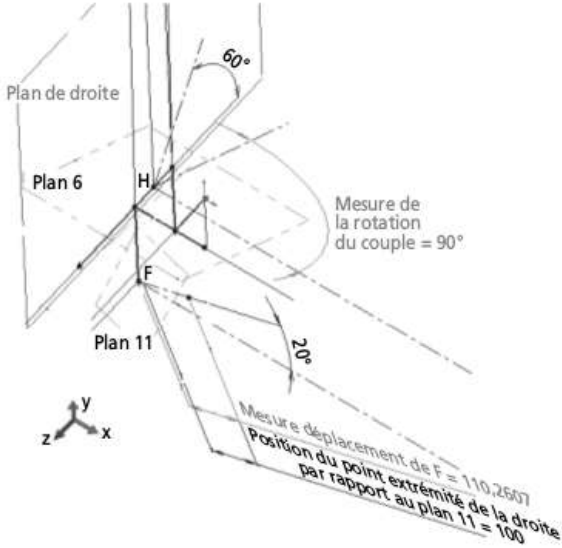


Figure 5.75 – Mise en place des mesures

C'est la partie la plus délicate. Il faut trouver une référence fixe dans la direction du déplacement de la sollicitation.
Pour la force F, c'est un plan 11 passant par l'origine (qui est fixe) et perpendiculaire à la direction de la force F. La cote (prise arbitrairement à 100 mm) entre ce plan et l'extrémité de la droite matérialisant la direction de F positionne le point fixe permettant de mesurer le déplacement de F quand les appuis sont sollicités. La mesure de ce déplacement est la variation de longueur de cette droite.
Pour le couple C, il faut tracer le plan 6 passant par H et perpendiculaire à la direction du couple. Il faut tracer ensuite la droite passant par H, perpendiculaire à BC et coïncidente avec le plan 6. C'est la droite de mesure qui va se déplacer quand les appuis seront sollicités. Enfin, il faut tracer la droite passant par H, perpendiculaire à la direction du couple et parallèle au plan de droite. C'est la droite de référence. La mesure de l'angle de ces deux droites mesure le déplacement du couple quand les appuis sont sollicités.

■ Calcul énergétique

Ce calcul se fait de la même manière qu'en 2D en déplaçant les appuis suivant les degrés de liberté qu'ils bloquent.
Pour déterminer Y_G, il suffit d'augmenter la cote de 1/10, donc passer à 170,1 et mesurer le déplacement de F et du couple.

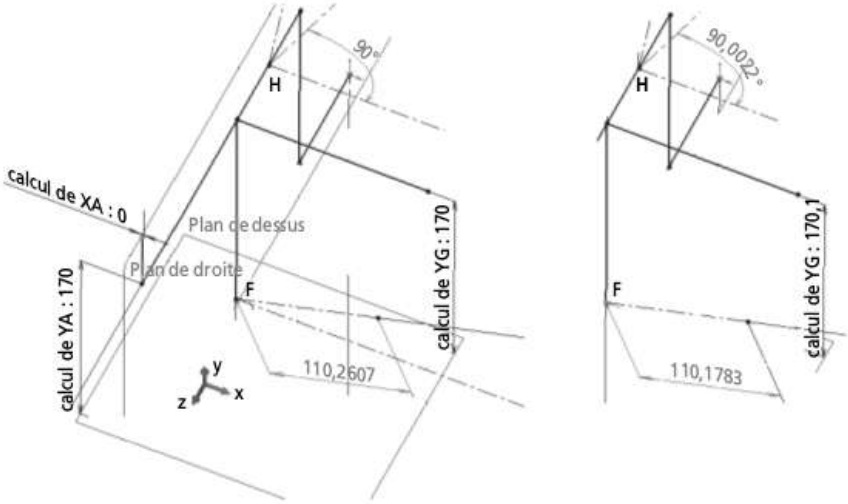


Figure 5.76 – Résolution en énergétique

– En position 170 mm, la longueur de l'axe de la force est de 110,2607 et la position du couple par rapport à la droite de référence est de 90°.
– En position 170,1 mm, ces valeurs deviennent 110,1783 et 90,0022°.

La longueur de l'axe de la force F diminue de 110,2607 – 110,1783 = 0,0824 mm. La force F génère donc un travail résistant :

$$W_F = -1000 \cdot 0{,}0824 \cdot 10^{-3} = -0{,}0824 \text{ J}$$

L'angle de rotation du couple augmente de 90,0022° - 90° = 0,0022°. Le sens de rotation est opposé au sens trigonométrique. Le couple génère également un travail résistant :

$$W_C = -\frac{150 \times 0{,}0022 \times \pi}{180} = -0{,}00576 \text{ J}$$

L'angle devant être exprimé en radian, il faut multiplier par π et diviser par 180.
La somme des travaux étant nulle (on ne prend pas en compte de frottement), on peut écrire :

$$W_{YG} + W_F + W_C = 0$$

$$Y_G \cdot 0{,}1 \cdot 10^{-3} = 0{,}0824 + 0{,}00576$$

$$Y_G = 881{,}6 \text{ N}$$

Le calcul par les torseurs donne 881 N, soit une erreur inférieure à 0,1 % !
Ce calcul peut se faire de la même façon pour trouver les actions en A. Pour déterminer les actions en E, il est préférable de dire que la somme des forces appliquées au système est nulle ; le point E étant fixé à l'origine, il ne peut être déplacé. Si on veut réaliser le calcul en énergétique au point C, il faut le positionner avec trois cotes par rapport à l'origine et faire varier ces cotes.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

L'exploitation du modèle donne les résultats suivants :

X_A = 118,3 N pour X_A = 119 N par les torseurs soit un écart de 0,6 %

Y_A = –292,4 N pour Y_A = –294 N par les torseurs soit un écart de 0,5 %

■ **Conclusion**

Le calcul énergétique est applicable aux structures 3D sous réserve de posséder de préférence un logiciel de CAO capable de créer des esquisses paramétrées en 3D. Il y a lieu également d'être très prudent quant au paramétrage des déplacements des points sollicités. Afin de faciliter cette construction, il aurait été possible de projeter les sollicitations suivant les axes du repère choisi. La construction graphique aurait été plus simple mais quatre mesures au lieu de deux auraient été nécessaires pour réaliser le calcul.

5.5.9 Calcul dans l'espace, cardan

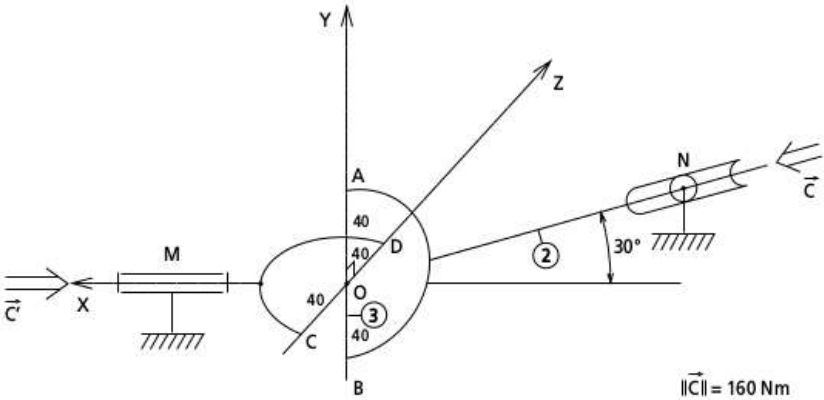


Figure 5.77 – Principe du cardan

L'objectif est de déterminer la loi d'entrée-sortie d'un cardan. Les deux arbres se trouvent dans le plan (X,Z) et sont décalés de 30° l'un par rapport à l'autre. Pour un couple d'entrée C d'intensité constante 160 Nm, quelle est la valeur du couple de sortie C′ en fonction de la position angulaire de rotation des arbres (l'angle de 30° étant maintenu constant.).

Dans cette position et en négligeant les frottements, le calcul classique par les torseurs a été réalisé et a donné C'= 184 Nm.

L'objectif est de retrouver ce résultat graphiquement en utilisant la méthode énergétique.

Création de l'esquisse

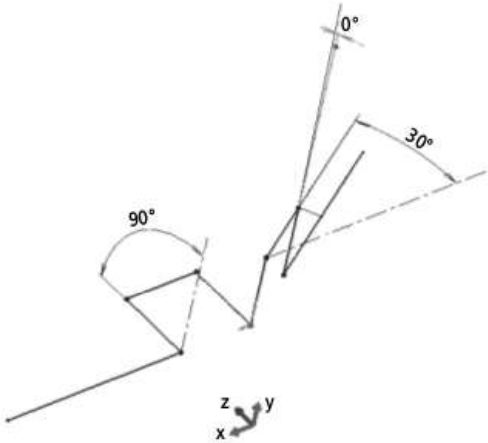


Figure 5.78 – Esquisse de calcul

La création de l'esquisse ne pose pas de problème particulier. Celle-ci peut être réalisée directement en 3D ou bien en créant un assemblage de pièces (arbre d'entrée, arbre de sortie et croix d'entraînement) ; chaque pièce étant limitée à une esquisse. Les positions des arbres d'entrée et de sortie sont repérées par rapport à un axe vertical (0° et 90° dans cette position).

Calcul énergétique

Les frottements étant négligés, on peut écrire que le travail en entrée est égal au travail en sortie :

$$W_C = W_{C'}$$

$$C \cdot \Delta\alpha = C' \cdot \Delta\beta$$

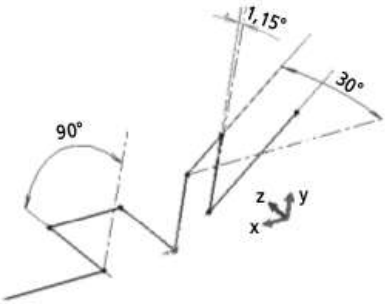


Figure 5.79 – Calcul en énergétique

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Si on impose $\Delta\beta = 1$ (91° – 90°), on a $\Delta\alpha = 1{,}15°$
Ce qui donne C′ = 184 Nm.

Remarque
Il est inutile de transformer les variations d'angle en radian, le calcul s'effectuant à partir d'un rapport de variation d'angle.

Le résultat trouvé est égal à celui issu du calcul par les torseurs.
Pour réaliser les calculs en d'autres points, il suffit de changer l'angle β, par exemple $\beta = 60°$ puis imposer en ce point une variation de 1° et mesurer la variation sur l'arbre d'entrée.

Exemple
Pour $\beta = 60°$, $\alpha = 33{,}69$ et pour $\beta = 61°$, $\alpha = 32{,}62°$. Ceci donne :
C′(61°-60°) = C(33,69-32,62)
C′ = 171,2 Nm.

5.5.10 Calcul dans l'espace, banc d'essais de frottement

La présentation de ce banc d'essais se trouve au § 10.4. La figure 9.10 est le schéma cinématique utilisé pour réaliser le calcul à l'aide d'un logiciel de CAO possédant des esquisses 3D paramétrées. Si le logiciel utilisé ne possède pas ce type d'esquisse, il suffit de créer plusieurs esquisses 2D. Dans le cas présent, le plan nommé « plan incliné » ; construit directement dans l'esquisse 3D peut être un plan d'esquisse 2D incliné d'un angle α par rapport au plan vertical.

Arbitrairement, un poids de P=100 N a été choisi pour réaliser ce calcul. On peut vérifier que la modification de cette valeur n'affecte pas la valeur calculée de f.
Pour réaliser graphiquement le calcul, il suffit de projeter P sur le plan incliné et perpendiculairement au fil ; ce qui donne la force de frottement qui est aussi la projection du poids P perpendiculairement au plan incliné multiplié par le coefficient de frottement. Le logiciel mesure F et Pp en fonction d'un angle d'équilibre θ mesuré ; il ne reste plus qu'à faire le rapport de ces deux forces pour déterminer f.
Un calcul en semi graphique en faisant l'équilibre des moments de la force de frottement et du poids par rapport à l'axe de rotation permet d'arriver au même résultat.

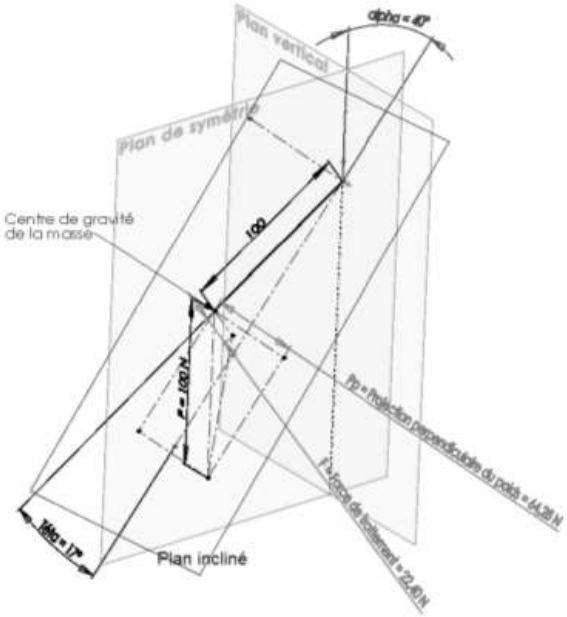


Figure 5.80 – Esquisse de calcul graphique 3D

5.6 Conclusion

L'apparition de logiciels CAO avec esquisses paramétrables permet de s'affranchir de tout calcul analytique dès lors que la structure est isostatique. Les méthodes graphiques se prêtent bien à ce type de calcul notamment quand il est question d'optimiser un mécanisme. De plus, il est beaucoup plus exploitable et vérifiable par un dessinateur qui visualise bien mieux des constructions graphiques que des pages d'équations.

Le calcul énergétique en 3D est facilement utilisable pour définir une loi d'entrée sortie d'un mécanisme. On peut imaginer toutes sortes de mécanismes avec vérins ou moteur entraînant une charge et calculer en plusieurs points de fonctionnement les sollicitations fournies par ces actionneurs.

Le fait de passer par une esquisse 3D est beaucoup plus simple que de passer par un assemblage. Ceci permet de vérifier que la chaîne cinématique conçue est isostatique, sans quoi, l'esquisse créée se retrouve surcontrainte.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

6 • LA RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX

Le calcul statique permet de réaliser des calculs de résistance des matériaux dont l'objectif est de dimensionner des pièces. Cette étude se limite à des applications de formules dont la plupart sont issues de la théorie des poutres et qui sont utilisables dans le formulaire de calculs sur tableur disponible avec cet ouvrage. Les concepts de la statique sont utilisés pour calculer les moments fléchissants d'une pièce soumise à la flexion[1].

Le but, ici, n'est pas de recréer un nième document sur la résistance des matériaux. De nombreux ouvrages traitent de ce thème et il n'y a pas lieu de réécrire ce qui existe déjà. Toujours dans l'idée de réaliser des calculs rapides permettant de déterminer si la pièce conçue peut résister aux sollicitations qui lui sont imposées, il est intéressant de voir comment utiliser rapidement et simplement toutes ces théories.

La résistance des matériaux permet, dans des conditions bien définies, de dimensionner une pièce en fonction du matériau choisi. Ce dimensionnement peut se faire par rapport à un problème de tenue mécanique ; auquel cas on vérifie que les contraintes dans la pièce ne dépassent pas une limite appelée Résistance pratique à l'extension (Rpe), ou bien vis à vis d'un problème de rigidité et on vérifie que la déformation de la pièce est inférieure à une limite donnée.

Vis-à-vis de la résistance des matériaux, les caractéristiques qui nous intéressent sont :

- la limite élastique du matériau Re à partir de laquelle on définit Rpe = Re/**s** ; **s** étant le coefficient de sécurité imposé par le client (en général 3 mais cela peut aller jusqu'à 5 voire 8 pour tout ce qui est manutention) ;
- le module d'Young E qui caractérise la plus ou moins grande difficulté qu'a le matériau à se déformer (Acier : 200 000 Mpa ; Alu : 70 000 Mpa ; Cu : 120 000 Mpa ; Fonte : 160 000 Mpa) ;
- la limite à la rupture R.

Les calculs se font en conformité avec la théorie des poutres et en tenant compte des concentrations de contraintes dues à la géométrie de la pièce.

Enfin, il existe deux types de calculs en RDM, le calcul de vérification et le calcul de dimensionnement :

- le calcul de vérification détermine le niveau de contrainte d'une pièce pour une géométrie donnée. Une poutre de section circulaire de diamètre 10 mm est soumise à une force de traction de 5 000 N. Déterminer la contrainte de traction et

1. Support informatique disponible sur www.dunod.com.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

en déduire le Re minimal du matériau à choisir pour un coefficient de sécurité s donné ;
– le calcul de dimensionnement fixe un Rpe à ne pas dépasser et on calcule le diamètre minimal de la poutre sollicitée à une force de traction de 5 000 N.

Les formules, présentes dans les différents ouvrages, sont, le plus souvent, écrites pour faire du calcul de vérification alors que, dans la plupart des cas, on recherche à faire un calcul de dimensionnement. Souvent, il suffit de transformer la formule, ou, quand ce n'est pas possible mathématiquement, procéder par itérations ; d'où l'intérêt d'utiliser un formulaire sous tableur.

6.1 Pièce soumise à la traction

Le calcul est très simple et se résume aux 3 équations suivantes ; la troisième étant la combinaison des deux premières :

■ Contrainte

$$\sigma = K_{tr}\frac{F}{S} \text{ (calcul à la vérification) ou}$$

$$S = K_{tr}\frac{F}{R_{PE}} \text{ (calcul de dimensionnement)}$$

avec σ en Mpa (N/mm²) ; F, en N, est la force appliquée sur la poutre et S, la section de la pièce, en mm². K_{tr} est le coefficient de concentration de contraintes dont la valeur peut être déterminée par abaque à partir du Guide des Concentrations de Contraintes. Ce paramètre peut être primordial, notamment si la pièce possède des arêtes vives ou des trous.
La contrainte σ doit être inférieure à Rpe.

■ Déformation

Une poutre de longueur L et de section constante s'allonge de ΔL telle que :

$$\Delta L = \frac{FL}{SE}$$

■ Sollicitation au déplacement

Une poutre de section constante et de longueur L à qui on impose un allongement ΔL subit un niveau de contrainte σ tel que :

$$\sigma = K_{tr}\frac{E \cdot \Delta L}{L}$$

■ Exemple

Calculer l'épaisseur minimale d'une plaque soumise à une traction de 10 000 N pour un Rpe = 100 Mpa.

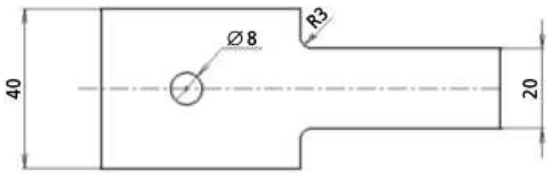


Figure 6.1 – Pièce avec concentrations de contraintes

Le calcul des concentrations de contraintes au droit du trou et des congés donne respectivement 3,1 et 2,1. La section nominale étant 2 fois plus faible au niveau des congés, on en déduit, d'après la formule de dimensionnement, que les contraintes seront maximales dans les congés :

$$S = K_{tr} \frac{F}{R_{PE}}$$

$$20 \cdot e = 2{,}1 \frac{10\,000}{100}$$

$$e = 10{,}5 \text{ mm.}$$

6.2 Pièce soumise à la compression

Les calculs sont identiques à ceux de la traction. La différence réside dans le fait que, si la poutre dépasse une certaine longueur, elle risque de flamber ; ce qui revient à faire un calcul à la flexion et non à la compression. Si la poutre a une longueur supérieure à 8 fois la plus petite dimension de la section de la poutre, utiliser le formulaire de calcul et déterminer la charge maximale acceptable au flambement suivant le critère de Dutheil. Ce calcul est valable quelles que soient les dimensions de la poutre. En comparant la contrainte de compression calculée et le Rpe, on peut en déduire si la poutre est soumise au flambement (écart important entre les deux valeurs) ou non. Pour s'en convaincre, il suffit de diminuer la longueur de la poutre jusqu'à une valeur limite pour laquelle la charge admissible ne varie pratiquement pas. On est alors dans le domaine de la compression. Ensuite, la charge admissible diminue de plus en plus vite en fonction de la longueur de la poutre. On est dans le domaine du flambement.
La charge maximale acceptable pour une poutre de longueur L, de section S de module d'Young E et de moment quadratique I est F_d telle que :

$$F_d = \frac{S\left(\sigma_4 - \sqrt{\sigma_4^2 - R_e \cdot \sigma_c}\right)}{s}$$

avec $\sigma_4 = \frac{1}{2}(\sigma_c + 1{,}3 \cdot R_e)$ et $\sigma_c = \frac{\pi^2 EI}{S \cdot k^2 \cdot L^2}$

s est le coefficient de sécurité

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

k dépend des conditions aux limites :

- k = 2 si la poutre est encastrée à une de ses extrémités et libre de l'autre ;
- k = 1 si la poutre est articulée à ses deux extrémités (ex : bielle avec une rotule à chaque extrémité) ;
- k = 0,7 si la poutre est encastrée à une extrémité et rotulée à l'autre ;
- k = 0,5 si la poutre est encastrée à chaque extrémité.

Exemple : Calcul au flambement – Poutre pleine de section circulaire

Calcul de la charge maximale admissible en compression d'une poutre circulaire de 3 m de longueur, de diamètre 65 mm, rotulée à ses extrémités, de matériau à limite élastique égal à 200 Mpa et un coefficient de sécurité égal à 3.

E = 200 000 MPa

D = 65 mm

L = 3 000 mm

Re = 200 MPa

k = 1

s = 3

Fd = 46 978 N

Contrainte de comp. = 14 MPa

Rpe = 67 MPa

Le calcul à l'aide du tableur donne une charge maximale admissible égale à 46978 N. La contrainte de compression pure est de 14 Mpa pour un Rpe de 67 Mpa ; ce qui montre que la poutre est soumise au flambement puisque la contrainte de compression est très inférieure au Rpe.

6.3 Pièce soumise au cisaillement

Une pièce soumise au cisaillement est également soumise au matage et à la flexion. Ces deux sollicitations sont, en générale, prépondérantes par rapport au cisaillement (ex : clavette) sauf éventuellement dans des montages où les pièces produisant le cisaillement sont très proches (ex : axe de chape). La flexion, très difficile à modéliser dans ce cas, peut ne pas être la sollicitation principale. En ce cas, un calcul rapide de la contrainte moyenne de cisaillement peut être réalisé. Pour les assemblages avec rivets, le calcul s'appuie sur des formulaires spécifiques établis à partir de l'expérience. On peut également réaliser un calcul au cisaillement en vue de la rupture d'un fusible mécanique (ex : rupture d'une goupille en cas d'application d'une sollicitation supérieure à une limite) ou pour le calcul d'un poinçon (découpage de tôles). Le calcul reste le même ; dans le premier cas, la contrainte équivalente est comparée au Rpe du matériau, dans l'autre cas, elle est comparée à sa limite à la rupture $R_{rupture}$.
Le calcul au cisaillement est très simple. Il suffit de calculer une contrainte équivalente à une contrainte de traction et la comparer à la résistance à la rupture du matériau pour dimensionner le fusible mécanique :

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{3}F}{S} = R_{rupture}$$

On parle de contrainte équivalente car le cisaillement ne génère pas de contraintes normales à la section de la poutre mais des contraintes perpendiculaires à l'axe de la poutre notées τ qui sont plus nuisibles à valeur égale que les contraintes

normales. Plusieurs critères permettent de déterminer le niveau de contrainte normal équivalent à celui appliqué réellement par les contraintes de cisaillement. Le plus connu et le plus utilisé est le critère de Von Mises qui dit :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3}\tau$$

Ainsi, on peut comparer directement le résultat obtenu à une caractéristique connue du matériau.

Nota
À l'aide du formulaire sur tableur, il est possible de dimensionner un arbre claveté ou une chape. Mais il est à noter que le calcul réalisé n'est pas un calcul au cisaillement, mais au matage.

6.3.1 Arbre claveté

En considérant un arbre de résistance pratique à l'extension Rpe (en Mpa) et d'une pression de matage au niveau de la clavette p en (Mpa), on peut calculer le diamètre de l'arbre D (en mm) et la longueur minimale de la clavette L (en mm) quand l'arbre est soumis à un couple C (en Nm) par les formules :

$$D = 36\sqrt[3]{\frac{C}{Rpe}}$$

$$L = \frac{2\,000\ C}{Dph}$$

h représente la hauteur réelle de la clavette en contact avec le moyeux, chanfreins pris en compte.

- Pour un assemblage fixe, p est compris entre 80 et 150 Mpa.
- Pour un assemblage coulissant sous faible charge, p est compris entre 10 et 20 Mpa.
- Pour un assemblage coulissant sous forte charge, p est compris entre 3 et 10 Mpa.

Nota
Pour les deux derniers cas, et afin que la longueur de clavette ne dépasse pas 1,5 fois le diamètre, il y a lieu de fixer Rpe vers 30 Mpa pour l'assemblage coulissant sous faible charge, et Rpe vers 10 Mpa pour l'assemblage coulissant sous forte charge.

Exemple : Calcul d'un arbre claveté
Rpe = 150 MPa
p = 100 MPa
C = 1 000 Nm
D = 67 mm
L = 75 mm
L/D (<1,5) = 1,1

À partir du Rpe du matériau, de la pression maximale de matage et du couple transmis, le formulaire donne le diamètre et la longueur de l'assemblage claveté. Il vérifie également que le rapport L/D est inférieur à 1,5. Si tel n'est pas le cas, diminuer le Rpe de l'arbre.

Nota
Dans de nombreux ouvrages, le rapport L/D à ne pas dépasser est fixé à 2,5, valeur qui me semble excessive pour considérer que la répartition de pression est constante sur toute la longueur de la clavette.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

6.3.2 Chape

Figure 6.2 – Bielle

Considérant une bielle soumise uniquement à la traction ou à la compression (figure 6.2), les formules générales sont les suivantes.

■ **Calcul au matage**

Pression constante sur la largeur de la chape (ex : double cisaillement d'une goupille) :

$$p = \frac{4F}{\pi de}$$

Ou répartition de pression triangulaire sur la largeur de la chape (ex : simple cisaillement sans précautions particulières) :

$$p = \frac{24F}{\pi de}$$

On prend p = 100 Mpa en fixe et p = 5 Mpa en glissant sous charge.
Calcul en traction :

$$\sigma = K_{tr}\sigma_{nom} = \frac{K_{tr}F}{(D - d)e}$$

avec K_{tr} coefficient de concentration de contraintes.
En consultant l'abaque des concentrations de contraintes, on remarque que K_{tr} augmente quand σ_{nom} diminue. En prenant D/d=2,5 ; on optimise les dimensions de la pièce.

■ **Exemple d'un calcul de « fusible mécanique »**

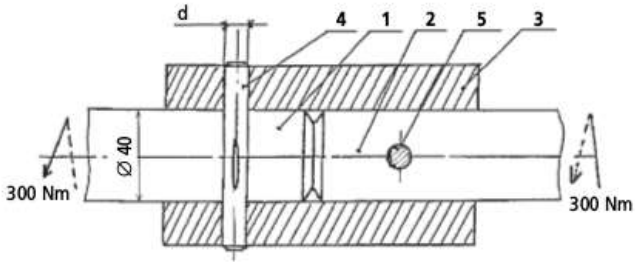


Figure 6.3 – Fusible mécanique

Un manchon de sécurité 3 relie deux arbres 1 et 2 par l'intermédiaire de deux goupilles 4 et 5 de diamètre d.
Déterminer d de façon à ce que les goupilles cassent par cisaillement si le couple dépasse 300 Nm. La limite à la rupture par extension des goupilles est R = 600 Mpa.

Calcul de la force de cisaillement au niveau de la goupille :

$$F = \frac{C}{D} = \frac{300\,000}{40} = 7\,500\ \text{N}$$

Calcul de la contrainte équivalente :

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{3}F}{S} = R_{rupture}$$

$$S = \frac{\sqrt{3}F}{R_{rupture}} = \frac{\sqrt{3} \times 7500}{600} = 21{,}7\ \text{mm}^2$$

D'où un diamètre de goupille d = 5,3 mm.

Remarque
Il est clair que les goupilles ne casseront pas dès que le couple atteindra 301Nm. Ce résultat est accompagné d'une incertitude de l'ordre de 10 à 20 % ; ce qui ne rend pas très fiable, en termes de précision, ce type de conception.

6.4 Pièce soumise à la torsion

Le calcul n'est valable que pour des pièces possédant un axe de révolution (cylindre, cône, arbre épaulé plein ou creux)
La contrainte calculée est une contrainte tangentielle. Pour pouvoir comparer avec les caractéristiques du matériau, on utilise, comme pour le calcul au cisaillement, la contrainte équivalente.
Les formules utilisées sont les suivantes.

■ Contrainte

Calcul à la vérification :

$$\sigma_{eq} = K_{tor}\frac{16\sqrt{3}MtD}{\pi(D^4 - d^4)}$$

avec σ_{eq} en Mpa (N/mm²) ; Mt (en Nmm) moment appliqué au niveau de la section où se fait le calcul, D diamètre extérieur de la section et d diamètre intérieur de la section exprimés en mm. K_{tor} est le coefficient de concentration de contraintes dont la valeur peut être déterminée par abaque à partir du Guide des Concentrations de Contraintes. Ce paramètre peut être primordial, notamment si la pièce possède des épaulements avec faible rayon de raccordement.
La contrainte σ_{eq} doit être inférieure à Rpe.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Calcul au dimensionnement :

$$D = 2{,}06\sqrt[3]{\frac{Mt \cdot K_{tor}}{Rpe(1-q^4)}}$$

avec q=d/D (coefficient de forage).

Déformation

Une poutre de longueur L et de section constante soumise à un moment de torsion Mt se déforme angulairement d'un angle α tel que :

$$\alpha = \frac{32\ Mt \cdot L}{\pi G(D^4 - d^4)}$$

α exprimé en radian et G module de Coulomb qu'on peut prendre égal à E divisé par 2,6.
On peut également définir la raideur torsionnelle Kt d'un arbre sous la forme :

$$Kt = \frac{Mt}{\alpha} = \frac{\pi G(D^4 - d^4)}{32L}$$

Sollicitation au déplacement

Une poutre de section constante et de longueur L à laquelle on impose une rotation α subit un niveau de contrainte σ_{eq} tel que :

$$\sigma_{eq} = K_{tor}\frac{\sqrt{3}G \cdot D \cdot \alpha}{2L}$$

Exemple : Calcul d'un arbre à la torsion

Un arbre plein transmet une puissance de P=15 kW entre un moteur et un récepteur à la vitesse de rotation de N=1000 tr/mn. On prend un Rpe = 130 Mpa.

Calculer le diamètre de l'arbre en considérant qu'il n'y a pas de concentration de contraintes.

$$D = 2{,}06\sqrt[3]{\frac{Mt \cdot K_{tor}}{Rpe(1-q^4)}}$$

Le calcul de Mt se fait à partir de la formule P = Mt·ω où ω est la vitesse angulaire de l'arbre exprimée en rad/s. (On prend N (tr/mn) = 10·ω (rad/s)).

$$Mt = \frac{15\,000}{100} = 150\ Nm = 150\,000\ N \cdot mm$$

D'où $$D = 2{,}06\sqrt[3]{\frac{150\,000 \cdot 1}{130(1-0^4)}} = 21{,}6\ mm.$$

L'utilisation du formulaire sous tableur donne le même résultat (attention, le moment est exprimé en Nm dans le formulaire) :

Calcul au dimensionnement :

Mt = 150 Nm

Rpe = 130 MPa

q = v

Ktor = 1

D = 21,6 mm

d = 0 mm

Déterminer l'influence du coefficient de forage sur la contrainte.

En utilisant le calcul à la vérification, il suffit de faire varier q de 0,1 en 0,1 et tracer la courbe à partir d'un tableur (exemple ci dessous pour q = 0,5).

Calcul à la vérification :

Mt = 150 Nm

D = 21,6 mm

q = 0,5

Ktor = 1

Sigma = 140 MPa

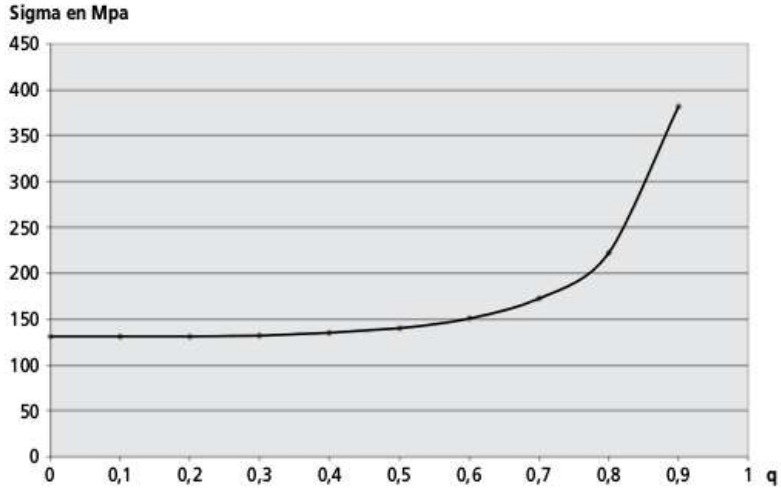


Figure 6.4 – Évolution de la contrainte dans un tube en fonction du coefficient de forage

On constate que pour q < 0.5, la contrainte varie très peu. Autrement dit, un arbre plein résiste aussi bien qu'un arbre creux dont le diamètre intérieur est égal à la moitié du diamètre extérieur.

Pour les poutres de section quelconque, il suffit de se référer aux ouvrages traitant de ce problème. Les formules permettant de calculer les contraintes maximales et les déformations de certains types de poutre (section rectangulaire, profilé..) sont fournies.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

6.5 Pièce soumise à la flexion

L'étude d'une pièce soumise à la flexion est plus complexe que dans le cas des autres sollicitations. Là encore, on va simplifier considérablement l'étude de façon à la rendre facilement abordable et applicable dans 90 % des cas. Tout d'abord, examinons les équations fournies par la RDM puis, en détail les différents paramètres qui y sont liés.

■ **Contrainte**

Calcul à la vérification :

$$\sigma = K_f \frac{M_f \cdot v}{I}$$

avec σ en Mpa (N/mm²) ; M_f (en N·mm) moment fléchissant existant au niveau de la section où le calcul est fait, v (en mm) plus grande distance entre le centre de gravité de la section et un point situé à la périphérie de la pièce et enfin I (en mm^4) moment quadratique de flexion. K_f est le coefficient de concentration de contraintes dont la valeur peut être déterminée par abaque à partir du Guide des Concentrations de Contraintes. Ce paramètre peut être primordial notamment si la pièce possède des arêtes vives ou des trous.
La contrainte σ doit être inférieure à Rpe.

Calcul au dimensionnement :

$$\frac{I}{v} = \frac{K_f M_f}{Rpe}$$

■ **Déformation**

La déformation d'une poutre soumise à la flexion dépend de ses conditions aux limites (comment est-elle reliée au bâti) ainsi que de la nature et la position des sollicitations. Il est nécessaire de consulter un « formulaire des poutres » pour connaître les équations de déformée.

■ **Sollicitation au déplacement**

Même remarque que pour les déformations. Connaissant l'équation de déformée, il suffit d'éliminer M_f entre les équations de contrainte et de déformée pour trouver cette troisième équation.

6.5.1 Le moment quadratique I

Au point M où s'effectue le calcul de la contrainte de flexion, la poutre a une certaine section qui, selon sa taille et sa forme, va résister plus ou moins aux sollicitations de flexion. Cette caractéristique est traduite par le moment quadratique I.

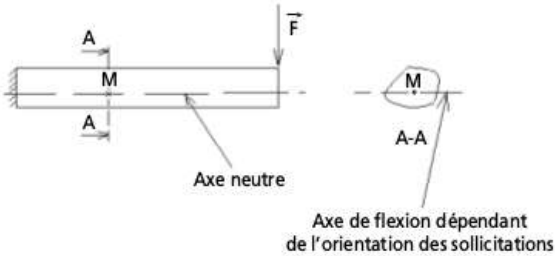


Figure 6.5 – Définition de l'axe de flexion

Le point M se trouve sur l'axe neutre de la poutre et au centre de gravité de la section. Sur le plan de flexion, défini par les deux axes de la figure 6.5, les contraintes de flexion sont nulles.

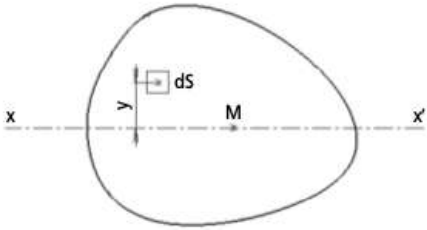


Figure 6.6 – Définition du moment quadratique

Considérons un élément de surface dS très petit situé à une distance y de l'axe de flexion. La contribution à la résistance en flexion de cette surface élémentaire est égale à y^2ds. En faisant le même raisonnement pour toutes les surfaces élémentaires de la section et en les additionnant, on trouve le moment quadratique de la section par rapport à l'axe de flexion XX' :

$$I_{XX'} = \sum_{\text{Section}} y^2 dS$$

Cas particuliers

Arbre de section circulaire de diamètre extérieur D et diamètre intérieur d :

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$$

Poutre de section rectangulaire :

$$I_{XX'} = \frac{bh^3}{12} \; ; \; I_{yy'} = \frac{hb^3}{12}$$

Si h > b, $I_{XX'} > I_{YY'}$. En effet, si on sollicite la poutre suivant l'axe XX', elle résiste mieux que suivant l'axe YY'.

Pour les sections quelconques décomposables en sections élémentaires connues (ronds, rectangles, triangle…), il suffit d'appliquer le théorème de Huygens pour calculer le moment quadratique.

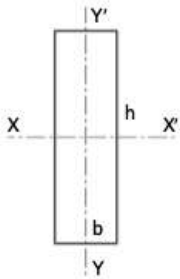


Figure 6.7 – Moments quadratique d'une poutre rectangulaire selon l'axe de flexion

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Remarques

• L'unité d'un moment quadratique est le mm^4.

• Il ne faut pas confondre le moment quadratique avec le moment d'inertie comme cela peut se rencontrer dans certains catalogues fournisseur. Le moment d'inertie caractérise la plus ou moins grande difficulté à communiquer une accélération angulaire à un solide. C'est une caractéristique liée à des problèmes de dynamique et non de résistance des matériaux. Pour mémoire, l'unité du moment d'inertie est le $kg \cdot m^2$.

6.5.2 Le paramètre v

Considérons une poutre encastrée de section en T et regardons comment se répartissent les contraintes de flexion (figure 6.8).

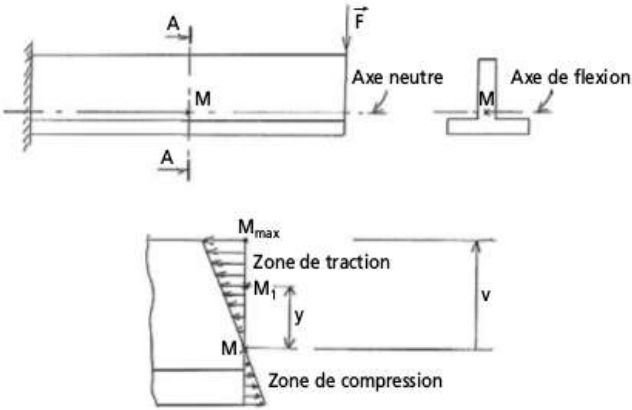


Figure 6.8 – Répartition des contraintes dans une section soumise à la flexion

Le point M est au centre de gravité de la section. On démontre que les contraintes sont proportionnelles à la distance séparant le point M_1 où l'on calcule la contrainte au point M situé sur l'axe de flexion. La contrainte est d'autant plus grande que y est grand. On en déduit que, dans cet exemple, la contrainte maximale est en M_{max} et on note v la distance de M à M_{max}.
On constate également que la contrainte maximale en compression est plus faible qu'en traction.

Cas particuliers

Poutre circulaire de diamètre extérieur D :

$$v = \frac{D}{2}$$

Poutre rectangulaire de largeur b et de hauteur h :

$v = \frac{h}{2}$ ou $v = \frac{b}{2}$ selon le plan de flexion.

Remarque

Le rapport $\frac{I}{v}$, appelé « module de flexion » est souvent donné dans les catalogues de poutres (IPE, IPN…).

6.5.3 Calcul du moment fléchissant M_f

Prenons l'exemple d'une poutre encastrée sollicitée par une force F à son extrémité (figure 6.9).

Figure 6.9 – Poutre encastrée sollicitée en extrémité

On suppose la section de la poutre constante et le matériau homogène. Où cassera la poutre si la force F devient trop importante ? La réponse est évidente : au niveau de l'encastrement parce que c'est là que le moment fléchissant est maximum. Comme la poutre est de section constante, les valeurs I et v sont également constantes et la limite à la rupture est la même quel que soit l'endroit où la contrainte est calculée. Le seul paramètre qui change, dans ce cas, est le moment fléchissant.
Pour calculer le moment fléchissant en un point quelconque M de la poutre, il faut calculer le moment appliqué en ce point à partir des sollicitations venant de droite ou de gauche du point. Le résultat est le même au signe près.

Figure 6.10 – Positionnement du point M

Pour pouvoir réaliser ce travail, il faut tout d'abord étudier l'équilibre de la pièce. Tout calcul de RDM est tributaire d'un calcul de statique.
Les sollicitations au niveau de l'encastrement sont composées d'une force opposée à F et d'un moment positif d'intensité F(L1+L2).

Figure 6.11 – Calcul des réactions à l'encastrement

Le moment fléchissant au point M généré par les sollicitations se trouvant à gauche de M est égal à :

$$M_{f1} = F \cdot (L1 + L2) - F \cdot L1 = F \cdot L2$$

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Si le calcul se fait à droite du point M, le moment fléchissant devient :

$$M_{f2} = -F \cdot L2$$

On constate que les deux moments calculés sont opposés. Par la suite, il suffira de choisir le côté où il y a le moins de sollicitations et d'interpréter la déformation de la poutre en fonction du signe du moment et du côté choisi pour le calculer.

■ **Exemple 1**

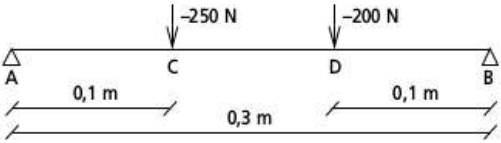


Figure 6.12 – Poutre sur deux appuis sollicitée par deux forces

Le calcul des réactions aux appuis donne A = 233 N et B = 217 N (figure 6.13).

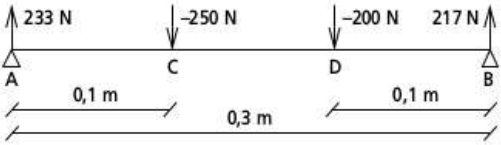


Figure 6.13 – Calcul des réactions aux appuis

Le calcul de M_{fC} se fait à partir des sollicitations à gauche du point C et M_{fD} se fait à partir des sollicitations à droite de D ; ce qui donne :
$M_{fC} = -23{,}3$ Nm et $M_{fD} = 21{,}7$ Nm
Les moments sont de signes contraires mais sollicitent la poutre en flexion de la même façon. Ce résultat provient du fait que les calculs ne se sont pas fait en prenant les sollicitations du même côté. On peut vérifier ce résultat en calculant M_{fC} à partir des sollicitations situées à droite du point. Le résultat donne $M_{fC} = -200 \times 0{,}1 + 217 \times 0{,}2 = 23{,}4$ Nm.
On retrouve la même valeur au signe près. L'écart de 0,1 Nm est dû aux valeurs arrondies des réactions aux appuis.

Exemple 2

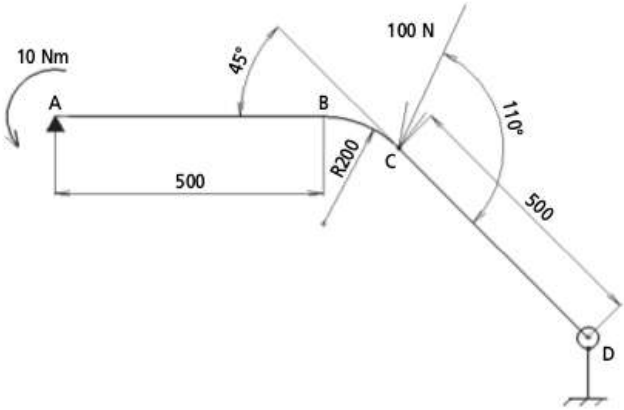


Figure 6.14 – Cas général

Une poutre non rectiligne est soumise à un moment en A et une force inclinée en B. Déterminer le lieu et l'intensité du moment fléchissant maxi.
Il se trouve nécessairement en A ou en C ; le moment fléchissant étant nul en D puisqu'il s'agit d'une liaison pivot soumise uniquement à une force à calculer en étudiant l'équilibre de la poutre. En A, la liaison ponctuelle génère uniquement une force verticale calculable également en étudiant l'équilibre de la poutre. Le moment fléchissant en A sera donc égal à 10 Nm.
Le calcul de la force en A donne une force verticale dirigée vers le haut de 57,3 N. En D, l'intensité de la force est de 53,8 N.

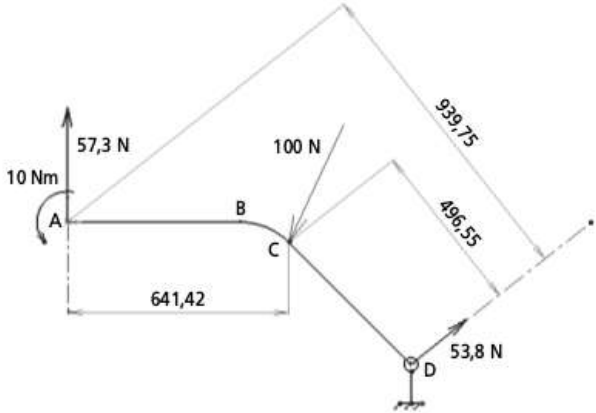


Figure 6.15 – Calcul des réactions en A et D

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Le moment fléchissant au point C vaut :
$M_{fC} = + 10\,000 - 57{,}3 \times 641{,}42 = -26\,753$ Nmm $= -26{,}7$ Nm
On peut vérifier ce résultat en faisant le calcul depuis D :
$M_{fC} = + 53{,}8 \times 496{,}55 = +26\,714$ Nmm $= 26{,}7$ Nm
On retrouve le même résultat au signe près.
On peut affirmer que le moment fléchissant maximal se trouve au point C.

Remarque
Il est aisé de calculer le moment fléchissant en n'importe quel point à l'aide d'une esquisse en CAO. Cela revient à faire, en semi-graphique, un calcul de moment classique en mesurant les bras de leviers des forces intervenant dans le calcul du moment (c'est ce qui a été fait pour le calcul au point C).

Cas d'une charge répartie
Dans ce cas, il suffit de remplacer la charge répartie par une charge équivalente à l'intensité de la charge répartie appliquée en centre de gravité (figure 6.16) sous réserve que AB soit inférieur à 0,5 fois la longueur totale de la poutre. Sinon, il faut prendre en compte la moitié de la charge répartie.

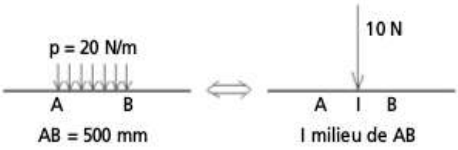


Figure 6.16 – Modélisation d'une charge répartie

6.5.4 Calcul de la contrainte maximale dans certains cas particuliers

Poutre circulaire pleine (calcul à la vérification) :

$$\sigma = \frac{32 \cdot K_f M_f}{\pi D^3}$$

Poutre circulaire creuse (calcul à la vérification) :

$$\sigma = \frac{32 \cdot K_f M_f D}{\pi (D^4 - d^4)}$$

Calcul au dimensionnement :

$$D = 2{,}15 \sqrt[3]{\frac{M_f \cdot K_f}{Rpe\,(1 - q^4)}}$$

D en mm ; Mt en Nmm ; Rpe en Mpa ; $q = \frac{d}{D}$ coefficient de forage

Section rectangulaire :

$$\sigma = \frac{6 \cdot K_f M_f}{bh^2}$$

Section carrée de coté a :

$$\sigma = \frac{6 \cdot K_f M_f}{a^3}$$

6.5.5 Exemple résolu

L'exemple 1, qui a permis d'illustrer le calcul du moment fléchissant, est constitué d'une poutre pleine circulaire dont on cherche à déterminer le diamètre D pour un Rpe=100 Mpa. Le moment fléchissant maximal est en C et a pour intensité 23,4 Nm. Le calcul de dimensionnement peut se faire avec le formulaire sur tableur :

Calcul au dimensionnement
Mf = 23,4 Nm
Rpe = 100 MPa
q = 0
Kf = 1
D = 13,3 mm
d = 0 mm

En modifiant le coefficient de forage q, on vérifie, comme en torsion, que la contrainte varie peu jusqu'à q=0,5.

Calcul à la vérification
Mf = 23,4 Nm
D = 13,3 mm
q = 0,5
Kf = 1
Sigma = 108,1 MPa

La contrainte passe de 100 Mpa à 108 Mpa pour q = 0,5.
Si la poutre est de section rectangulaire, le calcul, à l'aide du formulaire, se fait différemment. Du fait qu'on ne dispose que d'une seule équation et qu'il y a deux voire quatre inconnues si la poutre est creuse, il est nécessaire de procéder par itération et de calculer le moment fléchissant maximal admissible. Il est possible également d'ajouter d'autres équations (ex : H=2B)

Cas d'une poutre pleine : $BH^2 = \frac{6\ Mf \cdot Kf}{Rpe}$

Cas d'une poutre creuse : $\frac{BH^3 - bh^3}{H} = \frac{6\ Mf \cdot Kf}{Rpe}$

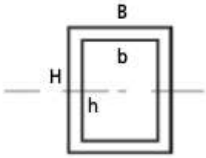


Figure 6.17 – Paramètres d'un tube rectangulaire

Poutre rectangulaire en flexion
B = 7 mm
H = 14 mm
b = 0 mm

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

h = 0 mm
Rpe = 100 MPa
Kf = 1
Mf = 23 Nm

6.5.6 Sollicitation au déplacement

Le calcul se limite à une poutre droite, pleine ou creuse, de section circulaire ou rectangulaire constante sur deux appuis ou encastrée à une extrémité.

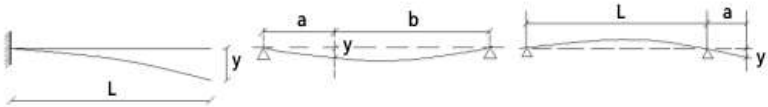


Figure 6.18 – Exemple de sollicitations au déplacement

Le calcul de dimensionnement donne D ou H selon si la poutre est circulaire ou rectangulaire (H est le côté du rectangle perpendiculaire au plan de flexion).
Poutre encastrée :

$$D = H = \frac{2Rpe \cdot L^2}{3E \cdot y}$$

Poutre sollicitée entre deux appuis :

$$D = H = \frac{2Rpe \cdot a \cdot b}{3 \cdot E \cdot y}$$

Poutre en porte à faux :

$$D = H = \frac{2Rpe \cdot a \cdot (a + L)}{3E \cdot y}$$

■ **Raideur d'une poutre**

La raideur d'une poutre au point d'application de la déformation définie au paragraphe précédent est :
Poutre encastrée :

$$K = \frac{3E \cdot I}{L^3}$$

Poutre sollicitée entre deux appuis :

$$K = \frac{3E \cdot I \cdot L}{a^2 \cdot b^2}$$

Poutre en porte à faux :

$$K = \frac{3E \cdot I}{a^2 \cdot (a + L)}$$

Le formulaire sous tableur calcule ces cas de figure :

Sollicitation au déplacement (poutre encastrée-libre)
Rpe = 200 MPa
L = 500 mm
E = 200 000 MPa
y = 2
D = H = 83,3 mm

Sollicitation au déplacement (poutre entre 2 appuis)
Rpe = 100 MPa
a = 200 mm
b = 300 mm
y = 2
E = 200 000 MPa
D = H = 10 mm

Calcul de raideur
E = 200 000 MPa
I = 100 000 mm^4
L = 500 mm
a = 200 mm
b = 300 mm
Poutre encastrée :
K = 480 N/mm
Poutre entre deux appuis :
K = 8 333 N/mm
Poutre en porte à faux :
K = 2 143 N/mm

6.5.7 Sollicitations composées

■ **Flexion et traction**

Il suffit de faire les deux calculs séparément et d'ajouter les contraintes. Dans 95% des cas, les contraintes de traction sont négligeables par rapport aux contraintes de flexion.

■ **Flexion et torsion**

Ces sollicitations ne génèrent pas des contraintes de même nature. Il faut passer par la contrainte équivalente de Von Mises après avoir calculé séparément la contrainte de torsion et de flexion.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{flex}^2 + 3\tau_{tors}^2}$$

En considérant que les coefficients de concentration de contraintes en flexion et en torsion sont identiques, on peut se ramener à un calcul :

– de torsion simple si Mt > 2,3 Mf ;

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

– de flexion simple si Mf > 1,7 Mt.

Dans ce cas, on se ramène aux cas précédents.
La formule à utiliser dans le cas général est la suivante :

$$D = 10\sqrt[6]{\frac{104(M_f \cdot K_f)^2 + 78(M_t \cdot K_{tor})^2}{Rpe^2\,(1 - q^4)^2}}$$

D en mm ; Mt et Mf en Nm ; Rpe en Mpa.
Le formulaire sous tableur permet de dimensionner directement un arbre circulaire soumis à la flexion et à la torsion.

Arbre en sollicitations composées
M_f = 1 280 Nm
M_t = 400 Nm
Rpe = 100 MPa
q = 0
K_{tor} = 1
K_f = 1
D = 51,3 mm
d = 0 mm

6.5.8 Flexion dans deux plans perpendiculaires

S'il existe un moment de flexion dans les deux plans au point de calcul considéré, il y a lieu de prendre comme moment fléchissant la résultante :

$$Mf = \sqrt{Mfy^2 + Mfz^2}$$

Ce calcul est inutile si l'un des moments fléchissants est supérieur à deux fois l'autre moment fléchissant. On ne considère alors qu'un seul moment fléchissant.

6.6 Calculs divers de dimensionnement

6.6.1 Dimensionnement d'un roulement

Un roulement supportant une charge axiale Fa et une charge radiale Fr, tournant à vitesse constante N (en tr/min) pour une durée de vie D (en heures) doit avoir une capacité de charge dynamique C telle que :

$$C = 0{,}039 \cdot (X \cdot Fr + YFa)\sqrt[3]{ND} \text{ pour roulements à billes}$$

$$C = 0{,}054 \cdot (X \cdot Fr + YFa)(ND)^{0,3} \text{ pour roulements à rouleaux}$$

X et Y sont des coefficients dépendant du type de roulement (voir le catalogue fournisseur) qui permettent de calculer la charge équivalente P = XFr + YFa à partir du rapport Fa/Fr.
Le formulaire sur tableur permet de définir la charge dynamique requise en fonction des forces appliquées au roulement :

Dimensionnement d'un roulement
Fr = 10 000 N
Fa = 1 000 N
X = 0,56
Y = 1,4
N = 2 000 tr/mn
D = 50 000 heures
• à billes :
C = 125 940 N
C = 12 594 daN
• à rouleaux :
C = 94 949 N
C = 9 495 daN

Afin de calculer rapidement la force radiale Fr sur le roulement, le formulaire propose un calcul dans un cas général : réactions aux appuis sur un arbre sollicité par une force excentrée quelconque.

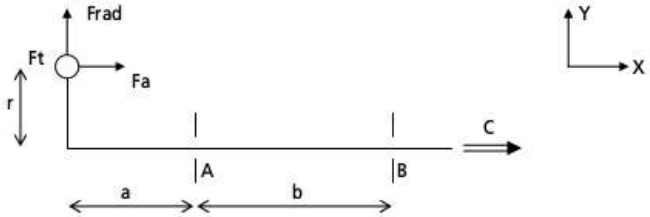


Figure 6.19 – Cas général d'une sollicitationexcentrée

Fa, Frad, Ft, a, b, r et le couple C sont des valeurs algébriques.
Quand le système est en porte à faux, a et b sont de même signe. Dans le cas contraire, ils sont de signes différents. Dans le cas de la figure, avec le repère choisi, a et b sont positifs.
L'intensité des efforts en A et B sont :

$$A = \sqrt{\frac{((a+b)F_{rad} + rF_a)^2 + ((a+b)F_t)^2}{b^2}}$$

$$B = \sqrt{\frac{(aF_{rad} + rF_a)^2 + a^2F_t^2}{b^2}}$$

A et B sont les forces radiales Fr à utiliser pour dimensionner les roulements.

Réactions aux appuis sur un arbre sollicité par une force quelconque
Frad = 1 000 N
Fa = 500 N
Ft = 300 N
a = 20
b = 30
r = 50

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

A = 2 550 N
B = 1 513 N

Dans le cas particulier d'un engrenage cylindrique à denture hélicoïdale (angle β), on a :

$$F_t = \frac{60\,000\,P}{\pi n m Z},\ F_{rad} = F_t \frac{tg\alpha}{\cos\beta} \text{ et } F_a = F_t tg\beta$$

avec P puissance transmise en W ; n vitesse de rotation en tr/mn ; m et Z module et nombre de dents.
L'angle β est positif ou négatif selon le sens de la force F_a conformément à la figure 6.19. L'angle α est toujours positif.

Cas de l'engrenage
P = 1 000 W
m = 4
Z = 25
n = 300 tr/mn
α = 20
β = 15
a = 20
b = 30
A = 1 263 N
B = 615 N

6.6.2 Système vis-écrou

Dans le cas d'un assemblage par vis ou par boulon à pas normal, la force maximale d'assemblage à 85 % de la limite élastique et le couple à appliquer sont donnés par les formules suivantes :

$$F = \frac{0,21D^2\,Re}{\sqrt[3]{f_1}}$$

avec f_1 coefficient de frottement au niveau du filetage et f_2 coefficient de frottement au niveau de la tête de vis ou de l'écrou.

$$C = \frac{0,41D^3\,Re(f_1 + 0,205)(f_2 + 0,1)}{\sqrt[3]{f_1}}$$

Ces formules donnent des résultats assez conformes à la norme NF-E 25-030.
Le formulaire sur tableur détermine le diamètre de la vis et le couple de serrage à appliquer en fonction de la force de serrage requise, de la limite élastique de la vis et des coefficients de frottement.
À noter qu'une vis de classe 8.8 par exemple a une limite à la rupture de 800 Mpa et une limite élastique de 640 Mpa ; valeur obtenue à partir du produit des deux valeurs données.

Système vis-écrou
F = 100 000 N
Re = 640 MPa
f1 = 0,15
f2 = 0,15
D = 20 mm
C = 346 Nm

Le rendement d'un système vis-écrou est donné par la formule :

$$\eta = \frac{\text{tg}\alpha}{\text{tg}(\alpha + \phi)}$$

Pour une vis classique à pas normal, il est inférieur à 0,5.

6.6.3 Calcul d'un ressort hélicoïdal

On détermine un ressort hélicoïdal à partir des données suivantes :
– force maximale F appliquée au ressort ;
– raideur K du ressort ;
– encombrement diamétral Dmax.

On choisit D = Dmax.

On calcule $d \geqslant \sqrt[3]{\frac{4,41FD}{R_{pe}}}$ et on choisit d normalisé.

On calcule $n = \frac{Gd^4}{8D^3K}$ on choisit n multiple de 0,5 (G = 80 000 Mpa pour l'acier).

La longueur du ressort sous charge est : L_1=n(d+1,5)
La longueur du ressort à vide est : L_0= L_1+F/K
Il faut vérifier les conditions de non flambage pour un ressort en compression :

$$\frac{d}{D} \geqslant 0,1 \text{ et } \frac{D}{L_0} \geqslant 0,2$$

Si ces dernières conditions ne sont pas respectées, il faut guider le ressort sur toute sa longueur.
Dans le cas d'un ressort sollicité en traction, les spires sont jointives quand le ressort est à vide. On en déduit que L_0 = nd. Il n'y a pas de vérification de non flambage.
La longueur du ressort sous charge est : L_1 = nd + F/K

Calcul d'un ressort hélicoïdal
• Ressort de compression :
D = 50 mm
F = 1 000 N
Rpe = 400 MPa
G = 80 000 MPa
K = 50 N/m
d = 7,1 mm

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

n = 4,2
L1 = 34 mm
L0 = 54 mm
d/D (> 0,1) = 0,14
D/L0 (> 0,2) = 0,93
• Ressort de traction :
L0 = 30 mm
L1 = 50 mm

6.6.4 Calcul d'un assemblage fretté

Cas d'un frettage sur un diamètre d et une longueur L ; l'arbre étant supposé de diamètre intérieur d_i. Les deux matériaux sont en acier et la frette a un diamètre extérieur D. La résistance de la frette et de l'arbre est Rpe. Le couple et la force transmissibles C et F sont proportionnels à la longueur de frettage et au coefficient de frottement arbre-frette. L'arbre et la frette sont réalisés avec un IT7.
Il faut :

– calculer la pression maximale admissible au contact arbre-frette :

$$P_{max} = \text{Min}\left(\frac{Rpe(D^2 - d^2)}{\sqrt{3}D^2}, \frac{Rpe(d^2 - d_i^2)}{\sqrt{3}d^2}\right)$$

– calculer le serrage maximal Δmax :

$$\Delta_{max} = \frac{2d^3P_{max}(D^2 - d_i^2)}{E(d^2 - d_i^2)(D^2 - d^2)}$$

– calculer le serrage minimal Δmin :

$$\Delta min = \Delta max - 2\ IT7(d)$$

– calculer C et F :

$$C_{(en\ Nm)} = \frac{\pi P_{max}\Delta_{min}d^2Lf}{2\,000\,\Delta_{max}} \qquad F = \frac{\pi p_{max}\Delta_{min}dLf}{\Delta_{max}}$$

Calcul d'un assemblage fretté
Rpe = 300 MPa
E = 200 000 MPa
di = 0 mm
d = 80 mm
D = 160 mm
f = 0,1
L = 80 mm
F = 139 356 N
C = 5 574 Nm
Pmax = 130 MPa
Δmin = 0,07 mm
Δmax = 0,14 mm

6.6.5 Calcul d'une butée

On cherche à déterminer les rayons R et r d'un épaulement en fonction de la pression admissible p et d'en déduire le couple de frottement C. Trois cas sont proposés :

■ **On suppose r = 0 ou r << R**

On a alors : $R = 0{,}56\sqrt{\frac{F}{p}}$ et $C = 0{,}38f\sqrt{\frac{F^3}{p}}$

avec f coefficient de frottement.

C'est dans cette configuration que le couple de frottement sera le plus faible. On constate qu'on peut directement le déterminer en fonction de la pression admissible. Plus celle-ci sera élevée, plus le couple de frottement sera faible (on admet que f varie très peu avec p).

■ **On pose R = kr et on fait varier k**

On a alors : $R = 0{,}56\sqrt{\frac{F}{p\left(1-\left(\frac{1}{k}\right)^2\right)}}$ et $C = 0{,}38\left(1-\left(\frac{1}{k}\right)^3\right)f\sqrt{\frac{F^3}{p\left(1-\left(\frac{1}{k}\right)^2\right)^3}}$

■ **On connaît r**

On suppose que r a été déterminé précédemment, par un calcul de torsion par exemple.

On a alors : $R = \sqrt{\frac{F}{\pi p} + r^2}$ et $C = \frac{2\pi pf}{3}\left(\left(\frac{F}{\pi p} + r^2\right)^{\frac{3}{2}} - r^3\right)$

Calcul d'une butée

F = 1 000 N
p = 20 MPa
k = 2
r = 30 mm
f = 0,1
• r = 0 ou r << R :
R = 4,0 mm
C = 0,27 Nm
• R = kr :
R = 4,6 mm
C = 0,36 Nm
• r connu :
R = 30,3 mm
C = 3,01 Nm

B
OUTILS TECHNIQUES

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

6.6.6 Calcul à la pression de Hertz

Le calcul à la pression de Hertz est traité dans le cadre d'un contact sphère-sphère et cylindre-cylindre en contact interne ou externe. À noter qu'un plan est un cas particulier de sphère ou de cylindre de rayon très grand.
Pour chaque type de contact, Pint correspond à un contact intérieur (ex : un cylindre dans un autre cylindre) et Pext un contact extérieur (ex : deux sphères pleines en contact)
Les formules utilisées sont les suivantes :

$$\text{Sphère} - \text{sphère} : p = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{1}{d1} \pm \frac{1}{d2}\right)^2 F}{\left(\frac{1}{E1} + \frac{1}{E2}\right)^2}}$$

+ en contact extérieur, - en contact intérieur

$$\text{Cylindre} - \text{cylindre} : p = 0{,}83\sqrt{\frac{F}{b}\left(\frac{\frac{1}{d1} \pm \frac{1}{d2}}{\frac{1}{E1} + \frac{1}{E2}}\right)}$$

Calcul a la pression de Hertz
• Contact sphérique :
F = 10 000 N
E1 = 200 000 MPa
E2 = 200 000 MPa
D1 = 30 mm
D2 = 40 mm
Pext = 6 960 MPa
Pint = 1 902 MPa
• Contact cylindrique :
F = 10 000 N
E1 = 200 000 MPa
E2 = 200 000 MPa
D1 = 30 mm
D2 = 40 mm
b = 50 mm
Pext = 896 MPa
Pint = 338 MPa

6.6.7 Calcul du couple transitoire et permanent d'un moteur

La figure 6.20 est représentative du cas général. On cherche à déterminer le couple transitoire en phase de démarrage du moteur pour que l'arbre moteur soit soumis à une accélération ω′ déterminée par calcul cinématique. On en déduit également le couple moteur à vitesse constante. Le mouvement de démarrage est supposé tel que

les masses M2 et M4 montent. Les rapports de réduction i_1 et i_2 sont supérieurs à 1 s'il s'agit d'un réducteur et inférieur à 1 s'il s'agit d'un multiplicateur. Les rendements internes des liaisons sont pris en compte. Si le système ne comporte pas de réducteur, il faut faire :

$$C_{f2} = C_{f3} = C_{f4} = 0 \text{ et } J_2 = J_3 = J_4 = 0$$

$$i_1 = i_2 = i_3 = 1 \text{ et } \eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = 1$$

Si une masse n'existe pas, il suffit de lui donner une valeur nulle.

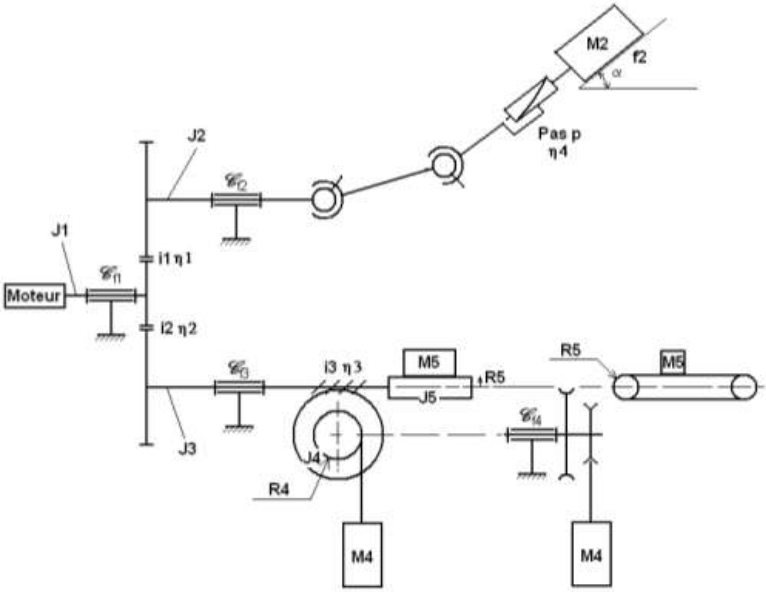


Figure 6.20 – Chaîne cinématique générale

La formule du couple transitoire calculé dans le tableur est la suivante :

$$C_t = C_{f1} + \frac{C_{f2}}{\eta_1 \cdot i_1} + \frac{C_{f3}}{\eta_2 \cdot i_2} + \frac{C_{f4}}{\eta_2 \cdot \eta_3 i_2 \cdot i_3} +$$

$$\frac{M_2 \cdot g \cdot (f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha))p}{2\pi\eta_1 \cdot \eta_4} + \frac{M_4 \cdot g \cdot R_4}{\eta_2 \cdot \eta_3 i_2 \cdot i_3} +$$

$$\left(J_1 + \frac{J_2}{\eta_1 \cdot i_1^2} + \frac{J_3}{\eta_2 \cdot i_2^2} + \frac{J_4}{\eta_2 \cdot i_2^2 \eta_3 \cdot i_3^2} + \frac{M_2 \cdot p^2}{4\pi^2 \eta_1 \eta_4} + \frac{M_4 \cdot R_4^2}{\eta_2 \cdot i_2^2 \eta_3 \cdot i_3^2} + \frac{M_5 \cdot R_5^2}{\eta_2 \cdot i_2^2}\right)\omega'$$

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Le couple permanent, c'est-à-dire à vitesse constante, est C_p :

$$C_p = C_{f1} + \frac{C_{f2}}{\eta_1 \cdot i_1} + \frac{C_{f3}}{\eta_2 \cdot i_2} + \frac{C_{f4}}{\eta_2 \cdot \eta_3 i_2 \cdot i_3} + \\ + \frac{M_2 \cdot g \cdot (f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha))\, p}{2\pi\eta_1 \cdot \eta_4} + \frac{M_4 \cdot g \cdot R_4}{\eta_2 \cdot \eta_3 i_2 \cdot i_3}$$

Calcul dynamique

Cf1 = 0 Nm
Cf2 = 0 Nm
Cf3 = 0 Nm
Cf4 = 0 Nm
M2 = 0 kg
M4 = 100 kg
M5 = 0 kg
i1 = 1
i2 = 3
i3 = 10
p = 0,001 m
η1 = 0,95
η2 = 0,8
η3 = 0,8
η4 = 0,4
J1 = 1 kg/m²
J2 = 1 kg/m²
J3 = 1 kg/m²
J4 = 1 kg/m²
R4 = 0,4 mm
R5 = 0,6 mm
α = 2030
ω' = 10 rad/s²
f = 0,1
Ct = 43,04 Nm
Cp = 20,83 Nm

6.6.8 Calcul approché d'un choc

Une masse M glisse sur un plan incliné d'un angle α et se trouve à une distance d d'un ressort de raideur K, précontraint d'une force F0. La vitesse de la masse est V0. Le frottement masse-plan incliné est f. Le calcul de la force maximale F exercée par le ressort pour arrêter la masse M est réalisé par le tableur. L'arrêt de la masse M a occasionné une compression e du ressort.

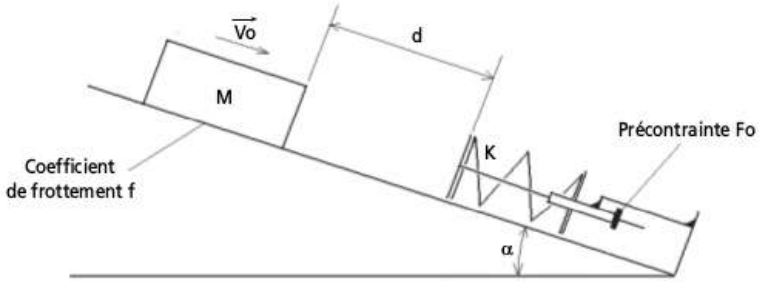


Figure 6.21 – Calcul au choc

Calcul au choc
M = 10 kg
V0 = 1 m/s
f = 0
α = 10°
d = 2 m
K = 10 000 N/m
F0 = 0 N
F = 891 N
e = 89 mm

6.7 Conclusion

Le calcul de RDM se résume dans la majorité des cas à l'application de formules exploitables à partir d'un tableur. La CAO est utile pour calculer, en semi-graphique, les moments fléchissants. Ainsi, il est possible de dimensionner rapidement une pièce et, selon le cas, engager ou non des calculs complémentaires plus précis (sous forme de calculs par éléments finis par exemple) afin de valider cette première approche.

6.8 Exemple de synthèse

Afin d'illustrer tous les concepts abordés en mathématique, calcul statique et résistance des matériaux et également mettre en évidence la puissance de calcul que permettent les logiciels de CAO actuels au travers de leurs esquisses paramétrées, une étude de cas, reposant sur l'optimisation d'un ferme-porte, est proposée.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

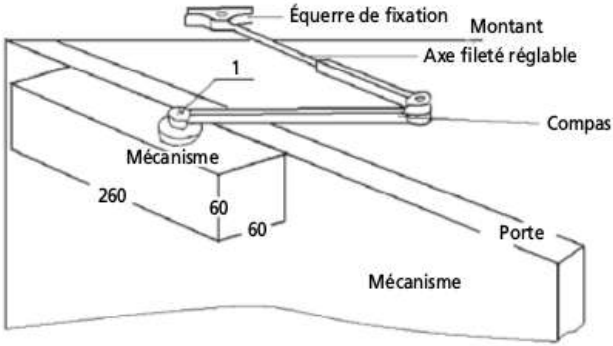


Figure 6.22 – Implantation d'un ferme-porte

Le principe de fonctionnement du ferme-porte est imposé et défini par la figure 6.23.

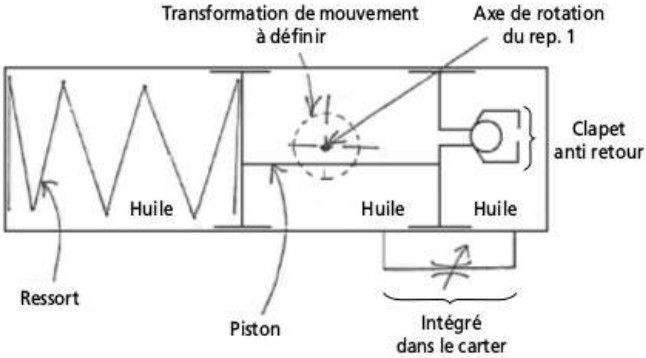


Figure 6.23 – Principe de fonctionnement du ferme-porte

La transformation de mouvement est assurée par un système pignon-crémaillère dont les dimensions sont à définir.
Problème : Définir la position du ferme-porte, la longueur des branches du compas, les caractéristiques du couple pignon-crémaillère et les dimensions du ressort de façon à ouvrir la porte avec une force de 15 N la plus constante possible sur un angle d'ouverture de 140°.

6.8.1 Analyse du problème et préparation du calcul graphique

Ce type de problème a déjà plus ou moins été traité dans divers documents, notamment pour illustrer le calcul à l'aide de torseurs, mais uniquement dans une position donnée du ferme-porte et avec des dimensions de compas et de ressort fournies. Il s'agit donc de calculs à la vérification. Ici, c'est du calcul au dimensionnement qui permet de définir les différents éléments du mécanisme (ressort,

dimension et position des compas) en fonction du besoin du client : pousser la porte avec une force la plus constante possible (de l'ordre de 15 N). L'analyse du problème est donc différente.
Un schéma simplifié du mécanisme est nécessaire pour modéliser le calcul statique (figure 6.24).

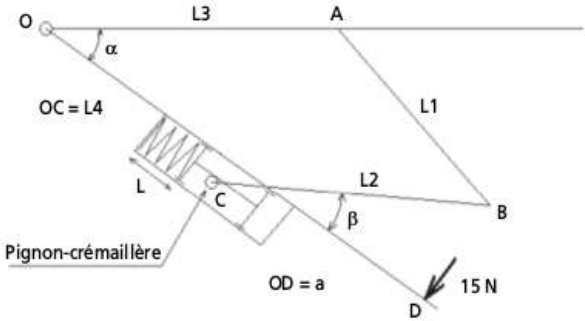


Figure 6.24 – Schématisation du mécanisme

La difficulté principale dans un calcul au dimensionnement est la présence d'un nombre élevé d'inconnues à déterminer par rapport au nombre d'équations disponible.
L1, L2, L3, L4, r et les dimensions du ressort (diamètre d'enroulement, diamètre de fil et nombre de spires) sont les inconnues ; au total 8.
Une force F, quasiment constante, appliquée par l'utilisateur de la porte durant son ouverture et un ressort capable d'entrer dans l'encombrement du ferme-porte sont les contraintes imposées.
L'ouverture de la porte produit l'augmentation de l'angle α et de l'angle β et la diminution de L (compression du ressort). C'est-à-dire que le ressort exerce une force résistante R à l'ouverture d'autant plus grande que la porte est ouverte. Avec un seul ressort cylindrique, la variation de cette force résistante est linéaire en fonction de la variation de L.
Une analyse globale du mécanisme par la méthode énergétique permet de déterminer s'il est possible d'envisager une solution avec ressort et pignon-crémaillère. En considérant qu'il n'y a pas de frottement, on peut écrire que le travail fourni par l'utilisateur pour un déplacement très faible $\Delta\alpha$ dans une position d'ouverture quelconque α est égal au travail fourni par le ressort pour une compression très faible ΔL correspondant au déplacement $\Delta\alpha$. Comme ΔL est très faible, on peut considérer que la force R du ressort reste constante.

$$W_{utilisateur} = W_{ressort}$$

$$F \cdot a \cdot \Delta\alpha = R \cdot \Delta L$$

Avec un système pignon crémaillère, on peut écrire que la variation de l'angle $\Delta\beta$ est proportionnelle à la variation de longueur du ressort ΔL ; cette proportionnalité étant le rayon du pignon ; d'où :

$$F \cdot a \cdot \Delta\alpha = R \cdot r \cdot \Delta\beta$$

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

On souhaite que F (effort appliqué par l'utilisateur) soit constant pour une valeur $\Delta\alpha$ fixée, quelle que soit la position d'ouverture de la porte (angle α). La largeur de la porte (a) et le rayon du pignon (r) sont constants. La résistance du ressort R augmente de façon linéaire en fonction de α. En écrivant :

$$\frac{1}{\Delta\beta} = \frac{r}{F \cdot a \cdot \Delta\alpha} R$$

on constate que $\frac{1}{\Delta\beta}$ doit être proportionnel à R si on veut un système optimisé où l'utilisateur applique un effort constant F sur la porte.

Il suffit donc de tracer la courbe $\frac{1}{\Delta\beta}$ en fonction de α, angle d'ouverture de la porte, et déterminer les longueurs L1, L2, L3 et L4 de façon à ce que cette courbe se rapproche le plus possible d'une droite croissante pour être comparable à la courbe de compression du ressort.

Cette analyse mathématique permet de modéliser le problème et de préparer la résolution par calcul graphique. Il suffit de tracer les points de pivot O, A, B, C et de paramétrer l'angle d'ouverture α et l'angle entre le bras du compas et la porte β.

6.8.2 Construction du modèle graphique

L'esquisse paramétrée modélisant le système se fait suivant plusieurs étapes.

■ **Étape 1**

Dessiner l'esquisse du système limitée aux éléments contribuant à la détermination des dimensions du compas.

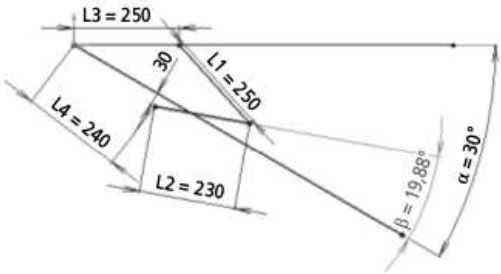


Figure 6.25 – Esquisse du mécanisme

■ **Étape 2**

Copier l'esquisse et décaler l'ouverture de la porte de $\Delta\alpha = 1°$.

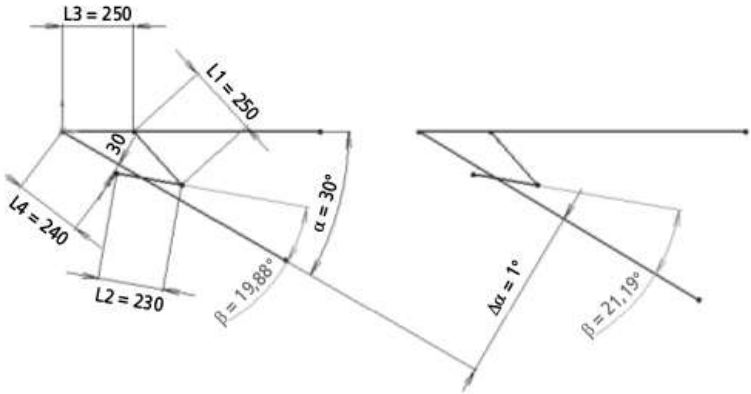


Figure 6.26 – Construction pour le calcul en énergétique

Cette nouvelle position permet de calculer $\Delta\beta$ par différence des angles β mesurés sur chaque figure.

■ **Étape 3**

Calcul de $\dfrac{1}{\Delta\beta}$

$$1/\Delta\beta = 0{,}76$$

Tracer une droite, la coter et entrer une équation pour obtenir $\dfrac{1}{\Delta\beta}$.

Le modèle de calcul est terminé. Il est très rapide à construire et simple d'utilisation. Il suffit de faire varier α de 20° en 20° dans un premier temps et noter les évolutions de $\dfrac{1}{\Delta\beta}$.

6.8.3 Exploitation du modèle graphique

Il faut, à l'aide de ce modèle, déterminer L1, L2, L3, L4 de façon à ce que :

- la force exercée par l'utilisateur soit la plus constante possible ;
- il n'y ait pas d'interférences entre les branches du compas et le mur ;
- les dimensions du compas permettent l'ouverture complète de la porte ; on se limite ici à une ouverture de 140°.

À ce stade de l'étude, la difficulté réside dans l'établissement d'un plan d'expérience qui permette de connaître l'influence de chaque élément sur le résultat. Dans ce cas précis, nous avons affaire au dimensionnement d'un quadrilatère déformable. Le plus simple est de partir d'un cas particulier : le losange, définir la longueur minimum du côté du losange et voir l'évolution de l'angle β.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

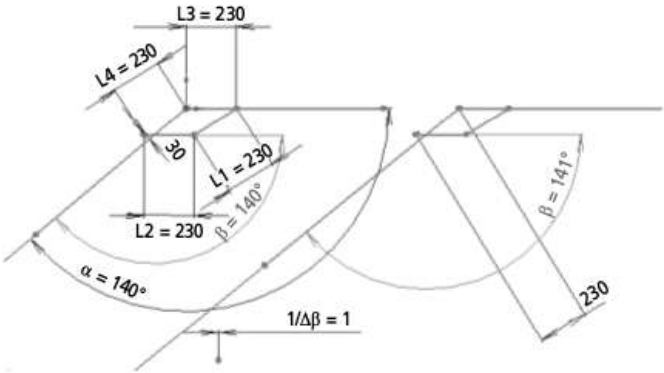


Figure 6.27 – Position ouverte avec L1 = L2 = L3 = L4

On constate que, quelle que soit la valeur de longueur choisie, il est possible d'ouvrir la porte à 140°, qu'en position fermée, le compas n'a pas d'interférence avec le mur et que $\frac{1}{\Delta\beta}$ reste constant en fonction de α.

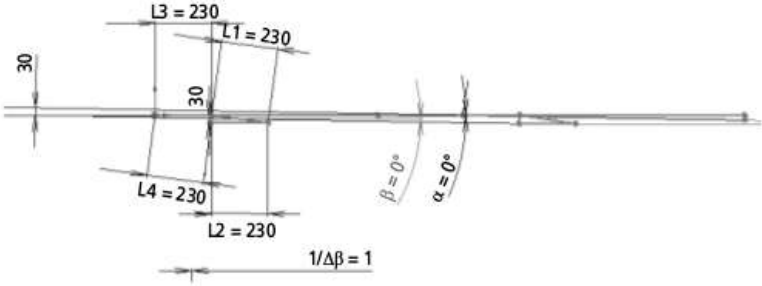


Figure 6.28 – Position fermée avec L1 = L2 = L3 = L4

En restant sur des considérations géométriques, on peut définir un axe de symétrie suivant OB et modifier les longueurs en conservant L1 = L2 d'une part et L3 = L4 d'autre part.

On constate que si (L1,L2) sont plus petits que (L3,L4), $\frac{1}{\Delta\beta}$ diminue quand α augmente et inversement. L'augmentation de l'écart entre (L1,L2) et (L3,L4) augmente la variation de $\frac{1}{\Delta\beta}$ en fonction de α. Il faut que cette variation soit la plus grande possible parce qu'elle détermine, en partie, la raideur requise du ressort et en facilite ainsi son dimensionnement.

À ce stade, l'optimisation de la dimension des compas semble terminée. Il faut cependant se préoccuper du dimensionnement des pièces constituant le groom et, pour ce faire, connaître les sollicitations qui y sont appliquées.

Le plus simple est de réaliser le calcul en statique graphique. La branche du compas AB est soumise à deux forces. On peut en déduire que la direction des forces en A et B sont suivant AB. Si on isole la porte, le ferme-porte et la branche du compas BC, on obtient la figure 6.29 pour une position d'ouverture de porte quelconque et pour la porte fermée.

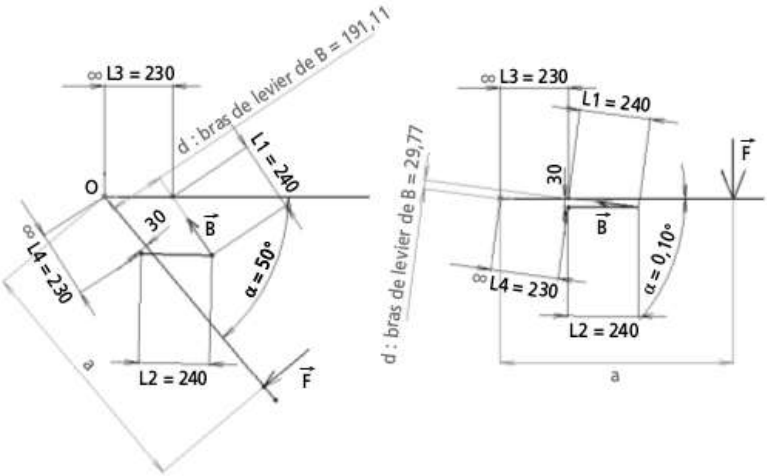


Figure 6.29 – Cas où L1 = L2 et L3 = L4

On constate que d, bras de levier de B, diminue considérablement porte fermée. Le calcul de l'intensité de cette force est immédiat : $B = \frac{F \cdot a}{d}$

En considérant une largeur de porte a = 900 mm, on obtient une force B = 450 N. Pour augmenter d, il est possible de diminuer L2 de 240 mm à 230 mm (figure 6.30).

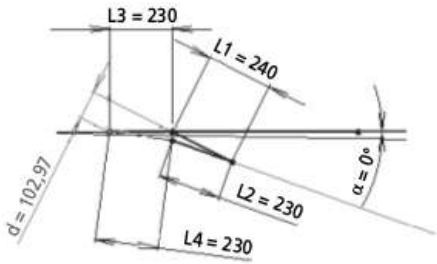


Figure 6.30 – Cas où L1 = 240 mm et L2 = L3 = L4 = 230 mm

Ainsi, le bras de levier d passant de 29,77 mm à 102,97 mm, la force en B passe de 450 à 130 N. C'est sur cette base que la courbe $\frac{1}{\Delta\beta}$ en fonction de α peut être tracée.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

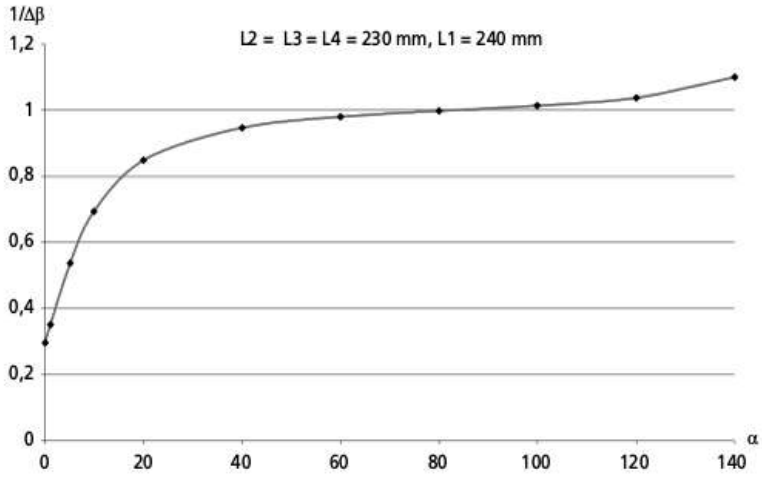


Figure 6.31 – Comportement du ferme-porte pour L1 = 240 mm et L2 = L3 = L4 = 230 mm

La courbe obtenue en figure 6.31 est bien croissante, mais on ne peut pas dire qu'elle soit très linéaire. Ceci dit, on peut remarquer que cette courbe peut être assimilée, avec une bonne précision, à deux droites (figure 6.32).

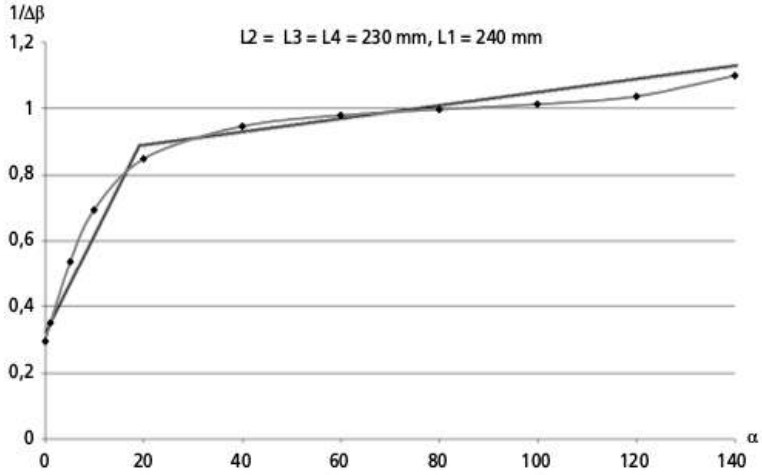


Figure 6.32 – Mise en évidence de la nécessité de mettre en place deux ressorts

À ces deux droites correspondent deux ressorts de raideur K1 et K2. La réalisation d'un tel système nécessite la mise en place de deux ressorts en série avec une précontrainte élevée pour le ressort de raideur K2. A priori, cette solution semble complexe et encombrante.

Avant d'aller plus loin dans une recherche d'optimisation de la courbe, il est intéressant d'évaluer la variation de l'effort exercé par l'utilisateur si on ne met en place qu'un ressort. Pour ce faire, il faut tracer la droite qui minimise les écarts relatifs entre la droite et la courbe (figure 6.33)

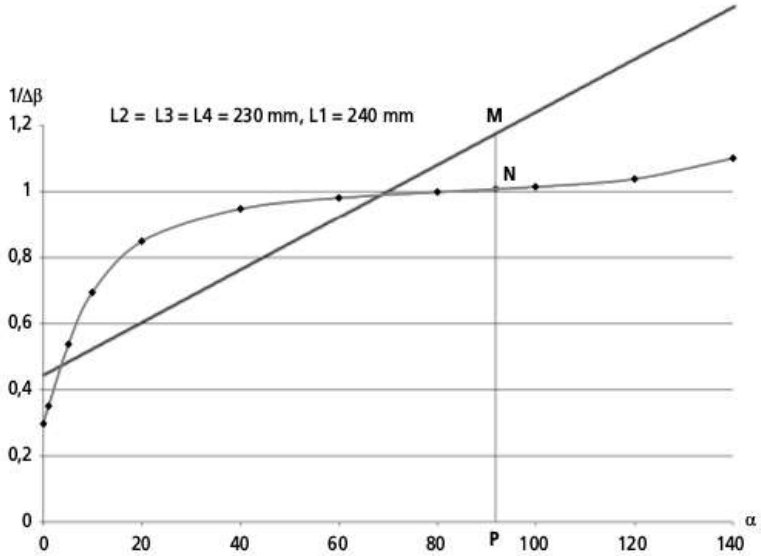


Figure 6.33 – Détermination de la variation de l'effort de l'utilisateur avec un ressort

Il suffit de tracer une verticale et de calculer le rapport $\frac{NP}{MP}$; ici à peu près 0,86.

Dans cette position, le ressort génère une force supérieure à la force requise et l'utilisateur devra appliquer un effort de $\frac{15}{0,86} = 17,5$N. Il faut déterminer la position où ce rapport est maximum et minimum. Il est de 0,65 à 0° et de 1,4 à 20°. L'effort appliqué par l'utilisateur va varier de 11 N à 23 N. Il faut essayer d'optimiser les dimensions du compas.

Dans un plan d'expérience, il faut ne faire varier qu'un paramètre de façon à déterminer son influence sur le résultat. Dans ce cas précis, deux courbes supplémentaires sont superposées à la courbe précédente en prenant pour L1 les valeurs 235 mm et 250 mm ; soit une valeur inférieure et supérieure à 240 mm objet de la courbe précédente (figure 6.34).

Si L1 diminue, les extrémités de la courbe ont tendance à se rapprocher pour s'égaler avec L1 = 230 mm puisque dans cette configuration, les 4 longueurs sont égales. Par contre, il n'y a pas à proprement parler de lissage de courbe. La valeur optimum semblant être L1 = 240 mm, elle est conservée pour la nouvelle série d'essais où, seule, la longueur L3 est modifiée.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

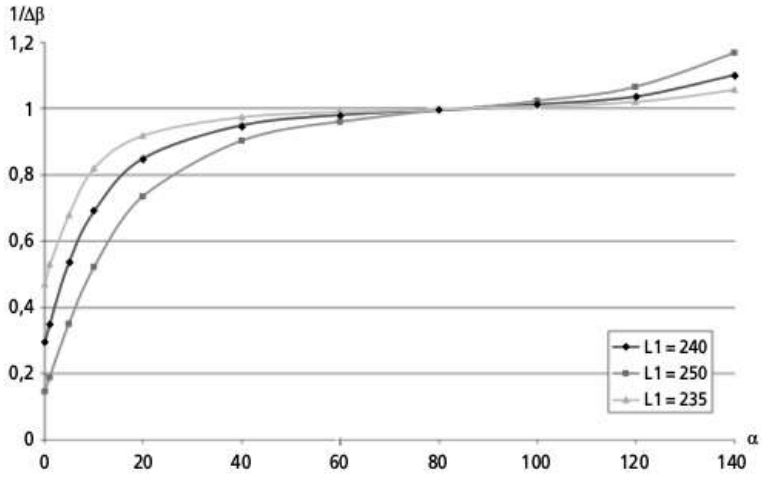


Figure 6.34 – Évolution des courbes en fonction de L1

L1 = 240 mm, L2 = L4 = 230 mm, L3 variable. On constate alors que pour L3 inférieur à 230 mm, le compas interfère avec le mur et pour L3 supérieur à 230 mm, la courbe 1/Δβ en fonction de α est décroissante. Il faut conserver L3 = 230 mm. La dernière série de mesure se fait en fixant L1 = 240 mm, L2 = L3 = 230 mm et en faisant varier L4, avec L4 inférieur à 240 mm sinon il y a interférence mur/compas.

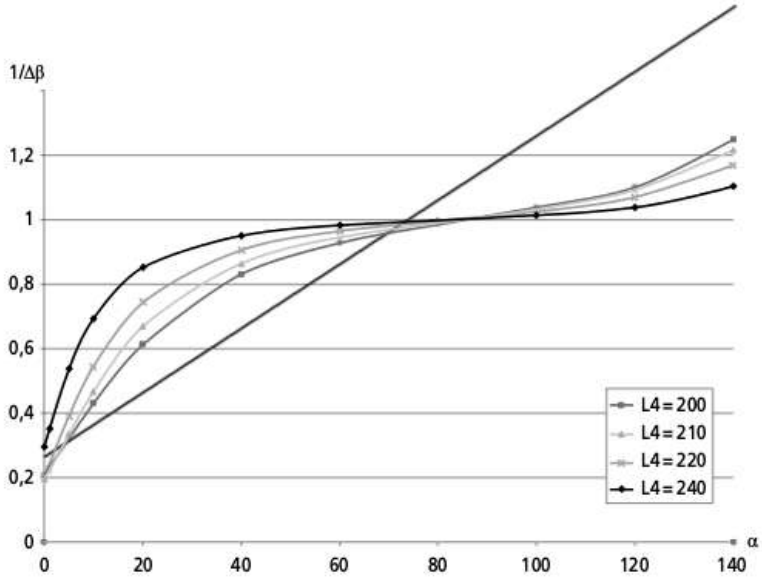


Figure 6.35 – Détermination de la raideur requise pour le ressort

On constate que la courbe (figure 6.35) tend à se linéariser si on diminue L4. En traçant la droite K, on constate que les rapports maximaux et minimaux entre la droite et la courbe pour L4 = 200 mm sont de 1,3 à 25° et 0,76 à 120°. L'effort de l'utilisateur varie alors de 12N à 20N ; ce qui reste acceptable. L1 = 240 mm, L2 = L3 = 230 mm et L4 = 200 mm sont les valeurs retenues pour les dimensions du compas et la position de fixation du ferme-porte.

6.8.4 Détermination du ressort

Pour déterminer les dimensions du ressort, il faut déterminer sa raideur et la force maximale appliquée. On dispose des équations suivantes :

$\frac{1}{\Delta\beta} = \frac{r}{F \cdot a \cdot \Delta\alpha} R$ ce qui donne $R = \frac{1}{\Delta\beta} \cdot \frac{F \cdot a \cdot \Delta\alpha}{r}$, effort que doit générer le ressort suivant l'angle d'ouverture de la porte.

$c = 1_{\alpha=0°} - 1_{\alpha=140°} = (\beta_{0°} - \beta_{140°}) \cdot r$; c course du ressort durant l'ouverture de la porte déterminée à partir du rayon du pignon r et de la variation de l'angle β entre la branche du compas et la porte pour une ouverture complète. Cet écart angulaire est évidemment exprimé en radian et sa mesure est de 3,13 rad.

$K = \frac{R_{140°} - R_{0°}}{c}$ est la raideur requise pour le ressort et $R_{140°}$ la force maximale exercée par le ressort en position porte ouverte. En remplaçant R et c dans la dernière équation, on obtient :

$$K = \frac{F \cdot a \cdot \Delta\alpha}{(\beta_{0°} - \beta_{140°})r^2}\left(\frac{1}{\Delta\beta_{140°}} - \frac{1}{\Delta\beta_{0°}}\right)$$

Quand la porte est en position ouverte ou fermée, la droite de raideur K n'est pas sur la courbe « L4 = 200 mm ». En conservant l'effort de l'utilisateur à 15 N pour le calcul, il y a lieu de prendre pour valeur de $1/\Delta\beta$, la valeur obtenue par la droite de raideur K à savoir :

$$1/\Delta\beta_{0°} = 0{,}27 \text{ pour } \alpha = 0° \text{ et} 1/\Delta\beta_{140°} = 1{,}65 \text{ pour } \alpha = 140°.$$

D'où $$K_{(N/mm)} = \frac{15 \times 900 \times 1°}{3{,}13\ r^2_{(mm)}}(1{,}65 - 0{,}27) = \frac{5\,950}{r^2_{(mm)}}$$

et $$R_{140°(N)} = 1{,}65 \times \frac{15 \times 900 \times 1°}{r_{(mm)}} = \frac{22\,300}{r_{(mm)}}$$

Les conditions d'engrènement sans interférence entre un pignon et une crémaillère nécessitent un nombre de dents Z minimum égal à 17 pour une denture standard. Le module peut être calculé par la formule simplifiée :

$$m = 2{,}34\sqrt{\frac{R_{140°(N)}}{k \cdot Rpe}} = \frac{9}{\sqrt{r_{(mm)}}}$$

avec k = 10 coefficient de largeur de denture et Rpe = 150 Mpa.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

$$d_p = 2r_{(mm)} = mZ = \frac{9}{\sqrt{r_{(mm)}}} \times 17 = \frac{153}{\sqrt{r_{(mm)}}}$$

Ce qui donne finalement $\sqrt{r^3_{(mm)}} = 76{,}5$ d'où r = 18 mm, puis m = 2 et Z = 18.

La course du ressort peut alors être calculée :

$$c = (\beta_{0°} - \beta_{140°})r = 3{,}13 \times 18 = 56 \text{ mm}$$

Ainsi que sa raideur : $K_{(N/mm)} = \frac{5\,950}{18^2} = 18{,}5$ N/mm

La force maximale sur le ressort est $R_{140°} = 1\,240$ N, calculé à partir de la formule

$$R = \frac{1}{\Delta\beta} \cdot \frac{F \cdot a \cdot \Delta\alpha}{r}.$$

En choisissant un diamètre d'enroulement le plus grand possible par rapport à l'encombrement disponible, soit D = 45 mm, on peut déterminer, à l'aide du tableur, les dimensions du ressort :

Calcul d'un ressort hélicoïdal – ressort de compression
D = 45 mm
F = 1 240 N
Rpe = 800 MPa
G = 80 000 MPa
K = 18,5 N/mm
d = 6,7 mm
n = 12,2
L1 = 95 mm
L0 = 162 mm

L1 correspond à la longueur du ressort comprimé porte ouverte et L0 la longueur libre du ressort. En position porte fermée, la longueur du ressort est de L1 + c = 151 mm. La précontrainte à appliquer est de l'ordre de 11 mm. La validation définitive de cette solution se fait en CAO à partir de l'esquisse d'assemblage. Le chapitre 7.6 traite de ce sujet et met en évidence un problème d'encombrement excessif qui peut être facilement résolu si l'esquisse d'assemblage est réalisée selon la méthodologie indiquée.

6.8.5 Dimensionnement des branches du compas

La branche AB est soumise à la traction. Le calcul en statique graphique détermine la position d'ouverture de la porte qui génère la force la plus importante (figure 6.36).
Le système isolé est l'ensemble sauf la branche AB. La somme des moments en O égale à zéro donne l'équation : $B = \frac{F \cdot a}{d}$; F est la valeur réelle à prendre en fonction de la position d'ouverture de la porte.

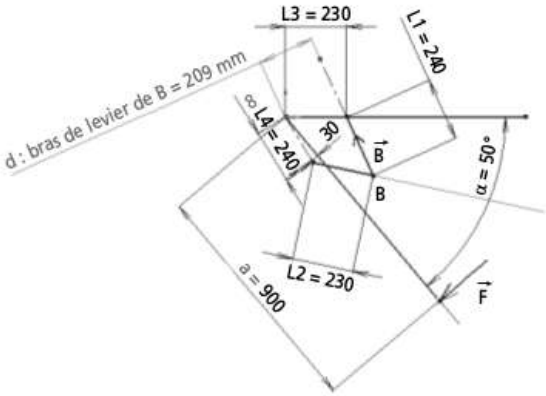


Figure 6.36 – Dimensionnement de la branche AB

Le bras de levier minimal est de 170 mm pour une ouverture à 14° qui demande une force d'ouverture de 12 N. Le bras de levier est de 154 mm pour une force maximale de l'utilisateur à 20 N en ouverture maxi. La force maximale de B est à calculer en ouverture maximale et a pour valeur :

$$B = \frac{F \cdot a}{d} = \frac{20 \times 900}{154} = 120 \text{ N}$$

Il est alors possible de dimensionner le diamètre de la branche AB par un simple calcul en traction.

La branche BC est soumise à la flexion et au flambement. Le moment fléchissant maximal est en position porte ouverte et a pour intensité la force exercée par le ressort multiplié par le rayon du pignon ; soit Mf=1240.18=22,3 Nm. La force de flambement maximale est également déterminée par un calcul en statique graphique. Il est calculé quand les branches du compas sont les plus refermées ; c'est-à-dire en position fermée de la porte (figure 6.37).

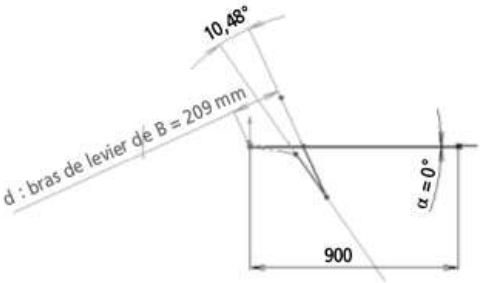


Figure 6.37 – Dimensionnement de la branche BC

Il suffit alors de calculer la force B dans cette position et la projeter sur la direction BC.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

L'utilisation du tableur permet un dimensionnement rapide en flexion et flambement de la branche BC.

6.8.6 Conclusion

Cet exemple montre la puissance du calcul graphique et énergétique ainsi que l'efficacité des tableurs pour réaliser des calculs de dimensionnement qui nécessitent des itérations. Il faut également insister sur l'importance des mathématiques qui permettent de préparer et d'ordonner le plan de travail à travers, essentiellement, la manipulation et l'exploitation de formules. Ceci ne nécessite pas un haut niveau de connaissance dans ce domaine mais une « dextérité » certaine quant à exploiter les formules disponibles.

Ainsi, on peut se faire la réflexion que les valeurs trouvées, en termes d'encombrement du ferme-porte, sont importantes par rapport à ce qu'on trouve dans le commerce. Si on y regarde de plus près, l'effort demandé par l'utilisateur pour ouvrir la porte (15 N) semble importante. Si le donneur d'ordre décide, à la fin de cette préétude, de diviser la force de l'utilisateur par 2, il faut que le projeteur puisse rapidement se rendre compte que cette modification n'affectera que la raideur du ressort et la force maxi qui lui est appliquée et en aucun cas les dimensions du compas. L'examen des équations montre que ces variables sont proportionnelles à la force de l'utilisateur ; il suffit donc de les diviser par 2 et de refaire le calcul du ressort sur le tableur. Il est également simple de modifier la valeur des paramètres de l'esquisse d'assemblage du ferme-porte pour redimensionner le mécanisme, même si celui-ci est déjà totalement conçu en CAO.

Il est important également de bien préparer son plan d'expérience afin de déterminer l'influence des différents paramètres sur le résultat final. Au nombre de 4 dans cet exemple (L1, L2, L3, L4), on peut souhaiter les réduire en modifiant le principe des compas. Puisque la branche AB est soumise à deux forces, elle génère en B une force de direction AB. La génération d'une force peut se faire par un contact ponctuel. Il suffit donc de supprimer la branche AB et positionner le point A dans une rainure fixée au mur. Ainsi, le nombre de paramètres passe de 4 à 2 étant donné que L1 = 0 et L3 varie avec l'ouverture de la porte. Il peut être intéressant de refaire cette étude sur ce type de ferme-porte et comparer les résultats avec ceux précédemment obtenus.

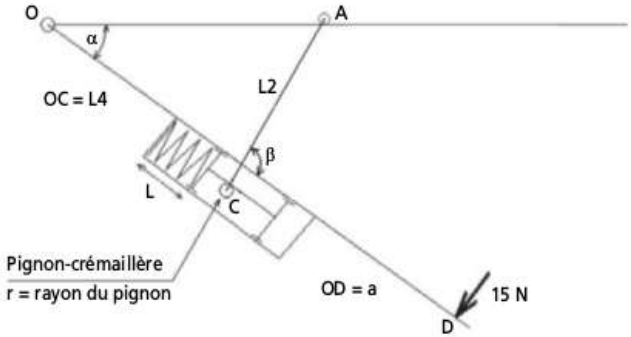


Figure 6.38 – Autre configuration possible

7 • L'HYPERSTATISME DES MÉCANISMES

Ce chapitre permet au concepteur, étudiant ou professionnel, d'appréhender objectivement l'hyperstatisme d'un mécanisme durant la phase d'**étude de faisabilité** ou de **vérification** de son projet. L'hyperstatisme est, sans doute, l'un des points les plus délicats à aborder en mécanique et participe fondamentalement à l'incertitude qui existe entre un projet sur papier et ce qu'il donne réellement une fois le produit fabriqué. Les professionnels de la conception s'appuieront sur l'expérience, les étudiants sur la théorie. La citation d'Emmanuel Kant : « La théorie sans la pratique est absurde, la pratique sans la théorie est aveugle » s'applique parfaitement à la problématique de l'hyperstatisme et renvoie dos à dos ceux qui ne jurent que par l'expérience et ceux qui pensent que tout peut se calculer. Appréhender objectivement l'hyperstatisme, c'est être capable de naviguer entre ces deux approches, pratique et théorique, et, surtout, établir un lien entre elles. Les schémas paramétrés et une analyse de correspondance entre solutions théoriques et technologiques donnent au concepteur toutes les chances pour que le mécanisme fabriqué se comporte comme il l'a prévu en conception. Ainsi, ce chpitre aborde également la façon de traduire les exigences liées à l'hyperstatisme dans le dossier de définition au niveau de la cotation fonctionnelle des dessins de définition ou du contenu des diverses notices, notamment les notices de montage et de spécification de fabrication.

7.1 Problématique de l'hyperstatisme

7.1.1 Qu'est-ce que l'hyperstatisme ?

Qui n'a pas été énervé de déjeuner sur une table bancale ? Il ne suffit pas de grand-chose ; quelques millimètres mais cela suffit à gâcher votre repas. La table est équipée de quatre pieds et seulement trois (deux en phase transitoire) sont en contact avec le sol. Il y a surabondance de contacts. C'est ainsi qu'on peut définir l'hyperstatisme encore que cette définition, si elle semble simple et facile à appliquer, peut mener à des erreurs d'analyse. Si on supprime un pied, pas de soucis, la table ne sera plus bancale et l'analyse de l'isostatisme est simple mais attention au problème de stabilité. Pour y palier, il faut fixer directement deux pieds à la table, relier ensemble les deux autres et les assembler à la table via une liaison pivot d'axe bien choisi. Là, l'analyse est déjà plus compliquée. Une définition plus rigoureuse serait de dire

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

qu'un système est isostatique s'il est possible de déterminer les actions de contact sur toutes les pièces en utilisant uniquement le Principe Fondamental de la Statique. C'est clair, net et précis mais malheureusement difficilement exploitable rapidement et pas toujours vrai si les liaisons entre les pièces ne sont pas sans frottement (ex : pièce bloquée par arc-boutement). Par contre, on peut faire la remarque qu'inversement, tous les calculs statiques réalisés uniquement en utilisant le PFS doivent être isostatiques. En est-on sûr ? D'ailleurs, si vous comparez avec la table qui se trouve à coté de vous, vous constatez qu'elle n'est pas bancale. Les convives déjeunent dans un climat de sérénité que vous leur enviez et pourtant, les deux tables sont identiques, reposent sur le même sol et les éléments posés sur la table constituant le déjeuner sont semblables. La différence pourrait venir du fait que, chez vos voisins, la variation de la longueur des pieds, le défaut du sol et la rigidité de la table font que, **par déformation**, les quatre pieds reposent sur le sol. Ainsi, les réactions sur les pieds dépendent de tous ces paramètres, et d'une table à l'autre, la valeur des réactions est différente. Si les tables étaient isostatiques, dans les conditions précitées et quelle que soit la variation de longueur des pieds ou les défauts du sol, les réactions au niveau des pieds seraient identiques d'une table à l'autre.

7.1.2 L'hyperstatisme est-il une conséquence ou un choix ?

Imaginons une ligne d'arbres de navire de 30 mètres de longueur soutenue par deux paliers. On conçoit aisément que limiter la flèche de l'arbre à une valeur convenable nécessite un diamètre d'arbre rédhibitoire. La solution est donc de disposer plusieurs paliers qui doivent être suffisamment bien alignés pour pouvoir fonctionner dans de bonnes conditions. Ici, l'hyperstatisme est un choix permettant de rigidifier le système afin de limiter la déformation de l'arbre. Sur une machine-outil à commande numérique, l'arbre d'entrainement de chaque vis mère de la machine est monté sur deux roulements bloqués tout deux axialement afin de ne pas répercuter sur la précision de l'usinage les dilatations différentielles entre la vis mère et le bâti. Là encore, l'hyperstatisme est un choix motivé par les exigences de précision de ce type de machine. Par contre, les exemples où l'hyperstatisme est une conséquence ne manquent pas. En se limitant à deux cas classiques, on peut citer un arbre monté sur deux roulements rigides à contact droit et une transmission par engrenage cylindrique. Dans le premier cas, il y a lieu d'aligner avec une précision suffisante les supports de roulement ; dans le second cas, un parallélisme des axes est imposé et même parfois une correction de denture longitudinale si le rapport longueur sur diamètre primitif du pignon dépasse une certaine valeur. Quoiqu'il en soit, il faut toujours anticiper les conséquences de l'hyperstatisme. Si c'est un choix, il faut se reporter au principe de base que chaque solution envisagée pour palier un problème génère obligatoirement des inconvénients. À vérifier que ceux-ci sont ou ne sont pas rédhibitoires (le remède peut être pire que le mal). Pour la ligne d'arbres, mettre en place deux autres paliers, par exemple, nécessite un alignement correct. Il faut, à ce stade, des valeurs de précision qui permettront de définir si c'est facilement réalisable ou non. Un tel arbre étant « flexible », on peut anticiper que la position des paliers ne se fait pas dans le centième de millimètre et que les instruments optiques permettant le positionnement des paliers sont d'une

précision nettement supérieure au besoin. L'analyse est donc à faire au moment de la recherche de solutions. Si l'hyperstatisme est une conséquence, elle est en générale due au passage de la solution théorique à la solution technologique. On verra le cas classique du roulement qu'on veut faire fonctionner comme une liaison linéaire annulaire et qui se comporte, vue sa technologie, comme une liaison pivot glissant. Le choix technologique génère alors, comme conséquence, un hyperstatisme non souhaité et c'est à ce stade de l'étude qu'on peut le prendre en compte. Ou bien, mais cela peut avoir plus d'impact sur les délais d'étude, au moment de la réalisation de l'AMDEC de conception. Si le mécanisme est validé par l'AMDEC, la notice de montage et/ou la spécification de fabrication intégreront les conséquences de l'hyperstatisme.

7.1.3 Avantages et inconvénients

Les avantages et inconvénients principaux d'un mécanisme hyperstatique sont les suivants :

- augmentation de la rigidité du mécanisme ;
- diminution du nombre de pièces ;
- possibilité de concevoir des systèmes sans jeu par application de précontraintes ;
- précision accrue des usinages traduite par des tolérances géométriques serrées sur le dessin de définition des pièces impactées par l'hyperstatisme ;
- période de rodage plus importante ;
- peut nécessiter de prévoir l'introduction d'éléments déformables ;
- nécessite un montage du système avec réglage plutôt qu'un simple assemblage ;
- calcul statique pouvant être très difficile à réaliser même avec l'utilisation de logiciels dédiés à cause de l'imprécision sur la modélisation des liaisons.

Ce dernier point est important. En effet, la résolution d'un système hyperstatique est complexe parce qu'elle fait appel forcément à la déformation des pièces. Si on prend l'exemple d'une poutre encastrée à ses extrémités soumise à une charge en son milieu, on est amené à calculer la déformée de la poutre pour trouver la valeur des moments d'encastrement. De plus, un système hyperstatique est soumis aux sollicitations au déplacement. Le fait de déplacer un encastrement par rapport à l'autre va créer des sollicitations dans la poutre alors que, si celle-ci était en appui ponctuel à ses extrémités, le fait de déplacer un de ces appuis ne génère aucune sollicitation supplémentaire. Enfin, modéliser par exemple un encastrement en situation hyperstatique est complexe alors qu'il est évident en isostatique pour ce qui est de la détermination du moment d'encastrement. Le calcul du moment d'encastrement d'une poutre de longueur L encastrée à une extrémité et soumise à une force F à l'autre extrémité donnera en intensité FL quelle que soit la raideur de cet encastrement.

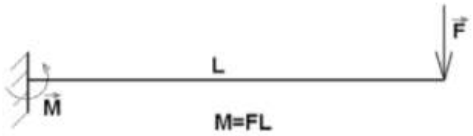


Figure 7.1 – Poutre encastrée sollicitée en extrémité

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Considérons maintenant une poutre de longueur L encastrée à ses extrémités et soumise à une charge en son milieu :

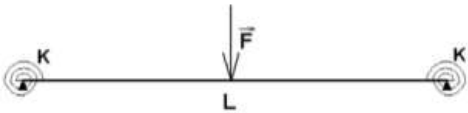


Figure 7.2 – Poutre encastrée aux extrémités

Chaque encastrement a été modélisé par un appui ponctuel et un ressort de raideur torsionnelle K. La poutre est de module d'Young E et de moment quadratique I. Le calcul de l'intensité des moments générés aux extrémités de la poutre est M tel que :

$$M = \frac{FL}{16}\left(\frac{1}{\frac{EI}{KL} + \frac{1}{2}}\right)$$

On vérifie aisément que cette formule est homogène et cohérente. En effet, si K = 0, M = 0 ce qui est logique pour un arbre sur deux appuis ponctuels et si l'encastrement est parfait, K tend vers l'infini et on retrouve $M = \frac{FL}{8}$. Ainsi, le moment fléchissant maxi au milieu de la poutre va varier de $\frac{FL}{4}$ pour K tendant vers zéro et $\frac{FL}{8}$ pour K tendant vers l'infini. Plus généralement, on voit apparaitre le rapport de la raideur de la poutre $\frac{EI}{L}$ sur la raideur K de l'encastrement. Si la raideur de la poutre est faible par rapport à K, la poutre s'adapte dans de bonnes conditions aux encastrements et le calcul qui modélise l'encastrement comme étant parfait, est de bonne précision. Au contraire, si la raideur de la poutre est élevée par rapport à la raideur de l'encastrement, le calcul devient vite aléatoire. C'est une généralité qu'on verra en détail plus loin et qui met en évidence qu'un système hyperstatique « souple » (comme la ligne d'arbre de 30 mètres de long) ne génère pas de problèmes quant à la détermination des sollicitations appliquées.

7.1.4 Tous les systèmes réels sont « plus ou moins » hyperstatiques

Cette notion de « plus ou moins » peut paraitre surprenante. On peut penser qu'un système est ou non hyperstatique mais ne peut pas l'être à moitié. C'est vrai dans la phase d'étude théorique où il est possible, comme on le verra plus loin, de calculer le degré d'hyperstatisme d'un mécanisme à partir d'un schéma dynamique. Cela devient plus complexe en phase d'étude technologique. L'exemple précédent de la poutre encastrée montre que si le rapport raideur poutre sur raideur d'encastrement est faible, on est proche d'un système hyperstatique de poutre encastrée à ses extrémités. Dans le cas contraire, on se rapproche d'une poutre sur deux appuis.

Ainsi, le second cas est « moins » hyperstatique que le premier. Autre exemple, le montage claveté. L'arbre étant guidé par le moyeu, la fonction de la clavette est de bloquer la rotation entre ces deux éléments, d'où, en théorie, avec un seul point de contact. En réalité, c'est une surface qui est en contact. Si on s'intéresse à la répartition de pression longitudinale, on se rend compte qu'à partir d'un rapport L/D, longueur active de clavette sur diamètre d'arbre, supérieur à 1,5, la répartition de pression n'est plus constante. Ainsi, un montage claveté où le rapport L/D est de 0,5 est moins hyperstatique qu'un assemblage claveté de rapport L/D égal à 2. Le même raisonnement peut se faire pour les engrenages. Toute la difficulté de la conception des mécanismes réside dans ce problème. Aussi, il est très important, dès la phase d'étude de faisabilité, de le prendre en compte et d'orienter son choix final en anticipant le comportement du mécanisme vis-à-vis de l'hyperstatisme.
Nota : l'exemple du montage claveté montre que les problèmes d'hyperstatisme ne s'appliquent pas qu'aux mécanismes mais également aux systèmes encastrés.

7.1.5 Utilisation des esquisses paramétrées en CAO

Les logiciels de CAO utilisent des esquisses paramétrées 2D et parfois 3D qui sont des outils fantastiques pour le concepteur, notamment en phase de recherche de solutions. En effet, ces esquisses permettent de simuler, sous forme de schéma, le mouvement du mécanisme ; donc visualiser les degrés de liberté. De plus, le logiciel indique si l'esquisse est surcontrainte ; auquel cas, le mécanisme conçu est hyperstatique. Malheureusement, l'inverse n'est pas vrai. Par exemple, aligner 3 points sur une esquisse puis faire passer une droite par ces trois points en mettant des contraintes de coïncidence ne surcontraint pas l'esquisse. De même, la modélisation d'un centrage long-appui plan à partir de deux droites perpendiculaires fixes auxquelles on contraint en coïncidence deux autres droites perpendiculaires ne surcontraint pas l'esquisse. Par contre, rendre colinéaire deux droites et les coter toutes les deux par rapport à une droite parallèle surcontraint l'esquisse. Ainsi, les esquisses paramétrées ne sont pas fiables pour s'assurer si le système est isostatique ou non. Par contre, elles sont d'une aide précieuse pour déterminer les mobilités internes et externes du mécanisme (voir exemples industriels).

7.2 Approche théorique

7.2.1 Les liaisons élémentaires dans les schémas cinématique et dynamique

De nombreux ouvrages définissent les liaisons élémentaires pouvant relier deux pièces mécaniques. Pour mémoire, elles ont pour nom :

- encastrement (6 degrés de liberté bloqués) ;
- pivot (5 degrés de liberté bloqués) ;
- glissière ;
- hélicoïdale ;
- pivot glissant (4 degrés de liberté bloqués) ;
- rotule à doigt (type cardan) ;
- plan (3 degrés de liberté bloqués) ;

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

– rotule ;
– linéaire annulaire (2 degrés de liberté bloqués) ;
– linéaire rectiligne ;
– ponctuelle (1 degré de liberté bloqué).

On supposera toujours les liaisons sans frottement.
C'est à partir de ces liaisons élémentaires que le schéma cinématique puis dynamique du mécanisme va être défini. Le schéma cinématique ou schéma minimum se contente de définir les mouvements relatifs de chaque pièce entre elle. Un premier calcul d'hyperstatisme peut se faire à ce stade mais c'est au niveau du schéma dynamique, véritable intermédiaire entre le schéma cinématique et la technologie que le calcul théorique de l'hyperstatisme doit se faire. En effet, le schéma dynamique précise les liaisons que devront assurer les composants mécaniques pour assurer la cinématique du mécanisme. Exemple d'un réducteur :

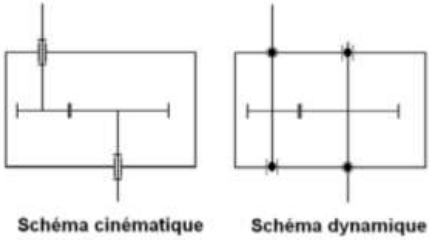


Figure 7.3 – Réducteur

Le calcul du degré d'hyperstatisme du schéma dynamique est supérieur ou égal à celui du schéma cinématique. Dans le cas ci-dessus, ils sont tout deux égaux à 1. Si les liaisons pivots sont modélisées par deux rotules, on conserve bien la mobilité du schéma cinématique mais le degré d'hyperstatisme passe de 1 à 3.

7.2.2 Les torseurs statiques et cinématiques sans frottement

Une liaison peut se modéliser mathématiquement par un torseur cinématique qui indique la nature et les directions de ses degrés de liberté ou par un torseur statique qui définit le type et la direction des sollicitations que peut générer la liaison. Un torseur est un outil mathématique complexe qui doit être défini dans un repère, en un point d'application. Pour décrire une liaison élémentaire, on choisit le repère et le point d'application qui permet d'écrire le torseur avec un maximum de zéros. Là encore, de nombreux ouvrages traitent de ce sujet et il est donc inutile ici de réécrire la théorie des torseurs. Rappelons simplement quelques points importants :

– un solide dans l'espace (resp. dans le plan) possède 6 degrés de liberté (resp. 3) ;
– une liaison élémentaire bloque entre 1 (liaison ponctuelle) et 6 (resp. 3) degrés de liberté (liaison encastrement) ;
– pour une sollicitation nulle correspond une vitesse non nulle (par exemple, V_x pour $F_x = 0$ ou Ω_y pour $M_y = 0$) et inversement. La somme des inconnues statiques et cinématiques est toujours égale à 6 (resp. 3) ;

– le nombre et la nature des degrés de liberté de la liaison ne suffisent pas à définir une liaison. Par exemple, une liaison pivot glissant d'axe X a des composantes nulles suivant x au niveau du torseur statique. Un torseur qui s'écrit $F_x = 0$ et $M_y = 0$ ne correspond pas à une liaison pivot. D'ailleurs, aucune liaison élémentaire ne s'écrit de cette manière ; il faut passer par des liaisons composées si l'on souhaite réaliser ce type de liaison ;
– pour pouvoir définir une liaison équivalente à plusieurs liaisons, il faut que les torseurs soient écrits dans le même repère et au même point.

L'objectif n'est pas de faire du calcul par les torseurs mais simplement avoir une bonne visibilité de la nature des liaisons. Entre autres, vérifier que le besoin exprimé en termes de degrés de liberté entre deux pièces est bien respecté dans la recherche théorique et surtout technologique.

7.2.3 La composition des liaisons

A partir de liaisons élémentaires, on peut créer de nouvelles liaisons par association en série et/ou parallèle. Quand on passe du schéma cinématique au schéma dynamique, les liaisons sont généralement décomposées en plusieurs liaisons en parallèle (ex : du réducteur § 7.2.1). Si la liaison entre deux pièces ne peut se faire par une liaison élémentaire, on est amené à composer deux liaisons (ex : d'une liaison à deux degrés de liberté T_x et R_y comme envisagée au § 7.2.2 se fait par association d'une glissière et d'une liaison pivot). Enfin, pour éviter des contacts de Hertz entre deux pièces, on peut décomposer une liaison élémentaire en plusieurs liaisons (ex : une ponctuelle décomposée en une rotule et un appui plan en série).

■ Combinaisons en série

Deux pièces sont liées par des liaisons en série quand les liaisons sont reliées une à une entre elles et que seules, les liaisons extrêmes sont liées aux pièces. Le fait d'ajouter des liaisons en série augmente le degré de mobilité interne et/ou externe du mécanisme.

Figure 7.4 – Liaisons en série

☐ Exemple 1 : Utilisation de deux liaisons en série pour créer une liaison non élémentaire entre deux pièces

Le déplacement voulu entre les deux pièces est une rotation et une translation d'axes perpendiculaires. Les axes des degrés de liberté de la liaison élémentaire pivot glissant sont confondus. Cette liaison élémentaire ne convient donc pas. Pour créer la liaison voulue, il faut mettre en série deux liaisons élémentaires ayant moins de degrés de liberté que la liaison voulue, en l'occurrence un degré de liberté. De plus, une liaison doit assurer le degré de liberté en translation, l'autre en rotation. Il est évident qu'il faut associer une liaison pivot et une liaison glissière dont les axes sont positionnés perpendiculairement :

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Figure 7.5 – Liaisons en série pivot glissière

Cette combinaison de liaisons génère deux mobilités externes, c'est-à-dire qu'elle permet le déplacement de la pièce 2 par rapport à la pièce 1 selon deux degrés de liberté. Si les deux pièces sont bloquées, l'élément de liaison entre les deux liaisons élémentaires est également bloqué. Le degré de mobilité interne est donc nul.

☐ **Exemple 2 : Utilisation de deux liaisons en série pour éliminer des contacts de Hertz**

Un contact de Hertz survient quand le contact entre deux pièces ne se fait pas naturellement selon une surface (ex : dents d'engrenage, billes dans roulement à billes…). Prenons le cas d'une liaison ponctuelle entre deux pièces. Celle-ci libère 5 degrés de liberté. Il faut rechercher deux liaisons dont la somme des degrés de liberté est au moins égale à 5 et dont les contacts sont surfaciques. Ce dernier point élimine les liaisons linéaires annulaire et rectiligne. Les liaisons à un degré de liberté sont également impossibles puisqu'il faudrait leur ajouter une liaison à 4 degrés de liberté qui génèrent, comme on vient de le voir, des contacts de Hertz. Donc, 5 degrés de liberté pour la liaison voulue donnent $5 = 2 + 3$ ou $5 < 3 + 3$. Les liaisons élémentaires à 3 degrés de liberté sont la rotule et l'appui plan combinés ensemble, elles définissent une ponctuelle d'axe perpendiculaire au plan avec un degré de mobilité interne sous forme de rotation d'axe également perpendiculaire au plan.

Figure 7.6 – Liaison ponctuelle équivalente

La configuration 3 + 2 nécessite de vérifier la complémentarité des liaisons au niveau des degrés de liberté et de la direction de ces degrés de liberté. Ainsi, associer une rotule à une rotule à doigt semble au premier abord ne pas correspondre à une ponctuelle puisqu'aucune des deux liaisons ne libère des translations. Ce raisonnement est faux. Il est facile de le démontrer en remarquant qu'il n'y a aucun degré de mobilité au niveau de l'élément de liaison. Si les deux pièces sont fixées, l'élément de liaison est également fixe. C'est donc bien une liaison ponctuelle.

Figure 7.7 – Liaison ponctuelle équivalente

Pour définir son axe, il suffit de dessiner la liaison dans une position quelconque.

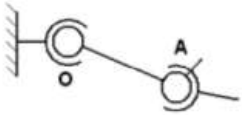


Figure 7.8 – Direction de la liaison ponctuelle

La pièce de liaison OA est soumise à deux forces. Les forces sont directement opposées. La direction du contact ponctuel est suivant OA. Elle dépend donc de la position de A.
Si la direction du contact ponctuel doit être constante, cette combinaison ne convient pas.
Associer un appui plan à une rotule à doigt est équivalent à la solution appui plan rotule si ce n'est que le degré de mobilité interne est supprimé.
Appui plan pivot glissant est impossible. En effet, si on additionne les vitesses linéaires de ces deux torseurs, on a soit une mobilité interne en translation, soit trois degrés de liberté en translation ; ce qui est incompatible avec l'appui ponctuel.
Ainsi, cet exemple montre que la combinaison de deux liaisons en série doit se faire de façon logique. Le calcul théorique amène rapidement au résultat qui est plus difficile à appréhender en tentant d'imaginer les déplacements possibles des différentes pièces.

☐ **Exemple 3 : Positionnement d'une pièce dans un montage d'usinage**

Afin de garantir les cotes de liaisons au brut, le positionnement d'une pièce sur un montage d'usinage peut nécessiter des dispositions particulières :

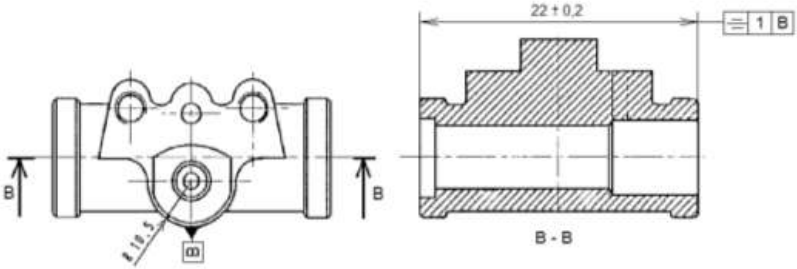


Figure 7.9 – Cote de liaison au brut

Sur l'extrait de dessin de définition ci-dessus, il a été laissé une cote de liaison au brut sous forme d'une symétrie de 1mm par rapport à la surface brute B de rayon 10,5. L'étude d'isostatisme de la pièce conduit à un centrage long sur le cylindre extérieur de la pièce et à un contact ponctuel sur un des petits bossages pour bloquer sa rotation. On s'intéresse ici uniquement au positionnement en translation suivant l'axe de la pièce avec comme référence le grand bossage de rayon 10,5. La solution est de mettre en place un vé perpendiculaire à l'axe de la pièce et en contact avec le bossage. Or cela représente 2 contacts ; on bloque en effet la translation conformément à la cote de liaison au brut de symétrie mais également la

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

rotation de la pièce suivant son axe alors que celle-ci est déjà bloquée par ailleurs suite à une autre cote de liaison au brut non représentée. Il faut libérer en translation le vé et on aboutit alors à une combinaison de deux liaisons en série ; la glissière permettant au vé d'être toujours en contact avec la pièce quelles que soient ses dimensions et donc, quelle que soit sa position angulaire.

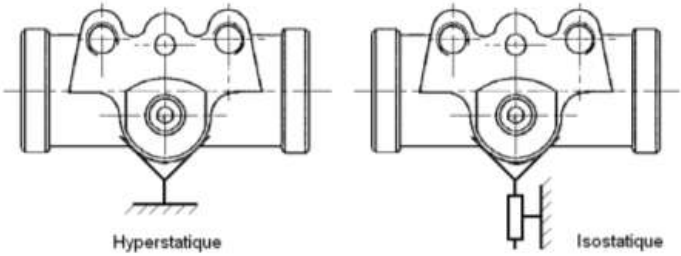


Figure 7.10 – Isostatisme correspondant à la cote au brut

■ Combinaisons en parallèle

Les liaisons sont combinées en parallèle quand chacune d'elles est reliée indépendamment des autres aux deux pièces.

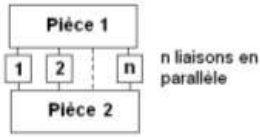


Figure 7.11 – Liaisons en parallèle

Rajouter des liaisons en parallèle diminue le nombre de degrés de liberté entre la pièce 1 et 2 et/ou augmente le degré d'hyperstatisme.

□ Exemple : Un parallélépipède sur 4 appuis ponctuels

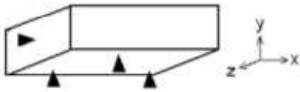


Figure 7.12 – Positionnement d'un parallélépipède

Le système actuel est isostatique avec deux mobilités, une translation en z et une rotation en y :

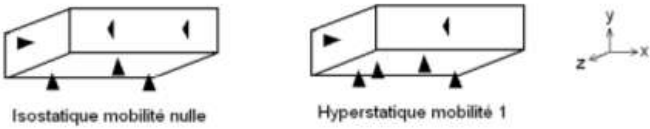


Figure 7.13 – Mise en place des ponctuelles supplémentaires

Selon où l'on place les deux appuis supplémentaires, on peut avoir un système fixe isostatique ou un système hyperstatique avec une mobilité, en l'occurrence une rotation suivant y.
La mise en place de liaisons parallèles entre deux pièces se trouve principalement quand on passe d'un schéma cinématique, qui permet de définir globalement le fonctionnement du mécanisme, à un schéma dynamique qui va permettre, d'une part de réaliser des calculs statiques et d'autre part, de préparer la recherche de solutions technologiques. Ainsi, comme on l'a vu précédemment, une liaison pivot peut se décomposer en une liaison rotule associée en parallèle à une liaison linéaire annulaire ou bien à deux liaisons rotules. On constate, dans les deux cas, que le degré de liberté en rotation suivant l'axe de l'arbre est conservé. Par contre, deux rotules bloquent 6 degrés de liberté alors qu'il ne faut en bloquer que 5. Cette solution est hyperstatique d'ordre 1.

7.2.4 Calcul du degré d'hyperstatisme d'un mécanisme

Il est temps, après présentation des éléments de bases et des combinaisons élémentaires en série et parallèle, d'expliquer comment calculer le degré d'hyperstatisme d'un mécanisme complexe.
Pour déterminer le degré d'hyperstatisme d'un mécanisme dans l'espace, il suffit de compter le nombre n de pièces constituant le mécanisme y compris le bâti, le nombre N_s de degrés de liberté bloqués par les liaisons entre les pièces et le nombre m de mobilités internes et externes du mécanisme. Le degré d'hyperstatisme est h, tel que :

$$h = N_s - 6(n - 1) + m$$

Remarque: Dans le plan, le calcul est analogue; il suffit de remplacer 6 par 3.

■ **Exemples**

□ **Suspension arrière de moto**

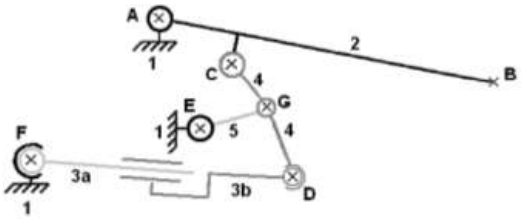


Figure 7.14 – Suspension de moto

On compte n = 6 pièces avec le bâti. Une mobilité externe correspondant à la rotation de B autour de A et 2 mobilités internes au niveau de la rotation des pièces 3a et 3b autour de leur axe ; soit m = 3 mobilités.
A, C, G et E sont des liaisons pivots générant, dans l'espace, 5 inconnues chacune.
D et F sont des liaisons rotules générant 3 inconnues chacune.
Enfin, la liaison entre 3a et 3b est une liaison pivot glissant générant 4 inconnues.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Soit, au total, $N_s = 30$ inconnues.
Le degré d'hyperstatisme est $h = 30 - 6(6 - 1) + 3 = 3$
Si on ramène l'étude de ce mécanisme dans le plan, les liaisons rotules deviennent des liaisons pivots générant 2 inconnues tout comme la liaison pivot glissant qui bloque dans le plan une translation et une rotation. On a alors $N_s = 7 \times 2 = 14$ inconnues, $m = 1$ car les rotations internes de 3a et 3b, n'étant pas perpendiculaires au plan, ne sont pas prises en compte et le nombre d'équations par pièce passe de 6 à 3 d'où h :

$$h = 14 - 3(6\text{-}1) + 1 = 0$$

Dans le plan, le système est isostatique.

☐ **Étau**

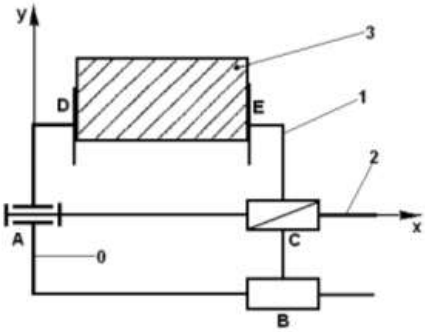


Figure 7.15 – Étau

En suivant le même raisonnement, on a A, C et B qui génèrent 5 inconnues chacune, D et E en génèrent 3 (appui plan). Il y a 3 mobilités correspondant aux translations suivant y et z et à la rotation suivant x de la pièce 3. Le degré d'hyperstatisme est h, tel que :

$$h = 21 - 6(4 - 1) + 3 = 6$$

On constate qu'à partir d'un schéma cinématique ou dynamique, il est possible d'en définir son degré d'hyperstatisme et de modifier éventuellement la nature des liaisons pour le rendre isostatique. Dans l'exemple de la suspension arrière de moto, il faut libérer 3 degrés de liberté au niveau des liaisons mais attention ; pas n'importe lesquelles. Les degrés de liberté qu'on libère ne doivent pas générer de mobilités supplémentaires. Ainsi, 3 degrés de liberté correspondant à une liaison rotule on pourrait imaginer de supprimer la liaison rotule D ou F. Le lecteur peut se rendre compte par lui-même des conséquences d'une telle modification ! Une analyse simple à partir du fait que le système est isostatique dans le plan montre qu'il y a trop de blocage en translation suivant l'axe des liaisons pivot et que le fait d'orienter E suivant un axe quelconque est impossible. Transformer E en linéaire annulaire semble être une solution :

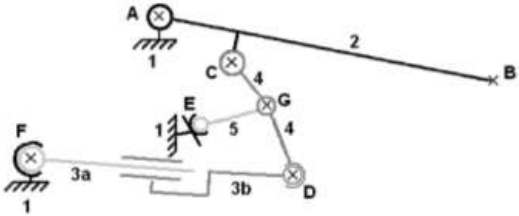


Figure 7.16 – Montage isostatique de la suspension de moto

Passer de pivot à linéaire annulaire libère 3 degrés de liberté ; condition nécessaire mais pas suffisante. Est-ce que cette modification a engendré d'autres mobilités ? Si cette analyse s'avère complexe, les esquisses paramétrées 3D de certains logiciels de CAO permettent de vérifier facilement ce point.
Pour l'étau, l'analyse est plus simple. On voit que la liaison glissière assure le guidage du mors mobile au même titre que la liaison hélicoïdale. Il faut remplacer la liaison glissière B par une ponctuelle dont le rôle est de bloquer la rotation suivant x de la pièce 2. Le degré d'hyperstatisme devient alors :

$$h = 17 - 6(4 - 1) + 3 = 2$$

Une autre solution est de modifier la transmission hélicoïdale comme suit :

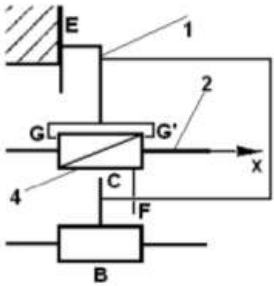


Figure 7.17 – Écrou flottant

Le contact entre 4 et 1 est ponctuel et se fait en G ou G' pour le blocage en translation suivant x et en F pour le blocage en rotation suivant x. Le calcul d'hyperstatisme donne :

$$h = 23 - 6(5 - 1) + 3 = 2$$

Résultat identique à la solution précédente. Cette solution d'un point de vue technologique se nomme « écrou flottant ».
Pour rendre le système totalement isostatique, il faut transformer un appui plan en contact ponctuel. Si le contact entre la pièce 1 et la pièce 3 doit être absolument un contact plan, par exemple pour ne pas marquer la pièce, il faut rajouter une pièce supplémentaire au mécanisme qui sera en appui plan avec la pièce 3 et définir la liaison isostatique avec le reste du mécanisme :

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

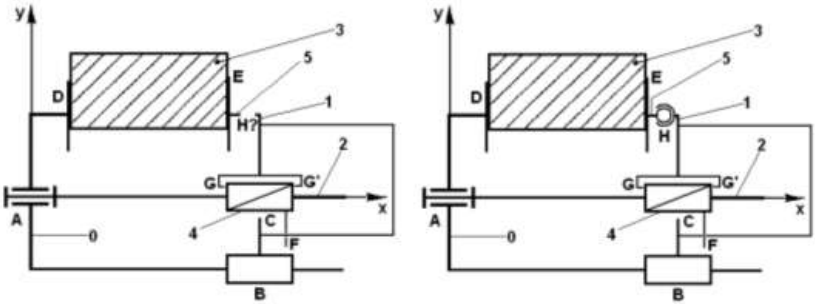


Figure 7.18 – Montage isostatique de l'étau

Le calcul d'hyperstatisme du mécanisme avant définition de la liaison H donne $n = 6$, $m = 3 + 3 + 1 = 7$ (en effet, la pièce 5 est en appui plan sur la pièce 3, donc 3 mobilités dans l'espace et la pièce 1 a une mobilité en translation suivant x). Le nombre d'inconnues statiques N_s n'a pas changé ; $N_s = 23$. D'où :

$$h = 23 - 6(6 - 1) + 7 = 0$$

Le système est isostatique mais possède trop de mobilités. Il faut évidemment bloquer la translation suivant x de la pièce 1 et les translations suivant y et z de la pièce 5. La rotation autour de x de la pièce 5 n'est pas gênante si son amplitude est limitée. Une liaison qui bloque trois translations est une liaison rotule d'où la définition de H. Le calcul d'hyperstatisme donne :

$$h = 26 - 6(6 - 1) + 4 = 0$$

Le système est isostatique.
On constate que la combinaison de liaisons, en série ou en parallèle permet d'aboutir, de différentes façons, au résultat escompté ; c'est-à-dire un système isostatique composé de mobilités utiles et de mobilités internes ne nuisant pas au fonctionnement du mécanisme.
Nota : h est toujours positif ou nul. Dans le cas contraire, il y a, au moins, h degrés de mobilité qui ont été oubliés.

7.2.5 Prise en compte du frottement

Dans un mécanisme, le frottement peut être utile ou nuisible. Il y a lieu de traiter les deux cas au travers d'un exemple, une pièce soumise à arc-boutement.
Considérons une pièce soumise à un effort vertical et en liaison pivot-glissant d'axe fixe vertical. La liaison pivot glissant est décomposée en deux linéaires annulaires avec frottement. Selon la position de la force F, la pièce rep.1 est bloquée ou non en translation verticale.
Dans le premier cas, on peut trouver un point d'intersection entre les forces F, A et B puis dire ensuite que la somme des forces est égale à zéro. Le problème est qu'on peut trouver plusieurs points d'intersection (I et I' sur la figure) ; en fait, une infinité. Le calcul graphique, qui ne peut se faire que sur système isostatique, démontre que la pièce 1 ne bouge pas mais ne peut nous donner qu'une fourchette d'effort

pour A et B, définies selon si la force est horizontale ou sur le cône de frottement. Une hypothèse raisonnable serait de dire que les forces ont la même inclinaison. Ceci dit, il faut faire une hypothèse. Pour le calcul du degré d'hyperstatisme, on va considérer que les linéaires annulaires reprennent des forces verticales. Elles deviennent donc des rotules. Le degré d'hyperstatisme est $h = 6 - 6 + 1 = 1$ (ne pas oublier la mobilité en rotation verticale). On comprend pourquoi il faut ajouter une condition pour déterminer A et B.

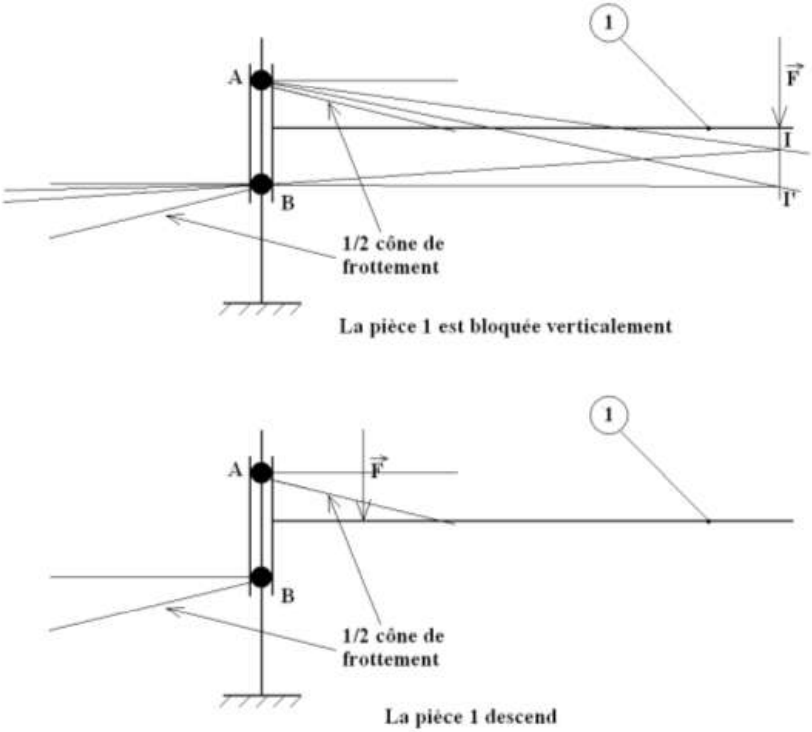


Figure 7.19 – Principe de l'arc-boutement

Dans le cas où la pièce descend, on connaît la direction des forces en A et B. Elles sont sur le cône de frottement puisqu'il y a mouvement. Si la pièce 1 se déplace en translation verticale, c'est que la somme des forces n'est plus nulle. Donc, la somme des moments n'est pas nulle non plus en n'importe quel point. C'est pour cela que les trois forces ne sont pas concourantes et non parce que la pièce repère 1 tourne autour d'un axe horizontal. Comme il y a accélération de la barre 1, il faut appliquer le théorème de d'Alembert de façon à introduire une force d'inertie Fi de direction identique à l'accélération que subit la pièce 1 (la verticale), de sens opposé au déplacement (vers le haut) et de point d'application le centre de gravité de la pièce. On peut dire alors que le système est en équilibre sous l'action de 4 forces

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

dont on en connaît une totalement (F) et dont les trois autres ont l'intensité et le sens pour seules inconnues. A et B peuvent ainsi être déterminées complètement par construction graphique. Le degré d'hyperstatisme est nul puisque les liaisons A et B redeviennent des liaisons linéaires annulaires et que le degré de mobilité passe de 1 à 2. Ainsi, $h = 4 - 6 + 2 = 0$.
Conclusion, on peut définir un degré d'hyperstatisme avec des liaisons non parfaites en considérant comme inconnues les frottements qui bloquent le mécanisme et en considérant la liaison parfaite si les frottements ne bloquent pas le mouvement. En cas de blocage, il est quand même possible de déterminer, avec une bonne approximation, toutes les actions présentes dans le mécanisme.

7.2.6 Le cas particulier des assemblages précontraints par système hélicoïdal

Le système hélicoïdal le plus connu est évidemment le système vis-écrou. On ne le présente plus ; ce qui est peut-être dommage parce que c'est plus compliqué qu'on ne le croit. Les systèmes vis écrous permettent, entre-autre, de créer des assemblages précontraints donc hyperstatiques parce qu'il existe des contraintes internes dans les pièces sans qu'il y ait de sollicitations extérieures. C'est ce qu'on lit dans la littérature et les différents cours de mécanique. Il est intéressant d'examiner de près cette affirmation.
Considérons, dans un premier temps, une vis et un écrou serrant une pièce :

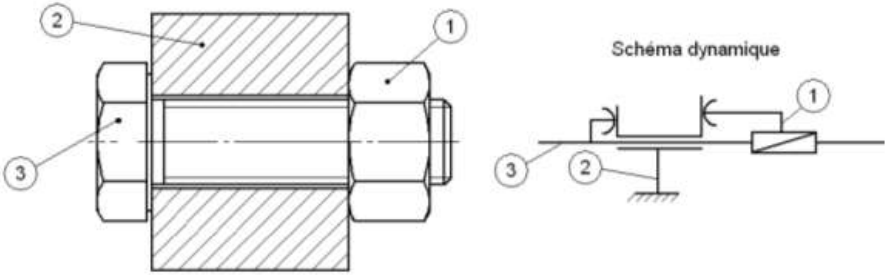


Figure 7.20 – Système vis-écrou

Pour simplifier, on considère le contact axial pièce/vis et pièce/écrou comme étant des contacts ponctuels.
Si on considère les liaisons sans frottement, une liaison pivot glissant, une liaison hélicoïdale et deux liaisons ponctuelles génèrent 11 inconnues. Il y a une mobilité interne et 3 pièces. Le calcul de h donne : $h = 11 - 6(3 - 1) + 1 = 0$. Le système est isostatique. Du fait qu'il n'y a pas de frottements, le contact axial entre les pièces se fait avec une précontrainte nulle. Dans la réalité, il existe du frottement au niveau des contacts ponctuels et de la liaison hélicoïdale. C'est pour cela que le système peut être précontraint. Pour simplifier, le frottement est pris en compte uniquement au niveau de la liaison hélicoïdale. On peut imaginer qu'une butée à billes est interposée entre les pièces 1 et 2 ainsi qu'entre les pièces 2 et 3. Si un couple C_1 est appliqué sur l'écrou, il faut appliquer un couple C_2 de sens contraire sur la

vis pour ne pas qu'elle tourne avec l'écrou. La relation simplifiée entre l'effort axial F généré par l'écrou et le couple C_1 est C_1 = F.r.tg($\alpha + \phi$) où r est le rayon moyen de la vis, α l'angle d'hélice et ϕ l'angle de frottement vis-écrou. On considère que ϕ est parfaitement connu. Ce n'est évidemment pas vrai dans la réalité ; loin s'en faut mais l'objectif de cette étude est d'appréhender l'hyperstatisme sur liaisons avec frottement et non pas l'incertitude sur la détermination d'un coefficient de frottement. Autrement dit, ce n'est pas cette incertitude qui est source d'hyperstatisme. Les angles α et ϕ étant faibles, on peut, pour faciliter le calcul, écrire que tg($\alpha + \phi$) = tgα+tgϕ. Ainsi, C_1 = F.r tgα + F.r tgϕ = C_u + C_2 ; avec C_u couple « utile » étant à l'origine de la force de précontrainte F. Le couple appliqué C_1 est connu et provoque la rotation de l'écrou. Si l'écrou est en rotation, c'est que les forces de frottement se situent sur le cône de frottement ; comme dans l'exemple précédent quand la pièce 1 descend. Donc, C_2 est connu ainsi que F. En phase de serrage, le système est isostatique. Quand on supprime le couple C_1, l'écrou reste immobile par rapport à la vis du fait que $\alpha < \phi$. C'est la condition d'irréversibilité du système vis écrou. La précontrainte F n'a pas été modifiée mais la vis et l'écrou ont tourné par rapport à la pièce 2 du fait de la mise sous torsion de la vis 3. Dans cet état, le système est statiquement déterminé. Il n'empêche qu'il devient hyperstatique ; preuve en est qu'il est sensible aux dilatations différentielles. Si, sous l'effet de la chaleur, la pièce 2 se dilate plus que la vis 3, la précontrainte F augmente. Si ce phénomène apparait durant l'application du couple C_1 et si celui-ci reste constant, alors l'écrou tourne par rapport à la vis d'une valeur telle que la force de précontrainte initiale est retrouvée.

On voit, au travers de ce deuxième exemple, que, pour les montages hyperstatiques liés au frottement des liaisons, les sollicitations peuvent être plus facilement déterminées que pour les montages hyperstatiques dont l'origine est la surabondance d'obstacles.

7.3 De la théorie à la pratique

Le passage de la solution théorique envisagée à la recherche de solutions technologiques peut s'avérer complexe, notamment quand le concepteur souhaite créer un mécanisme le plus isostatique possible. Si, dans une analyse théorique basée sur des schémas cinématiques ou dynamiques, on peut affirmer que le mécanisme est iso ou hyperstatique, il n'en est pas de même pour l'analyse technologique. On peut dire, par exemple, d'un mécanisme qu'il est « assez isostatique » ou bien « pas trop isostatique ». Cette formulation peut paraitre quelque peu fantaisiste, elle n'en traduit pas moins le fait que la mécanique n'est pas une science exacte ou alors tellement complexe qu'il est impossible de tout prévoir théoriquement. L'objectif est de traduire technologiquement au mieux ce qui a été défini sous forme de schéma et qui a servi de modélisation pour le calcul. Ceci dit, il faut retenir le principe que si la solution théorique est hyperstatique, la solution technologique le sera également. Mais l'inverse n'est pas vrai ; notamment si la solution théorique est isostatique, les choix des solutions technologiques peuvent conduire à un système hyperstatique.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

7.3.1 Introduction du torseur technologique

Dans le souci de rationaliser l'analyse des systèmes réels, il a semblé intéressant d'introduire la notion de torseur technologique qui n'est ni plus ni moins la traduction cinématique d'une liaison réelle. Ainsi, au moment du choix d'un composant ou suite à l'analyse de la solution technologique retenue, le concepteur peut comparer le torseur technologique d'une liaison réelle au torseur cinématique prévu au schéma théorique. Une analyse plus fine au niveau de ces liaisons est indispensable en cas de non concordance entre ces torseurs. Le plus simple est de prendre un exemple significatif : le roulement.

Il existe plusieurs types de roulements dont les comportements sont différents en termes de cinématique :

- roulement à bagues non séparables rigide : le torseur de la liaison entre la bague intérieure et extérieure est celui d'une liaison pivot. En effet, le seul déplacement que peut réaliser la bague intérieure par rapport à la bague extérieure est une rotation d'axe perpendiculaire au plan du roulement ;
- roulement à bagues non séparables rotulé : le torseur de cette liaison est alors une rotule ;
- roulement à contact oblique à bagues séparables : le torseur correspond à une demi liaison pivot glissant en ce sens qu'un degré de liberté en translation dans un seul sens est possible ;
- roulement à contact radial à bagues séparables (type roulements à rouleaux ou à aiguilles) : le torseur correspond à une liaison pivot glissant.

Cette analyse conduit à trois remarques importantes :

- une fois l'élément monté dans l'assemblage, les degrés de libertés, que permet cet élément, sont égaux ou supérieurs à ceux définis élément seul. Ainsi, un roulement à bagues non séparables peut se comporter comme une liaison pivot glissant si la bague extérieure du roulement est montée libre. Par contre, il est impossible de faire fonctionner un roulement à bagues séparables comme une liaison pivot ;
- la notion de degré de liberté est liée à l'amplitude du déplacement permis dans sa direction en fonction du besoin. Ainsi, un roulement rotulé ne peut se déplacer que de l'ordre de 2 degrés suivant un axe situé dans le plan du roulement ; ce qui est suffisant pour palier les problèmes d'alignement et peut tourner d'un angle, non pas infini, mais très grand dans l'axe perpendiculaire qui est l'axe de rotation du roulement ;
- si le torseur des sollicitations applicables à l'élément ne définit pas la même liaison que celle définie par le torseur cinématique, il y a un problème d'hyperstatisme. Ainsi, un roulement rigide à bagues non séparable ne peut supporter des couples de déversement. Il est prévu pour supporter uniquement des forces. Le torseur des sollicitations s'apparente alors à une liaison rotule et non à une liaison pivot. Autrement dit, le roulement peut être sollicité dans de mauvaises conditions et voir sa durée de vie diminuer considérablement si le projeteur n'a pas pris garde à prendre des précautions au niveau du montage du roulement.

Il y a donc lieu de prendre en compte cet aspect lors de la recherche de solutions technologiques. Il est nécessaire d'anticiper à ce stade les problèmes éventuels posés par des composants technologiques ou des conceptions de liaisons qui sont éloignées de ce qui est spécifié par le schéma dynamique. Notamment, il faut anticiper la forme des pièces constituant ces assemblages et estimer leur degré de difficulté de fabrication ; entre autres au niveau des tolérances géométriques.

7.3.2 Les conceptions classiques de liaisons élémentaires

Il est intéressant d'étudier de plus près l'hyperstatisme de certains montages classiques et, au passage, justifier des critères de conception connus.

■ Encastrement type arbre-moyeu claveté

Ce principe bien connu consiste à monter un arbre dans un moyeu avec un jeu type H8e8 et un positionnement axial par épaulement. La liaison ainsi obtenue est un pivot. Pour bloquer le dernier degré de liberté en rotation, une clavette, encastrée dans l'arbre et montée avec un jeu réduit dans la rainure du moyeu, est mise en place. Sa fonction est donc de ne bloquer qu'un degré de liberté. Or, quand il est effectué un calcul de matage sur la clavette, la nature de la surface en contact est considérée comme un plan. D'où système hyperstatique de degré 2.

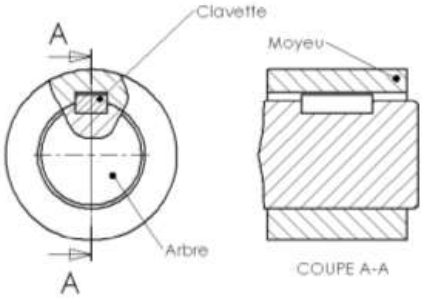


Figure 7.21 – Montage claveté

On peut considérer que la hauteur de ce plan, qui correspond à la hauteur de la clavette en contact avec la rainure, est suffisamment petite pour admettre que le contact rainure clavette se fait correctement sur cette hauteur. On peut considérer que la liaison clavette rainure est une liaison linéaire rectiligne et non un appui plan. Le degré d'hyperstatisme est donc ramené à 1. On ne peut évidemment pas faire le même raisonnement sur la longueur de la clavette. Pour que la portée de celle-ci soit assurée tout au long de la rainure, il faut en limiter la longueur. En effet, ce contact dépend essentiellement du parallélisme des deux faces et de la déformation en torsion de l'arbre. Ainsi, à partir de l'expérience, on a pu établir que la longueur de la clavette ne devait pas dépasser 1,5 fois le diamètre de l'arbre. Une solution technologique isostatique serait de remplacer la clavette par un pion circulaire encastré dans l'arbre. Le contact rainure pion serait un contact de type de Hertz, d'où une transmission du couple limitée dans cette configuration.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Encastrement couvercle/carter centré et goupillé

Prenons l'exemple d'un carter moulé sur lequel est centré et goupillé un couvercle :

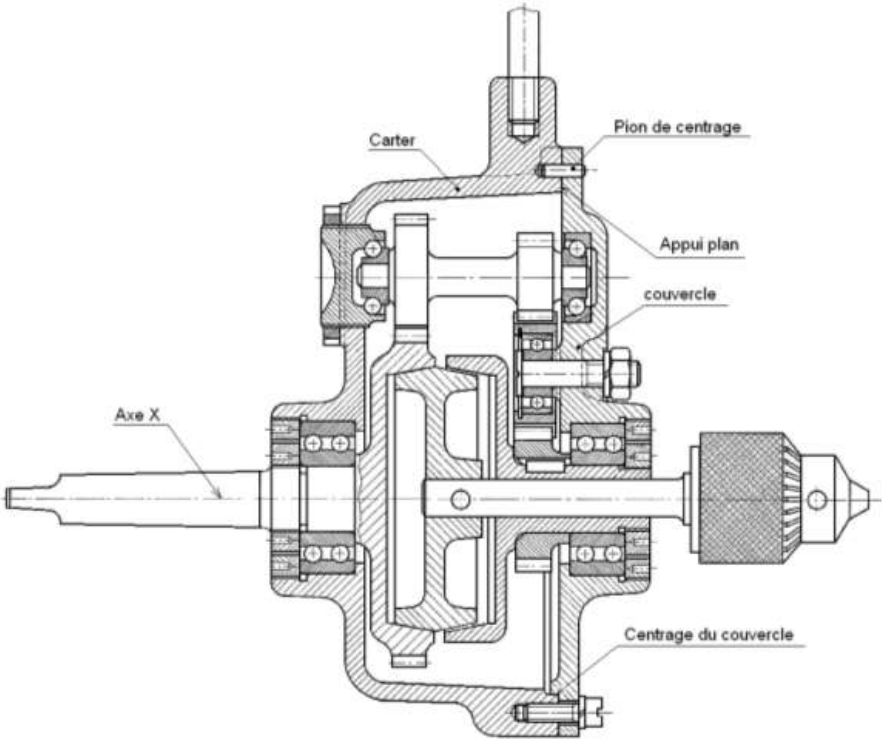


Figure 7.22 – Appareil à tarauder

L'encastrement du couvercle est assuré par un centrage court (bloque 2 translations), un appui plan (bloque 1 translation et 2 rotations). Il reste un degré de liberté à bloquer ; la rotation suivant l'axe X. Le pion de centrage est encastré dans le carter (ajustement type H7p6) et monté avec jeu (H7g6) dans le couvercle. Si le rapport L/D, longueur de guidage du pion de centrage dans le couvercle divisé par son diamètre est inférieur à 1, on peut considérer que la liaison pion/carter est du type linéaire-annulaire. Ce type de liaison bloque deux translations pour une demandée. Le montage est donc hyperstatique d'ordre 1. Pour le rendre isostatique, il faudrait réaliser un trou oblong de direction radiale. Cet usinage étant

plus compliqué qu'un alésage et les machines actuelles étant suffisamment précises pour réaliser le carter et le couvercle de façon indépendante sans problème pour la suite au niveau du montage de l'ensemble, il a été choisi de rester sur un système hyperstatique. Le calcul de la tolérance de localisation des deux alésages se fait par chaine de cotes et établit que la somme des deux tolérances de localisation est égale à la somme des deux jeux mini au niveau du centrage du couvercle et du pion de centrage avec le couvercle. Ici, le système hyperstatique a été choisi pour simplifier la fabrication.

■ Comparaison de deux montages classiques de roulements

Les montages de roulements fournissent de nombreux exemples de conceptions hyperstatiques, que ce soit au niveau du blocage axial ou au niveau du guidage. En termes de guidage, si le torseur technologique du roulement ne correspond pas au schéma dynamique, le montage est hyperstatique. Ce qui signifie que la plupart des montages de roulement sont, dans la pratique, hyperstatiques. Pour le blocage axial, deux cas types sont à étudier ; l'un composé, par exemple, de roulements à contact radial et l'autre à contact oblique.

☐ Montage avec roulements à contact radial

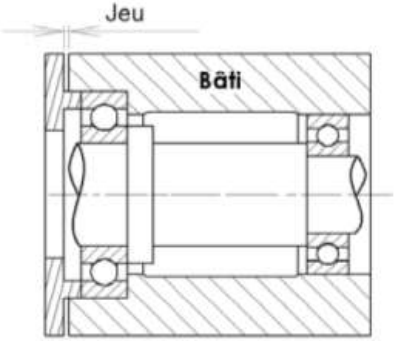


Figure 7.23 – Montage isostatiquement axial de roulements

Le blocage bilatéral axial se fait au niveau de la bague extérieure du roulement de gauche. C'est lui qui positionne axialement l'arbre, le second roulement, dont la bague extérieure est montée libre, se positionne de façon adaptée. Ce montage est isostatique pour le blocage axial. On peut s'en rendre compte facilement en imaginant une dilatation différentielle entre l'arbre et le bâti. Aucun des deux roulements ne subit, dans ce cas, une charge supplémentaire puisque le roulement de droite se déplace librement par rapport au bâti.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

☐ **Montage avec roulements à contact oblique**

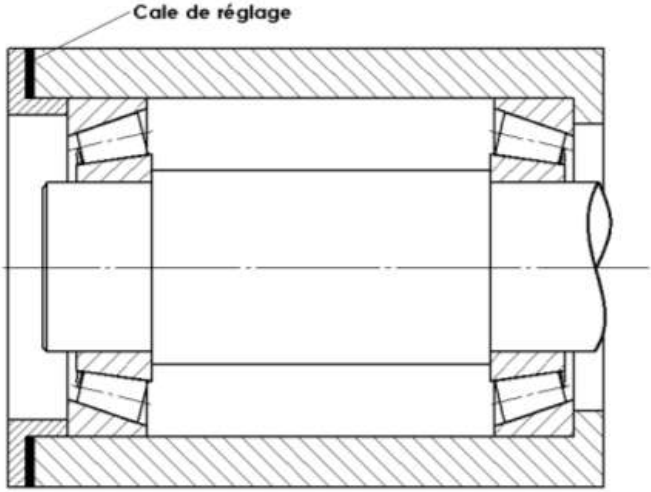


Figure 7.24 – Montage hyperstatiquement axial de roulements

Dans le cas d'un montage avec les roulements à contacts obliques, une dilatation différentielle entre l'arbre et le carter entraine une surcharge axiale ou une diminution de la précontrainte axiale. Ceci vient du fait que les efforts de précontraintes axiales passent par les éléments roulants alors qu'ils sont circonscrits à la bague extérieure du roulement de gauche pour le montage à contact radial.
Afin de contrôler la précontrainte et/ou limiter les effets des dilatations différentielles, il est possible de remplacer les cales de réglage par des éléments élastiques dont il faut connaitre, avec une précision suffisante, la raideur ainsi que l'amplitude du déplacement du roulement, en tenant compte d'une part, des tolérances d'usinage des pièces (établir une chaine de côtes) et, d'autre part, estimer la valeur des dilatations différentielles.

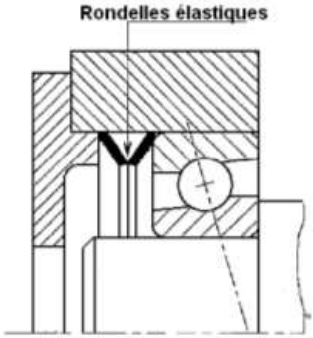


Figure 7.25 – Montage précontraint

Il est important à ce stade de comparer la solution avec cales de réglage et les deux autres solutions sous l'aspect de la réalisation. La solution avec cales débouche sur une activité de **montage** ; c'est-à-dire qu'il est nécessaire de mesurer le jeu entre le roulement et le chapeau puis de fabriquer la cale qui assurera le réglage acceptable. Tous les éléments de cet assemblage sont donc appariés. Avec les deux autres solutions, les pièces, sous réserve qu'elles soient dans leur intervalle de tolérance spécifié, peuvent être prises au hasard et montées sans prendre de précautions particulières. C'est une opération d'**assemblage**. Ainsi, un montage hyperstatique peut générer des spécifications de montage de la part du bureau d'études afin de s'assurer que le mécanisme fonctionne dans de bonnes conditions. Ces opérations peuvent s'avérer longues et couteuses.

■ Coussinet de ligne d'arbres (centrage long ou court)

Une autre famille de solutions pour guider un arbre en rotation est le palier lisse qui peut fonctionner avec divers modes de lubrification (autolubrifié, barbotage, hydrodynamique, hydrostatique…) Le calcul de tenue du coussinet se fait, entre autres, en calculant la pression moyenne à partir de la charge radiale appliquée et de la surface projetée du coussinet. Ce calcul sous-entend que la pression dans le coussinet est constante tout du long de chaque génératrice ; ce qui est faux notamment pour les coussinets hydrodynamiques. On a donc affaire à un calcul empirique, basé sur l'expérience et qui montre qu'en dessous d'une pression « moyenne » calculée selon une formule du fournisseur, le coussinet est apte à supporter cette pression. Ceci dit, pour que ce calcul soit valable, il faut que le montage soit isostatique (ou disons « peu » hyperstatique). L'exemple suivant est caractéristique. Imaginons un arbre lié à une pièce mécanique par deux coussinets à collerette dont le rapport L/D (longueur de guidage sur diamètre guidage) soit supérieur à 1,5. Chaque coussinet peut donc être modélisé par deux demi-liaisons pivot. Selon si on encastre l'arbre ou la pièce mécanique, l'hyperstatisme du montage posera ou non un problème.

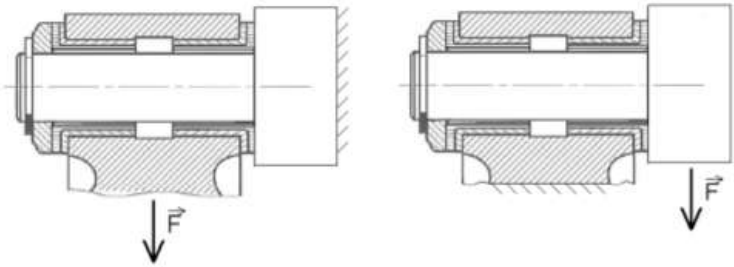


Figure 7.26 – Influence des conditions aux limites

En effet, dans le premier cas, on peut facilement admettre que la pression de contact est constante le long d'une génératrice du coussinet. Il n'en est pas de même pour l'autre cas. On est confronté alors au problème de modélisation mathématique qui est traité au § 7.4. Ainsi, pour deux montages identiques mais

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

sollicités différemment, l'hyperstatisme peut ou non poser problème. Pour le second cas (pièce mécanique encastrée), il y a lieu de choisir des coussinets avec un rapport L/D inférieur à 1. On est sûr alors que le coussinet se comporte comme une linéaire-annulaire.

■ Tige guidée en translation par deux douilles à billes

Pour des conditions aux limites identiques et des sollicitations statiques identiques mais placées différemment, l'hyperstatisme peut être générateur de problème ou non. Un autre exemple pour justifier ce fait est le guidage en translation par deux douilles à billes d'une tige sollicitée par une force excentrée F1 ou F2.

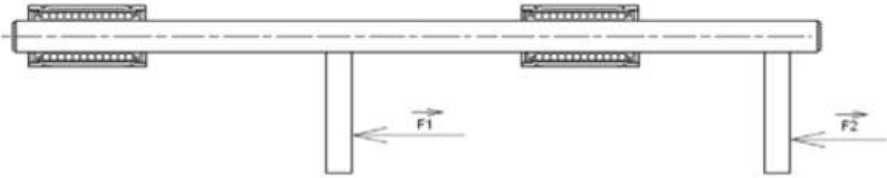


Figure 7.27 – Influence de la position de la sollicitation

Le rapport L/D au niveau des douilles à billes est supérieur à 2. De plus, le jeu entre la tige et les douilles à billes pouvant être considéré nul, les liaisons sont modélisées par des pivots glissants. La force F1 est à mi distance entre les douilles ce qui confère au système une certaine symétrie. Un calcul par éléments finis sur poutre en flexion avec une modélisation des pivots glissants par deux ponctuelles représentant les billes extrêmes des douilles à billes donne des charges assez semblables sur chaque douille à billes. Ce n'est pas le cas quand la tige est soumise à la force F2. Qualitativement, on se rend compte, à partir du dessin d'ensemble, que la douille à billes de gauche ne sert à rien et que toutes les sollicitations sont reprises par la douille à billes de droite ; ce que confirme le calcul par éléments finis. Ainsi, bien que les forces F1 et F2 soient identiques, leur position influe de façon déterminante sur la sollicitation des douilles à billes ; ce qui n'arriverait pas si celles-ci étaient rotulées ; autrement dit, si le système était isostatique.

■ Liaison glissière par douilles à billes

Par rapport à une liaison pivot, une liaison glissière est plus difficile à concevoir et à réaliser. En général, toutes les réalisations technologiques de ces liaisons sont hyperstatiques. Prenons par exemple une liaison glissière définie à partir de quatre douilles à billes.

En théorie, le degré d'hyperstatisme est égal à 11 ! En considérant que les alésages recevant les douilles sont réalisés dans la même opération, on peut considérer, pour le calcul de l'hyperstatisme, que le guidage est assuré par deux douilles à billes ; soit un degré d'hyperstatisme égal à 3. Deux conditions pour assurer un bon fonctionnement ; le parallélisme et la bonne distance entre les axes. L'hyperstatisme permet une réalisation précontrainte, donc sans jeu, qui supporte des charges

importantes avec un très bon rendement mais reste d'un coût relativement élevé. Les conditions de fonctionnement nécessitent des précisions de fabrication et de montage importantes.

Figure 7.28 – Glissière à billes

■ **Contact entre dents sur un engrenage**

Un pignon et une roue de réducteur sont tous deux en liaison pivot avec le carter. Pour engrener isostatiquement, il faut un contact ponctuel entre les dents. Or, il est recherché un contact linéaire pour diminuer la pression de contact. On ne peut évidemment pas imaginer de monter les dents du pignon ou le pignon lui-même sur pivot ! D'où un montage hyperstatique d'ordre 1 qui se traduit par un bon parallélisme des axes (la valeur de l'entraxe lui-même peut être affectée d'une tolérance large ; d'un point de vue du fonctionnement, cela n'affecte que l'angle de pression réel). Là encore, un rapport b/d, longueur de denture sur diamètre primitif du pignon est à prendre en compte pour caractériser l'hyperstatisme du système. S'il est faible, (inférieur à 1), les contraintes liées au parallélisme des dents sont relativement simples à satisfaire. Au-delà, les tolérances géométriques des différents éléments intervenant dans le parallélisme des dentures seront réduites sans compter une éventuelle correction de denture longitudinale pour des rapports b/d importants (par exemple supérieur à 2,5) pour prendre en compte la déformée sous torsion du pignon.

7.3.3 Usure ou rodage

Le rodage est un cas particulier de l'usure, notamment quand on utilise celle-ci à des fins utiles comme améliorer un état de surface. C'est un procédé de fabrication spécifique. Dans tout système mécanique ou les pièces sont en mouvement les unes par rapport aux autres, une première usure assez rapide se produit sur ces pièces jusqu'à une relative stabilisation. C'est la période de rodage où les pièces mobiles s'adaptent les unes aux autres. Puis une usure normale quasiment linéaire se produit jusqu'en fin de vie du produit. Au-delà, le taux d'usure augmente très rapidement jusqu'à détérioration des pièces.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

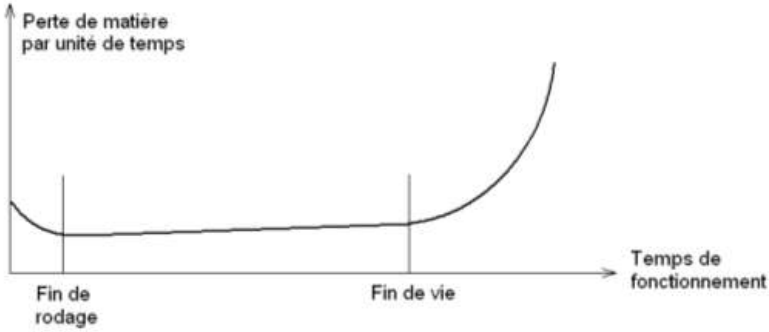


Figure 7.29 – Courbe d'évolution de l'usure en fonction du temps

Avec un mécanisme isostatique, le rodage se limite à supprimer les aspérités du matériau encore présentes. Un coussinet monté sur rotule s'aligne « parfaitement » par rapport à l'arbre qu'il soutient. La répartition linéaire de la force est très constante ; la déformée de l'arbre, entre autres, ne permet pas d'assurer qu'elle l'est parfaitement. Le rodage est alors extrêmement limité. Si ce coussinet, qui de surcroit aurait un rapport L/D supérieur à 1, était monté rigidement, l'axe du palier et l'axe de l'arbre ne seraient pas parallèles. Des pressions locales très élevées engendrent alors une usure plus importante qu'aux endroits où la pression est faible. On peut alors espérer que cette usure locale permette d'uniformiser la charge sur le coussinet afin de retrouver un fonctionnement satisfaisant. D'où un rodage plus important, plus long et plus délicat que dans un système isostatique. Le danger est que si ce rodage détériore localement le fonctionnement du composant, de proche en proche, le composant est mis rapidement hors d'usage.

7.4 La modélisation mathématique

7.4.1 Le calcul statique

À la différence des systèmes isostatiques, un mécanisme hyperstatique ne peut se calculer totalement en utilisant une méthode graphique. Il faut utiliser une méthode analytique, souvent lourde, faisant appel aux équations de déformation de la RDM. Dans la plupart des cas, il est nécessaire d'utiliser un logiciel de calcul. On peut prendre comme exemple le cas d'une poutre encastrée à ses extrémités et soumise à une force en son milieu :

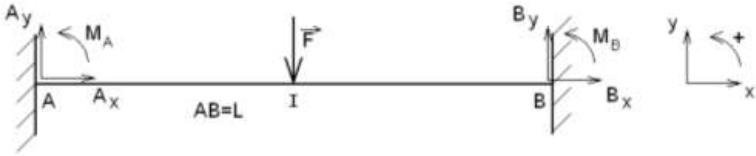


Figure 7.30 – Modèle de calcul

En raisonnant dans le plan, on trouve : $h = 6 - 3(2 - 1) - 0 = 3$; système hyperstatique de degré 3.

Equations d'équilibre :
(Les inconnues sont les valeurs algébriques des sollicitations)

$$A_x + B_x = 0$$

$$A_y + B_y + F = 0$$

$$\vec{M}_A + \vec{M}_B + \vec{AI} \wedge \vec{F} + \vec{AB} \wedge \vec{B}_y = \vec{0}$$

$$M_A + M_B + F.L/2 + B_y.L = 0$$

On a bien 6 inconnues et 3 équations. En considérant la symétrie du problème, on peut écrire que $A_x = -B_x$, $A_y = B_y$ et $M_A = -M_B$; ce qui donne : $A_y = B_y = -F/2$. En reportant cette valeur dans l'équation de moment, on retrouve $M_A = -M_B$.
Pour déterminer les valeurs de A_x et B_x, il faut prendre en compte les conditions de montage de la poutre, notamment si celle-ci est montée précontrainte ou non. On confirme, par cet exemple, qu'un système hyperstatique est sensible aux sollicitations aux déplacements.
Pour déterminer M_A, il faut écrire l'équation de déformée de la poutre.
La déformée de la poutre est conforme à la figure suivante :

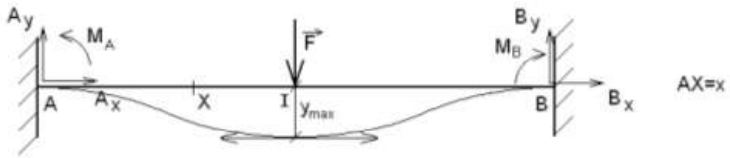


Figure 7.31 – Déformée de la poutre

Au milieu de la poutre, la flèche est maximale et la tangente de la déformée est horizontale, toujours pour des questions de symétrie. Les encastrements en A et B étant supposés parfaits, la tangente de la déformée en A et B est également horizontale.
Le moment fléchissant en un point situé à une distance x de A entre A et le point d'application de la force F est :

$$\vec{M}_f = \vec{M}_A + \vec{XA} \wedge \vec{A}_y \text{ d'où } M_f = M_A - A_y.x = M_A + \frac{Fx}{2}$$

L'équation de la déformée s'écrit : $EIy'' = M_A + \frac{Fx}{2}$ ce qui donne

$EIy = M_A \frac{x^2}{2} + \frac{Fx^3}{12} + Cx + D$; C et D étant des constantes d'intégration qui sont nulles du fait que $y = 0$ et $y' = 0$ en $x = 0$.

En $x = L/2$, $y' = 0$ d'où $EIy' = M_A.x + \frac{Fx^2}{4}$; ce qui donne : $0 = M_A \frac{L}{2} + \frac{F.\left(\frac{L}{2}\right)^2}{4}$

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

$$M_A = \frac{-FL}{8}$$

Le signe – exprime que le moment en A est de signe opposé à celui créé par la force F ; ce qui se comprend bien sur la figure ci-dessus.
Nota : le calcul a été effectué ici avec des valeurs algébriques. Le résultat donné au paragraphe 7.1.3 ne comporte pas de signe – parce qu'il concerne l'intensité du moment.
Cet exemple simple montre bien la lourdeur des calculs nécessaires pour déterminer un système hyperstatique. Fort heureusement, les logiciels de calcul permettent de résoudre simplement les cas de figure les plus complexes.

7.4.2 Erreur de calcul due à la modélisation

Si l'aspect résolution du calcul n'est pas un problème, il n'en est pas de même de sa modélisation. On touche ici au cœur du calcul. En effet, si les hypothèses de départ sont fausses, le calcul, même s'il est correctement mené, fournira des résultats faux. En s'appuyant toujours sur la poutre encastrée-encastrée, il est possible d'illustrer ce problème. Dans le calcul précédent, l'encastrement est supposé parfait ; c'est-à-dire qu'il ne se déforme pas sous l'action de la force F ; ce qui permet d'affirmer que la tangente à la poutre reste horizontale en A et B. Dans la réalité, il serait plus judicieux d'adopter comme modèle celui du § 7.1.3. La raideur *K* définit la raideur de l'encastrement et on retrouve la valeur précédente si on fait tendre *K* vers l'infini. Ainsi, en fonction de *K*, Le moment fléchissant maxi est au milieu de la poutre et varie de FL/4 à FL/8. Son intensité en fonction de *K* est donnée par la formule :

$$M_I = \frac{FL}{16}\left(4 - \frac{1}{\left(\frac{EI}{KL} + \frac{1}{2}\right)}\right)$$

Mais quelle valeur prendre pour *K* ? Ainsi, il est possible de compliquer le modèle mathématique en ajoutant des paramètres qui permettent d'affiner le calcul mais encore faut-il être capable de donner une valeur réaliste à ces paramètres. Il est possible alors de tracer la courbe M_I/M_{Iinf}, rapport des moments fléchissants en I pour *K* quelconque par rapport à *K* tendant vers l'infini en fonction de *EI/KL* :
On constate que pour une valeur supérieure à 3, c'est-à-dire quand le facteur caractérisant la raideur de la poutre (EI/L) est supérieur à 3 fois la raideur de l'encastrement, une incertitude importante sur ce dernier ne prête pas à conséquence sur le résultat final. Il n'en est pas de même si ce rapport est inférieur à 1.

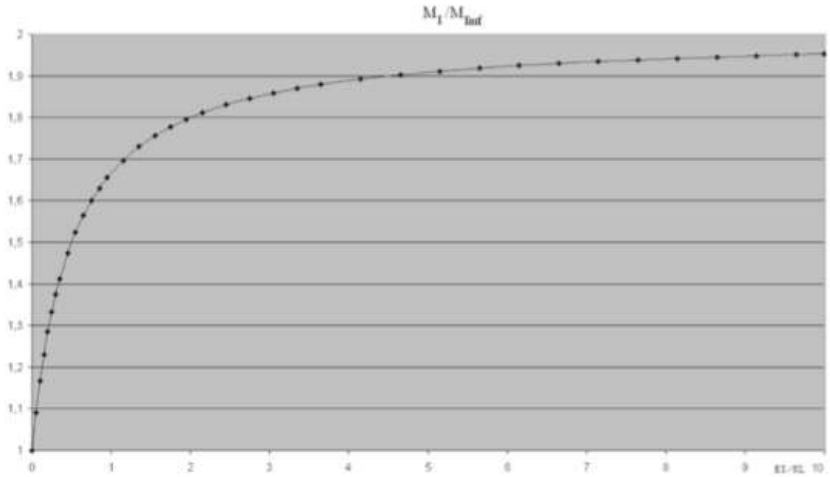


Figure 7.32 –Courbe d'influence du rapport des raideurs

7.4.3 Exemple industriel

Un exemple, vécu en entreprise, confirme l'importance de bien définir les conditions aux limites quand on réalise un calcul. Le dessin ci-dessous représente un tripode d'accouplement délignable de ligne d'arbres fixé à un arbre d'entrée et de sortie par l'intermédiaire d'une cale épaisse et 16 douilles ajustées traversées par des tiges filetées. Les tripodes sont reliés par des bielles déformables en traction-compression et pouvant tourner autour de leur axe conique d'interface.

On notera les dimensions importantes de l'accouplement (de l'ordre de 2 mètres de diamètre).

Un calcul par élément fini a été réalisé sur le tripode. Le coefficient de sécurité obtenu était supérieur à 7 en supposant encastrés les trous du tripode recevant les douilles ajustées. Après passage sur banc d'essais, il a été constaté une fissure dans les congés de raccordement. Une mesure avec jauges d'extensométrie a montré que le niveau de contraintes se situait entre la limite élastique et la limite à la rupture du matériau. La pièce a fissuré après un certain nombre de cycles. Pour retrouver en théorie cette contrainte, les conditions aux limites ont été remplacées par des ressorts afin d'entrer le paramètre raideur de l'encastrement. Il a été constaté que, pour une raideur supérieure à une raideur critique, la contrainte correspondait à celle calculée précédemment en considérant l'encastrement parfait. En dessous de cette raideur, la contrainte augmentait très rapidement pour se stabiliser au niveau de la contrainte mesurée. Après mesures et calcul plus précis, on s'est rendu compte que la raideur de l'encastrement était bien inférieure à la raideur critique ; d'où fissuration.

On peut constater qu'un tel assemblage n'est pas « esthétique ». En effet, l'épaisseur de la cale est conséquente et participe activement à la souplesse de l'encastrement

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

parce qu'elle ne maintient pas la douille ajustée. La solution a été évidemment de supprimer la cale et de l'intégrer dans la masse du tripode.
Bien que le calcul par éléments finis ait été réalisé selon les règles de l'art, le résultat obtenu était faux à cause d'une mauvaise appréciation des conditions aux limites due à une conception non optimisée.

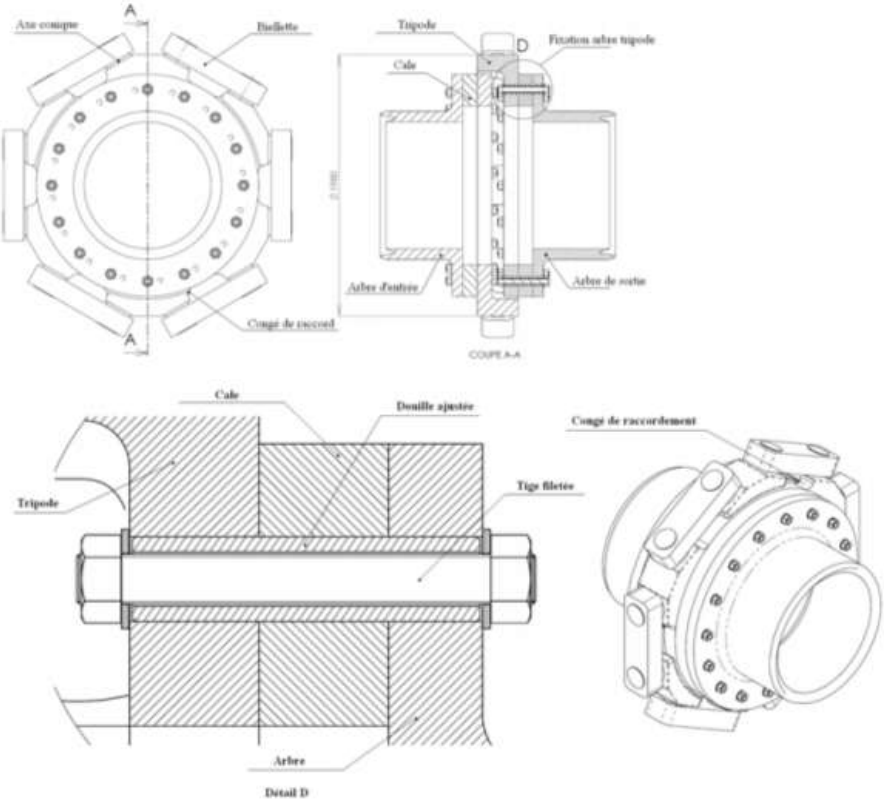


Figure 7.33 – Accouplement de ligne d'arbres

7.5 Méthodologie de conception

7.5.1 L'hyperstatisme comme critère d'acceptation d'une solution

Avant tout démarrage de recherche de solutions, il faut, en lien avec le CdCF, établir des critères d'acceptation de solutions et les quantifier. L'hyperstatisme d'un mécanisme peut être l'un d'eux. C'est évident pour des projets de conception d'outillage type montage d'usinage. La recherche de solutions se fera d'ailleurs sur ce critère : « comment positionner et serrer la pièce de façon isostatique ». Dans les

cas de risque de dilatation différentielle entre les pièces le choix d'un mécanisme isostatique sera privilégié ; sauf pour les systèmes de précision comme les machines outils. Généralement, pour des systèmes nécessitant une grande fiabilité, le critère d'hyperstatisme est souvent retenu en ce sens qu'on recherche en priorité des systèmes isostatiques dont on est sûr de pouvoir définir le comportement par calcul. Cela s'applique, par exemple, à des systèmes de levage ou de manutention.

7.5.2 La prise en compte de l'hyperstatisme au stade de la recherche de solutions théoriques

La recherche de solutions théoriques se fait à partir de schémas cinématiques ou dynamiques. S'il s'agit d'un schéma cinématique, celui-ci, par définition, est souvent isostatique puisque c'est le schéma minimum qui a pour but uniquement de comprendre comment les pièces se déplacent les unes par rapport aux autres. Le schéma dynamique met en évidence les problèmes d'hyperstatisme. C'est à partir de ce dernier qu'il est possible de faire des calculs statiques et d'appréhender la rigidité du mécanisme. Si on nomme h_c et h_d le degré d'hyperstatisme calculé respectivement à partir du schéma cinématique et du schéma dynamique, on aura : $h_c \leq h_d$. Le calcul définitif du degré d'hyperstatisme d'une solution théorique retenue doit se faire à partir de son schéma dynamique.

7.5.3 La prise en compte de l'hyperstatisme au stade de la recherche de solutions technologiques

Si le schéma dynamique retenu est hyperstatique, la solution technologique l'est également à un degré supérieur ou égal à celui de la solution théorique. Ainsi, une solution théorique isostatique peut déboucher sur une solution technologique hyperstatique. C'est le cas, par exemple, d'un arbre guidé par deux liaisons linéaires annulaires concrétisées par deux roulements rigides à billes. Il y a lieu de comparer le torseur de la liaison définie par le schéma dynamique (le besoin) et le torseur technologique de la liaison réelle (le moyen). Si ces deux torseurs ne sont pas équivalents, le degré d'hyperstatisme de la solution technologique est plus élevé que celui de la solution théorique. Il faut alors analyser ce point afin de définir si la liaison technologique choisie est sans problème vis-à-vis du bon fonctionnement du mécanisme ou s'il faut la modifier de façon à la rendre conforme au schéma dynamique (ex : remplacer un roulement à bille rigide à contact radial par un roulement à billes rotulé).

7.5.4 Analyse de l'hyperstatisme au stade du croquis d'intention de conception

Le croquis d'intention de conception doit permettre d'anticiper les problèmes majeurs qui risquent d'apparaitre en cours de fonctionnement et/ou de montage du produit. La prénotice de montage et l'AMDEC de conception sont là pour donner toutes les chances au concepteur d'atteindre ce but. Ce croquis doit être suffisamment précis aux endroits sensibles du mécanisme pour permettre de mener à bien cette analyse. Il faut trouver le juste milieu entre le croquis sommaire qu'on réalise en deux minutes et qui n'apporte rien, et un croquis qui ressemblerait à

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

un dessin d'ensemble réalisé à la planche à dessins et qui demande un temps de réalisation rédhibitoire pour mettre en valeur des détails sans intérêt. L'esthétique de la conception doit apparaitre au travers de ce croquis ! Par exemple, un arbre, supporté par des paliers dont le rapport L/D est important est inesthétique parce que le montage est technologiquement hyperstatique. Il convient alors d'envisager plusieurs solutions qui sont dans l'ordre :

- rendre le système isostatique par modification de dimensions (ex : augmenter le diamètre de l'arbre pour diminuer la longueur de guidage et se ramener ainsi à un rapport L/D inférieur à 1) ;
- ajouter à l'élément qui cause l'hyperstatisme une liaison en série (ex : changer un roulement rigide à contact radial par un roulement rotulé ; monter le coussinet dans une rotule) ;
- selon le caractère plutôt unitaire ou de grande série du produit et de l'environnement de fabrication, il est possible d'envisager des opérations de montage réglage de certains éléments. Si le concept hyperstatique nécessite des précisions en termes de positions relatives, celles-ci peuvent être assurées à ce stade de réalisation du produit sous réserve que le concepteur ait bien pris en compte ces contraintes (ex ; paliers montés sur platine permettant une opération de lignage entre eux puis fixation définitive des paliers après réglage) ;
- calculs plus ou moins précis en fonction des possibilités de l'entreprise pour tenter d'évaluer le fonctionnement du mécanisme (ex : estimer la répartition de pression de contact sur les coussinets en fonction d'un défaut d'alignement maximum défini à partir des précisions spécifiées sur les dessins d'ensemble et de définition) ;
- réaliser un banc d'essais de validation ;
- spécifier les points à vérifier au moment de la mise en route du produit ;
- réaliser des actions de maintenance préventive pour s'assurer que les éléments se sont adaptés à l'hyperstatisme (ex : par rodage) ;
- ne rien faire et croiser les doigts pour que cela marche en s'appuyant sur l'expérience de produits similaires qui ont fait leur preuve ! (C'est dit de façon ironique et pourtant, c'est du vécu).

7.6 Concrétisation du dossier de définition

7.6.1 Rappel de la constitution d'un dossier de définition

Le bureau d'études doit produire le dossier de définition du produit conçu en vue de son industrialisation. Pour ce faire, il doit fournir les documents nécessaires et suffisants à sa fabrication, son montage, sa mise en route, son utilisation, sa maintenabilité, sa destruction en fin de vie en plus de tous les justificatifs de conceptions, qu'ils soient d'ordre théorique sous forme de calculs ou pratique sous forme d'essais de qualification. Les produits manufacturés sont parfaitement définis de façon à ce que les acheteurs puissent approvisionner les éléments du commerce nécessaires à la constitution du produit. Le fichier fourni « pages de garde » offre une bonne base de constitution de dossier de définition. Les conséquences d'une conception

hyperstatique se retrouveront essentiellement au niveau des dessins d'ensemble, de définition de la notice de montage et des spécifications de fabrication.

7.6.2 Le dessin d'ensemble

En reprenant comme exemple l'appareil à tarauder du §3.2, il est possible d'illustrer la fonction du dessin d'ensemble vis-à-vis de l'analyse de l'hyperstatisme. On ne s'intéresse qu'à la fonction principale du produit qui est d'assurer un entrainement direct entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie comme représenté par le dessin d'ensemble ou un changement de sens de rotation avec augmentation de vitesse quand le bi-cône de transmission, lié à l'arbre de sortie est en contact avec l'interface d'inversion de sens. On constate que pour assurer un bon fonctionnement du mécanisme, il faut que l'arbre d'entrée soit coaxial avec l'arbre de sortie.

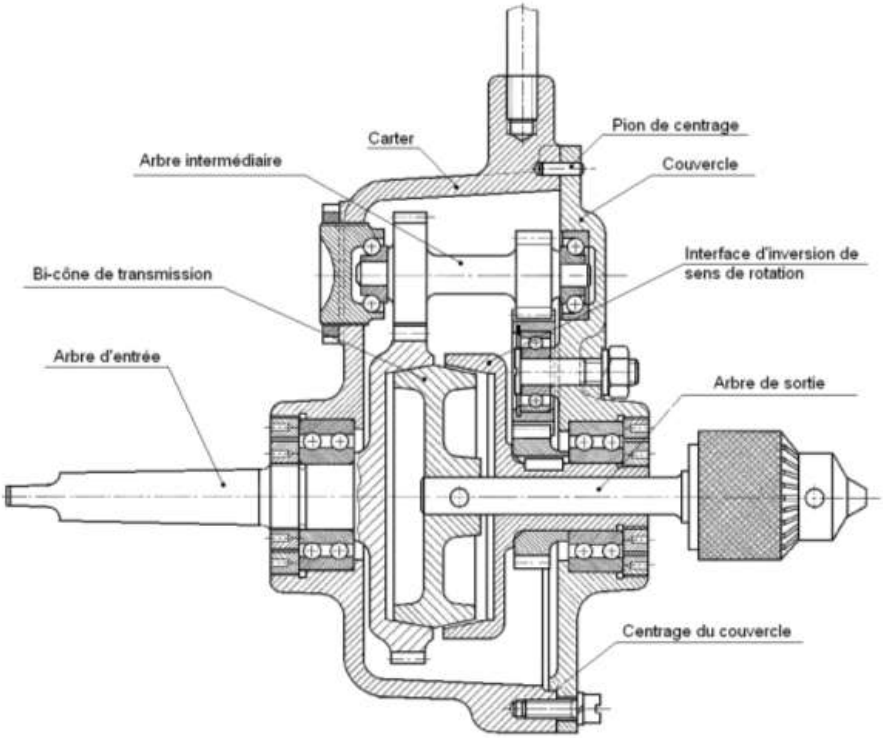


Figure 7.34 – Appareil à tarauder

Cette analyse fonctionnelle, qui permet, ensuite, de coter fonctionnellement les dessins de définition, met en évidence les pièces impliquées pour satisfaire cette condition et définir, dans la mesure du possible, des tolérances géométriques. Le dessin d'ensemble permet de spécifier le besoin pour assurer le bon fonctionnement.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Il n'est pas toujours aisé de quantifier les tolérances géométriques sur le dessin d'ensemble. Ainsi, en considérant les pièces indéformables, les contacts cône sur cône sont ponctuels. Sous l'effet des efforts axiaux, il y a déformation de la matière et les contacts ponctuels deviennent surfaciques dont la taille dépend de la coaxialité du bi-cône de transmission par rapport à l'arbre d'entrée et l'interface d'inversion. Très souvent, il est réalisé une analyse qualitative visant à définir les tolérances géométriques de chaque pièce impliquée puis d'imposer une valeur de tolérance compatible avec le procédé de fabrication.

7.6.3 Cotation des dessins de définition

A partir de l'analyse du dessin d'ensemble, il est nécessaire de réaliser le dessin de définition et d'y porter la cotation fonctionnelle ; c'est-à-dire les côtes qui assurent le bon fonctionnement de la pièce. Il ne faut surtout pas confondre cotation fonctionnelle et cotation d'usinage. Pour les problèmes d'hyperstatisme mentionnés au paragraphe précédent et pour celui concernant le montage de la goupille, la cotation fonctionnelle s'y référant est portée sur le dessin ci-dessous. La coaxialité des arbres d'entrée et de sortie est assurée par les tolérances de concentricité et de parallélisme. La condition de montage de la goupille est définie par la tolérance de localisation.

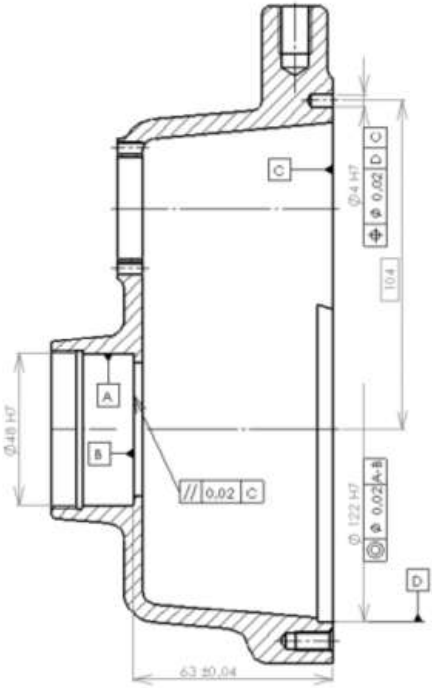


Figure 7.35 – Dessin de définition du carter

Si, sur l'aspect qualitatif, les tolérances géométriques sont justifiées, il n'en est pas de même pour les valeurs indiquées pour ces tolérances. Dans l'absolu, il faudrait définir quantitativement à partir du dessin d'ensemble, les conditions de montage ou de fonctionnement. Pour le montage de la goupille, c'est assez simple en ce sens que la condition de montage est d'assurer la coaxialité des trous réalisés dans le carter et dans le couvercle. Il suffit donc de spécifier comme intervalle de tolérance, la moitié du jeu mini entre le centrage du couvercle et le carter ; en considérant que la goupille de centrage est montée serrée. Si celui-ci est spécifié à 122 H7g6, le jeu mini est de 1,4/100 ; d'où une tolérance de localisation à 0,7/100 ; ce qui n'a pas de sens. Il faut prévoir un jeu mini entre la goupille et le couvercle ou prévoir de la monter « à force ».
La tolérance de concentricité de 0,02 entre le diamètre 122 H7 et l'axe A-B n'est pas justifiée par calcul ; de même pour la tolérance de parallélisme. Les valeurs des conditions fonctionnelles sont très difficiles à définir objectivement ; on a tendance alors à spécifier des tolérances réduites comme indiquées, par exemple, dans « le guide du dessinateur industriel de A. Chevalier ». A noter que cet ouvrage de référence propose un chapitre consacré au calcul des tolérances géométriques.

7.6.4 Les notices de montage et de réglage et la spécification de fabrication (différence entre assemblage et montage)

Une façon de se dédouaner d'un justificatif de tolérances géométriques est de spécifier la façon dont doit être réalisé l'usinage des surfaces fonctionnelles. Il est, par exemple, possible d'imposer que les alésages ϕ122 H7 et ϕ 4 H7 soient réalisés dans la même phase d'usinage. La précision sera celle de la machine et, implicitement, le contrôle de cette tolérance ne sera pas nécessaire parce que la précision est assurée par le mode opératoire. Pour ce cas précis, cela semble évident. Il n'en est pas de même pour les surfaces repérées A, B, C, D. Prévoir un outillage permettant d'usiner sans démontage toutes ces surfaces nécessite une étude approfondie avec le bureau des méthodes. Il y a lieu d'envisager l'usinage de D et C puis une reprise sur ces deux surfaces pour usiner A et B ; ce qui assure le respect des tolérances géométriques spécifiées.
Une autre solution consiste à supprimer le problème, c'est-à-dire supprimer le pion de centrage et le diamètre de centrage ϕ122 H7 ; la liaison couvercle-carter étant limitée à un appui plan. Il suffit alors de fixer le couvercle sans serrer les vis et centrer le carter en mettant en contact le bi-cône de transmission et l'arbre d'entrée, puis de serrer les vis. Le positionnement du couvercle ne se fait plus par obstacle mais par frottement. Une opération de positionnement est alors nécessaire ; ce qui n'était pas le cas précédemment. C'est la différence entre une opération de montage ; où un travail de réglage spécifique est à réaliser, et une opération d'assemblage où les pièces sont conçues et usinées à la base pour assurer les positionnements adéquats. Ceci dit, cette solution n'est pas envisageable parce que le positionnement angulaire du couvercle par rapport au carter qui assure le parallélisme entre l'arbre intermédiaire et les arbres d'entrée et de sortie n'est pas assuré ; d'où un mauvais fonctionnement des engrenages.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

7.7 Exemples industriels

7.7.1 Soupapes

Un exemple bien connu est celui du fonctionnement d'une soupape d'un moteur thermique. La fréquence du mouvement est supérieure à 20Hz, l'étanchéité siège soupape est du type métal-métal et celle-ci doit être assurée moteur chaud.

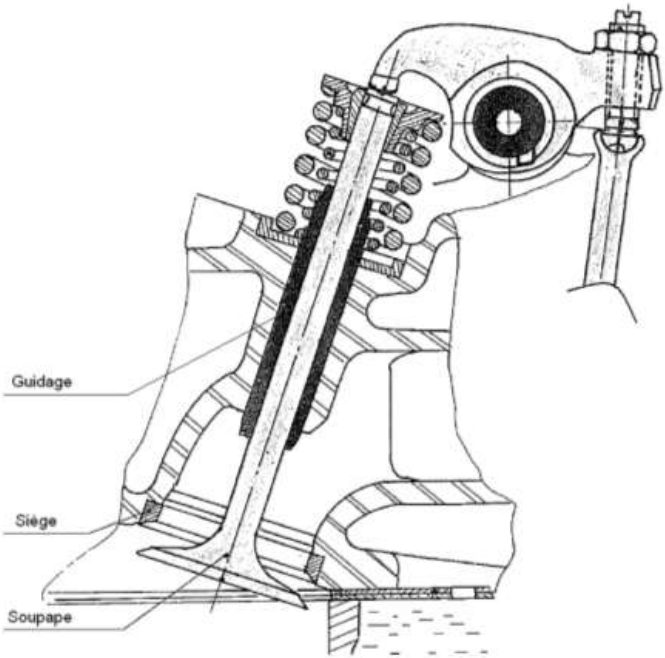


Figure 7.36 – Soupape

Le guidage de la soupape est une liaison pivot glissant et le contact siège soupape est assimilable à une rotule. La soupape en contact avec le siège possède une mobilité interne en rotation ; ce qui permet de définir le degré d'hyperstatisme du mécanisme :

$$h = 7 - 6 + 1 = 2$$

Ces degrés d'hyperstatisme se traduisent par une tolérance géométrique de concentricité du centre de la rotule par rapport à l'axe de la liaison pivot glissant.
Un raisonnement par l'absurde montre qu'il est essentiel de recourir à une conception hyperstatique de ce mécanisme :

– remplacer la liaison pivot glissant par une liaison linéaire-annulaire. Cette solution est incompatible avec le fonctionnement de la soupape quand celle-ci n'est pas en contact avec son siège ;

– remplacer la liaison rotule par une liaison ponctuelle à partir d'une liaison série rotule-appui plan. Technologiquement, ceci consisterait à mettre un jeu radial entre le siège de soupape et la culasse. On imagine facilement les dégâts causés sur le mécanisme par une telle solution vue, entre autres, la fréquence du mouvement de la soupape sur son siège.

La conception hyperstatique relève ici d'un choix afin d'assurer une bonne étanchéité soupape fermée et une usure acceptable du mécanisme dans des conditions de fonctionnement très difficiles.

7.7.2 Essuie-glace (application des esquisses paramétrées pour les mobilités)

En partant d'un concept connu, l'essuie glace type « Mercedes », on peut imaginer le cheminement de conception suivant :

■ **Définition du besoin**

Un boitier, support de balai, oscille en rotation d'un angle de ± 75°. En position 37,5°, le balai est sorti au maximum pour essuyer dans les coins du pare brise.

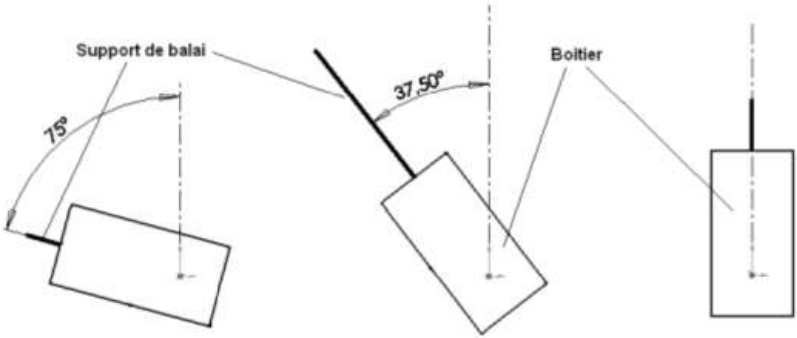


Figure 7.37 – Essuie-glace

Le schéma cinématique du principe retenu est le suivant :

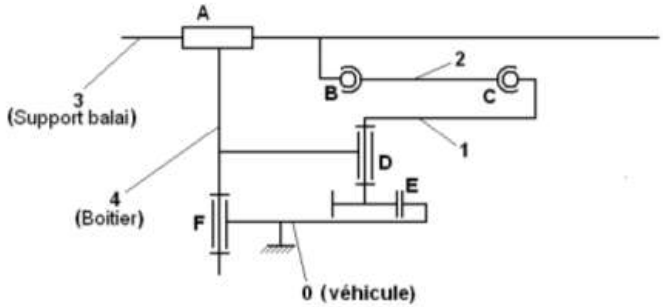


Figure 7.38 – Schéma cinématique de l'essuie glace

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

La liaison entre 0 et 1 se fait par engrenage. E représente la liaison de contact entre les dents qu'on assimile, comme d'habitude pour les engrenages, à une liaison linéaire rectiligne.
Le calcul du degré d'hyperstatisme h donne :

$$h = 23 - 6 \times 4 + 2 = 1$$

Système hyperstatique d'ordre 1 du fait de la liaison par engrenage. C'est un cas classique d'hyperstatisme vu au § 3.2. Du fait des sollicitations appliquées au balai d'essuie-glace, la liaison glissière nécessite une étude particulière. Elle doit assurer un bon guidage, rigide notamment en rotation dans l'axe du balai, et capable de reprendre l'effort de frottement balai/ pare-brise notamment quand celui-ci est sorti au maximum. Il faut donc définir un schéma dynamique de cette liaison glissière.

Figure 7.39 – Décomposition de la liaison glissière

Assurer une liaison glissière par deux linéaires-annulaires suffisamment éloignée permet au mécanisme de reprendre, dans de bonnes conditions, l'effort de frottement du balai sur le pare-brise. Mais le blocage en rotation suivant l'axe du balai n'est pas assuré. Pour ce faire, il faut générer des forces perpendiculaires et les plus éloignées possibles de l'axe du support balai. Le plus optimum étant un positionnement symétrique :

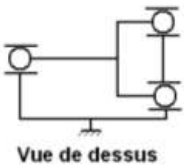


Figure 7.40 – Blocage en rotation

Le système est stable, précis mais hyperstatique d'ordre 1. Il faut remplacer une linéaire-annulaire excentrée par une ponctuelle pour être isostatique.
Analysons à présent la solution technologique retenue :
La liaison glissière s'inspire du schéma dynamique. La pièce rep.15 assure une liaison linéaire-annulaire entre les pièces rep.14 et rep.13 par combinaison en série d'une pivot-glissant et d'une rotule. Ceci permet d'avoir une surface de contact importante avec la pièce rep.14 et d'assurer une répartition de pression longitudinale constante sur la pièce rep.15. Les deux liaisons linéaires-annulaires excentrées s'apparentent plus à des demi-liaisons pivot-glissant au niveau du contact entre les pièces rep.20 et rep.22; soit un hyperstatisme d'ordre 5. Il est nécessaire d'assurer entre les deux rails rep. 22 un parallélisme et un entraxe convenable pour que le support balai ne se bloque pas et ne possède pas de jeu excessif avec la pièce rep.13.

Pour « limiter » cet hyperstatisme, il faut que les patins rep. 20 soient les plus courts possibles.

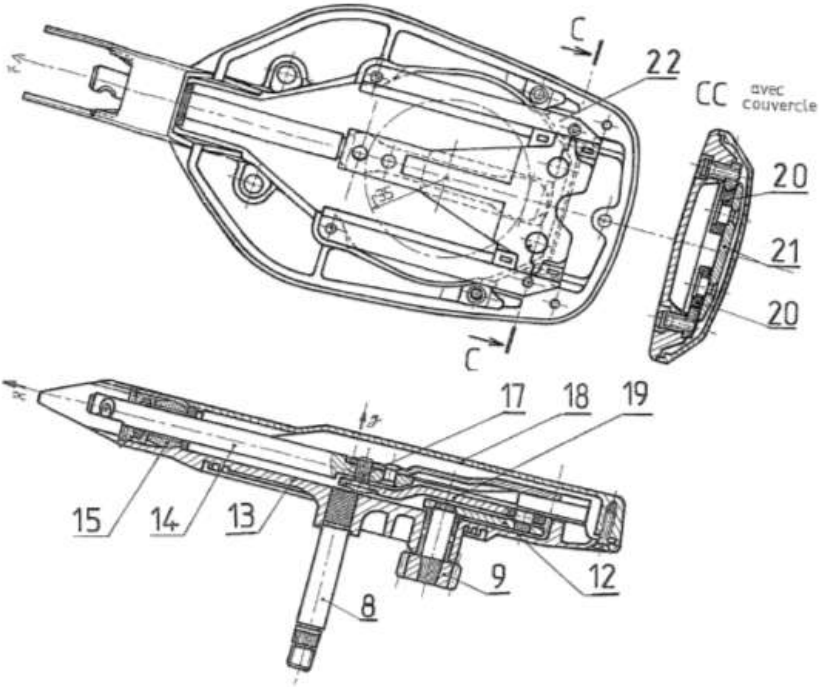


Figure 7.41 – Dessin d'ensemble de l'essuie glace

Il faut toujours garder en tête que la difficulté, dans les calculs, n'est pas tant la résolution du modèle mathématique pour peu qu'il modélise un système isostatique mais la validité de cette modélisation.
Le choix du concepteur a été, ici, de créer un mécanisme relativement complexe « assez » isostatique, afin d'éviter des risques de blocage et d'usure non contrôlée des éléments frottant.

7.7.3 Presse à fût

Il a été demandé de concevoir une presse à futs électrique ; les futs étant comprimés entre un plateau inférieur fixe et un plateau supérieur mobile. Le principe retenu est d'entrainer par un moteur deux axes filetés, guidés dans le bâti et reliés entre eux par une chaine.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

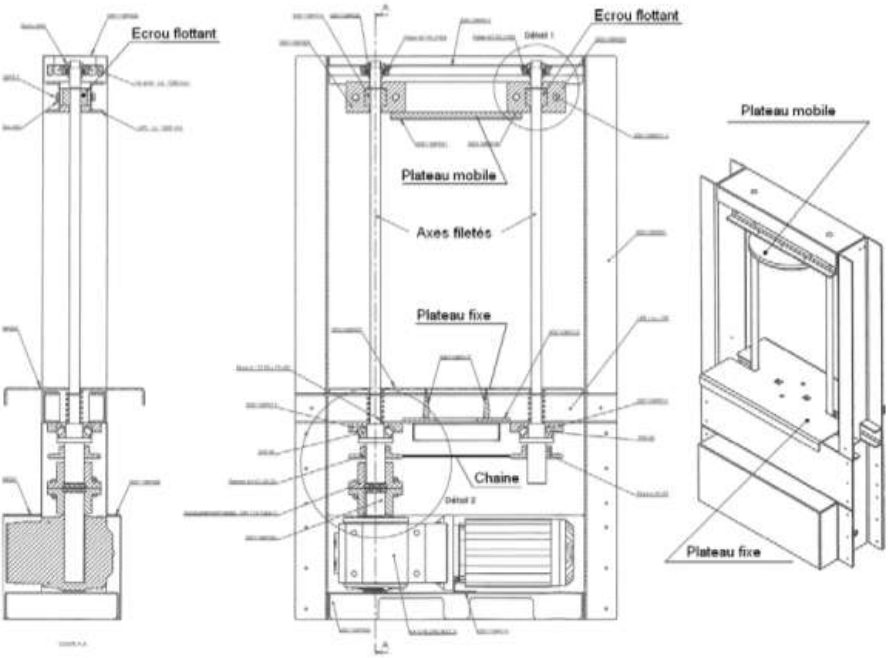


Figure 7.42 – Presse à fût : ensemble

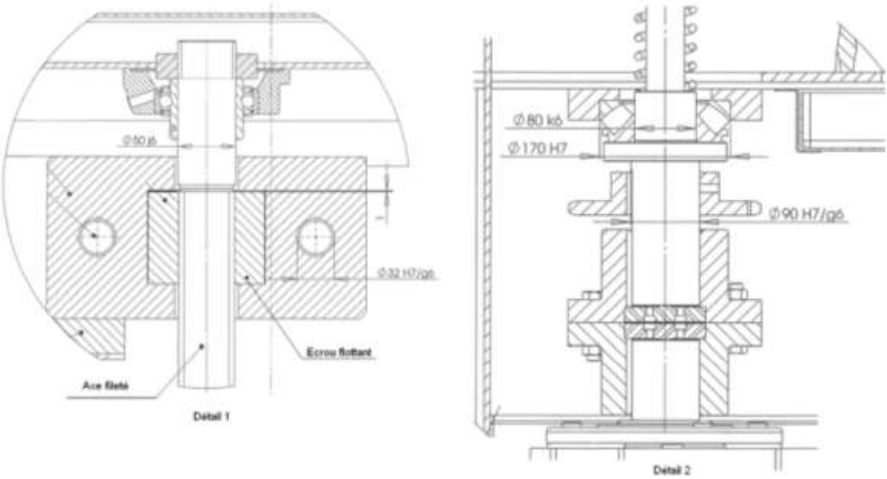


Figure 7.43 – Presse à fût : détails

Le détail 1 montre un écrou qui a été monté flottant afin de ne pas solliciter en flexion l'axe fileté.
Le schéma dynamique du système est le suivant :

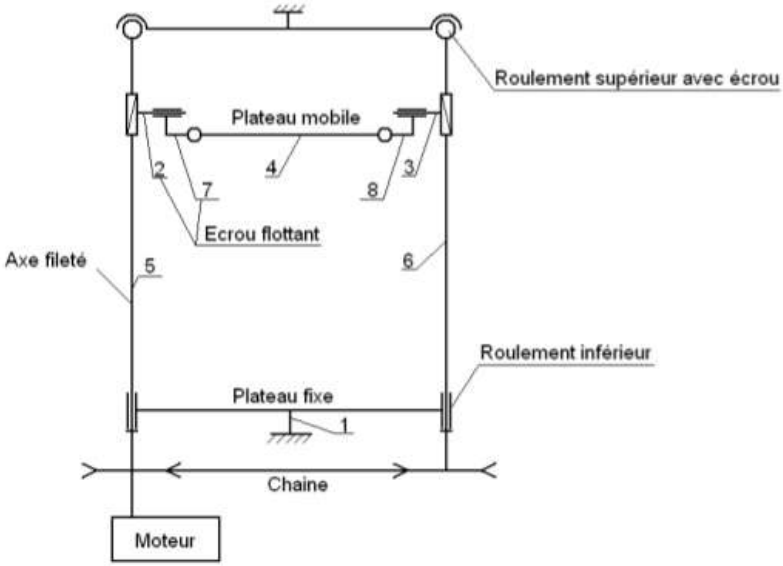


Figure 7.44 – Presse à fût : schéma dynamique

Si l'on met hors étude la liaison par chaine (on conserve simplement le fait qu'elle entraine de façon synchrone les deux axes filetés et on considère comme inconnue la force d'entrainement dans le brin dur ; ce qui est équivalent à considérer un contact ponctuel qui sera pris en compte dans l'équation sous forme d'une inconnue supplémentaire en plus des autres liaisons) et la fixation du moteur, l'ensemble se compose de 8 pièces. À noter que la liaison axe fileté-plateau mobile a été modélisée par deux liaisons en série (pivot glissant et pivot) et que chaque écrou flottant est matérialisé par deux pièces fictives ; 2 et 7 d'une part ; 3 et 8 d'autre part. C'est du fait de l'inexistence d'une liaison élémentaire laissant libre une translation et une rotation de même axe ainsi qu'une rotation d'axe perpendiculaire au précédent. Le roulement supérieur avec écrou est représenté par une demi-rotule en considérant que la translation verticale n'est bloquée que dans un sens. L'autre sens est bloqué par le roulement conique inférieur. On ne comptera qu'une fois le degré de liberté supprimé en translation verticale sur la combinaison de ces deux liaisons parce que l'écrou vient en contact avec le roulement au moment du montage. On compte également une mobilité externe (plateau mobile en translation verticale) et deux mobilités internes au niveau du plateau mobile (une translation et une rotation horizontales).
Le calcul du degré d'hyperstatisme donne :

$$h = 43 - 7\times6 + 3 = 4$$

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Cet hyperstatisme est lié à l'alignement des roulements. Sachant qu'un roulement conique accepte un défaut angulaire de 4', soit 4.10^{-4} rad. La distance entre les deux roulements étant de 1700 mm. Le calcul montre que la précision au niveau des entraxes des roulements est de ± 0,3 mm ; ce qui, bien sûr, n'est pas un souci.
La partie mécanisme de la presse à fût est, grâce à la conception basée sur des écrous flottants, « très isostatique ». Ainsi, on ne craint ni coincement ni sollicitation des axes filetés sous l'influence de la déformation des plateaux. Bien que le schéma dynamique pût augurer d'un mécanisme complexe, la réalisation technologique s'est traduite de façon simple, le plus souvent en mettant en place un jeu judicieux entre les pièces.

7.7.4 Réducteur à double train intermédiaire

Afin de transmettre une puissance plus importante, certains réducteurs disposent de plusieurs trains entre l'entrée et la sortie. Les plus classiques sont les trains épicycloïdaux qui ont la particularité de transmettre une forte puissance dans un encombrement minimum et avoir une entrée coaxiale avec la sortie. En version planétaire, l'exemple le plus simple est le suivant :

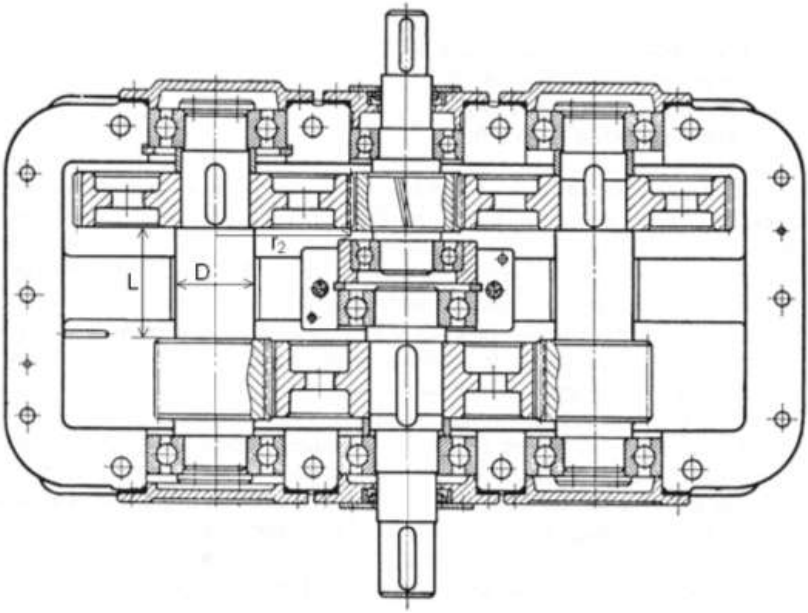


Figure 7.45 – Réducteur à double train : ensemble

Afin de se concentrer sur l'hyperstatisme lié à la présence des deux trains intermédiaires, le raisonnement se fait à partir du schéma cinématique en considérant un contact ponctuel entre les dents des engrenages.

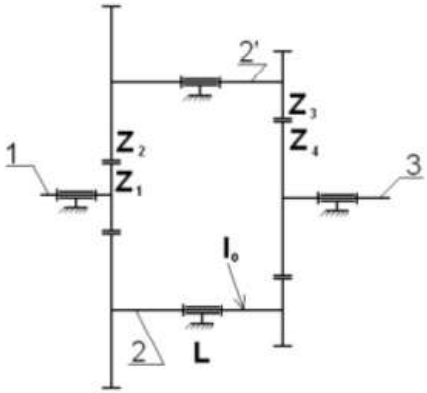


Figure 7.46 – Réducteur à double train : schéma cinématique

Le pignon d'entrée rep.1 engrène avec les trains intermédiaires 2 et 2' qui engrènent avec la roue de sortie rep.3. En considérant un contact ponctuel au niveau des dents, le degré d'hyperstatisme est h tel que :

$$h = 24 - 6 \times 4 + 1 = 1$$

En effet, si on supprime un train intermédiaire, le système fonctionne. Pour que le couple transmis soit équilibré, il faut que les dents qui engrènent soient toutes en contact avec un effort nul quand le couple transmis est nul. Pour illustrer ce principe, il suffit de bloquer la roue rep.3, mettre en contact les deux trains intermédiaires avec la roue 3 puis monter le pignon qui, dans le cas idéal, doit être en contact sans contrainte avec les deux trains intermédiaires. En considérant qu'il n'y a pas de jeu au niveau des dentures, que les TI sont en contact avec la roue rep.3 et que le pignon rep.1 est en contact avec le TI1 rep.2, il y a une interférence I entre la dent du pignon et du TI2 rep.2' :

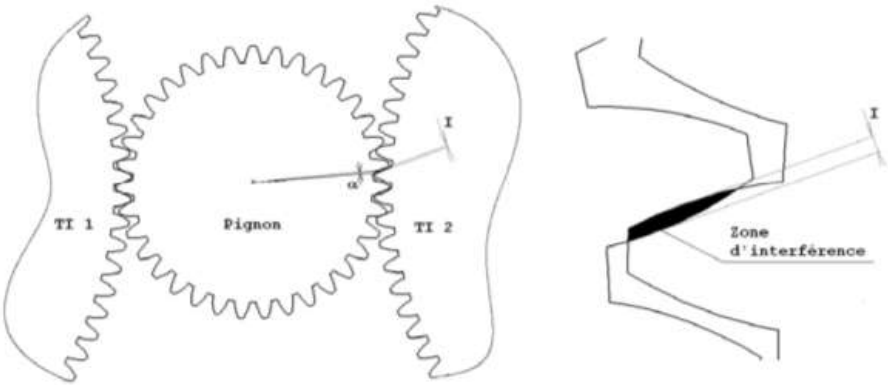


Figure 7.47 – Interférence des dents à l'engrènement

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Si le pignon doit tourner d'un angle α pour que l'engrènement avec les 2 TI ait lieu, le système se met en précontrainte et chaque TI est déformé d'un angle β tel que :

$$\beta = \frac{\alpha Z_1}{2Z_2} = \frac{IZ_1}{2Z_2 r_1} = \frac{I}{2r_2}$$

En ne considérant que la déformation de l'arbre de liaison (longueur *L* et diamètre *D*) entre le pignon et la roue de l'arbre intermédiaire, la précontrainte appliquée génère, à vide, un moment *Mto* sur chaque TI tel que :

$$Mto = \frac{\pi G D^4 I}{64 r_2 L} \quad (1) \text{ (L, D et } r_2 \text{ indiqués sur la figure 7.45)}$$

Si on ajoute le moment utile *Mtu* correspondant au réducteur sous charge, la contrainte équivalente de torsion s'écrit :

$$\sigma_{éq} = \frac{16\sqrt{3}(Mt_0 + Mt_u)}{\pi D^3} = \frac{16\sqrt{3}\left(\frac{\pi G D^4 I}{64 r_2 L} + Mt_u\right)}{\pi D^3} \quad (2)$$

$\sigma_{éq}$ est fonction de *D*. Si *D* tend vers zéro ou vers l'infini, $\sigma_{éq}$ tend vers l'infini. Il existe donc une valeur optimale de *D* qui minimise $\sigma_{éq}$. Il suffit pour cela d'annuler la dérivée de $\sigma_{éq}$ par rapport à *D* :

$$\frac{d\sigma_{eq}}{dD} = \frac{16\sqrt{3}}{\pi}\left(\frac{\pi G I}{64 r_2 L} - \frac{3Mt_u}{D^4}\right) = 0 \Rightarrow D = \sqrt[4]{\frac{192 Mt_u r_2 L}{\pi G I}} \quad (3)$$

D'où la contrainte équivalente optimale :

$$\sigma_{eq\ opt} = 1{,}34\sqrt[4]{\frac{Mt_u I^3 G^3}{r_2^3 L^3}} \quad \text{ou} \quad Mt_u = \frac{Rpe^4 r_2^3 L^3}{3{,}22 I^3 G^3}$$

Seulement, si on réinjecte dans la formule (1) la valeur de *D* donnée par la formule (3), on trouve que *Mto* = 3*Mtu* ; autrement dit, le moment parasite du au défaut angulaire est 3 fois plus important que le moment utile ; ce qui est, bien évidemment, rédhibitoire. Il faut plutôt utiliser l'équation (2) et exprimer Mtu en fonction de *Rpe* = $\sigma_{éq}$

$$Mt_u = \frac{\pi Rp_e D^3}{16\sqrt{3}} - \frac{\pi G D^4 I}{64 r_2 L}$$

D'où l'on déduit le rapport moment utile sur moment de précontrainte :

$$k = \frac{Mt_u}{Mt_0} = \frac{\sqrt{3} Rp_e r_2 L}{GDI} - 1$$

et la valeur maxi d'interférence I en fonction de k :

$$I = \frac{\sqrt{3} Rp_e r_2 L}{GD(1 + k)}$$

En fixant *Rpe*= 300 Mpa, r_2 = 26 mm, *L* = 20 mm, *D* = 15 mm et *G* = 80000 Mpa, on obtient la courbe *I* = f(*k*) suivante :

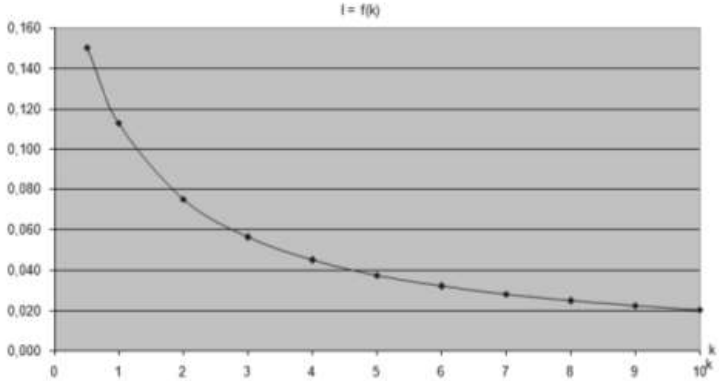


Figure 7.48 – Détermination de la valeur d'interférence

Dans les conditions du réducteur étudié, il faut spécifier une interférence maxi de 0,02 mm pour que le moment de précontrainte soit d'un ordre de grandeur inférieur au moment utile.

En reprenant l'équation (1) $Mto = \dfrac{\pi G D^4 I}{64 r_2 L}$, on peut chercher à diminuer *Mto*.

Pour ce faire, on peut diminuer D ou I ou augmenter L. Diminuer D est très efficace parce qu'il est en exposant 4 mais on va également diminuer considérablement la valeur du couple utile transmissible. Augmenter L ne modifie pas la valeur du couple transmissible mais diminue la rigidité de l'arbre ; ce qui peut avoir des conséquences de vibrations de torsion. Reste à diminuer I et envisager une solution qui rende I quasiment nul de façon simple. Il faut réaliser alors une recherche de solutions technologiques qui pourrait se traduire par le montage d'une roue de rayon r_2 par frettage mécanique et non par clavetage. On peut envisager un système de bagues coniques entre l'arbre et la roue. Il suffit de mettre en contact la roue avec le pignon puis déplacer axialement les manchons coniques de façon à réaliser un assemblage par friction.

Cette petite étude de cas montre qu'un système hyperstatique est assez difficile à évaluer par le calcul parce qu'on arrive rapidement à des équations assez compliquées et surtout parce que les hypothèses de calculs peuvent être discutables. Ici, seule la raideur des arbres des TI a été prise en compte. De plus, un système hyperstatique conduit nécessairement à établir une procédure de montage et/ou de fabrication.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

7.8 Conclusion

L'hyperstatisme des mécanismes est au cœur de la conception des systèmes mécaniques. C'est, en quelque sorte, l'âme de la mécanique ; en tout cas ce qui fait que cette discipline ne sera jamais une science exacte et qu'elle nécessitera toujours, en plus de différentes approches théoriques, une analyse basée sur l'expérience et une validation au moment de la mise en route du produit, voire durant son cycle de vie. Le bureau d'études doit anticiper au maximum les problèmes liés à cette fatalité ; tout d'abord en les minimisant au maximum en phase de recherche de solutions, puis en anticipant les solutions de concrétisation (fabrication, montage) et de suivi (notice de mise en route, d'utilisation et de maintenance préventive). Pour ce faire, il faut impérativement que pour chaque étude, le concepteur aborde la question de l'hyperstatisme du mécanisme conçu parce que celle-ci est systématique.

8 • MÉTHODOLOGIE DE CONCEPTION DE SYSTÈMES MÉCANIQUES EN CAO

L'objet de ce thème est de définir une méthodologie applicable à tout logiciel de CAO dans l'optique d'une conception de systèmes mécaniques.
Il y a lieu de préciser certains points importants :

- la CAO n'est qu'un outil au même titre que la planche à dessins ;
- la finalité pour le bureau d'études est la production de dessins d'ensemble et de définition ;
- un logiciel de CAO n'est pas uniquement un logiciel de représentation 3D. C'est un outil qui est capable de traduire de façon simple et rapide des intentions de conception et de gérer des modifications. De ce fait, un logiciel de CAO doit permettre de créer directement les pièces dans l'assemblage avec création de liens entre elles ;
- en cas de modification dimensionnelle, le modèle entier doit suivre conformément aux intentions de conception définies.

Les logiciels d'aujourd'hui s'adaptent au concepteur. Leur syntaxe est simple, comparable d'un logiciel à l'autre et très intuitive pour toutes les opérations de base. Il importe avant tout de savoir utiliser l'aide en ligne qui apparaît en général en bas et à gauche de l'écran et qui guide souvent l'utilisateur, par exemple, sur le type d'entité à sélectionner après avoir lancé une fonction. De même, l'utilisation du bouton droit de la souris pour afficher les menus contextuels sont des aides très efficaces et très pertinentes pour avancer dans la construction des pièces ou des assemblages.
Par contre, il y a lieu de s'intéresser de près à la partie méthodologique.

8.1 Méthodologie de conception en 3D

Rappel
Avant de passer en CAO, un croquis d'intention de conception du système conçu doit être réalisé.

■ Étape 1 : Mise en place des éléments imposés dans le cahier des charges

Ouvrir un assemblage.
Mettre en place les éléments existants autour desquels le système est conçu.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Exemples

- Pièce à usiner pour un montage d'usinage
- Éléments non modifiables d'un système à reconcevoir (groupe moto-propulseur)
- Interface et position des machines fixées sur le système conçu (moteur et récepteur sur un réducteur).

Si le système à concevoir n'est pas dépendant d'éléments extérieurs spécifiques, cette étape est ignorée.

Étape 2

Ouvrir dans l'assemblage une esquisse d'assemblage. Pour les logiciels où il est impossible de créer une esquisse dans l'assemblage, insérer une pièce nommée esquisse d'assemblage et créer l'esquisse dans cette pièce. Ne pas oublier de spécifier que cette pièce fictive ne doit pas apparaître dans la nomenclature.

Si une esquisse a été créée pour réaliser des calculs, l'esquisse d'assemblage peut être créée à partir de cette esquisse par récupération des éléments intéressants et complétée éventuellement par d'autres éléments.

L'esquisse d'assemblage est utilisée pour positionner les différents éléments de la conception. C'est, à la base, un schéma cinématique ou dynamique paramétré qui permet de positionner et déplacer les pièces de référence ou en mouvement.

Règles importantes concernant les esquisses :

- Sauf cas exceptionnel pour des pièces de bibliothèque comme un ressort ou un vérin, toutes les esquisses doivent être totalement contraintes, sans quoi, le modèle ne suivra pas en cas de modification.
- S'il existe d'autres esquisses, fonctions technologiques ou pièces au moment de la création de l'esquisse, récupérer un maximum d'éléments des entités existantes (projection ou décalage).
- Compléter l'esquisse par des éléments de dessin (droites, arcs de cercle…)
- Mettre en place toutes les contraintes géométriques des éléments entre-eux : parallélisme, perpendicularité, concentricité, coïncidence ou tangence avec un élément créé précédemment.
- Coter l'esquisse pour qu'elle soit totalement contrainte.
- Si certaines cotes doivent être pilotées par d'autres cotes, ajouter des équations seulement si les constructions graphiques ne peuvent traduire ces relations.
- Afin de créer l'esquisse la plus simple possible, les chanfreins et congés sont réalisés par la suite directement sur la pièce 3D.
- Mettre une cote uniquement si elle ne peut être remplacée par une référence existante. C'est le principe de l'unicité de l'information qui est capital pour que le modèle s'adapte aux modifications imposées (voir l'exemple traité)

Remarque importante

Une esquisse utilisée pour créer une pièce n'est pas cotée en suivant les règles de la cotation fonctionnelle des dessins de définition. La cotation des esquisses traduit les intentions de conception. Ainsi, le diamètre extérieur d'une entretoise reposant sur un arbre est défini par l'épaisseur de la pièce. Si c'est le diamètre extérieur qui est coté sur l'esquisse, la pièce ne se mettra pas correctement à jour en cas de modification ; le diamètre extérieur étant figé.

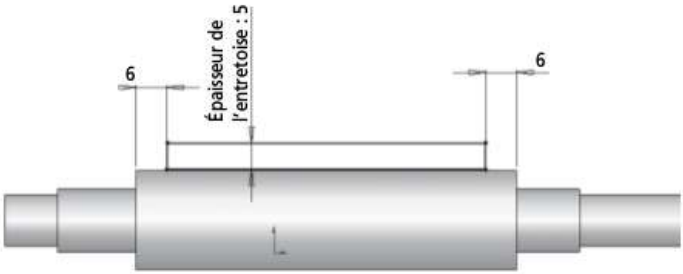


Figure 8.1 – Cotation fonctionnelle dans l'esquisse

Si le système conçu est complexe, il est nécessaire de le découper en plusieurs sous-assemblages afin, d'une part, d'alléger le modèle en ouvrant uniquement le sous-assemblage dans lequel on désire travailler et, d'autre part, de permettre la création de dessins de sous-ensembles. Dans ce cas, il y a lieu de construire la structure de l'arbre, de créer les esquisses d'assemblage et de sous assemblage afin de pouvoir travailler le plus vite possible en toute autonomie au niveau du sous-assemblage.

Nota
L'esquisse d'assemblage peut être complétée en cours de création du modèle. Elle n'est pas figée et il est toujours possible de rajouter des éléments définissant plusieurs pièces.

Étape 3

Insérer tous les composants issus de bibliothèques ou de catalogues fournisseurs tels que roulements, paliers, vérins, moteurs qui peuvent être totalement positionnés par rapport à l'esquisse d'assemblage. Si ces composants n'existent pas, il est nécessaire de les créer de façon simplifiée sous forme de pièces et non d'assemblages afin d'alléger le modèle final. La plupart des logiciels offrent la possibilité de créer des pseudos assemblages dans un fichier pièce par création de corps de pièce.

Étape 4

Concevoir, **directement dans l'assemblage**, les pièces qui font l'objet d'un dessin de définition. La construction de la première esquisse nécessite une attention particulière. En effet, elle doit être liée à l'esquisse d'assemblage, directement ou par l'intermédiaire d'une autre pièce. Le choix du plan de l'esquisse et sa forme dépendent du choix de la première fonction technologique qui sera vraisemblablement une extrusion ou une révolution. Les fonctions plus élaborées comme les balayages ou le raccordement de sections sont moins souvent utilisées.
Si une pièce apparaît plusieurs fois dans le mécanisme, il faut la dupliquer autant de fois que nécessaire et la positionner avec des contraintes d'assemblage.
Dans le cas d'un sous-assemblage, il faut également le dupliquer, supprimer les fixités des pièces mobiles conçues dans l'assemblage et les contraindre dans l'assemblage. Un exemple au § 8.3 illustre cette méthode.

Étape 5

Identifier les autres fonctions nécessaires.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Attention à bien identifier les fonctions qui se font au niveau de la pièce et les fonctions qui se font dans l'assemblage (en général, perçages et perçage-taraudage). Commencer toujours par les fonctions importantes puis terminer par les congés et les chanfreins. Pour les congés, il est recommandé de suivre les règles suivantes :

- Ajouter les congés les plus larges avant les plus petits. Lorsque plusieurs congés convergent vers un sommet, créer les congés les plus larges en premier.
- Ajouter les dépouilles avant les congés.
- Dans le cas d'une pièce moulée, les congés affectés par l'usinage sont à réaliser avant l'enlèvement de matière.
- Pour une reconstruction plus rapide de la pièce, utiliser une seule opération congé pour traiter plusieurs arêtes nécessitant les mêmes rayons de congé.

Rechercher les fonctions répétées et penser à utiliser des répétitions (réseau, circulaire, symétrie).

■ **Étape 6**

Penser à la séquence des fonctions notamment en cas de création de dépouilles, congés et coque. L'ordre dans lequel sont réalisées ces fonctions a des conséquences importantes sur le résultat final. Ceci dit, les logiciels permettent aisément une réorganisation des fonctions technologiques.

8.2 Mise en plan

Bien qu'il y ait eu d'énormes progrès dans ce domaine, la mise en plan reste un peu le parent pauvre de la CAO et c'est très regrettable. En effet, la construction du modèle 3D n'est pas une fin en elle-même. En fonction de l'utilisation qu'on souhaite en faire, elle débouche sur :

- un rendu réaliste pour tout ce qui est constitution de catalogues, marketing… ;
- la construction d'un maillage pour le calcul par éléments finis ;
- la production d'un programme d'usinage en FAO ;
- la production de dessins d'ensemble, de sous-ensemble, de définition, d'ébauche ;
- etc.

Le bureau d'études doit produire des dessins 2D ; des dessins d'ensemble et de définition. Il est très facile de produire des vues géométrales, en coupe, de détail à partir d'un modèle 3D ; encore faut-il être capable de choisir les vues pertinentes. Pour atteindre cet objectif, il faut appliquer le même raisonnement que si le dessin était fait directement en 2D à savoir :

- Avant de commencer la mise en plan, réfléchir sur les vues utiles à mettre en place (éventuellement, faire des essais notamment au niveau des coupes). Il faut trouver le nombre de vues nécessaire et suffisant traduisant sans ambiguïté ce que le dessinateur souhaite montrer.
- Vérifier que les options concernant les polices de caractère, la forme des flèches des cotes sont conformes aux normes en vigueur.

– Selon le logiciel, les arêtes fictives sont plus ou moins conformes à la norme de représentation. Ne les utiliser que sur les vues en perspective si leur représentation diffère trop de la réalité.
– Si une vue doit être complétée en 2D (ajout d'un axe, d'un cercle de positionnement..), veiller à lier les entités créées à celles issues du 3D pour qu'elles suivent en cas de modification du modèle 3D.
– Il est très difficile de ne pas couper une nervure ou de réaliser une coupe locale dans une coupe (ex : une clavette dans un arbre non coupé sur un dessin d'ensemble).
– La cotation du modèle 3D étant très différente de la cotation fonctionnelle des dessins d'ensemble et de définition, la récupération automatique des cotes du 3D est inutile. Il faut coter les dessins fonctionnellement comme à la planche.
– La représentation des soudures se fait directement en 2D ou à partir du 3D selon le logiciel utilisé.
– Compléter le dessin avec des annotations.

Nota : Il est judicieux de démarrer une mise en plan provisoire dès le début de la construction du modèle 3D. En choisissant une ou deux vues principales représentées en coupe, on peut vérifier efficacement, à chaque ajout de pièce, qu'il n'y a pas d'interférences. Cette démarche est préférable à une mise en plan une fois le modèle terminé puisque, dans ce cas, ce type de problème est plus difficile à détecter du fait du nombre important de pièces qui apparaissent en une seule fois.

8.3 Exemple synthétique

L'exemple pris est à la fois simple, constitué de peu de pièces et synthétique de tous les concepts évoqués ci-dessus. De ce fait, il n'a aucune réalité industrielle ni d'intérêt technique.

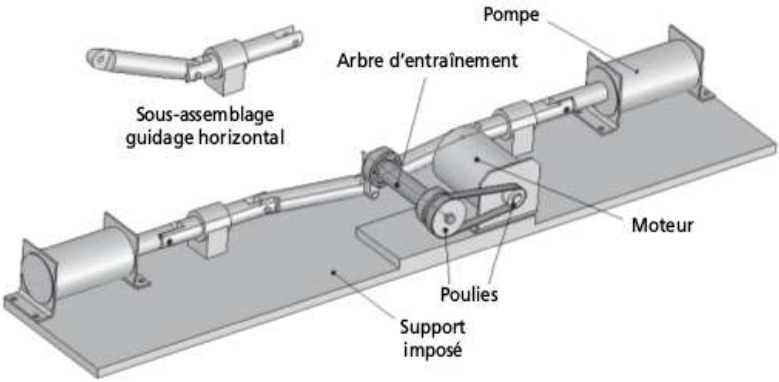


Figure 8.2 – Présentation de l'exemple de synthèse

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Un moteur entraîne en rotation par l'intermédiaire d'un système poulies-courroie un arbre d'entraînement qui actionne un mécanisme transformant le mouvement de l'arbre en deux mouvements de translation alterné lié à deux vérins. La forme du support, la position et le modèle du moteur et de la pompe sont imposés par le client.

■ Étape 1 : Mise en place de l'existant

Dessin du support du mécanisme, des pompes et du moteur dont le type et les positions sont imposés. N'ayant pu les trouver sous format 3D sur Internet, ces actionneurs ont été créés sous forme simplifiée de façon à matérialiser les interfaces et l'encombrement. Ils ont été réalisés dans des fichiers pièces afin de faciliter leur gestion. La position de sortie du vérin reste libre de façon à s'adapter au mécanisme. De ce fait, quand les vérins son positionnés dans l'assemblage, l'esquisse de la tige n'est pas totalement contrainte. C'est un cas exceptionnel mais il est à noter que cette esquisse sera, par la suite, totalement contrainte en mettant en coïncidence l'axe de fixation de la tige du vérin avec l'extrémité de l'esquisse d'assemblage (étape suivante).

Figure 8.3 – Exemple d'esquisse non totalement contrainte

Les pompes ne fonctionnant pas de façon symétrique, il a été nécessaire de les différentier et de considérer qu'il s'agit de vérins différents. Ceci occasionne deux lignes dans la nomenclature au lieu d'une pour désigner le vérin. Pour éviter cet inconvénient, il serait nécessaire de créer les pompes dans des sous-assemblages.
L'origine est positionnée sur l'axe de l'arbre d'entraînement. La position de la table sera éventuellement modifiée par la suite en fonction de l'encombrement du mécanisme conçu.

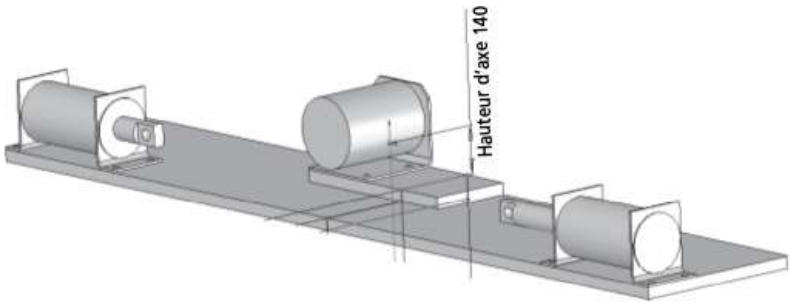


Figure 8.4 – Mise en place des éléments de référence

■ **Étape 2 : Création de l'esquisse d'assemblage**

La création de l'esquisse d'assemblage se fait à partir d'une esquisse 3D paramétrée ou de deux esquisses 2D réalisées dans deux plans perpendiculaires. Cette esquisse permet de définir la position de la table par rapport à l'axe de rotation de l'arbre d'entraînement et de contraindre totalement l'esquisse des tiges des pompes de façon à les lier au mécanisme. Les deux points, situés sur l'axe de rotation, simulent la position des roulements, l'extrémité de l'axe positionne la poulie.

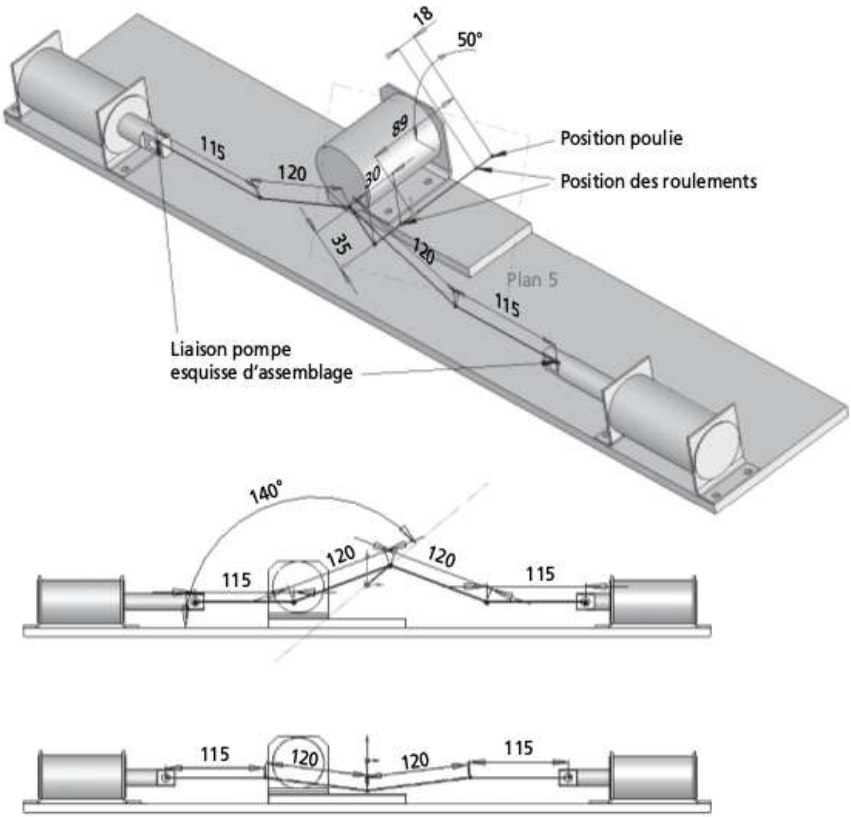


Figure 8.5 – Création et exploitation de l'esquisse d'assemblage

■ **Étape 3 : Positionnement des éléments de bibliothèque qui font partie de la conception, à savoir les roulements, les poulies et la courroie**

Les pompes et moteurs ne sont pas conçus par le concepteur mais imposés par le client et, de ce fait, positionnés en étape 1. Les roulements et la poulie réceptrice sont positionnés par rapport à l'esquisse d'assemblage en utilisant des contraintes d'assemblage. En effet, celles-ci peuvent s'établir entre une pièce et les éléments d'une esquisse.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

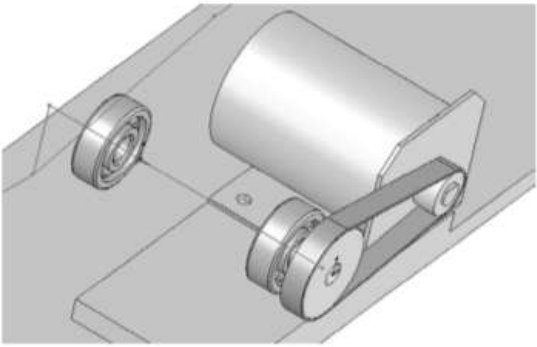


Figure 8.6 – Mise en place des éléments de bibliothèque

■ **Étapes 4 et 5 : Conception des pièces dans l'assemblage.**

Il a été décidé de faire un sous-assemblage du système de guidage horizontal et de le dupliquer. Le coulisseau, initialement fixé sera libéré puis positionné par des contraintes d'assemblage afin de lui conférer une mobilité. Il y a lieu de supprimer toutes les références externes des pièces mobiles de façon à revenir à une situation où ces pièces auraient été créées à l'extérieur de l'assemblage, c'est-à-dire sans que les esquisses constituant les pièces soient en relation avec des éléments extérieurs au sous-assemblage, comme par exemple l'esquisse d'assemblage. De ce fait, il faut supprimer l'esquisse de sous-assemblage et réparer les esquisses affectées par cette suppression. L'idéal, quand on est amené à mettre en place plusieurs sous-assemblages à mobilité interne et qui n'ont pas la même position à chaque instant, est de créer les pièces mobiles à l'extérieur de l'assemblage, de créer les contraintes dans le sous-assemblage, d'assouplir le sous-assemblage et enfin, de créer dans l'assemblage des relations entre les pièces mobiles des sous-assemblages entre elles ou avec l'esquisse d'assemblage. C'est cette méthode qui est appliquée dans le cas présent (figure 8.7).

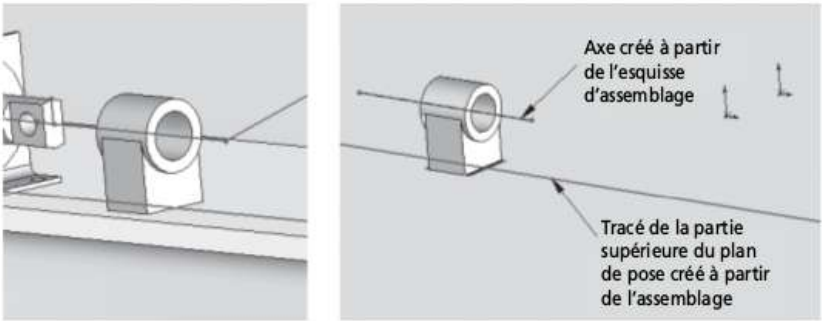


Figure 8.7 – Création d'éléments du sous assemblage

Création, directement dans le sous-assemblage, de la partie fixe du guidage horizontal. Une esquisse de sous-assemblage a été créée pour matérialiser l'axe du guidage et le plan de pose.

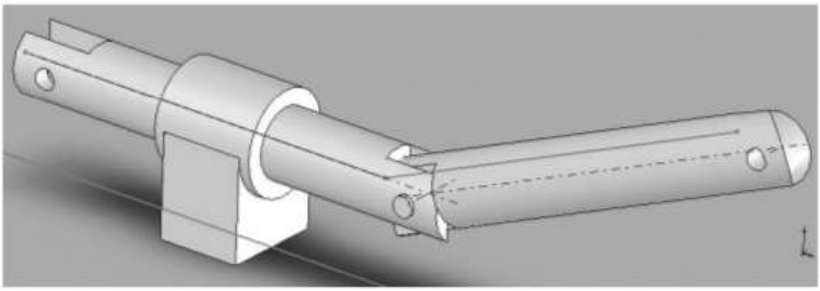


Figure 8.8 – Création dans le sous assemblage des éléments mobiles

Création dans le sous-assemblage des éléments mobiles qui seront positionnés par des contraintes d'assemblage. Aucune relation entre les esquisses de pièce et l'esquisse de sous-assemblage doit être établie. Seules, les relations entre pièces (diamètre du coulisseau et du support, ajustement des liaisons entre bielles, goupille de liaison) sont possibles.

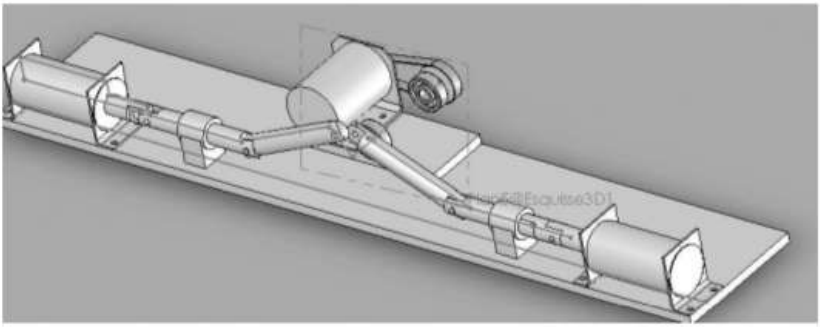


Figure 8.9 – Copie du sous-assemblage et positionnement de la copie à partir du support du coulisseau

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

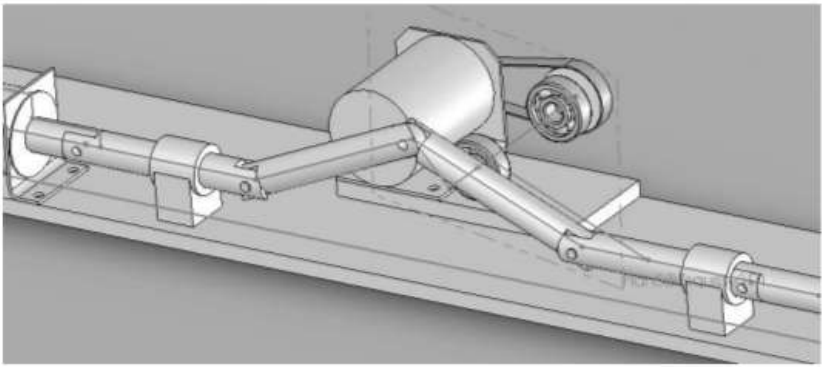


Figure 8.10 – Liaison des sous-assemblages

Assouplir les sous-assemblages et créer les liaisons entre les pompes et les coulisseaux d'une part, entre les deux bielles d'autre part. Vérifier que tout suit quand l'esquisse d'assemblage est modifiée.
L'arbre d'entraînement et la bielle de liaison sont créés directement dans l'assemblage sans difficulté particulière.
Les axes de liaison sont réalisés directement dans l'assemblage au niveau des sous-assemblages quand la liaison concerne deux pièces du sous assemblage ; il est nécessaire de supprimer leur fixité et de les positionner indépendamment l'un de l'autre dans l'assemblage général par rapport à l'esquisse d'assemblage. Pour les autres axes de liaison (pompe-coulisseau ou bielle-bielle de liaison), il suffit de les créer directement dans l'assemblage général. Ces liaisons sont représentées de façon très simplifiée afin de ne pas alourdir l'exemple.

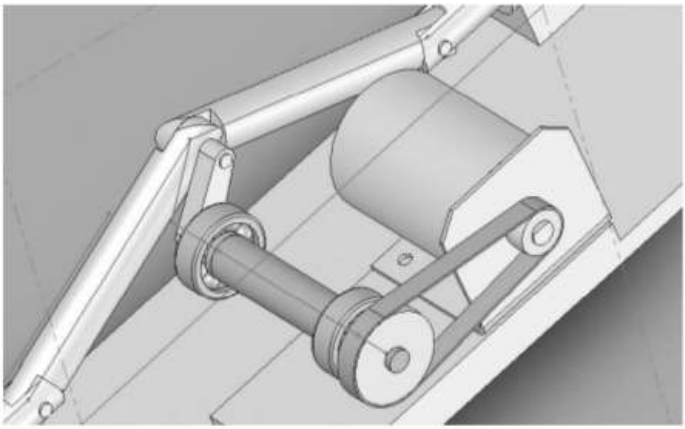


Figure 8.11 – Finalisation du modèle

8.4 Importance du choix de la première fonction technologique d'une pièce

Un second exemple va permettre d'insister sur l'importance de concevoir dans l'assemblage. Il s'agit d'un appareil à tarauder. La conception de l'ensemble se fait rapidement en suivant la méthodologie précédente. Une attention particulière est apportée au niveau de la construction du carter dont les intentions de conception sont décrites dans le dessin d'ensemble ci-dessous à savoir :

– jeu minimal de 5 mm entre le carter et les mobiles de réducteur ;
– jeu de 2 mm entre le carter et la cloche d'embrayage ;
– face de liaison carter couvercle au niveau de l'épaulement de l'arbre intermédiaire.

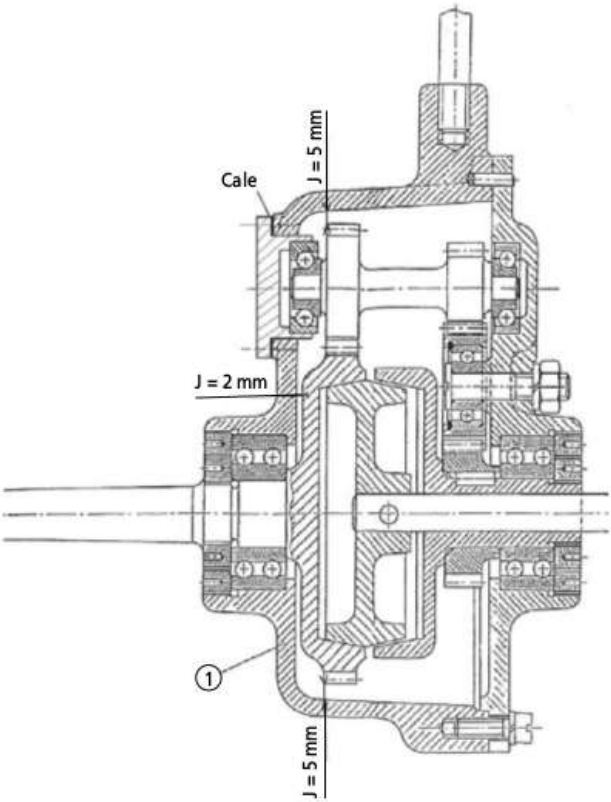


Figure 8.12 – Dessin d'ensemble de l'appareil à tarauder

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

■ Création de l'esquisse d'assemblage

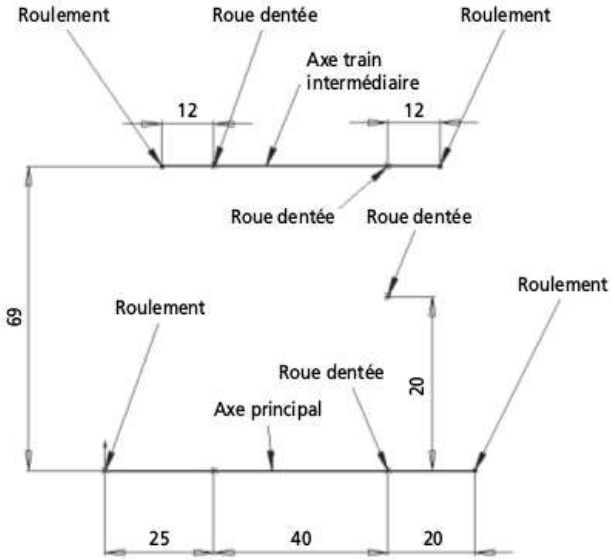


Figure 8.13 – Esquisse d'assemblage

■ Mise en place des composants du commerce ou issus de bibliothèque

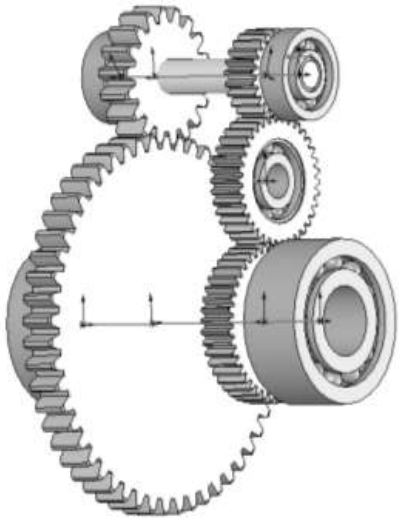


Figure 8.14 – Mise en place des éléments de bibliothèque

Création des pièces internes directement dans l'assemblage

Pour l'exemple, on s'est limité à l'arbre intermédiaire et à l'arbre d'entrée afin d'avoir les éléments suffisants pour créer le carter.

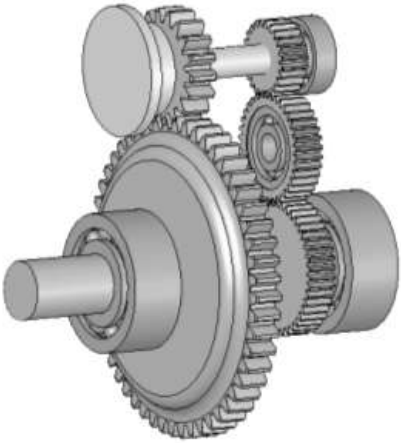


Figure 8.15 – Création dans l'assemblage de pièces conçues

Création du carter

Le choix du plan de la première esquisse se situe au niveau où est défini le jeu de 5 mm, c'est-à-dire sur la face de la roue dentée gauche du train intermédiaire (figure 8.16).

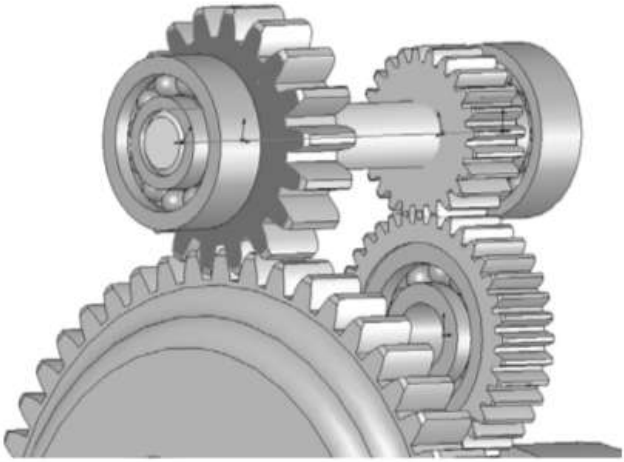


Figure 8.16 – Choix du plan d'esquisse pour la première fonction technologique du carter

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Le tracé de l'esquisse du carter se fait à partir de deux cercles concentriques aux deux axes et deux droites tangentes. La cotation traduit les intentions de conception, à savoir un jeu de 5 mm par rapport aux dentures (figure 8.17).

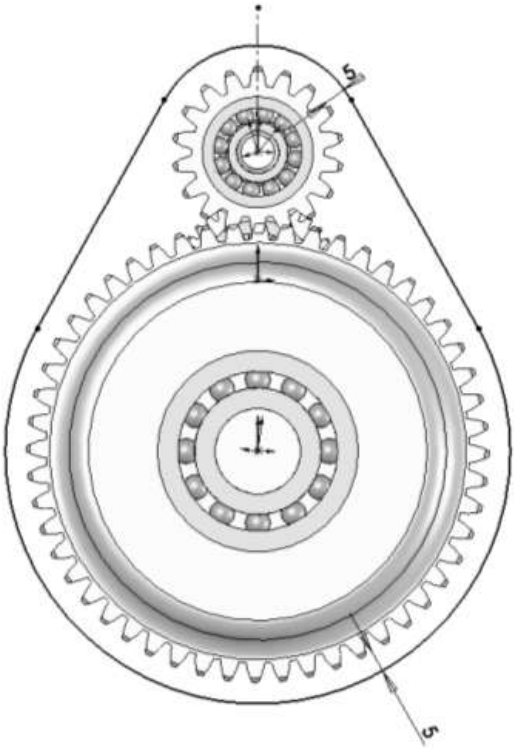


Figure 8.17 – Tracé de la première esquisse du carter

Extruder avec dépouille dans les deux directions, avec un décalage de 2 mm par rapport à la cloche dans un sens, en coïncidence avec l'épaulement de l'arbre intermédiaire pour l'autre sens (figure 8.18).

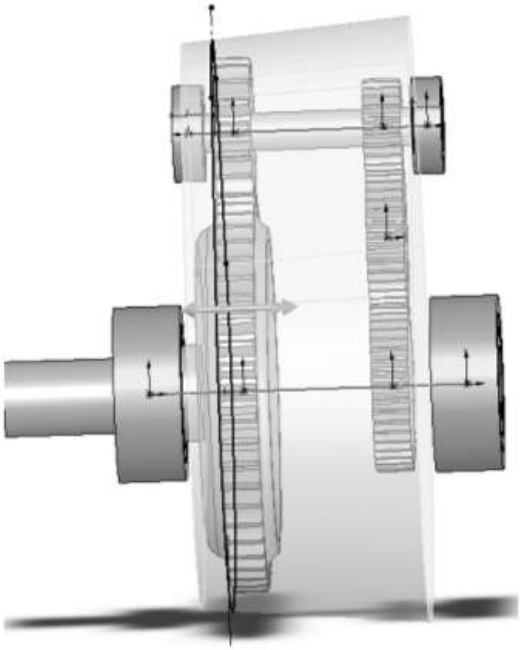


Figure 8.18 – Création de la première fonction technologique du carter

Réaliser un congé de 6 mm sur la face arrière puis une coque de 6 mm vers l'extérieur (figure 8.19).

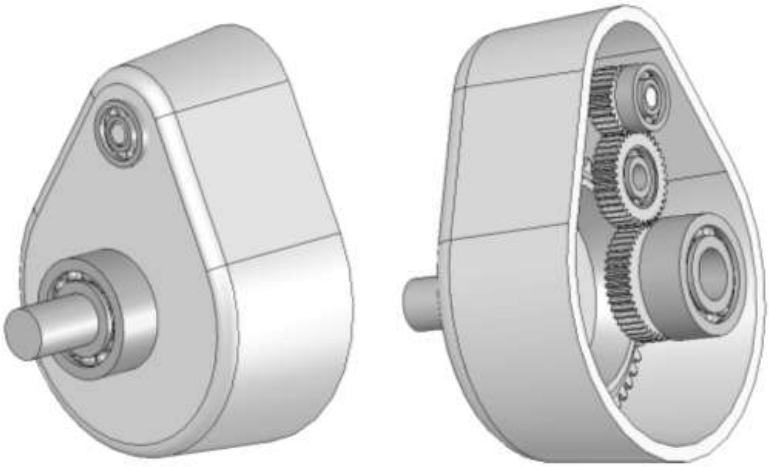


Figure 8.19 – Réalisation des congés

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

La partie du carter supportant le roulement est réalisée en imposant une épaisseur de 7 mm autour du roulement ce qui se traduit par une cote entre l'esquisse et le diamètre extérieur du roulement. L'extrusion va 8 mm au-delà du roulement pour permettre la mise en place de la bague filetée (figure 8.20).

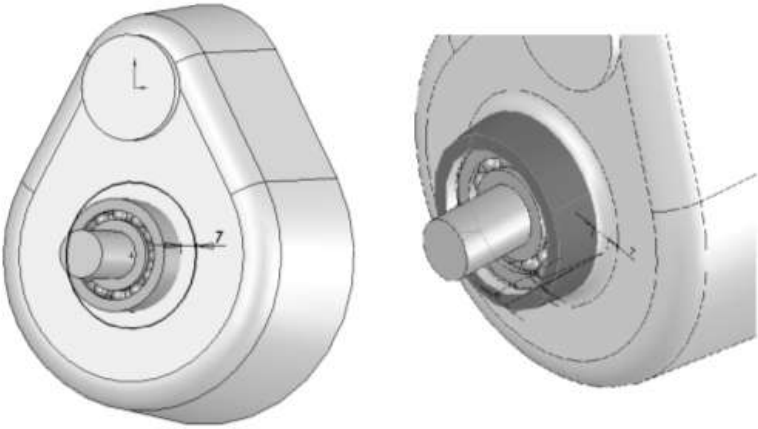


Figure 8.20 – Réalisation du support de roulement

L'intérieur du logement est réalisé par enlèvement de matière par révolution en s'appuyant toujours sur le roulement (figure 8.21).

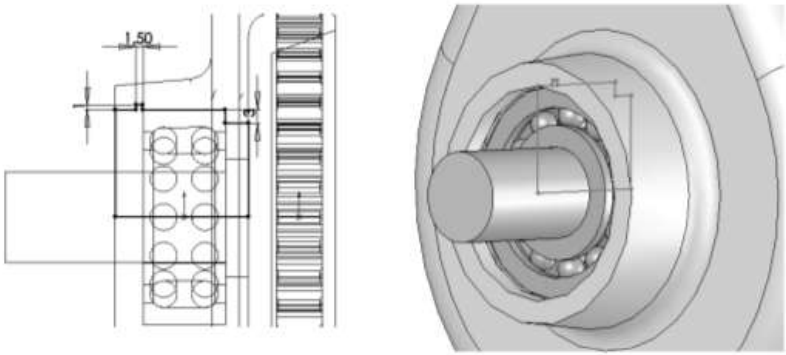


Figure 8.21 – Création du logement du roulement

Le bossage support de chapeau se fait également en s'appuyant sur les éléments existants. Tout d'abord une extrusion du carter jusqu'au plan de pose du chapeau puis un enlèvement de matière pour réaliser l'alésage (figure 8.22).

La conception des autres éléments du carter (bossages, centrages, perçages, etc.) ne pose pas de problèmes particuliers. L'exemple du carter est le plus significatif pour illustrer la nécessité de concevoir les pièces directement dans l'assemblage.

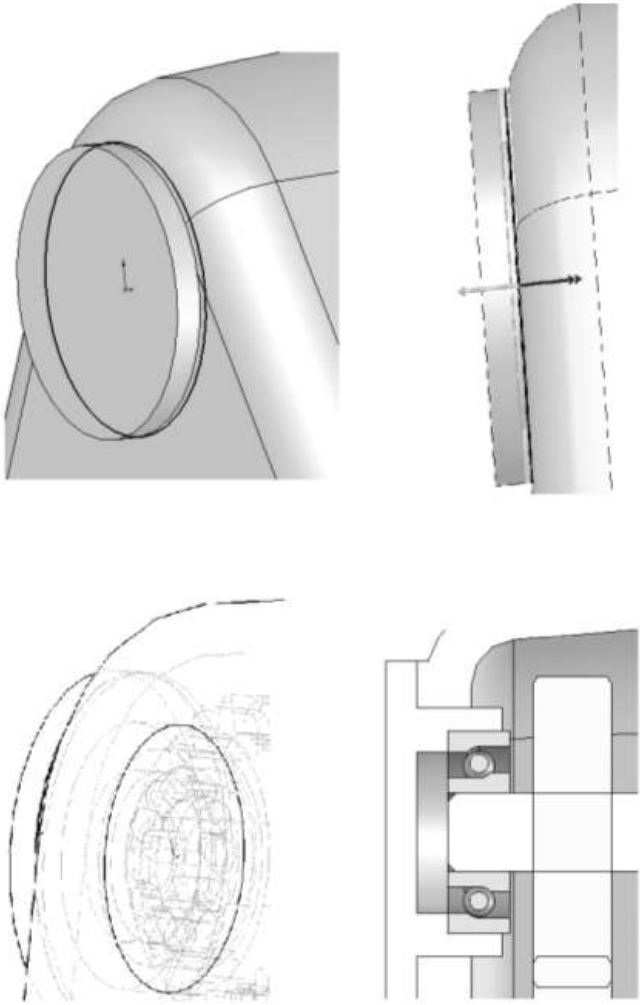


Figure 8.22 – Création d'un bossage

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

8.5 La création de liens entre pièces conçues dans l'assemblage

Certains logiciels de CAO sont sensibles aux références cycliques. Si une pièce B est conçue par récupération d'éléments d'une pièce A déjà présente dans l'assemblage, il peut être impossible de terminer la conception de la pièce A en récupérant des éléments de la pièce B. Ceci dit, même pour les logiciels permettant cette construction, il y a lieu d'éviter au maximum de créer des liens entre pièces conçues directement dans l'assemblage. Par contre, une pièce conçue dans l'assemblage peut très bien s'appuyer sur des pièces importées issues par exemple de bibliothèques comme des roulements ou des roues dentées (voir dans l'exemple précédent le choix du plan d'esquisse et la cotation de la première esquisse du carter). Afin d'éviter de créer ces liens entre pièces conçues, il faut reporter ces éléments de liaison dans l'esquisse d'assemblage. Le plus simple est de prendre un exemple.

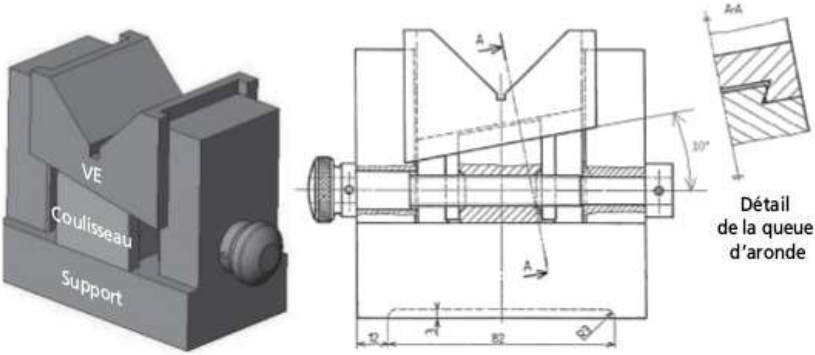


Figure 8.23 – Présentation du vé réglable

Le dessin en figure 8.23 représente un vé réglable dont la liaison entre coulisseau et vé est assurée par une queue d'aronde inclinée à 10°. L'esquisse d'assemblage initiale reproduit les contacts entre les différentes pièces et le paramétrage du coulisseau permet de vérifier la cinématique (certes simple dans ce cas présent) du mécanisme. Le support et le coulisseau sont conçus en s'appuyant sur l'esquisse d'assemblage. Ceci dit, au moment de créer dans le coulisseau la partie mâle de la queue d'aronde, il y a lieu de se poser la question suivante : doit-on créer la queue d'aronde directement dans la pièce sachant que le vé sera forcément créé en lien direct avec le coulisseau (récupération du plan incliné et des arêtes de la queue d'aronde présentes dans le coulisseau) ou bien faire en sorte de traiter ces deux pièces de la même façon, c'est-à-dire de construire leur lien en un lieu commun aux deux pièces ; autrement dit l'esquisse d'assemblage. Il suffit alors de revenir dans l'esquisse d'assemblage et de la compléter par un plan normal à la droite inclinée à 10° et de créer dans ce plan une esquisse où figureront les positions des droites de contact des queues d'arondes. Dans le même esprit, si les trois pièces support, coulisseau et Vé ont la même largeur, l'esquisse de la queue d'aronde permet de matérialiser cette

largeur au travers de la cote L = 58. Ainsi, il est possible de créer dans l'assemblage des pièces sans pour autant créer des liens directs entre elles, sources parfois de conflit en cas de modification ou de suppression de pièces.

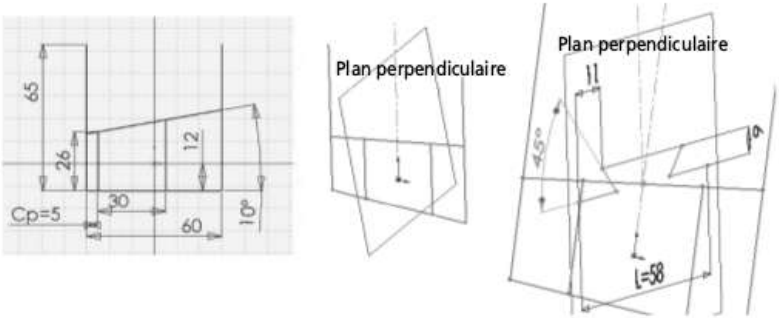


Figure 8.24 – Création du plan d'esquisse dans l'esquisse d'assemblage et de l'esquisse de la queue d'aronde

Nota Bene
Cet exemple illustre encore l'intérêt de la conception dans l'assemblage. En effet, une fois le modèle créé, on peut modifier très simplement la pente de 10° si elle s'avère, par exemple, insuffisante. Une telle modification est très compliquée si les pièces ont été conçues à l'extérieur de l'assemblage.

8.6 Autre utilisation de l'esquisse d'assemblage

Il est intéressant d'illustrer la méthodologie de conception en CAO avec esquisse d'assemblage, à l'aide de l'exemple du ferme-porte étudié au chapitre 6.8, pour concrétiser certaines cotes fonctionnelles et l'encombrement d'un mécanisme.
Les résultats du calcul donnent :

- course du piston : 56 mm
- diamètre extérieur du ressort : De = D + d =52 mm
- longueur du ressort porte fermée : L1 + c = 95 + 56 = 151 mm
- caractéristiques du pignon : 18 dents module 2.

L'objectif est d'optimiser les dimensions du ferme-porte. Pour ce faire, il faut créer une esquisse d'assemblage, s'appuyant sur le croquis de la figure 6.23, cotée fonctionnellement par des cotes pilotantes imposées par les résultats du calcul. Les autres paramètres, comme l'encombrement, sont définis par des cotes pilotées qui donnent les informations attendues par l'esquisse d'assemblage.

8.6.1 Choix de l'origine et positionnement des axes

Le choix de l'origine est très important en CAO. Elle doit être placée à un endroit stratégique. En vue de dessus, l'axe du pignon, qui est fixe, s'impose. L'axe du piston, qui n'est pas nécessairement concourant à cet axe, est positionné par rapport

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

à celle-ci par une cote pilotée. Il en est de même pour le rectangle, constitué de traits d'axes, symbolisant l'encombrement du mécanisme. Le cercle représente le diamètre de tête (et non pas le diamètre primitif) du pignon ; soit 40 mm défini par une cote pilotante (figure 8.25).
Nota : pour une meilleure compréhension, les cotes pilotées sont mises entre parenthèses.

Figure 8.25 – Mise en place des axes

8.6.2 Schématisation du mécanisme

Toujours en s'appuyant sur le croquis de la figure 6.23, il faut dessiner schématiquement la forme du piston et du carter (figure 8.26), et préciser l'encombrement du ressort en s'imposant des contraintes telles que :

- épaisseur mini du carter : 4 mm
- jeu mini en position fermée entre le piston et le fond du carter : 2 mm
- jeu mini entre le pignon et le piston : 1 mm

– épaisseur mini du carter pour passage d'huile : 10 mm
– épaisseur mini des portés de guidage du piston : 7 mm
– largeur mini pour intégrer la bille dans le piston : 15 mm
– diamètre des portés du piston égal au diamètre extérieur du ressort : 52 mm
– largeur des pattes de fixation sur la porte : 12mm
– espace pignon-piston : 57 mm (course 56 mm + 1 mm de jeu)
– épaisseur de la semelle de fixation : 8 mm

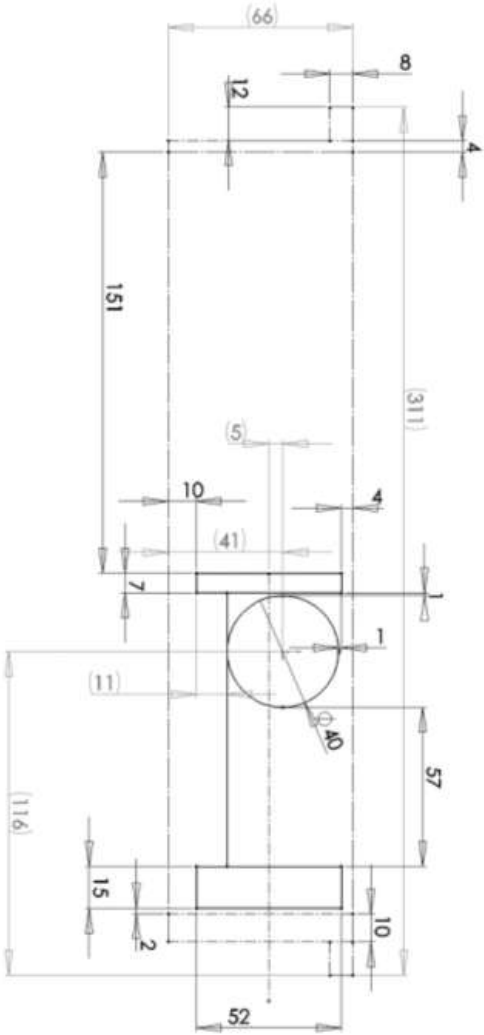


Figure 8.26 – Mise en place des contraintes sur l'esquisse d'assemblage

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

8.6.3 Exploitation de l'esquisse d'assemblage

L'esquisse d'assemblage doit être totalement contrainte en conservant toutes les cotes initialement pilotées en l'état piloté. Ces valeurs donnent les résultats attendus :

- distance axe piston- origine : 5 mm (cote fonctionnelle)
- épaisseur crémaillère : 11 mm
- positionnement du carter par rapport à l'origine : 116 mm et 41 mm
- longueur du carter : 311 mm
- largeur du carter : 66 mm

On constate que les dimensions du carter du ferme-porte sont importantes. Pour les réduire, on va diviser la force de l'utilisateur par 2 comme indiqué au § 6.8.6. Le calcul du ressort donne dans ce cas :

- diamètre extérieur du ressort : De = D + d = 50 mm
- longueur du ressort porte fermée : L1 + c = 61 + 56 = 117 mm

Les dimensions du pignon n'étant pas modifiées, la course du piston reste égale à 56 mm. Les modifications apportées sur l'esquisse d'assemblage donnent la figure 8.27.

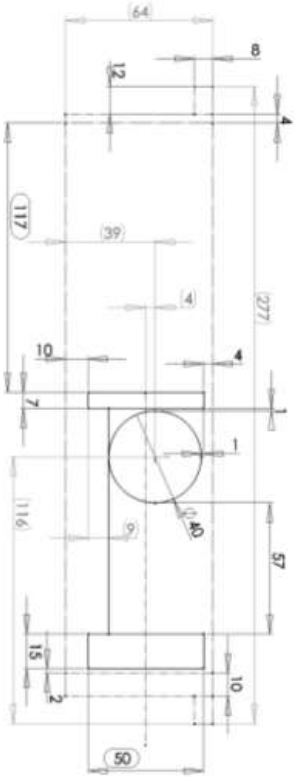


Figure 8.27 – Esquisse d'assemblage modifiée

Les cotes entourées sont celles qui ont été modifiées.
On a ainsi instantanément les nouvelles dimensions du carter dont la longueur passe de 311 mm à 277 mm et la largeur de 66 mm à 64 mm. On constate également que le diamètre du pignon est trop important ; en effet, il ne reste plus que 9 mm au plus épais de la crémaillère pour une largeur du ferme-porte légèrement supérieure à la valeur maxi demandée (64 mm pour 60 mm). Il faut redimensionner le pignon en fonction des nouvelles contraintes ; ce qui va entrainer également un redimensionnement du ressort puisque sa raideur ainsi que la force maxi qui lui est appliquée vont changer du fait de la modification du diamètre du pignon. Les calculs donnent :

- diamètre de tête du pignon : Dt = 30 mm
- diamètre extérieur du ressort : De = D + d = 41 mm
- longueur du ressort porte fermée : L1 + c =79 + 42 = 121 mm (nouvelle course : 42 mm)

La cote pignon-piston initialement à 57 mm passe à 43 mm (42 + 1).
D'où la nouvelle esquisse d'assemblage, la figure 8.28.

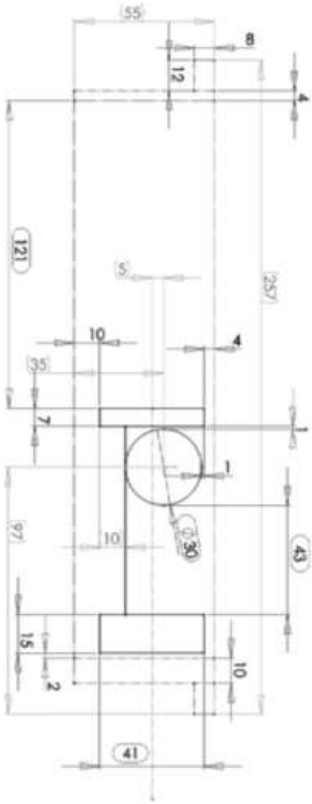


Figure 8.28 – Esquisse d'assemblage définitive

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Les dimensions du carter sont de 257 mm en longueur et 55 mm en largeur ; ce qui est tout à fait acceptable. Si l'épaisseur au niveau de la crémaillère n'est pas suffisante, il est possible d'augmenter le diamètre du piston.
Une seconde esquisse d'assemblage, perpendiculaire à la première, est possible pour vérifier l'encombrement des coussinets de guidage du pignon.

8.7 Conclusion

La conception, directement dans l'assemblage avec esquisse d'assemblage, doit s'imposer en termes de méthodologie de conception de systèmes mécaniques. L'exemple du carter est le plus significatif. Selon le logiciel utilisé, il est nécessaire de prendre des précautions et de ramener, si nécessaire dans le cas d'utilisation de logiciels n'acceptant pas les références cycliques, un maximum d'éléments dans l'esquisse d'assemblage si les liens entre les pièces sont conservés systématiquement ; ce qui est indispensable pour que le modèle se mette à jour en cas de modifications.

C

Outils méthodologiques

9 • LE CAHIER DES CHARGES FONCTIONNEL

Il est fondamental, avant tout démarrage d'étude, de connaître avec précision ce que veut le client. Le besoin initial exprimé est très souvent flou, incomplet et surtout décliné en termes de solutions technologiques souhaitées. Il faut définir, avec le client, un document définissant le produit à concevoir sous la forme : « c'est fait pour… »[1].
Le cahier des charges fonctionnel répond à cet objectif en traduisant le besoin en fonctions principales et contraintes à partir d'un outil méthodologique de conception : la pieuvre.

9.1 Les fonctions de service

Les fonctions de services, principales ou contraintes, sont les fonctions attendues par le client à la différence des fonctions de conception qui sont de l'initiative du concepteur pour répondre au besoin du client. Pour définir ces fonctions de service, il faut utiliser la pieuvre. Il existe des documents qui expliquent le fonctionnement de cet outil dans le cas général. Ici, l'utilisation de la pieuvre est adaptée uniquement aux conceptions de systèmes mécaniques. Cet outil se trouve dans le sous dossier 21 du dossier de définition.

■ Étape 1 : Établir les états

Normalement, il doit être réalisé une pieuvre pour chaque état du produit dans son cycle de vie (ex : stockage, emballage, fonctionnement, nettoyage….). L'expérience montre qu'une seule pieuvre correspondant à plusieurs états est tout à fait envisageable. Ces états correspondent en général au fonctionnement, montage et maintenance.

■ Étape 2 : Recherche de l'environnement

Le premier objectif de la pieuvre est de séparer l'environnement, c'est-à-dire ce qui est imposé par le client de ce qui est à concevoir et qui est de la responsabilité du concepteur. Il s'agit d'objets physiques, de personnes et plus généralement de toute entité palpable. Dans le cas des systèmes mécaniques, les éléments intervenant la plupart du temps sont :

– l'utilisateur ;
– la première entité sur laquelle agit le produit à concevoir ;

1. Support informatique disponible sur www.dunod.com.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

– la deuxième entité sur laquelle agit le produit à concevoir ;
– l'environnement ;
– le support de mécanisme ;
– la sécurité ;
– le monteur ;
– le technicien de maintenance ;
– l'énergie.

D'autres entités spécifiques peuvent apparaître et doivent être ajoutées aux précédentes. Le diagramme se présente alors sous la forme illustrée en figure 9.1.

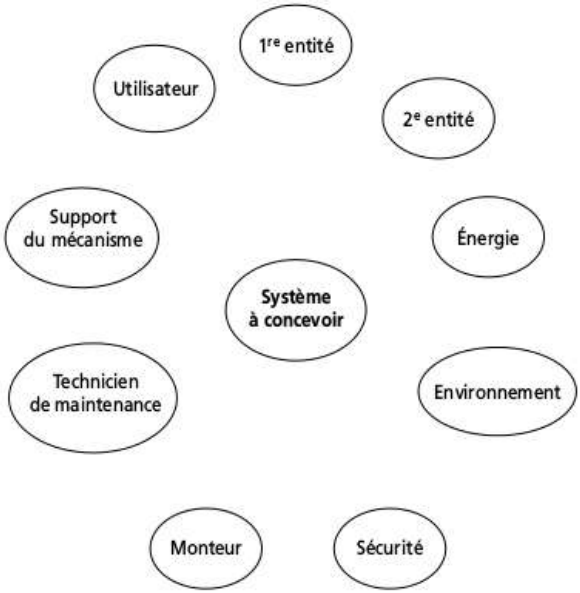


Figure 9.1 – Définition d'un environnement type

Étape 3 : Recherche des fonctions principales

Pour définir une fonction principale, il faut établir un lien entre deux éléments extérieurs et le système à concevoir puis écrire une phrase en français structurée de la façon suivante :

– un sujet : le système à concevoir ;
– un verbe d'action transitif direct au présent de l'indicatif de la voix active : le verbe permettre est interdit car il rend l'énoncé de la fonction imprécise. Le choix de ce verbe est primordial pour débuter, par la suite, la recherche de solutions et peut nécessiter une réflexion approfondie ;
– un complément d'objet direct : l'utilisateur ou la première entité ;
– un complément d'objet indirect ou circonstanciel : l'utilisateur, la première entité ou la seconde entité.

La validation de la fonction se fait si la phrase, ainsi écrite, a un sens.
En général, les conceptions de systèmes mécaniques possèdent peu de fonctions principales (1 ou 2). Ces fonctions traduisent la raison d'être du système mécanique. Ainsi, il y a forcément une fonction principale, sinon le système conçu ne sert à rien.
L'utilisateur intervient dans la fonction principale si sa présence est nécessaire durant l'état de fonctionnement. Dans le cas de la conception d'une machine automatique, l'utilisateur met la machine en route puis n'a qu'un rôle de surveillance. Il n'intervient donc pas dans la fonction principale.

■ Étape 4 : Recherche des fonctions contraintes

Pour définir les fonctions contraintes, il faut établir une relation entre le système à concevoir et un seul élément extérieur. La syntaxe de la phrase est la suivante :

– un sujet : le système à concevoir ;
– un verbe qui peut être à la voix passive ;
– un complément qui est l'entité en relation avec le système à concevoir.

Les fonctions contraintes définissent les conditions à respecter pour que le système fonctionne. Si la machine conçue fonctionne en 380 V triphasé et que le client ne dispose que du 220 V, la conception ne répond pas au besoin du client.

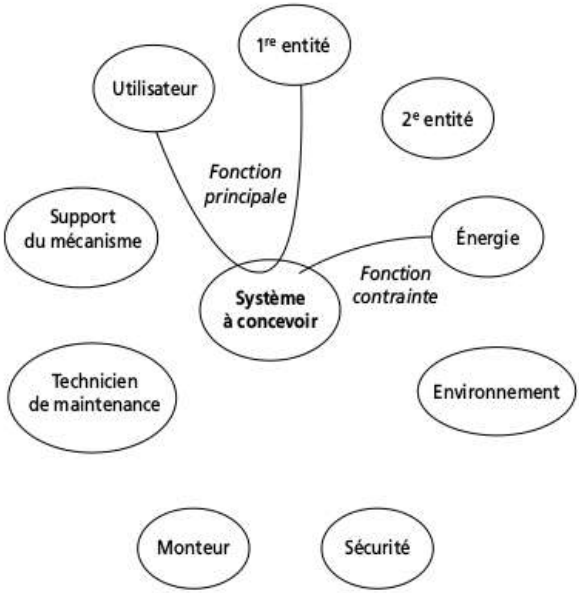


Figure 9.2 – Création d'une fonction principale et d'une fonction contrainte

Une fois les fonctions de service identifiées et validées, la rédaction du cahier des charges fonctionnel peut débuter.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

9.2 Le cahier des charges fonctionnel

En dossier 22, on rédige le cahier des charges fonctionnel. Pour ce faire, on reprend chaque fonction décrite dans le dossier 21 et on fait un tableau à 3 colonnes (Caractéristiques, niveau, flexibilité) sous chaque fonction (figure 9.3).

FP1 ou FC1 : Intitulé de la fonction

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
Analyse qualitative	Analyse quantitative	Niveau possible de négociation

Figure 9.3 – Forme du CDCF

Il apparaît ensuite les solutions techniques ou technologiques interdites par le client. Le concepteur doit vérifier que toutes les informations présentes dans le cahier des charges initial sont reprises dans le CDCF.
Le concepteur remplit en totalité les caractéristiques des fonctions. Attention à ne pas confondre l'intitulé de la fonction avec les caractéristiques de la fonction. On peut s'en rendre compte si la pieuvre génère un grand nombre de fonctions principales. Le niveau des fonctions est indiqué par le concepteur s'il en a connaissance à partir du cahier des charges initial ; sinon, c'est le client qui doit donner cette information. Les flexibilités sont du ressort du client. Elles vont de F0 (non négociable) à F3 (très négociable) et permettent au concepteur, en cours d'études, de savoir s'il est possible de négocier avec le client le niveau d'une caractéristique d'une fonction qui pose un problème de conception. Ainsi, quand le concepteur présente le CDCF au client, toutes les fonctions sont définies ainsi que leurs caractéristiques. Les niveaux sont à compléter par le client selon nécessité ainsi que toutes les flexibilités.
Pour être contractuel, le CDCF doit être signé par le client.
En cas de modification, le CDCF doit passer à un indice supérieur.
L'élaboration du CDCF ne doit pas dépasser 4 heures.
Un CDCF type a été établi et est disponible en support informatique.

9.3 Exemples de fonctions principales

Il est nécessaire d'insister sur l'importance d'une bonne rédaction de la fonction principale pour que cet outil ait un sens. Il ne faut pas hésiter à se creuser la tête, notamment pour choisir le bon verbe. Des listes de verbes d'action existent sur Internet, c'est un support qu'il ne faut pas hésiter à utiliser. Pour concrétiser ce concept, il faut s'appuyer sur des exemples.

9.3.1 Protection enfant dans une prise de courant

– *Demande client :* intégrer dans une prise de courant existante une sécurité enfant de façon à interdire l'introduction d'un objet métallique dans les orifices de la prise.

– *Environnement de la fonction principale :* L'enfant et la prise de courant.
– Énoncé de la fonction principale : La protection enfant protège l'enfant de la prise de courant.

On se rend compte que cette phrase ne présente pas beaucoup d'intérêt parce que trop vague. De ce fait, elle ne contribue pas d'une part à engager une recherche de solutions et d'autre part à définir judicieusement le besoin client au travers des caractéristiques de la fonction. Ce type de phrase apparaît quand le concepteur confond vitesse et précipitation.

La première erreur est de ne pas s'être concentré sur l'environnement. Que veut le client ? Il veut que l'enfant ne reçoive pas de choc électrique s'il venait à introduire un élément métallique dans la prise. Autrement dit, il ne faut pas que l'enfant soit en contact avec **les bornes électriques** de la prise. Ainsi, dans l'environnement de la pieuvre doivent figurer les bornes de la prise qui interviennent dans la fonction principale et la prise elle-même qui intervient en fonction **contrainte** pour définir l'environnement dans lequel doit se situer la protection enfant. L'utilisateur de la prise intervient également dans l'environnement, mais en fonction contrainte et non en fonction principale avec la prise parce que cette protection enfant n'est pas conçue pour l'utilisateur de la prise. La fonction contrainte associée à l'utilisateur peut s'écrire : La protection enfant ne gêne pas l'utilisateur.

Pour énoncer correctement la fonction principale, on peut s'appuyer sur la syntaxe proposée. Un verbe d'action avec un complément d'objet direct. Ce complément est le plus important. C'est sur lui qu'agit le verbe. Il semble naturel que l'enfant soit placé en complément d'objet direct et les bornes électriques en complément d'objet indirect ou complément circonstanciel :

La protection enfant « verbe d'action »
l'enfant « préposition » les bornes électriques.

Le verbe « protéger » semble toujours trop vague. On veut éviter le contact enfant-bornes. Le verbe « isoler » paraît beaucoup plus adapté. Ainsi, la phrase se construit d'elle-même :

La protection enfant isole l'enfant des bornes électriques.

À partir du verbe « isoler », les caractéristiques de la fonction découlent d'elle-même, à savoir la nature de cette isolation (matériau), ses conditions de blocage et d'effacement ; ces considérations favorisant le début de la recherche de solutions théoriques ; c'est-à-dire la cinématique de l'isolant quand il est sollicité au blocage par l'enfant ou à l'effacement par l'utilisateur.

L'enfant, en complément d'objet direct, favorise également l'importance de définir ce qu'est un enfant. Dans ce cas, son âge et son QI sont indispensables. Concevoir une protection pour un enfant de 5 ans ou de 12 ans, ce n'est pas la même étude.

9.3.2 Montage d'usinage

– *Demande client :* concevoir un outillage de façon à usiner en série une pièce de fonderie sur une machine à commande numérique.
– *Environnement de la fonction principale :* La pièce brute et la machine.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

– Énoncé de la fonction principale : Le montage d'usinage bride la pièce sur la machine.

Il suffit de prendre un bon étau et le tour est joué ! Là, encore, il faut se concentrer sur l'environnement. Si la pièce à usiner est au centre du problème, il n'en est pas de même pour la machine ; il ne faut pas se fier aux apparences.
Cet exemple est très intéressant pour illustrer la puissance de l'outil qu'est le cahier des charges fonctionnel. Il permet de concevoir un montage d'usinage sans rien connaître de l'usinage. Si certains lecteurs sont choqués par cette affirmation, je peux témoigner qu'en formation, j'ai mis en concurrence les stagiaires sur ce type de problème par rapport à un besoin réel exprimé par un collègue menant une formation en usinage. Le projet retenu, réalisé et testé avec succès a été celui d'un stagiaire issu d'un bac scientifique n'ayant aucune expérience technique. À l'inverse, certains stagiaires ayant une expérience professionnelle en usinage n'ont pas réussi à répondre au besoin parce qu'ils ont négligé d'utiliser efficacement cet outil.
La pièce est usinée conformément à un dessin de définition qui précise les cotes de liaison au brut à partir desquelles l'isostatisme de la pièce est défini. Le dessin de définition doit donc apparaître dans l'environnement de la fonction principale et la pièce à usiner en complément d'objet direct :

Le montage d'usinage « verbe d'action » la pièce « préposition » le dessin de définition.

Le verbe « positionner » semble s'imposer pour former la phrase suivante :

Le montage d'usinage positionne la pièce selon le dessin de définition.

La machine intervient en fonction contrainte sous la forme : Le montage d'usinage s'adapte à la machine ; ce qui permet de caractériser les interfaces montage/machine, les zones où il ne doit pas y avoir de matière pour éviter les interférences outil/montage d'usinage et les efforts appliqués afin de définir le système de blocage de la pièce. Enfin, l'orientation de la pièce dans le montage doit être définie par le client.
Toutes ces précisions permettent au concepteur de concevoir le montage d'usinage sans même savoir sur quelle machine la pièce est usinée. Ceci n'est d'ailleurs pas de sa responsabilité, ni le choix des outils, ni la gamme d'usinage.

9.3.3 Machine à dominos

– *Demande client :* concevoir un jouet ludique pour que les enfants puissent simplement et rapidement placer sur un sol horizontal des dominos à un intervalle régulier
– *Environnement de la fonction principale :* Le domino et le sol
– Énoncé de la fonction principale : La machine à dominos place le domino sur le sol.

Là, encore, la précipitation va faire que le concepteur risque de passer à coté de la phase la plus importante de l'étude : le ramassage des dominos. Dans l'énoncé ci-dessus, on ne s'intéresse qu'à la mise en position d'un domino sur le sol ; ce domino venant d'où ; on ne sait pas. L'erreur vient encore du choix de l'environnement et d'une analyse du besoin client trop rapide. Ce que souhaite l'enfant, c'est que cette

machine positionne sur le sol les dominos couchés sur le sol. Autrement dit, dans l'environnement, ce n'est pas le domino mais les dominos qui vont naturellement se retrouver en complément d'objet direct :

La machine à dominos « verbe d'action » les dominos « préposition » le sol.

Les dominos partent d'une position couchée aléatoire sur le sol pour occuper une position définie sur ce même sol. Le verbe « déplacer » semble judicieux :

La machine à dominos déplace les dominos sur le sol.

Il est évident que ce déplacement sera complexe et qu'il ne se fait pas en une seule fois. Il y aura une phase de ramassage des dominos dans une goulotte par exemple, l'extraction des dominos un par un de cette goulotte, son transfert vers la zone d'extraction puis son extraction à vitesse relative nulle pour ne pas que le domino tombe à la sortie du jouet. Ces quatre fonctions sont des fonctions de conception et non des fonctions demandées par le client. Dans ce type de projet, il faut veiller à ne pas confondre les fonctions de conceptions voulues par le concepteur et les fonctions utiles exigées par le client. Il faut se souvenir qu'en conception mécanique, il y a le plus souvent une ou deux fonctions principales ; rarement plus.

9.4 Conclusion

Le CDCF est un élément capital pour la conception. La pieuvre est un outil simple qui permet au concepteur de trouver les fonctions de service et de les caractériser. Il sert d'abord de document de travail entre le client et le concepteur afin de définir de façon la plus précise possible le besoin, puis, après signature du client, ce document devient contractuel. Il sert ensuite de point de départ pour la recherche de solutions puis de référence pour la validation de l'avant-projet via l'AMDEC de conception.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

10 • LE FAST DE CRÉATIVITÉ

La créativité est à la base du métier de concepteur. Cette faculté est difficile à cerner en ce sens qu'on peut se demander si elle est innée ou si elle s'apprend. Le bon sens fait dire qu'il y a des deux et que, si le créateur doit avoir une certaine liberté d'esprit pour trouver des solutions optimales aux problèmes techniques posés, il doit également s'appuyer sur des méthodes de conception et sur son expérience pour mener à bien cette tâche.
Ce document propose un outil d'aide à la créativité, le FAST, dont la syntaxe est aisée mais la mise en œuvre plus ou moins délicate en fonction du projet étudié. Il peut être utilisé aussi bien dans la phase de recherche de solutions théoriques que technologiques.
S'agissant d'un outil, il y a lieu de l'utiliser à bon escient et ne pas prendre un marteau piqueur pour écraser une mouche ! Néanmoins, pour bien maitriser cet outil, il faut l'utiliser souvent ou, tout au moins, essayer de débuter une recherche de solutions pour une fonction en l'utilisant systématiquement mais en s'abstenant de persévérer si le FAST devient inefficace parce que le sujet traité s'y adapte difficilement.

10.1 Syntaxe

Le FAST s'applique pour des fonctions principales, contraintes ou de conception qui sont très délicates à traiter et qui nécessitent de trouver un maximum de solutions pour optimiser le produit.
L'idée est de partir du besoin (la fonction) pour aller vers le moyen (comment réaliser technologiquement cette fonction). Cette évolution doit être lente pour être la plus exhaustive possible, d'où la recherche de solutions théoriques puis technologiques.
Le plus simple est de partir d'un exemple.
On cherche à concevoir un banc d'essais manuel capable de mesurer le coefficient de frottement dynamique à sec entre deux pièces en mouvement et vérifier que la vitesse et la pression n'ont que peu d'influence sur le coefficient de frottement.
Sur une feuille, placer à gauche dans un rectangle la fonction à réaliser à savoir : « mesurer un coefficient de frottement dynamique ».
Créer des rectangles vers la droite en posant la question « comment » puis revenir vers le rectangle de gauche en posant la question « Pourquoi ». C'est un moyen de vérifier la cohérence et l'exhaustivité du FAST.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

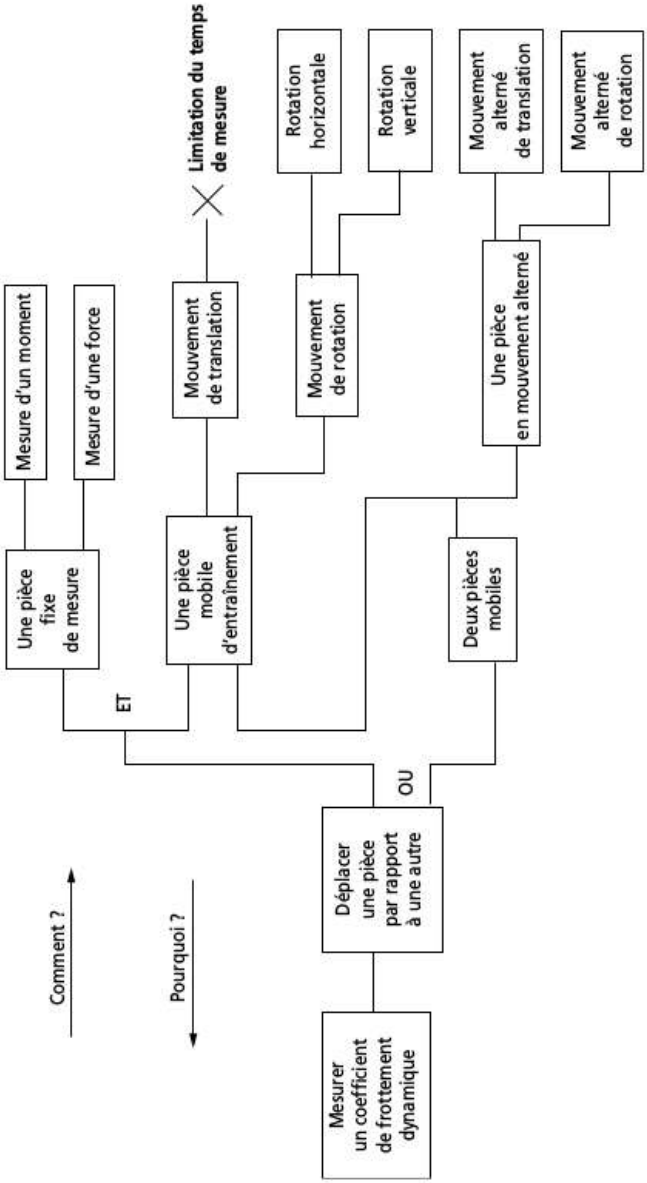


Figure 10.1 – Exemple de FAST

« Mesurer un coefficient de frottement dynamique » comment ? en faisant se« déplacer une pièce par rapport à une autre », pourquoi ? pour « Mesurer un coefficient de frottement dynamique ».
En fonction des solutions envisagées, le diagramme a des divergences en OU précisant qu'on a le choix entre cette solution ou celle-là, et des divergences en ET qui précisent que la solution envisagée nécessite la mise en œuvre de plusieurs solutions.
Le mouvement de rotation peut être horizontal *ou* vertical. Deux pièces mobiles nécessitent une pièce d'entraînement *et* une pièce en mouvement alterné.
À ce stade de recherche de solutions théoriques, il apparaît qu'une solution n'est pas viable et que 8 solutions sont envisageables par combinaison des possibilités envisagés.

Exemples
- Pièce d'entrainement en rotation horizontale avec pièce fixe en mesure de moment
- Pièce d'entrainement en rotation horizontale avec pièce en mouvement alterné de rotation
- Pièce d'entrainement en rotation verticale avec pièce en mouvement alterné de translation
- Etc.

10.2 Gestion du FAST

Le FAST peut avoir l'inconvénient de générer trop de solutions qui deviennent difficiles à gérer. C'est pour cela qu'il ne faut pas développer cet outil jusqu'aux solutions technologiques sans passer par des étapes de régulation permettant :
– d'abandonner provisoirement ou définitivement des voies de solution ;
– d'imaginer d'autres approches pour trouver d'autres familles de solutions pertinentes.

Dans le cas présent, les solutions impossibles à traduire sous forme de schéma comme les solutions avec pièce en mouvement alternée de rotation cinématique sont abandonnées. À partir du schéma cinématique des autres possibilités, il est nécessaire de faire un premier tri entre solutions retenues et non retenues afin de développer uniquement les solutions les plus susceptibles d'aboutir.

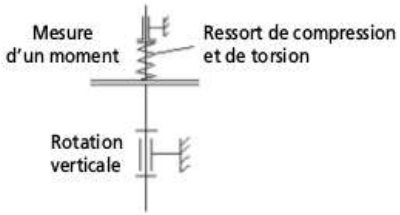


Figure 10.2 – Solution 1 : La force de contact est assurée par le ressort de compression et le calcul du couple de frottement se fait par mesure de la déformation angulaire du ressort de compression

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

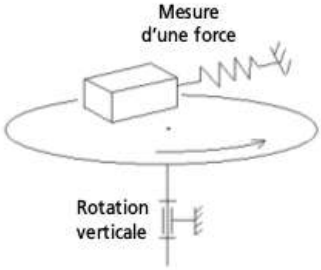


Figure 10.3 – Solution 2 : Le calcul de la force de frottement se fait à partir de la mesure de la déformation du ressort

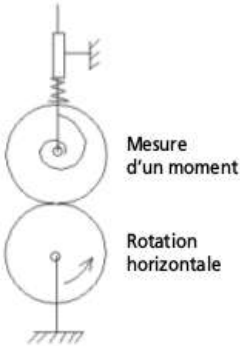


Figure 10.4 – Solution 3 : Le ressort de compression assure la force de contact entre les deux cylindres et le calcul du couple se fait à partir de la mesure de la déformation angulaire du ressort de torsion

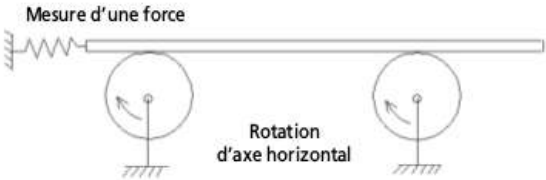


Figure 10.5 – Solution 4

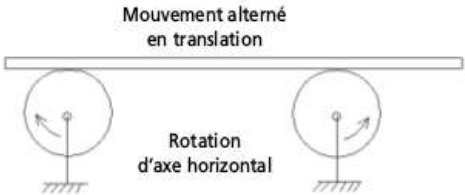


Figure 10.6 – Solution 5

La 5e solution a été envisagée à partir de la 4e solution. Les rouleaux tournent dans le même sens. Et si on les faisait tourner en sens contraire ? De ce fait, plus besoin de ressort et la poutre est animée d'un mouvement alternatif dont on peut mesurer la période T et calculer le coefficient de frottement f à partir de la formule :

$$f = \frac{2\pi^2 a}{gT^2}$$

g : accélération de la pesanteur ; a : distance entre les rouleaux.

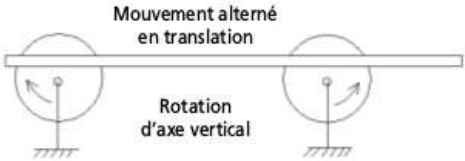


Figure 10.7 – Solution 6

D'autres recherches de solutions peuvent se faire à partir de formules introduisant le frottement et plus particulièrement celles ne faisant pas intervenir la masse de la pièce de mesure comme, par exemple la hauteur limite de basculement d'un parallélépipède (voir § 5.3.7 de la partie Calculs statiques). Le concept suivant pourrait être envisagé :
Une masse est posée sur un disque en rotation et retenue par une barre horizontale qui se déplace lentement vers le haut. À un moment donné, la masse va basculer. On note la hauteur h de basculement et on en déduit f :

$$f = \frac{b}{2h}$$

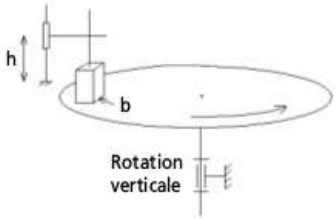


Figure 10.8 – Solution 7 faisant intervenir le basculement d'une masse

Afin de s'affranchir de problèmes de stabilité, la masse sera conçue de façon à ce que son centre de gravité soit sous le disque.
Toutes ces solutions théoriques peuvent être gérées rapidement à un degré de précision adapté à chaque cas afin de définir celles qui sont intéressantes de développer sur le plan technologique. Cette gestion se fait en suivant la méthodologie indiquée dans la première partie de cet ouvrage. À noter qu'il est très rapide et très efficace de présenter ces solutions sous forme de schémas cinématiques.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

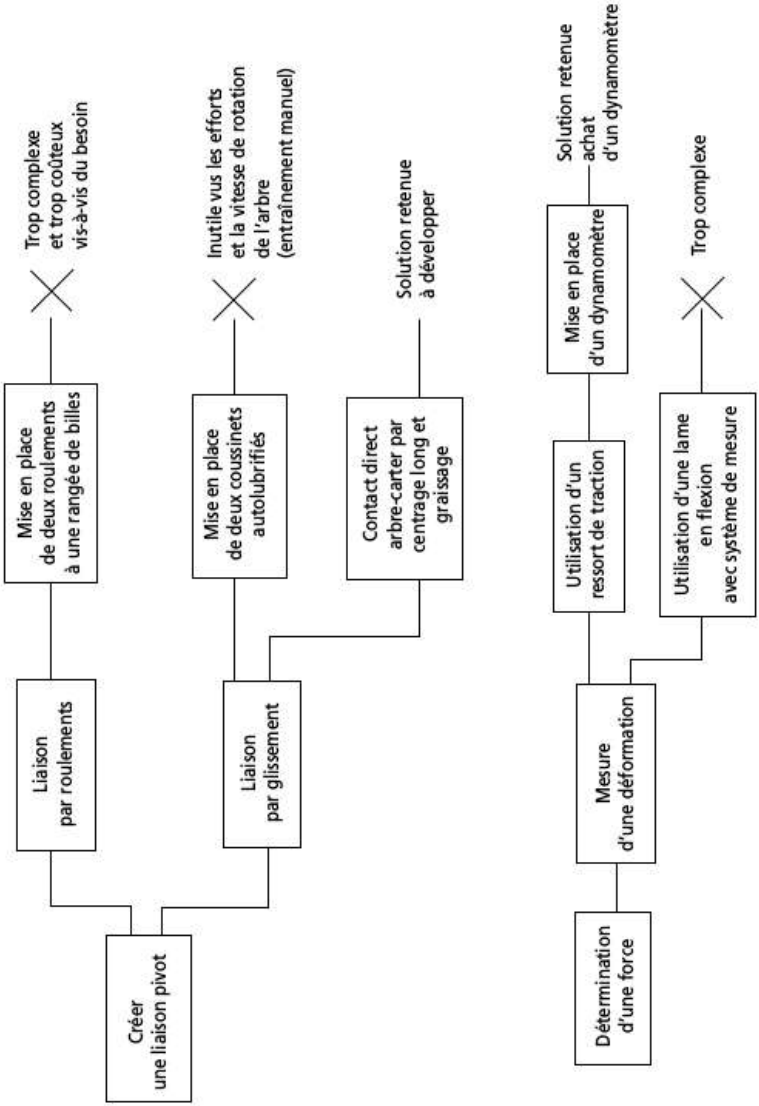


Figure 10.9 – FAST de créativité de la liaison pivot et de la mesure d'une force

10.3 Recherche de solutions technologiques

En partant du principe que seules, les solutions 2 et 5 sont retenues, il est possible de poursuivre le FAST pour ces deux solutions afin d'aboutir à des solutions technologiques.
L'outil FAST est utilisé pour la recherche de solutions technologiques pour la liaison pivot et la mesure d'une déformation d'un système élastique afin de l'expliciter dans les détails. Dans la réalité, il serait inutile de l'utiliser, tout au moins pour la liaison pivot.
Dans le cas de la solution avec mouvement alterné en translation de la pièce, aucune recherche de solution n'est à réaliser ; un chronomètre suffit !

10.4 Conclusion

Il est important de retenir de cet outil qu'il doit être utilisé à bon escient et au bon moment. Sa syntaxe est très simple mais sa mise en œuvre est délicate. Il faut insister sur le fait que le FAST n'est pas la recherche de solutions théoriques et technologiques. Il s'intègre éventuellement dans cette phase d'étude afin de permettre d'être le plus exhaustif possible en matière de proposition de solutions. Il peut être, à cet effet, utilisé pour la recherche théorique et/ou technologique sur tout ou partie du projet. C'est au concepteur de décider de la plus value apportée par le FAST. Afin de conserver un potentiel d'innovation, il est cependant souhaitable d'envisager son utilisation le plus souvent possible au moment du démarrage d'une recherche de solutions quitte à abandonner cet outil rapidement si on constate qu'il n'apporte pas grand-chose pour le cas traité.
Il est cependant à noter que cette démarche peut amener le concepteur à trouver d'autres solutions à partir de celles trouvées en utilisant le FAST. Dans le cas présent, on se rend compte que le concepteur n'a envisagé, pour le déplacement en rotation, que les directions horizontales et verticales ; ce qui est, à la base, une erreur. En effet, on est là, encore, sur un exemple de confusion entre vitesse et précipitation. Afin de simplifier l'utilisation de cet outil, le concepteur n'a délibérément pas pris en compte la possibilité de réaliser une rotation d'axe incliné. Il aurait du tracer ce chemin et l'abandonner provisoirement ; considérant que cette voie est « à priori trop complexe ». Pourtant, à partir de l'analyse de toutes les solutions théoriques, on constate qu'il existe deux familles de solutions. La première est celle où la formule de calcul fait intervenir la force de contact entre les pièces comme pour la solution 2 où $f = kx/Mg$. Si la masse augmente, x augmente théoriquement dans les mêmes proportions. C'est le cas pour les solutions 1 à 4. La seconde famille de solutions est indépendante de la force de contact. Pour les solutions 5, 6 et 7, les formules donnant f ne la font pas intervenir. Le concepteur peut alors se demander s'il n'existe pas d'autres solutions qui s'affranchissent de la force de contact entre les pièces. Ce n'est pas le cas dans la solution 2 parce que l'origine de la force d'entrainement (la force de frottement) n'est pas la même que la force de retenue (le ressort). Pour que la masse n'intervienne pas, il faut que la force de retenue soit assurée également par la masse ; c'est-à-dire son poids. Celui-ci est

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

constant alors que la force de frottement elle, est variable. Il faut donc associer au poids de la masse un paramètre supplémentaire comme une distance. On en arrive à imaginer que le poids de la masse doit générer un moment qui s'oppose à la force de frottement ; d'où mouvement de rotation de la masse qui s'apparente alors au fonctionnement du pendule. Or, si l'axe de rotation du disque d'entrainement est horizontal ou vertical, cette solution ne peut fonctionner. Il faut imaginer un axe oblique, incliné d'un angle α et mesurer la déviation θ du pendule selon le schéma suivant :

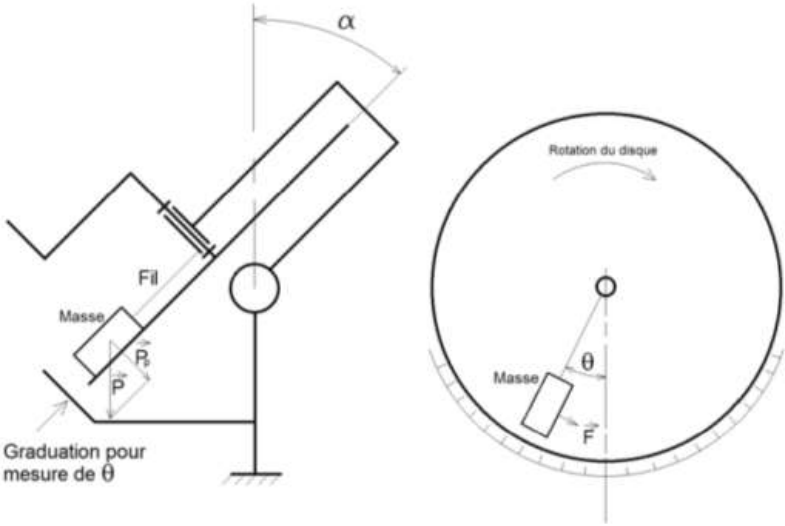


Figure 10.10 – Schéma cinématique du banc d'essais

Pp est la projection du poids P de la masse, F est la force de frottement du disque par rapport à la masse. On a donc $F = Pp.f$; f étant le coefficient de frottement à déterminer. Un calcul simple de statique montre que $f = \sin\theta / \tan\alpha$; formule indépendante de la force de contact entre la masse et le disque. On vérifie bien que si $\alpha = 0$ (axe horizontal), $\theta = 0$ et f indéterminé puisque, dans ce contexte, le disque ne peut entrainer la masse par frottement. Si $\alpha = \pi/2$ (axe vertical), $f = 0$ sinon la masse tourne avec le disque. Seule, une solution à plan incliné permet de déterminer f ; la valeur calculable maxi de f dépendant de l'angle α d'inclinaison du disque.

Il n'est pas évident que cette solution puisse être trouvée au moment de la création du FAST. Il n'en demeure pas moins que l'ajout du chemin correspondant à une rotation d'axe quelconque et éliminée un peu trop vite aurait donné plus de chances au concepteur de trouver cette solution. Il ne faut donc pas hésiter à envisager toutes les solutions possibles, en tout cas être le plus exhaustif possible sans perdre de temps. En effet, dans de nombreux cas, il ne sera pas nécessaire

d'envisager des solutions atypiques et l'abandon de ces pistes en décrétant qu'elles sont à priori trop complexes se trouve justifié. Il faut néanmoins les envisager sans forcément les approfondir et perdre du temps alors que des solutions simples ou triviales existent (surtout, ne pas tomber dans la situation qui dit : « pourquoi faire simple quand on peut faire compliqué »). Mais, comme pour ce banc d'essais, le concepteur peut rencontrer un cas qui nécessite d'approfondir des voies de solutions qui paraissent, au premier abord, inutiles ou complexes. C'est toute la problématique de la conception et il est important d'insister sur le fait qu'on est, à ce stade, au cœur de la conception. Une mauvaise analyse, un mauvais choix, un manque d'approfondissement peut être très lourd de conséquence pour la suite.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

11 • L'AMDEC DE CONCEPTION

Le concepteur doit s'assurer que le mécanisme qu'il a conçu donne satisfaction au client. Au stade de l'étude, cela relève plus d'un objectif à atteindre plutôt que d'une réalité. Tant que les essais de recette du produit conçu n'ont pas été réalisés et acceptés par le client, on ne peut rien affirmer. Il est pourtant nécessaire de se garantir au maximum d'un bon déroulement de la réalisation du produit et de son acceptation définitive par le client sans modifications majeures entrainant des coûts supplémentaires et des dépassements de délais. L'AMDEC de conception, basée sur l'AMDEC projet, permet d'anticiper ou de mettre en évidence les défaillances possibles de la conception au stade de l'avant-projet[1].
L'objet de ce document est de proposer une AMDEC type applicable en l'état à la plupart des conceptions de systèmes mécaniques.

11.1 Analyse qualitative par l'AMDEC

L'AMDEC doit être mise en œuvre dès la production du croquis d'intention de conception. À ce stade, on vérifie la validité des solutions retenues définitivement vis-à-vis du cahier des charges fonctionnel. On s'intéresse donc aux fonctions principales et aux fonctions contraintes nécessitant une attention particulière. Les fonctions de conception ; celles introduites par le concepteur pour les besoins de fonctionnement du mécanisme (ex : graissage par barbotage) peuvent faire aussi l'objet d'une analyse. La défaillance d'une de ces fonctions est elle possible, comment et avec quelles conséquences ? C'est à ces questions que tente de répondre cet outil en proposant également des actions correctives avant de débuter la mise au propre de la conception en CAO.
Pour définir les modes de défaillance, il faut imaginer la façon dont elles peuvent se produire :

- non-réalisation de la fonction (ex : un vérin ne sort pas) ;
- perte de la fonction (ex : un vérin s'arrête en milieu de course) ;
- dégradation de la fonction (ex : la durée du cycle d'évacuation augmente) ;
- réalisation intempestive de la fonction (ex : un vérin sort intempestivement).

1. Support informatique disponible sur www.dunod.com.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

À chaque mode de défaillance correspond un effet indésirable qui va avoir un impact sur :

– les performances de la machine (ex : vitesse nominale divisée par 2) ;
– la sécurité (ex : mise hors service définitif de la machine) ;
– l'environnement (ex : fuite d'huile) ;
– l'utilisateur (ex : apparition de vibrations).

Pour chaque effet indésirable, il faut déterminer les causes. Cette recherche peut être réalisée à partir d'un diagramme Cause-Effet ; l'importance des causes pouvant être gérée par un diagramme de Pareto.

Pour chaque cause recensée, il faut identifier son origine et définir si c'est un problème lié à :

– la conception ;
– la fabrication ;
– l'assemblage ;
– l'utilisation.

Ceci afin de définir à quel niveau doivent se situer les actions correctives nécessaires.

Pour la conception, il est nécessaire de faire des calculs supplémentaires ou des recherches technologiques plus précises pour valider des points délicats comme, par exemple, des traitements ou revêtements de surfaces ; tout ceci étant consigné dans le dossier 50. Il est possible également de valider certains points de la conception par tests à partir de la réalisation de démonstrateurs définis dans le dossier 60.

Pour la fabrication, il est nécessaire de vérifier que les pièces conçues sont réalisables. Éventuellement, il est nécessaire que le dessinateur établisse une spécification de fabrication. Ce travail est initié par le concepteur au niveau du dossier de reprise 90.

Pour l'assemblage, la pré-notice de montage doit permettre de s'assurer qu'il n'y ait pas de problèmes particuliers pour réaliser le montage du système mécanique. En cas de nécessité, le dossier 90 permet au concepteur d'attirer l'attention du dessinateur sur certains points critiques de façon à ce que la notice de montage soit claire et précise pour ces parties délicates. Le concepteur peut également sous-traiter au dessinateur la conception d'outillage permettant d'assurer le montage de l'ensemble.

Pour l'utilisation, le concepteur précise au dessinateur dans le dossier 90 les points importants à faire figurer dans la notice d'utilisation. Vérifier cependant que la conception ne puisse être modifiée afin de simplifier l'utilisation du produit.

Ce travail clos l'analyse qualitative. À ce stade, le concepteur est capable d'identifier les causes pouvant mettre plus ou moins en péril sa conception. Pour décider d'une action corrective, il faut évaluer la criticité des effets indésirables recensés.

11.2 Analyse quantitative par l'AMDEC

Pour chaque effet, on calcule un critère de criticité qui est le produit de trois valeurs :

11.2.1 Gravité (G)

Si l'effet se produit, quelle est la gravité des conséquences entraînées sur la machine et sur les personnes ?

- 1 : Pas de changement perçu par le client.
- 2 : Changement mineur perçu par le client sans changement de la performance.
- 3 : Changement perçu par le client avec dégradation mineure de la performance.
- 4 : Changement important perçu par le client avec dégradation modérée de la performance.
- 5 : Changement important perçu par le client avec dégradation rapide de la performance.
- 6 : Changement important perçu par le client avec dégradation subite de la performance.
- 7 : Perte de la production ou du produit. La machine est en panne.
- 8 : Perte du produit avec endommagement de l'environnement.
- 9 : Détérioration importante du produit et/ou risque de blessures des opérateurs ou des clients.
- 10 : Perte totale de la machine et/ou mise en danger de la vie des opérateurs ou des clients.

11.2.2 Occurrence (O)

Probabilité pour que l'effet indésirable intervienne. Cette valeur est très délicate à déterminer et est basée essentiellement sur l'expérience.

- 1 : Très faible : Ce type de conception a déjà été réalisé auparavant et n'a jamais donné lieu à quelque défaut que ce soit durant le cycle de vie du produit.
- 2-3 : Faible : Ce type de conception a déjà été réalisé auparavant. Des défauts sont apparus très occasionnellement sans qu'il soit possible de mettre en cause de façon certaine la conception.
- 4-6 : Moyenne : Ce type de conception soit a déjà été réalisé et a occasionné de temps en temps des défauts liés peut être à une insuffisance de contrôle ou à une utilisation abusive, soit est totalement nouvelle mais ne présente pas de risques, apparents en théorie (conception isostatique, matériaux utilisés connus, coefficient de sécurité au niveau calcul très élevé …).
- 7-8 : Fréquente : Conception déjà réalisée et qui a régulièrement occasionné des défaillances ou conception nouvelle présentant des composants en limite de capabilité, des mécanismes hyperstatiques, l'utilisation de matériaux nouveaux.
- 9-10 : Élevée : Chaque fois que ce type de conception a été réalisé, des défauts sont apparus ou conception nouvelle présentant, dès l'étude, des risques de non fonctionnement.

11.2.3 Détection (D)

Probabilité pour détecter le défaut avant qu'il ne se manifeste.

- 1-2 : Très faible probabilité de ne pas détecter le défaut avant qu'il ne se manifeste. La conception est faite de telle façon que le défaut sera détecté avant qu'il

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

ne se manifeste, soit par des contrôles prévus par le concepteur au niveau de la fabrication ou du montage, soit par des tests spécifiques de validation de solutions.

- 3-4 : Faible probabilité de ne pas détecter le défaut avant qu'il ne se manifeste. Certains défauts pourront apparaître au cours des tests préliminaires de bon fonctionnement du mécanisme et seront éliminés par une mise au point de celui-ci.
- 5-6 : Probabilité moyenne de ne pas détecter le défaut. Celui-ci sera détecté en cours de fabrication, de montage ou d'essais.
- 7-8 : Probabilité élevée de ne pas détecter le défaut. Il y a de fortes chances pour que le défaut soit détecté chez le client.
- 9-10 : C'est le client qui constatera le défaut si celui-ci apparaît.

$$C = G \times O \times D$$

D'où $1 < C < 1\,000$.

On peut se fixer comme valeur objective moyenne C=36. Au dessus de cette valeur des actions correctives sont à entreprendre.

Fonction 1 : Intitulé de la fonction

Mode de défaillance 1 : non-réalisation de la fonction 1

Effet : Conséquence sur la conception si le mode de défaillance se réalise et son impact (performance, sécurité, environnement, utilisateur)

Causes :
- Rechercher toutes les causes susceptibles de produire cet effet indésirable et en préciser son origine (conception, fabrication, assemblage, utilisation)
- etc.

$$C = G \cdot O \cdot D =$$

La gravité est déterminée à partir de l'effet, l'occurrence à partir des causes et la détection à partir de la conception)

Mode de défaillance 2 : Perte de la fonction 1

Effet :

Causes :

$$C = G \cdot O \cdot D =$$

Mode de défaillance 3 : Dégradation de la fonction 1

Effet :

Causes :

$$C = G \cdot O \cdot D =$$

Mode de défaillance 4 : Réalisation intempestive de la fonction 1

Effet :

Causes :

$$C = G \cdot O \cdot D =$$

Etc. Un tableau type vierge est proposé sous forme informatique (tableau 11.1).

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Tableau 11.1 – Tableau de synthèse

Eléments de la conception	Cause de défaillance	Origine de la défaillance	Actions entreprises	Référence du dossier	Actions à entreprendre (Dossier 90)
Élément 1		– conception – fabrication – assemblage – utilisation		50DT01 60DT01	Spécification de montage Spécification d'utilisation Spécification de montage Spécification de fabrication Spécification de maintenance
Élément 2	...	...	...	...	...

11.3 AMDEC de conception type

Là où la criticité est supérieure au niveau limite fixé, il est nécessaire d'entreprendre des actions correctives qui seront réalisées soit par le projeteur au travers des dossiers 50 et 60 soit au niveau du dessinateur à partir des instructions spécifiées dans le dossier 90 par le projeteur.
L'analyse des causes de défaillance met en évidence les éléments sensibles de la conception. Selon le niveau de criticité et le nombre de fois que cet élément apparait comme source de cause à un ou des effets indésirables, il y a lieu d'analyser plus ou moins en détail la fiabilité de cet élément et proposer les actions correctives adaptées. En ce qui concerne les conceptions de systèmes mécaniques, une AMDEC type peut être proposée sous forme de tableau composé de 6 colonnes.

- Élément de la conception : pièce (came, ressort, palier) ou sous-ensemble (vérin, moteur) de la conception identifié comme élément à risque pour le bon fonctionnement du mécanisme.
- Cause de défaillance : Ces causes sont d'ordre diverses et peuvent concerner des problèmes de tenue mécanique, d'usure, de grippage, de réglage, de blocage, de détérioration…Un élément peut être à l'origine de plusieurs causes. Chaque cause identifiée doit faire l'objet d'une action corrective
- Origine de la défaillance : Chaque cause a une ou plusieurs origines à définir en termes de conception, fabrication, assemblage ou utilisation. Une action corrective est à entreprendre pour chaque origine identifiée. Ainsi, à une cause ayant deux origines identifiées correspond deux actions correctives.
- Actions entreprises : Ce sont les actions correctives réalisées par le projeteur et consignées dans le dossier 50 traitant de la justification de la conception ou du dossier 60 pour spécifier des tests et essais de validation d'éléments de la conception. Dans le dossier 50 se trouvent tous les éléments complémentaires comme, par exemple, des calculs détaillés par éléments finis, des réponses de fournisseurs vis-à-vis de problèmes techniques comme le revêtement ou traitement de surfaces, les caractéristiques de matériaux ou des faisabilités sur des procédés de fabrication.
- Référence du dossier : Renvoi au numéro de dossier où l'action corrective a été traitée par le projeteur.
- Action à entreprendre : Toutes les actions correctives à entreprendre par le dessinateur d'études sont consignées au niveau du dossier 90. Cette colonne est une aide pour le projeteur afin qu'il n'oublie rien au moment de créer le dossier de reprise.

11.4 Exemple d'application

11.4.1 Présentation du mécanisme

L'AMDEC de conception apparait dans le dossier 41 et permet de valider la conception retenue à partir d'un croquis d'intention de conception tel que celui présenté figure 11.1.

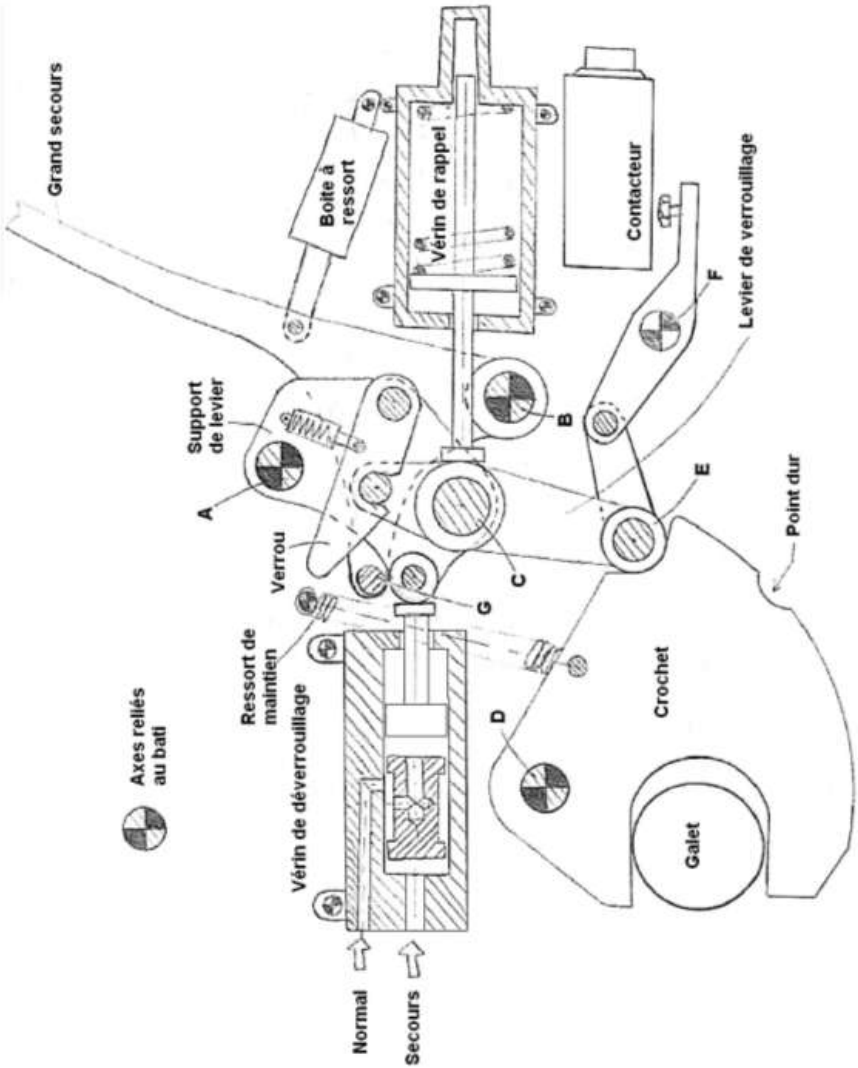


Figure 11.1 – Croquis d'intention de conception

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Ce croquis a été réalisé à partir du dessin d'ensemble du système de verrouillage du train d'atterrissage de l'avion Concorde. Quelques modifications ont été apportées afin d'illustrer au mieux l'outil AMDEC.

Le fonctionnement du système est le suivant :

Un galet, lié au train d'atterrissage, exerce une force verticale dirigée vers le bas sur le crochet. Pour déverrouiller le train, il faut envoyer de l'huile dans le vérin de déverrouillage dans l'alimentation « Normal ». L'ensemble « Levier de verrouillage et Support de levier » forme un ensemble rigide du fait que le verrou est fermé. Cet ensemble tourne alors autour de l'axe A et pousse sur le ressort de rappel. Le galet E sort de l'encoche du crochet et la vis du contacteur s'éloigne de celui-ci ; indiquant ainsi que le train est déverrouillé. Sous l'effet de la force exercée par le galet, le crochet pivote autour de l'axe D et est maintenu en position haute par le ressort de maintien. Quand le vérin de déverrouillage n'est plus alimenté, le vérin de rappel ramène le galet E dans l'encoche du crochet. En cas de panne d'alimentation du circuit hydraulique normal, on utilise le circuit de secours. Enfin, un dispositif manuel de grand secours est disponible sous la forme d'un levier pivotant autour de l'axe B et actionné par un câble non représenté. Son but est de déplacer le verrou à l'aide du téton G de façon à libérer un degré de liberté en rotation autour de l'axe C entre le levier de verrouillage et le support de levier. Les trois axes A, C et E sont alignés. Sous l'effet du vérin de rappel, l'axe C va tourner autour de A vers la gauche, provoquant le désalignement des trois axes. Ainsi, sous l'action de la force du galet, le levier de verrouillage va tourner autour de l'axe C et le galet E va sortir de l'encoche du crochet, libérant celui-ci, et se positionner au niveau du point dur en fin de déverrouillage. Pour réarmer le système, il faut utiliser le vérin de déverrouillage.

La partie plane de l'encoche du crochet est perpendiculaire à l'axe AE. Ainsi, le vérin de rappel n'est pas sollicité par la force exercée par le galet en situation verrouillée.

Pour la phase verrouillage du train, le galet, en remontant, va faire tourner le crochet autour de D vers la gauche jusqu'à ce que le vérin de rappel déplace le galet E dans l'encoche du crochet.

Les vérins de déverrouillage et de rappel sont définis sous forme de principe. Le projeteur en confiera l'étude à un dessinateur. Il en est de même pour les systèmes à ressort.

11.4.2 AMDEC de conception

Une AMDEC de conception a été réalisée suite à ce croquis pour la fonction déverrouillage. Elle se trouve en fin de chapitre avec la mention « Avant modifications ». L'objectif est de ne pas dépasser une criticité de valeur 36.

L'impossibilité de déverrouiller le train ayant des conséquences catastrophiques, la gravité a été notée 10. Pour une dégradation de la fonction ou une réalisation intempestive et en considérant que ces dysfonctionnements puissent être gérés par le mécanisme du train d'atterrissage lui-même, la gravité a été notée 5.

Les deux premiers modes de défaillances génèrent des criticités importantes. La détection est plus élevée au mode 2 parce que le mécanisme, lié au contacteur,

renvoie une information de déverrouillage dès que le galet E s'est déplacé vers la droite. Ainsi, en cas de blocage du galet au milieu de l'encoche, l'information de déverrouillage est active alors que le train n'est pas déverrouillé.

En termes d'occurrence, la même valeur est donnée pour les deux premiers modes en considérant que les causes sont sensiblement identiques.

Pour ce qui est des détections, aucune maintenance ni essais n'ont été définis. Le défaut, s'il apparait, sera détecté par le pilote. Les modes 2 et 3 ont été notés avec un point de plus du fait de la conception du système d'information de déverrouillage du train indiquant que le train est déverrouillé quand celui-ci est en cours de déverrouillage.

11.4.3 Analyse de l'AMDEC de conception et modifications qui en découlent

Les trois premiers modes ont des valeurs de criticité élevées. Les causes étant semblables, ces valeurs diminueront simultanément après modifications. On ne peut agir sur la gravité. Si le train reste verrouillé, les conséquences seront toujours catastrophiques et la gravité restera à 10. Si l'on ne doit pas dépasser 36, il faut des occurrences et des détections très faibles.

Quand on analyse les causes de défaillance, on se rend compte que certaines, comme la première, sont la combinaison de plusieurs. On peut considérer que la probabilité d'apparition de la défaillance est très faible puisqu'il faudrait, par exemple, que l'alimentation normale *et* l'alimentation secours *et* le levier de grand secours soient défaillants. Par contre, d'autres causes sont issues d'avarie d'un composant unique comme la cause numéro 3 : Vérin de rappel grippé. Deux constatations à ce stade :

- si le vérin de rappel seul peut bloquer le mécanisme, il n'est pas nécessaire de prévoir une alimentation normale et secours du vérin de déverrouillage et ajouter un dispositif manuel de grand secours ;
- il faut éviter qu'un seul composant se trouve en cause pour diminuer la probabilité d'apparition de la défaillance.

■ Vérin de rappel

Son rôle est de ramener et maintenir le levier de verrouillage en position verrouillée. Il s'oppose au vérin de déverrouillage. Il faut agir sur sa conception pour le rendre le plus fiable possible notamment vis-à-vis du grippage. La rupture du ressort étant moins grave parce que liée au verrouillage du train. En cas d'utilisation du déverrouillage de grand secours, le système reste en équilibre. Pour être sûr de déverrouiller sans l'aide du vérin de rappel, il suffit de déplacer l'axe C vers la gauche de façon à ce que la force exercée par le crochet sur E, et qui est de direction AE s'il n'y a pas de frottement en E, génère un moment par rapport à C de façon à faire tourner le levier de verrouillage. Autre solution, incliner la partie plane de l'encoche du crochet.

Il est important d'ouvrir une parenthèse à ce stade de l'étude. Il faut toujours avoir en tête que si une modification apporte des avantages d'un coté, elle crée inévitablement des inconvénients ailleurs. Il faut donc systématiquement chercher les aspects défavorables d'une modification et les analyser. Ainsi, déplacer l'axe C

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

vers la gauche a pour conséquences de solliciter le verrou, de poser des problèmes d'encombrement et de rallonger la tige du vérin de rappel. Incliner la partie plane de l'encoche a pour conséquences de solliciter le verrou et surtout le vérin de rappel pour que le levier de verrouillage reste dans l'encoche. En effet, l'action du crochet sur le galet E passe, dans ce cas, à droite de l'axe A ; ce qui produit un moment qui a tendance à faire tourner l'ensemble support levier-levier de verrouillage vers la droite.

Solution retenue : Déplacer l'axe C le plus possible vers la gauche et monter l'axe E sur roulement pour que l'action du crochet sur E soit pratiquement perpendiculaire à la partie plane de l'encoche.

> **Nota Bene**
> Une façon de résoudre un problème est de l'éliminer. En l'occurrence, on pourrait envisager de supprimer le vérin de rappel et le remplacer par un système déformable qui ne peut pas gripper comme, par exemple, un ressort spiral autour de l'axe A.

Axe A grippé

Le fait de décaler l'axe C permet le déverrouillage de grand secours même si l'axe A est bloqué. Ceci dit, cet axe est important même s'il n'est pas « vital » et il est sollicité à chaque déverrouillage du train. Afin de diminuer la probabilité de grippage, il est nécessaire de concevoir en A une double liaison pivot coaxiale. Vérifier l'encombrement.

Piston de droite du vérin de déverrouillage grippé

La fonction « normale et secours » ne s'applique qu'au système hydraulique. Si le piston de droite grippe, le vérin de déverrouillage est inopérant. On passe directement au système manuel de grand secours. Il serait intéressant de concevoir un vérin type télescopique en veillant à ce que les circuits d'huile ne communiquent pas, que l'encombrement d'un tel vérin soit admissible et que la force développée par le piston intérieur soit suffisante.

Axe D grippé

Cet axe est vital. S'il se grippe, il est impossible de déverrouiller le train. Il faut donc à la fois diminuer le niveau d'occurrence mais également celui de détection. Une double liaison pivot coaxiale est nécessaire avec possibilité de solliciter cette liaison durant les opérations de maintenance et de vérification. On voit ici que le travail du concepteur ne se limite pas à la conception d'un système qui fonctionne. C'est lui, également, qui est responsable de la partie maintenance de son mécanisme.

Axe F grippé

Il serait impensable d'imaginer que le système de détection d'un mécanisme puisse bloquer celui-ci. De plus, le système actuel informe que le train est déverrouillé dès qu'il est en cours de déverrouillage. Il faut relier directement le crochet au contacteur en vérifiant l'encombrement.

11.4.4 Présentation des modifications

La figure 11.2 présente le croquis du mécanisme modifié suite à la première AMDEC.

L'axe C a été déplacé vers la gauche ; la force en E passe maintenant à droite de C, créant ainsi un moment pouvant faire tourner le levier de verrouillage.

Une double liaison pivot coaxiale a été créée en A avec modification du support levier pour pouvoir s'adapter à l'augmentation de l'encombrement de cette liaison.

Le vérin de déverrouillage a été reconçu avec des pistons en série de façon à se prémunir du problème de grippage du piston de droite. En cas d'alimentation simultanée du normal et du secours, le vérin de rappel fait butée.

L'axe D a été conçu sous forme de deux liaisons pivot coaxiales avec bague entourant un tube central qu'il sera possible de solliciter en rotation par le technicien de maintenance quand l'avion est au sol. S'il ne tourne pas, c'est qu'au moins une des surfaces de glissement est grippée.

L'axe F a été supprimé et un système, fixé directement sur le crochet, fera office de détection. En situation verrouillée, le contacteur n'envoie pas d'information.

11.4.5 AMDEC de conception du mécanisme modifié

La gravité des défaillances est inchangée. Seule l'occurrence et la détection ont été affectées par les modifications. Pour les modes de défaillance 1 et 2, seul le grippage de l'axe D est en cause unique. La double liaison pivot associée à un contrôle régulier de non grippage d'une des surfaces de contact suffit à considérer cette cause équivalente, en termes de probabilité d'apparition, aux autres causes listées qui dépendent, elles, de plusieurs causes élémentaires. Afin de s'assurer que le mode secours fonctionne correctement, il y a lieu de l'utiliser en mode normal une fois sur deux. Quant au mode de grand secours, c'est un dispositif qui, normalement ne doit jamais être utilisé mais qui doit fonctionner impérativement le jour où on le sollicite. On comprend aisément qu'on ne peut laisser un système mécanique durant des années sans le faire fonctionner et espérer qu'il remplisse son rôle le jour où on en a besoin. Il est donc impératif, tous les trois mois par exemple, de déclencher le système de grand secours au cours d'une intervention de maintenance. Si cette opération se fait crochet en position déverrouillée, la procédure est simple mais l'essai non représentatif parce que le vérin de rappel exerce, dans ces conditions, une force supérieure à celle qu'il exerce en situation normale. Si l'essai doit être réalisé crochet en position verrouillée, il faut prévoir un moyen simple de faire tourner le crochet quand l'avion est au sol pour le verrouiller puis le solliciter avec un effort vertical correspondant à la réalité.

Cette nouvelle analyse montre que la nouvelle criticité obtenue est proche de 36. En partant avec un niveau de gravité égal à 10, il est très difficile d'atteindre objectivement 36 ; la détection ou l'occurrence doit alors se retrouver à 1.

Du fait de la modification du système d'information de déverrouillage du train, les valeurs de détection des deux premiers modes sont identiques.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

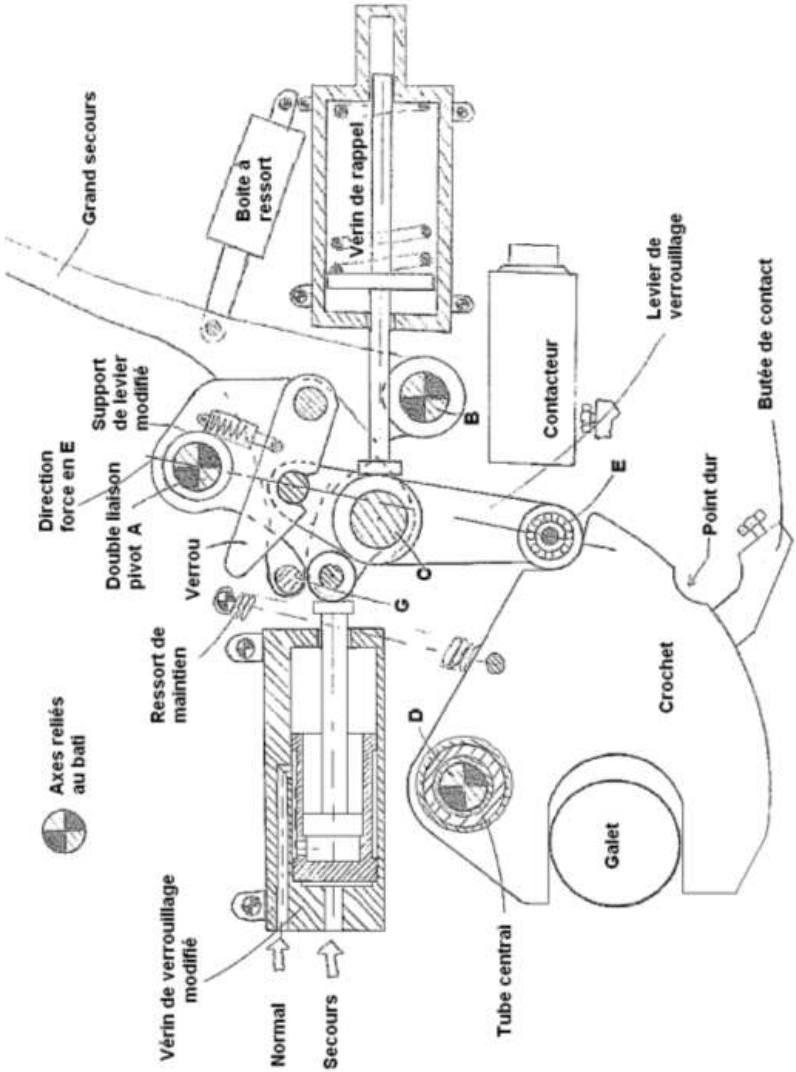


Figure 11.2 – Croquis d'intention de conception modifié

11.4.6 Synthèse de l'AMDEC de conception du mécanisme modifié

Le tableau de synthèse précise les actions entreprises au niveau du projeteur qui seront concrétisées dans les dossiers 50 et 60 et les actions à entreprendre au niveau du dessinateur qui seront initiées par le dossier de reprise à partir de ce tableau. Ainsi, le projeteur, au moment de rédiger le dossier 90, sait qu'il doit attirer l'attention du dessinateur sur la maintenance du dispositif. L'étude n'est pas terminée à ce stade d'avancement. Certaines parties seront réalisées par un dessinateur sous couvert du projeteur comme précisé dans le tableau.
Pour que cette synthèse soit complète, il faut réaliser l'AMDEC de conception pour la fonction verrouillage.

11.5 Conclusion

L'AMDEC de conception est un outil de vérification et de validation de la conception qui doit être réalisé systématiquement une fois le croquis d'intention de conception établi. À ce stade de l'étude, cela permet d'engager des modifications avant que le modèle en CAO ne soit réalisé.
Elle permet de se donner les meilleures chances pour que le système fonctionne conformément au cahier des charges sans avoir à entreprendre des modifications en cours d'étude ou de fabrication. Elle permet également au projeteur de boucler son dossier de définition avant la concrétisation de la conception sous forme de dessin définitif et de préparer la rédaction du dossier de reprise à l'intention du dessinateur d'études.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Tableau 11.2 – AMDEC de conception
(avant modifications)

Fonction 1 : Déverrouillage du train

Mode de défaillance 1 : non-réalisation de la fonction 1

Effet : Impossibilité pour l'avion d'atterrir. Problème de sécurité

Causes :
- Alimentation Normale et Secours défaillante et levier grand secours bloqué (Conception)
- Vérin de rappel grippé (Conception)
- Axe A grippé (Conception)
- Piston de droite du vérin de déverrouillage grippé et levier grand secours bloqués (Conception)
- Alimentation Normale et Secours défaillante et axe C grippé (Conception)
- Axe D grippé (Conception)
- Axe F grippé (Conception)

$$C = G \cdot O \cdot D = 10 \times 4 \times 7 = 280$$

Mode de défaillance 2 : Perte de la fonction 1

Effet : Impossibilité pour l'avion d'atterrir. Le galet E s'est légèrement déplacé vers la droite mais n'est pas sorti de son encoche. Le train est toujours verrouillé. Problème de sécurité

Causes :
- Identiques au mode précédent

$$C = G \cdot O \cdot D = 10 \times 4 \times 8 = 320$$

Mode de défaillance 3 : Dégradation de la fonction 1

Effet : Déverrouillage en un temps anormalement long. Impacte l'utilisateur

Causes :
- Fuite au niveau de l'alimentation du vérin de déverrouillage (Conception)
- Tendance des différents vérins ou articulations à un début de grippage (Conception)

$$C = G \cdot O \cdot D = 5 \times 2 \times 8 = 80$$

Mode de défaillance 4 : Réalisation intempestive de la fonction 1

Effet : Déverrouillage du train en altitude, trappes fermées. Problème de sécurité

Causes :
- Mise en pression inopinée du vérin de déverrouillage (Utilisation)
- Commande de grand secours actionnée accidentellement (Utilisation)

$$C = G \cdot O \cdot D = 5 \times 1 \times 7 = 35$$

Tableau 11.3 – AMDEC de conception
(après modifications)

Fonction 1 : Déverrouillage du train

Mode de défaillance 1 : non-réalisation de la fonction 1

Effet : Impossibilité pour l'avion d'atterrir. Problème de sécurité

Causes :
- Alimentation Normale et Secours défaillante et levier grand secours bloqué (Conception)
- Vérin de rappel grippé et levier grand secours bloqué (Conception)
- Axe A grippé et levier grand secours bloqué (Conception)
- Pistons du vérin de déverrouillage grippés et levier grand secours bloqué (Conception)
- Alimentation Normale et Secours défaillante et axe C grippé (Conception)
- Axe D grippé (Conception)

$$C = G \cdot O \cdot D = 10 \times 2 \times 2 = 40$$

Mode de défaillance 2 : Perte de la fonction 1

Effet : Impossibilité pour l'avion d'atterrir. Le galet E s'est légèrement déplacé vers la droite mais n'est pas sorti de son encoche. Le train est toujours verrouillé. Problème de sécurité

Causes :
- Identiques au mode précédent

$$C = G \cdot O \cdot D = 10 \times 2 \times 2 = 40$$

Mode de défaillance 3 : Dégradation de la fonction 1

Effet : Déverrouillage en un temps anormalement long. Impacte l'utilisateur

Causes :
- Fuite au niveau de l'alimentation du vérin de déverrouillage (Conception)
- Tendance des différents vérins ou articulations à un début de grippage (Conception)

$$C = G \cdot O \cdot D = 5 \times 1 \times 6 = 30$$

Mode de défaillance 4 : Réalisation intempestive de la fonction 1

Effet : Déverrouillage du train en altitude, trappes fermées. Problème de sécurité

Causes :
- Mise en pression inopinée du vérin de déverrouillage (Utilisation)
- Commande de grand secours actionnée accidentellement (Utilisation)

$$C = G \cdot O \cdot D = 5 \times 1 \times 7 = 35$$

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Tableau 11.4 – Tableau de synthèse

Eléments de la conception	Cause de défaillance	Origine de la défaillance	Actions entreprises	Référence du dossier	Actions à entreprendre (Dossier 90)
Système de grand secours	– Grippage	– Utilisation			Spécification de maintenance
Vérin de déverrouillage	– Grippage	– Conception	– Choix des matériaux et traitements revêtement de surface – Essai de validation sur banc spécifique	50DT01 60DT01	L'étude du vérin de déverrouillage est à réaliser par le dessinateur à partir des éléments du dossier 50
Axe repère D	– Grippage	– Conception – Utilisation	– Choix des matériaux et traitements revêtement de surface – Calcul au matage	50DT02 50DT03	Spécification de maintenance Étude de l'axe repère D
Vérin de rappel	– Grippage	– Conception	– Choix des matériaux et traitements revêtement de surface – Essai de validation sur banc spécifique	50DT01 60DT01	L'étude du vérin de rappel est à réaliser par le dessinateur à partir des éléments du dossier 50
Axes repères Cet D	– Grippage	– Conception	– Choix des matériaux et traitements revêtement de surface – Calcul au matage	50DT02 50DT03	

12 • CRÉATION D'UN PLANNING PRÉVISIONNEL DE GANTT

L'objet de ce document est d'aider le concepteur à établir un planning prévisionnel en fonction des tâches à effectuer. S'agissant de conception de systèmes mécaniques, un planning type, utilisable en l'état dans la majorité des cas, est proposé ainsi qu'une méthode d'estimation des temps de réalisation des tâches. Enfin, il est démontré qu'une utilisation rationnelle de cet outil en fait un véritable tableau de bord qui aide le concepteur à gérer son étude[1].

12.1 Éléments nécessaires à la constitution d'un planning

Avant de commencer d'établir un planning, il est nécessaire de posséder certaines informations :

- le **délai de réalisation** : en général, il est imposé. C'est extrêmement rare que le client laisse au concepteur le soin de déterminer le temps d'étude.
- le **CDCF validé** (ou en cours de validation) : avant de se lancer dans une étude, il faut connaître avec la plus grande précision possible le besoin du client.
- la **définition des tâches à réaliser** : celles-ci sont déduites du CDCF et des fonctions de conceptions dont le concepteur a éventuellement détecté l'existence à ce stade de l'étude (ex : fonction graissage par barbotage).

Les tâches sont définies qualitativement par rapport au CDCF. La traçabilité des projets déjà réalisés et comportant des similitudes avec le projet en cours permet d'affiner ce travail.
Pour appréhender une tâche particulière qui semble délicate, il est possible de la représenter suivant une arête de poisson définissant les tâches élémentaires à réaliser. Ces tâches élémentaires sont groupées en familles, voire sous familles ; ce qui permet de mieux visualiser, dans son ensemble, la tâche globale à réaliser.
Dans le planning type proposé, certaines tâches interviennent systématiquement (dossier 41, 90…), d'autre sont à préciser, à compléter voire à détailler (fonctions).
En fonction des spécificités des fonctions recensées, il y a lieu de prévoir l'ordre chronologique de la réalisation de ces fonctions et leur degré d'approfondissement d'étude.

1. Support informatique disponible sur www.dunod.com

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

12.2 Estimation de la durée des tâches

La principale difficulté dans l'établissement d'un planning est de prévoir la durée des tâches à réaliser. Pour faire face aux aléas, une marge est à calculer à partir de la durée de l'étude. Cette marge est calculée empiriquement comme étant la racine carrée de la durée du projet ; calcul non homogène qui prend un sens si la durée du projet est comprise entre 30 et 120. Il y a donc lieu, tout d'abord, de définir l'unité de temps du planning, en heures, demi-journées ou journées.

Exemple

Un projet prévu sur 3 semaines représente 105 heures. L'unité à choisir est l'heure.

Si le projet dure 10 semaines, cela correspond à 45 jours ou 90 demi-journées. Les deux unités sont possibles. Afin de réduire la marge et d'avoir un planning plus précis, il faut choisir la demi-journée comme unité.

Le tableur est une aide à la détermination des durées des tâches :

- Entrer le nombre de tâches et la durée restante du projet au moment de l'établissement du planning. La marge et le temps moyen par tâche sont calculés automatiquement. Le temps moyen va permettre de situer chaque tâche par rapport à une moyenne. Ces durées peuvent être estimées à partir de l'expérience des projets précédents si la traçabilité du planning a été convenablement réalisée, ou bien en comparant les tâches les unes aux autres par quantification de leur rapport de durée.
- À partir du temps moyen, définir pour chaque tâche une durée minimale (optimiste) et une durée maximale (pessimiste) de réalisation.
- Vérifier que la somme des temps minimaux est inférieure au délai imposé sans quoi, il y a lieu de renégocier le délai ou le contenu du projet.
- Pour chaque tâche, un temps est proposé. Ajuster de 1 à 2 unités cette valeur dans la colonne des temps retenus et vérifier que son total est bien égal à la durée effective du projet. Ne pas rajouter la marge. Elle est prise en compte implicitement.

Détermination des durées des tâches

Nombre de tâches : 9

Durée effective après signature du CDCF : 50

Marge : 7

Tm : 5

Tableau 12.1

	Tmini	Tmaxi	Temps proposé	temps retenu
Tâche 1	3	6	4	4
Tâche 2	5	9	7	6
Tâche 3	2	4	3	3
Tâche 4	2	4	3	4
Tâche 5	1	2	1	1

	Tmini	Tmaxi	Temps proposé	temps retenu
Tâche 6	2	4	3	3
Tâche 7	12	18	14	14
Tâche 8	3	8	5	6
Tâche 9	2	4	3	2
Total	**39**	**66**	**50**	**50**

12.3 Création et gestion du planning

Il suffit de remplir les cases correspondant au prévisionnel. La marge apparaît en dernière ligne et est matérialisée également par des carrés noirs.

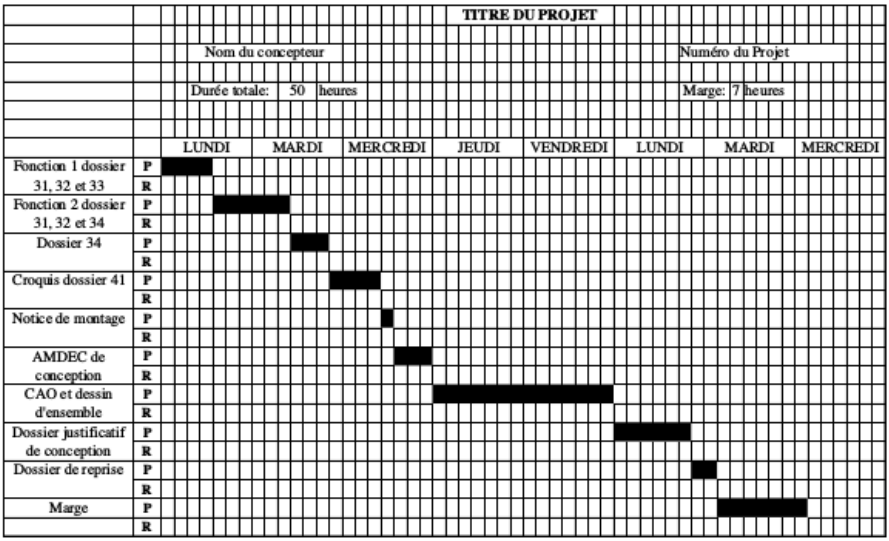


Figure 12.1 – Planning prévisionnel de Gantt

Pour gérer le planning, il faut en faire une sortie sur imprimante. Ce planning est un véritable tableau de bord. Il importe que le concepteur se donne 15 à 20 minutes en fin de journée, juste avant de quitter son travail pour remplir le réalisé, compléter si nécessaire la marge en positif par effacement de carrés noirs (temps gagné sur une tâche) ou négatif par ajout de carrés noirs (dépassement de délai sur les tâches traitées dans la journée). À partir de là, le concepteur peut préparer son travail pour le lendemain et se conditionner pour réfléchir aux points critiques qu'il aura éventuellement rencontrés.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

La traçabilité de ces plannings est très importante. À la fin d'un projet, son analyse permet de comprendre pourquoi certaines tâches ont été sous ou sur-estimées et ainsi affiner le prévisionnel pour les affaires à venir.

12.4 Conclusion

Loin d'être un document inutile, le planning, s'il est réalisé au bon moment et géré quotidiennement, apporte une grande visibilité du projet pour le concepteur. Il lui permet, entre autre, de prévenir sa hiérarchie suffisamment tôt de dépassement de délai inévitable et ainsi proposer des solutions alternatives permettant de mener à bien son étude.

13 • LE COÛT D'UN PRODUIT

C'est, aujourd'hui plus encore, le paramètre le plus important avec le débat perpétuel de l'influence du coût sur la qualité du produit. Il est important de bien différencier deux aspects des choses ; comment a été établi le coût objectif du produit et comment s'y conformer ? Le coût n'est pas établit en fonction de la qualité et des performances du produit mais en fonction du marché. Les commerciaux ou le service marketing sont ceux qui, la plupart du temps, négocient ou imposent un coût objectif pour un produit et souvent sans avoir la moindre idée de la façon dont il va être réalisé. C'est au concepteur de s'adapter à cette contrainte en utilisant une méthodologie de conception basée sur l'assurance qualité.

Le CDCF, tout d'abord, permet de définir le juste nécessaire exigé par le client, évitant ainsi la sur-qualité, toujours objet de coûts supplémentaires.

La recherche de solutions théoriques, avant d'être technologique, peut orienter le concepteur vers des solutions non envisagées qui peuvent être une réponse simple, efficace et optimisée au problème posé. La simplicité de la conception est un facteur essentiel sur le coût du produit.

L'AMDEC de conception peut éviter d'être amené à faire des modifications tardives, notamment quand le produit est fabriqué ou en cours de fabrication ; modifications pouvant impacter de façon importante le coût et le délai.

Ces premières constatations prouvent, s'il en était encore besoin, le rôle central occupé par le bureau d'études qui, loin d'être un service « improductif » est la clé de la réussite d'un projet. En ramenant le coût d'étude par rapport au coût global du produit, on comprend la nécessité de laisser suffisamment de temps au concepteur pour lui donner la possibilité de concevoir rapidement un produit optimal dans de bonnes conditions plutôt qu'un produit conçu dans la précipitation. Pour mémoire, il a été établi que 70% du coût d'un produit est défini au stade de l'étude, alors que le coût de l'étude elle-même n'en représente que 5 %.

Estimer le coût du produit au niveau de l'étude n'est pas chose aisée. Il peut déjà s'évaluer à un niveau qualitatif, c'est-à-dire une comparaison de coûts entre solutions sans forcément essayer de les évaluer. La solution 2 est plus chère que la solution 3 et moins chère que la solution 1.

D'une entreprise à l'autre, en fonction des secteurs d'activité, de la structure (service fabrication existant ou pas), des fournisseurs, les conceptions pour un même produit seront différentes. Il y a lieu de se poser des questions sur la faisabilité des pièces conçues vis-à-vis du service fabrication (ont-ils les machines adaptées pour réaliser la pièce, doit-on réaliser une pièce mécano-soudée, moulé, forgée ou

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

monobloc sachant que le coût du brut représente 50 % de la pièce…), ou de s'assurer que le sous-traitant a toutes les informations pour réaliser la pièce parce qu'il sera difficile d'entrer en contact technique avec lui si l'entreprise de sous-traitance est délocalisée.

Les points généraux à prendre en compte pour limiter les coûts sont entre autres :

- **Utilisation d'éléments standards :** avant d'envisager la conception de pièces ou de sous-ensembles, il faut vérifier qu'ils n'existent pas, au moins sous forme similaire compatible avec la conception, en standard chez un fabricant. Cela représente un gain en termes de coût (produit réalisé en grande série, pas de dessins de définition ni d'études de fabrication), de délai (le matériel existe déjà) et de fiabilité (le produit a fait ses preuves). Pour s'assurer de l'existence de composants standards répondant au besoin de la conception, il est nécessaire de mettre en place une documentation technique avec une gestion adaptée qui renverra le concepteur sur les catalogues et/ou les sites Internet pertinents. La connaissance d'un bon réseau de fournisseur avec interlocuteur privilégié est également fondamentale.
- **Nombre de pièces :** Diminuer le nombre de pièces est généralement un facteur positif sur la diminution des coûts sous réserve de ne pas compliquer la pièce et de ne pas lui imposer de réaliser trop de fonctions. Certains types de conceptions, notamment celles faisant appel aux matières plastiques sont adaptées à ce genre de raisonnement.
- **Isostatisme du mécanisme :** Un mécanisme est rarement isostatique. On peut dire qu'il est plus ou moins hyperstatique. S'il tend vers l'isostatisme, le concepteur a une bonne visibilité sur le fonctionnement de son mécanisme mais ce sera peut être au prix d'un nombre de pièces plus élevé ou plus complexe (ex : roulements à billes à contact radial remplacés par des rotulés de façon à ce que le roulement puisse être monté en tant que réelle liaison rotule ou linéaire-annulaire et non proche d'un pivot ou d'un pivot-glissant). Ce point est important à étudier.
- **Conditions de montage :** Le montage du système mécanique peut s'avérer simple ou délicat à cause de réglages précis ou parce que le montage se fait « en aveugle ». S'il est nécessaire d'usiner des cales à la demande pour respecter un jeu précis ou une procédure de montage pour imposer une précontrainte par le serrage d'un écrou, le coût, le délai et la fiabilité (qui est un aspect qui peut coûter cher) s'en trouveront affectés.
- **Tolérances et formes d'usinage :** Il est indispensable que les cotes des dessins de définitions soient affectées de la tolérance la plus large possible compatible avec le bon fonctionnement du système. Il faut s'attacher également à spécifier des formes d'usinage simples et réalisables ensemble sans démontage de la pièce notamment quand des tolérances géométriques sont spécifiées entre ces surfaces.
- **Choix du matériau et des traitements éventuels :** Le choix du matériau se fait, la plupart du temps, suivant les habitudes de l'entreprise. Afin d'être sûr de choisir le matériau optimum, il faut spécifier précisément son besoin puis consulter les fournisseurs pour vérifier, si le cas se présente, s'il vaut mieux utiliser un matériau sophistiqué sans traitement complémentaire ou bien un matériau de base sur lequel on applique un traitement ou revêtement de surface (ex : pièce inox ou pièce acier avec chromage).

L'expérience de projets traités précédemment est, bien sûr, une source d'informations précieuses sous réserve que la traçabilité des projets ait bien été réalisée.
En conclusion, afin d'évaluer sérieusement le coût d'un produit au stade de sa conception, il est nécessaire de valider les points susmentionnés et de s'entourer de moyens humains et documentaires. Pour estimer rapidement le coût d'un produit au stade de la conception, il existe des méthodes analogiques ou paramétriques basées essentiellement sur l'expérience. La méthode analogique consiste à comparer les fonctions du produit en cours de conception aux fonctions déjà réalisées et quantifiées en termes de coût des produits conçus. La méthode paramétrique établit une équation entre le coût du produit à concevoir et ses caractéristiques physiques ou dimensionnelles. Le coût d'un réducteur, par exemple, pourrait être défini comme étant proportionnelle à la puissance transmise, à la racine carré de sa masse et au carré du rapport de réduction. Ainsi, on constate que, si ces deux méthodes sont basées sur l'expérience, la première est plus adaptée aux conceptions nouvelles type machine spéciale et la seconde aux conceptions appartenant à une famille de produits (réducteur, turbine, moteur…). Sinon, il faut faire appel à la méthode analytique, plus lourde et plus précise, faisant appel à plusieurs services de l'entreprise. En effet, cette méthode requiert une décomposition en taches élémentaires de la réalisation du produit afin d'en calculer les coûts.
De nombreux ouvrages traitent de ces méthodes.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

14 • INTRODUCTION À L'ÉCO-CONCEPTION

14.1 Objet

L'objectif est d'introduire une fonction contrainte liée à l'éco-conception au niveau du CdCF. La définition de cette fonction (caractéristiques, niveau et flexibilité) sert de guide pour le présent chapitre. La flexibilité prend un sens particulier allant toujours de F0 (si on n'entreprend pas cette action, ce n'est pas la peine de parler d'éco-conception) à F3 (action optionnelle qui se fait si le projet s'y prête bien ou si l'entreprise a les moyens et/ou les connaissances nécessaires pour agir rapidement et efficacement dans ce domaine).

On s'intéresse aux étapes du cycle de vie du produit qui impactent fortement le BE à savoir la fabrication, le transport, l'utilisation (incluant le cout de possession et la problématique de la maintenance et de la durée de vie) et le recyclage (essentiellement le démontage du produit). Ceci doit définir les critères qui vont intéresser directement le BE.

Il faut appréhender l'éco-conception d'un point de vue pragmatique et non écologique en ce sens qu'on ne fait pas de l'éco-conception pour sauver la planète mais pour que le produit conçu soit plus attractif. Ainsi, on pourrait définir l'éco-conception comme de la qualité attractive (à ne pas confondre avec la surqualité). C'est pour cette raison que ce chapitre prend en compte les notions de flexibilité. Il ne faut pas que le produit conçu ne soit plus compétitif parce que l'éco-conceptionaura été poussée trop loin. Le respect des normes environnementales fait partie des besoins dus. L'éco-conception a aussi pour rôle de faciliter le travail du concepteur pour être conforme à ces normes.

14.2 Démarche globale

La démarche générale en éco-conception est la suivante :

– définir l'objectif : reconception d'un produit existant ou produit nouveau ;
– définir le cycle de vie : niveau d'importance des étapes du cycle de vie du produit pour le BE ;
– définir les impacts de responsabilité directe du BE : démontage, maintenance, consommation, faisabilité… ;

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

– améliorations : pour une conception existante ou pour un nouveau produit auquel on appliquerait la méthodologie de conception en assurance qualité en lui adjoignant la fonction contrainte « éco-conception ». Ce travail se fait à partir de la définition des impacts ;
– démarche : il existe une démarche exhaustive prenant en compte l'intégralité de l'ACV (Analyse du Cycle de Vie) et tous les impacts environnementaux (inapplicable pour ce chapitre) et une démarche sélective qui vise à rechercher les paramètres permettant de réduire l'ampleur d'un ou plusieurs problèmes environnementaux identifiés. Pour être exploitable, il faut définir ces paramètres et leurs influences sur l'environnement puis valider les pistes d'améliorations en s'assurant qu'elles n'aggravent pas d'autres impacts (problème du transfert d'impacts). La méthode d'investigation la plus pertinente semble être l'Evaluation Simplifiée et Qualitative du Cycle de Vie (ESQCV). Il faut, par ailleurs, préciser les indicateurs de ces étapes vis-à-vis du BE : Distribution (emballage, encombrement, masse…), Utilisation (fonctionnement, maintenance, réparabilité…) Production (lien avec les méthodes) Traitement en fin de vie (Recyclage, démontabilité…). La finalité de cette étude devant aboutir à un outil basé sur une ou plusieurs check-listes pour assister le concepteur dans sa démarche d'éco-conception ;
– la norme NF E 01-005 propose des algorithmes pour définir des notes environnementales afin de définir les axes à privilégier en éco-conception. Il faut se servir de ces algorithmes pour créer une check-list définissant les actions à réaliser systématiquement en conception.

Cette démarche doit conduire à des gains de masse, de quantité de matière, l'optimisation de la production, des emballages, la réduction des impacts pendant l'utilisation du produit, l'optimisation de la durée de vie du produit et de sa fin de vie.
L'éco conception étant un sujet vaste, l'objet de ce chapitre est d'en extraire les aspects principaux qui impactent le BE en systèmes mécaniques.

14.3 Proposition de méthodologie appliquée

14.3.1 Cadrage de la démarche

A partir de l'ACV, créer une check-list des points à prendre en compte au moment de la conception d'un produit pour que son impact écologique soit minimum.
Définir les points à préciser par le client au niveau du CdCF pour estimer avant la conception du produit le niveau des aspects environnementaux du produit à concevoir. Les aspects environnementaux sont au nombre de sept :

– MP : Matière Première ;
– F : Fabrication ;
– Emb : Emballage ;
– T : Transport ;
– S : Substances dangereuses ;
– U : Usage ;
– FV-R : Fin de Vie, Recyclage.

14.3.2 Évaluation environnementale de la situation de référence

À partir des organigrammes de l'annexe B de la norme NF-E 01-005 et le CdCF, définir les notes prévisionnelles pour les sept aspects environnementaux qui devraient anticiper les risques prévisionnels du produit à concevoir avant sa conception. Ces informations permettront de connaitre les étapes importantes du cycle de vie du produit pour lesquelles le concepteur devra porter attention durant son étude. Cela se traduira par l'ajout de critères complémentaires pour évaluer quantitativement une solution retenue (voir la méthodologie de conception d'un système mécanique).

La détermination des notes prévisionnelles des sept aspects environnementaux à partir de l'exploitation de la norme donne, pour la plupart des systèmes mécaniques :

F = 2, MP = 3, FV – R = 3, U = 4, S = 3, T = 1, Emb = 2.

14.3.3 Recherche des pistes d'écoconception

Les lignes directrices à sélectionner sont à choisir pour les notes supérieures ou égales à 3 ; c'est-à-dire MP, FV-R, S et U.

Aspects environnementaux	Lignes directrices	Observation
MP	Réduction de poids Réduction de volume ou encombrement Réduction du nombre de composants	Influence T Influence T et U
FV-R	Démontabilité du produit	
S	Concerne les parties électriques dans la plupart des conceptions. Sinon, il s'agit d'un point dur d'un projet très spécifique. Le concepteur le prendra naturellement en compte	
U	Limiter la consommation d'énergie en phase utilisation Améliorer la durabilité et la fiabilité du produit Faciliter la maintenance et la réparation du produit Réduire le nombre de composants	

À partir de ces lignes directrices, on peut traduire les actions de conception à prendre en compte pour favoriser l'éco-conception :

- optimisation fonctionnelle du produit (à partir du CdCF) ;
- réduire la masse ;
- réduire le volume ;
- diminuer la consommation d'énergie à l'utilisation ;
- étudier la durabilité et la fiabilité du produit (à optimiser en fonction de l'impact sur le cout d'achat du produit) ;

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

– faciliter la maintenance ;
– penser à la démontabilité du produit ;
– rechercher des conceptions modulaires ;
– réduire le nombre de pièces constituant le mécanisme ;
– utiliser un maximum de matériaux recyclables.

Il est intéressant de noter que ces lignes directrices sont de la responsabilité exclusive du BE. On ne parle pas d'optimisation de techniques de production ce qui ne dédouane évidemment pas le BE de faire en sorte que les pièces conçues soient facilement réalisables.
L'étude de faisabilité du produit est identique à celle développée dans ce livre. Il faut la compléter pour préciser quand et comment intégrer ces nouvelles contraintes qui ne sont finalement pas si nouvelles que cela. Il serait plus judicieux de dire qu'il faut y apporter une attention particulière, principalement au bon moment pour ne pas perdre de temps. En effet, il ne faut pas que l'éco-conception soit chronophage et augmente les temps d'études. L'objectif est que son impact soit nul pour ce critère.

14.3.4 Aide à la décision

La norme NF E 01-005 permet, pour chaque ligne directrice, de définir une formule empirique à partir des 3 notes définies à partir de 3 tableaux. Chaque tableau génère une note :

– note NE : Note environnementale de l'aspect environnemental auquel elle est reliée ;
– note NT : Note technique qui quantifie la plus ou moins grande difficulté d'améliorer le produit vis-à-vis de ses performances environnementales ;
– note NS : Note stratégique vis-à-vis des objectifs de l'entreprise.
– Cette notation ne pourra se faire qu'en cours d'étude de faisabilité, au moment de la notation des solutions retenues. Sans retour d'expérience et n'étant pas spécialiste de l'éco-conception, je propose provisoirement de noter une ligne directrice à partir du produit des trois notes définies dans la norme et d'abandonner cette ligne directrice si la note finale NF= NE.NT.NS est inférieure à 8 (produit des médianes de chaque note).

14.4 Fonction contrainte ajoutée au CdCF

FC10 : Le système mécanique intègre l'éco-conception.
Les chiffres ci-dessous sont des renvois du tableau de la fonction contrainte.

– 1 : On est ici dans le domaine de la qualité attractive d'une certaine façon anticipée. Le principe est de dire que le produit sera mieux exploité si ces fonctions sont présentes mais ces fonctions ne sont pas contractuelles.
– 2 : On est sur des conceptions types où le client veut un produit pas cher où sa marge sera faible mais où il se rattrape sur les consommables (ex : imprimantes). On prend en compte également les produits indémontables de faible durée de vie.

Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
Matières premières	Matières imposées et/ou interdites. (a)	F1
Fabrication	Implication du client dans le processus de fabrication (en interne, en sous traitance, spécifications de fabrication imposée…). (b)	F2
Emballage	Le niveau de protection du système mécanique nécessite une conception spécifique. (c)	F2
Transport	Sans objet (pris en compte implicitement par les autres caractéristiques). (d)	F3
Substances dangereuses	Optimiser le besoin client pour éviter la mise en place de solutions électriques[5]. (e)	F1
Usage	Négocier la puissance requise par le mécanisme[4] (f) Dépasser la durée de vie spécifiée[6]. (g) Recherche d'un cout d'achat faible pour un cout de possession élevé[2]. (h) Recherches de fonctions complémentaires non indispensables[1]. (i)	F0
Fin de vie-Recyclage	Réutilisation possible du système mécanique après la durée de vie spécifiée[3]. (j)	F1

(Les lettres entre parenthèses dans le tableau renvoient au § 14.5.)

- 3 : Est-il envisageable de reconditionner le système mécanique, tout ou partie, pour une autre utilisation ?
- 4 : Essayer de déterminer les marges prises par le client pour définir son besoin en termes de puissance requise afin de concevoir le mécanisme le moins énergivore possible.
- 5 : Tout produit électrique ou électronique produit des substances dangereuses. (Voir page 19 de la norme NF E 01-005)
- 6 : Anticiper une réutilisation possible du produit pour l'étape « fin de vie ». Cette caractéristique est intéressante s'il y a effectivement une possibilité pour le client de réutiliser tout ou partie du produit.

On suit ici le principe exposé pour l'écriture d'un CdCF à la différence que les flexibilités sont données à partir de l'analyse précédemment faite sur la détermination du niveau des Aspects Environnementaux à partir des organigrammes de la norme NF E 01-005. Le concepteur remplira avec le client le niveau de chaque caractéristique afin de déterminer son champ d'action possible vis-à-vis de l'éco-conception.

14.5 Impact sur l'étude de faisabilité

Définition des points durs de la fonction contrainte :

- choix d'une matière recyclable optimisée par rapport au besoin technique ;
- comment minimiser l'impact des composants électriques (quantité et/ou réutilisation…) ;
- gestion d'un produit jetable, non réparable à durée de vie limitée (besoin client) ;
- concevoir un produit qui dure sans en affecter son cout.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Orientation de la recherche de solutions à partir des lignes directrices :

- optimisation fonctionnelle du produit (à partir du CdCF) NE = 4 ;
- réduire la masse NE = 3 ;
- réduire le volume NE = 3 ;
- diminuer la consommation d'énergie à l'utilisation NE = 4 ;
- étudier la durabilité et la fiabilité du produit (à optimiser en fonction de l'impact sur le cout d'achat du produit) NE = 4 ;
- faciliter la maintenance NE = 4 ;
- penser à la démontabilité du produit NE = 3 ;
- rechercher des conceptions modulaires NE = 3 ;
- réduire le nombre de pièces constituant le mécanisme NE = 3 ;
- utiliser un maximum de matériaux recyclables NE = 3.

Une Note Finale (NF) sera établie pour chaque ligne directrice. Elle sera le produit de la Note Environnementale (NE) donnée ci-dessus, la Note Technique (NT comprise entre 0 pour infaisable et 4 pour facilement réalisable) traduisant la faisabilité technique de la ligne directrice et une Note Stratégique (NS comprise entre 1 pour conflictuelle et 3 pour un intérêt stratégique pour le client ou l'entreprise). La définition précise de ces critères est donnée en annexe et est extraite de la norme NF E 01-005. NF = NE.NT.NS et la ligne directrice est à abandonner si NF < 8. L'éco conception doit être intégrée à la méthodologie de conception des systèmes mécaniques. Il est donc important d'intégrer chaque ligne directrice chronologiquement en précisant à quelle étape et sous quelle forme cet aspect doit être abordé. Il faut également préciser la caractéristique de la fonction contrainte qu'elle affecte.

■ LD : Optimisation fonctionnelle du produit

Étape de la conception : Analyse du besoin client, CdCF dossier 22
Correspondance avec le besoin (fonction contrainte) : a, e, f, g, h, i.
Actions possibles à initialiser :

- ressource autre que l'électricité possible ?
- proposition d'alternatives aux matériaux imposés ou interdits par le client ;
- optimiser le besoin client en termes énergétique en précisant le juste besoin sans coefficient de sécurité ou en aidant le client à le définir. Cette valeur ne sera pas forcément contractuelle mais permettra au concepteur de prendre un risque limité pour ne pas surdimensionner son mécanisme ;
- réfléchir avec le client sur la durabilité de son produit. Si celui-ci reste sur un produit jetable et indémontable sans rupture, les solutions éco-conçues seront orientées vers le recyclage en fin de vie ;
- définir des fonctions complémentaires proches à celles demandées afin d'augmenter les capacités du produit sans en modifier le coût ;
- …

$$\text{NF (prévisionnelle)} = 4.4.3 = 48$$

Conclusion : Cette ligne directrice est essentielle. Comme toute démarche de conception qui se veut optimum, la phase d'analyse du besoin client est fondamentale. Elle revêt ici un caractère particulier en ce sens qu'on aborde avec le client

une réflexion qui lui sera peut-être complexe à suivre s'il n'a pas été auparavant impliqué dans des démarches d'éco-conception.

■ **LD : Diminuer la consommation d'énergie à l'utilisation**

Étape de la conception : Recherche de solutions théoriques et technologiques
Correspondance avec le besoin (fonction contrainte) : f
Actions possibles à initialiser :

– optimisation mécanique (ex : le vérin fournit un effort constant durant toute sa course) ;
– assurer le meilleur rendement possible (Ex : pour les liaisons sollicitées, éviter les glissières et hélicoïdales à glissement) ;
– diminuer les masses en mouvement ;
– utiliser des actionneurs à bon rendement ;
– …

NF (prévisionnelle) = 4.3.2 = 24

Conclusion : Cette ligne directrice doit déjà être prise en compte lors d'une conception classique. Peut-être ne l'est-elle pas suffisamment et le fait de s'intéresser à l'éco-conception va orienter le concepteur vers une approche plus fine.

■ **LD : Étudier la durabilité et la fiabilité du produit**

Étape de la conception : Recherche de solutions théoriques et technologiques, validation de la solution par l'AMDEC.
Correspondance avec le besoin (fonction contrainte) : g, h
Actions possibles à initialiser :

– Influence de l'augmentation de la durée de vie sur le coût.
– Influence de la fiabilité sur un produit à durée de vie limitée.
– …

NF (prévisionnelle) = 4.3.1 = 12

Conclusion : Il y a lieu de se lancer dans cette ligne directrice uniquement si le besoin s'en fait sentir à l'analyse du CdCf. Autrement dit, le caractère « jetable » du produit ou son potentiel de durabilité (la bête à cornes est un outil intéressant pour répondre à cette problématique) apparait comme spécifique.

■ **LD : Rechercher des conceptions modulaires**

Étape de la conception : Recherche de solutions théoriques
Correspondance avec le besoin (fonction contrainte) : d, j
Actions possibles à initialiser :

– décomposer l'étude globale en plusieurs études élémentaires constituant de futurs sous-assemblages ;
– vérifier ou faire en sorte que ces modules puissent être utilisés pour d'autres besoins ;
– …

NF (prévisionnelle) = 3.3.2 = 18

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Conclusion : La conception modulaire est toujours intéressante si elle ne conduit pas à générer des problèmes de liaisons complexes ou d'étanchéités supplémentaires.

■ **LD : Réduire le volume**

Étape de la conception : Recherche de solutions théoriques et technologiques
Correspondance avec le besoin (fonction contrainte) : c, d
Actions possibles à initialiser :

– diminuer la taille des pièces en optimisant leurs calculs de résistance ;
– trouver des solutions imbriquées ;
– …

NF (prévisionnelle) = 2.2.2 = 8

Conclusion : Cette ligne directrice n'est pas à exploiter systématiquement. En fonction des autres actions engagées vis-à-vis de l'éco-conception, on peut se servir de cette ligne directrice à titre de critère. Autrement dit, si les actions engagées, entrainent ou non une diminution du volume, on aura tendance à plus ou moins la valider. Mais on n'engagera pas une action spécifique visant à limiter le volume.

■ **LD : Faciliter la maintenance**

Étape de la conception : Réalisation du croquis d'intention de conception
Correspondance avec le besoin (fonction contrainte) : c, d, g
Actions possibles à initialiser :

– minimiser les pièces d'usures ;
– assurer un accès rapide (à définir en termes de temps d'intervention en prenant soin de bien prendre en compte l'environnement réel au moment où l'action de maintenance se réalise ; par exemple sur site ou en atelier) ;
– concevoir des systèmes de fixation facilement démontables ;
– …

NF (prévisionnelle) = 4.3.2 = 24

Conclusion : Approche prise en compte en conception classique et qui sera renforcé par son importance vis-à-vis de l'éco-conception.

■ **LD : Penser à la démontabilité du produit**

Étape de la conception : Réalisation du croquis d'intention de conception
Correspondance avec le besoin (fonction contrainte) : j
Actions possibles à initialiser :

– penser démontabilité en termes de récupération ou recyclage ;
– si le produit doit être cassé pour séparer les différents composants à recycler, faciliter cette opération ;
– définir le besoin de séparation entre composants avant de l'étudier ;
– …

NF (prévisionnelle) = 3.3.2 = 18

Conclusion : On pense toujours à la montabilité d'un système mécanique, mais beaucoup moins à sa démontabilité sauf si c'est spécifié dans le CdCF (parfois, le client demande que ce soit indémontable !). L'éco-conception est très concerné par cet aspect.

■ **LD : Réduire la masse**

Étape de la conception : Avant-projet
Correspondance avec le besoin (fonction contrainte) : d, f
Actions possibles à initialiser :

– agir sur le matériau (faible masse volumique) ;
– optimiser la forme de la pièce d'un point de vue résistance par calcul par éléments finis ;
– …

NF (prévisionnelle) = 4.2.2 = 16

Conclusion : Selon l'entreprise et ses compétences en calcul, cet aspect pourra être pris en compte avec une prise de risque plus ou moins élevée. Attention à l'aspect recyclabilité en cas de changement de matériaux (transfert d'impacts).

■ **LD : Réduire le nombre de pièces constituant le mécanisme**

Étape de la conception : Recherche de solutions théoriques et technologiques
Correspondance avec le besoin (fonction contrainte) :j
Actions possibles à initialiser :

– introduire un maximum de fonctions technologiques par pièce ;
– introduire ce critère dès la recherche de solutions théoriques ;
– …

NF (prévisionnelle) = 3.3.2 = 18

Conclusion : Certainement un compromis à faire avec une conception modulable. Les pièces plastiques sont, en générale, les plus adaptées à ce type de contrainte. D'un point de vue fiabilité, on ne peut pas dire non plus que diminuer le nombre de pièces aille dans le bon sens puisque cela ne favorise pas, par exemple, l'isostatisme des mécanismes. De plus, dans le cas de fonctions complexes à réaliser, il est souvent préférable de « découpler les fonctions » pour rendre le système plus fiable, donc avec plus de pièces. Cet aspect doit être traité comme celui du gain en volume.

■ **LD : Utiliser un maximum de matériaux recyclables**

Étape de la conception :
Correspondance avec le besoin (fonction contrainte) :
Actions possibles à initialiser :

– éviter les pièces en composite (en contradiction avec la réduction du nombre de pièces, et leur allègement. On a ici un exemple de problème lié au transfert d'impacts) ;
– éviter les composants électriques ou électroniques ;
– éviter les revêtements de surface sur matériaux recyclables ;
– …

NF (prévisionnelle) = 3.2.2 = 12

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Les solutions techniques utilisées traditionnellement peuvent être inadaptées à l'éco-conception. Il faut malgré tout privilégier la réponse au besoin client en termes d'efficacité plutôt qu'en termes d'environnement.
On arrive ainsi à la définition d'une *check list* exploitable par le concepteur. Elle permettra de donner facilement une « touche » éco-conception au produit conçu.

14.6 Conclusion

Ce chapitre aborde de façon très approchée la problématique de l'éco-conception. Si peu d'entreprises sont réellement concernées par cette contrainte, il n'en sera pas de même d'ici quelques temps, quand les normes environnementales auront des impacts non négligeables sur le coût du produit. Une formation à l'éco-conception est très lourde. Entre autres, l'analyse du cycle de vie d'un produit est un travail délicat à réaliser et nécessite une bonne expérience dans cette démarche. Aussi, les prétentions de ce chapitre se limitent à proposer des actions pragmatiques à mettre en œuvre en cours de conception et notamment de choix de solutions pour intégrer, sans remettre en cause toute la procédure de conception, cet aspect environnemental.

D

Études de cas

PRÉSENTATION DES ÉTUDES DE CAS

Le système de levage sur groupe propulseur et le banc d'essais ont été choisis pour illustrer les différents concepts abordés en première partie et permettre au lecteur d'avoir un point de vue concret sur l'utilisation de cette méthodologie et des outils qui s'y rattachent. Afin de mener à bien cet objectif, le choix s'est avant tout porté sur la capacité de ces exemples à être les plus exhaustifs possibles des situations rencontrées en entreprise. L'aspect réaliste a, pour cela, été parfois mis en second plan au niveau du cahier des charges fonctionnel. De même, les solutions développées ne sont pas forcément les solutions optimales ou du moins celles que le lecteur aurait choisies, le choix s'étant avant tout fait sur la capacité de la solution développée à générer des calculs ou des justificatifs spécifiques sous forme, par exemple, d'essais de validation.

Système de levage sur groupe propulseur

L'objectif de ce projet est de reconcevoir un système qui ne donne pas satisfaction à un client interne à l'entreprise, en l'occurrence le service maintenance. Afin de compliquer quelque peu le problème, certaines contraintes, à priori non justifiées, ont été spécifiées dans le CdCF à savoir :

- durée de manœuvre limitée à 2 secondes ;
- encombrement limité ;
- ergonomie imposée ;
- motorisation optionnelle du mécanisme à concevoir ;
- temps d'installation réduit sur site.

Ainsi, un problème qui semble simple à résoudre de prime abord peut se révéler être un mouton à 5 pattes du fait de contraintes spécifiques. Dans ce cas, vouloir extrapoler une solution existante risque d'être une cause d'échec. Je m'appuie sur une expérience vécue en entreprise quand il s'est agit de concevoir un accouplement de ligne d'arbres de navire. Les caractéristiques demandées correspondaient en partie à des accouplements en catalogue chez deux fournisseurs. Après étude à partir d'une extrapolation de leur matériel, les deux spécialistes ont décliné l'offre et c'est un bureau d'études, orienté vers les produits nouveaux, qui a réussi à satisfaire notre demande en reprenant le problème à la base. C'est, entre autres, cet aspect que je souhaite illustrer par cet exemple mais il y en a d'autres :

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

- Importance de la recherche de solutions théoriques à partir de schémas cinématiques. Cette recherche doit être rapide, se concrétiser simplement et permettre une première analyse qui évite de perdre du temps par la suite. Anticiper les problèmes technologiques, avoir un potentiel d'évolution important, estimer la complexité du mécanisme.
- Le problème de l'option non demandée par le client mais imposée par le responsable du BE. Ce « petit plus » qu'on va concevoir rapidement après avoir répondu au besoin client peut s'avérer désastreux pour la conception initiale en ce sens que la meilleure solution manuelle (demandée par le client) ne sera pas forcément facilement motorisable. On peut, de ce fait, être obligé de s'orienter vers une solution de compromis alors que l'idéal serait de reconcevoir tout le système si le client demande, par la suite, une solution motorisée.
- La responsabilité du bureau d'études n'est pas limitée au bon fonctionnement du mécanisme. La fabrication et le montage sont également de sa responsabilité. Ainsi, le fait d'imposer des conditions de montage-réglage sur site en un temps limité oblige le concepteur à prendre en compte cet aspect dès l'évaluation des solutions envisagées.
- Cet ouvrage est destiné au projeteur confronté à des activités de conception. Toute la partie étude est du ressort du dessinateur sous la responsabilité du projeteur. Cet exemple montre que l'homogénéité d'un projet repose sur le degré d'approfondissement des études des différentes fonctions selon leur complexité. Le projeteur n'a pas défini la forme exacte de la came ni la liaison avec l'arbre. Le principe de réglage du roulement n'a été qu'évoqué. Par contre, il s'est intéressé en détail au comportement du contact levier-came et arbre-structure. Tous les travaux à réaliser par le dessinateur en plus de ceux qui lui incombent d'ordinaire, comme les dessins de définition, sont spécifiés dans le dossier de reprise.

Cet exemple permet d'avoir une vue relativement globale des problèmes rencontrés en cours de conception, que ce soit avec le client, au niveau de la recherche de solutions ou encore en rapport avec le dessinateur d'études (celui-ci peut, d'ailleurs, ne pas appartenir à l'entreprise). L'importance de la traçabilité du projet est également mise en évidence, notamment pour montrer que motoriser coûte que coûte le nouveau système conçu n'est pas forcément opportun.

Banc d'essais

Par cet exemple, on entre dans le domaine de l'appel d'offres pour lequel la pré-étude se fait à fonds perdus ; du moins si l'entreprise n'emporte pas le marché. Il faut être à la fois innovant, rapide et suffisamment précis pour chiffrer correctement le produit conçu. Les spécificités techniques de la demande client concernent :

- la conception d'un produit mécanique utilisé dans un domaine inconnu du concepteur (ou tout au moins, on imagine cette situation) ;
- l'intégration d'éléments imposés par le client (aimant, bobines) ;
- le niveau de sollicitation appliqué à l'aimant très faible mais avec une échelle de variation importante ;
- la conception d'une liaison pivot à frottement très réduit.

La solution devant satisfaire à toutes ces exigences doit avoir le coût le plus faible possible. D'où l'importance, une fois de plus, de la recherche de solutions théoriques pour mener à bien cette étude où le contexte d'appel d'offres risque de pousser le concepteur à sauter des étapes, autrement dit confondre vitesse et précipitation. L'un des objectifs de cet ouvrage est de démontrer que l'assurance qualité en conception fait gagner du temps. Elle est donc indispensable dans le cas d'une réponse à un appel d'offres et la traçabilité du dossier de définition permet :

– de se donner toutes les chances de ne pas perdre d'argent si le projet est retenu ;
– de conserver une trace exploitable de ce qui a été fait et qui pourrait être réutilisé en partie pour un autre appel d'offres ;
– de définir clairement les actions à mener pour la suite du projet.

Tout ceci étant possible si le concepteur construit son dossier de définition en temps réel ; il ne s'agit, en aucun cas, d'une « mise au propre » de la conception.
En résumé, ces deux études de cas permettent de concrétiser la méthodologie définie dans cet ouvrage et montrent la nécessité, de la part du concepteur, de passer par les trois grandes étapes fondamentales :

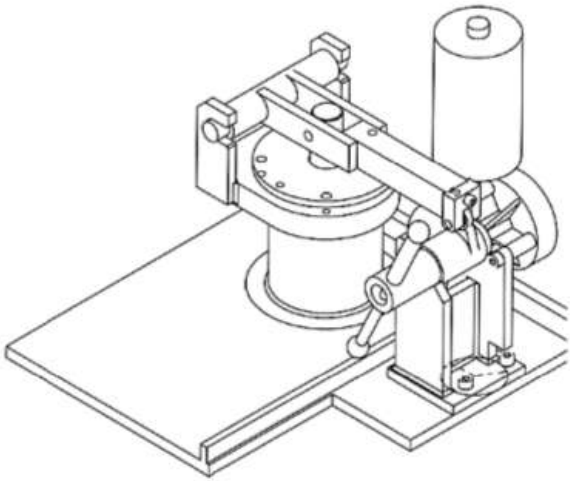
– Analyse du besoin client ;
– étude de faisabilité en insistant bien sur la recherche de solutions théoriques ;
– Validation et concrétisation de la solution développée sous forme de dessin d'avant-projet.

La constitution du dossier de définition en temps réel et en assurance qualité assure au concepteur la maitrise de son projet, sa traçabilité et, par là même, un gain de temps, tant au niveau de la conception que de la réalisation du produit.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Nom de l'entreprise :	**N° affaire :** 0910
Client : Société	**Responsables du dossier :**
Projet : Nom du projet	

GROUPE PROPULSEUR



© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dossier de Spécifications des Besoins

Créé le : XX/XX/XXXX Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

➢ Cahier des charges client . . . . . 0901-10 DT 01

Code dossier : **10**

Cahier des charges

L'entreprise utilise des chariots filoguidés pour achever le montage de moteurs d'automobiles. Le chariot utilisé est muni de 4 roues porteuses (les 2 avant étant pivotantes) et d'une roue motrice et directrice objet du dessin ci-dessous. Le levier rep. 1 permet, en cas de panne, le relevage de la roue motrice. Les utilisateurs de ce chariot se sont plaints du nombre important de tours à faire exécuter à l'organe de manœuvre rep. 10 (18 tours pour une levée de 12 mm de l'axe 16). La complexité de l'ensemble permettant d'assurer la fonction relevage de la roue (nombre de pièces, forme des pièces) et le surdimensionnement du vérin à vis rep. 9-10-11 qui doit générer seulement un effort de 900N nécessitent une reconception du système. En option, prévoir la motorisation électrique du dispositif.

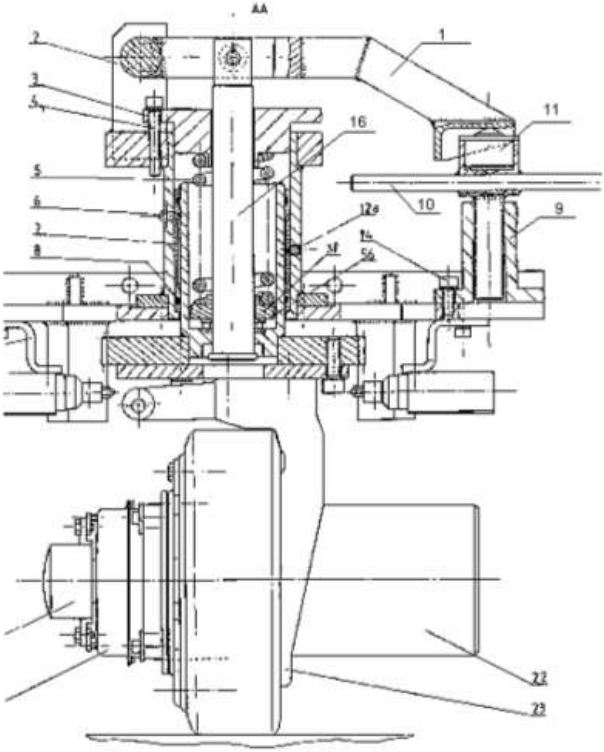


Figure 15.1 – Vue en coupe du groupe propulseur

0901-10DT01 ind. A

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

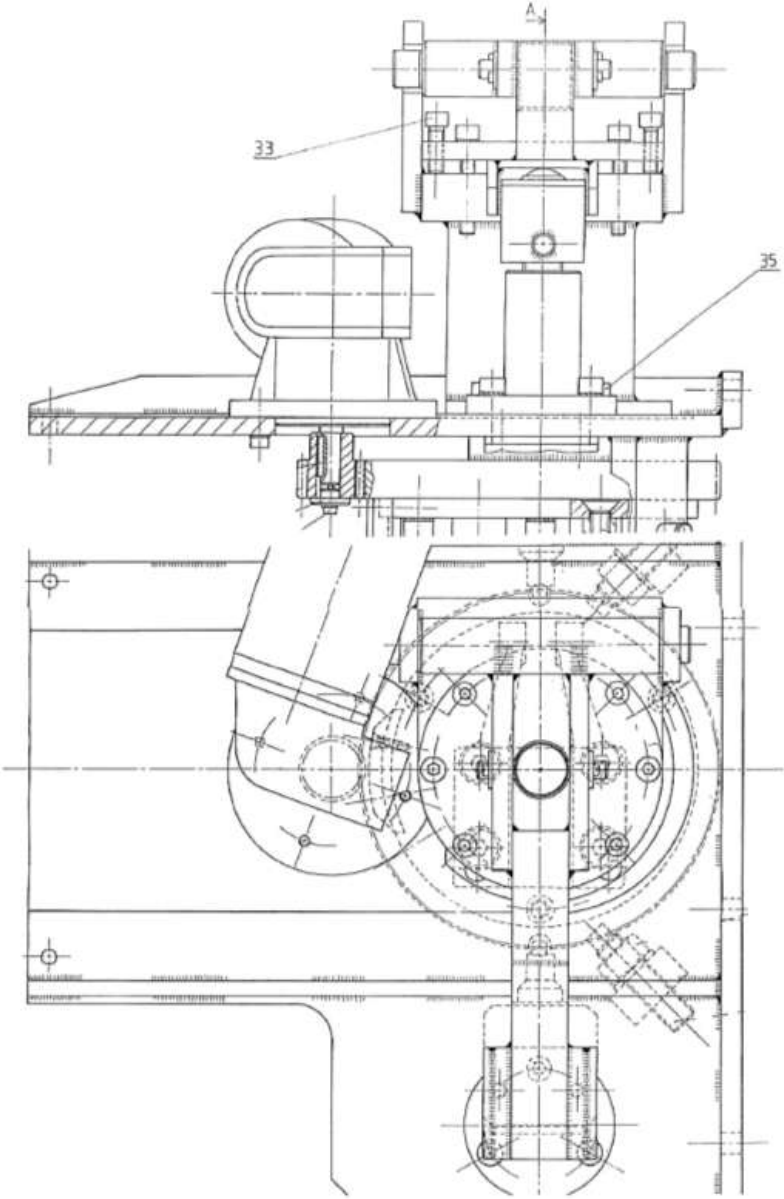


Figure 15.2 – Vues de dessus et de droite du groupe propulseur

0901-10DT01 ind. A

Analyse du besoin client

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Justification du CdCF . . . . . Dossier 21
- Définition du CdCF . . . . . Dossier 22

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Code dossier : **20**

Dossier de Justification du Cahier des Charges

Créé le : xx /xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

➢ Diagramme Pieuvre . . . . . 0901-21 DT 01

Code dossier : **21**

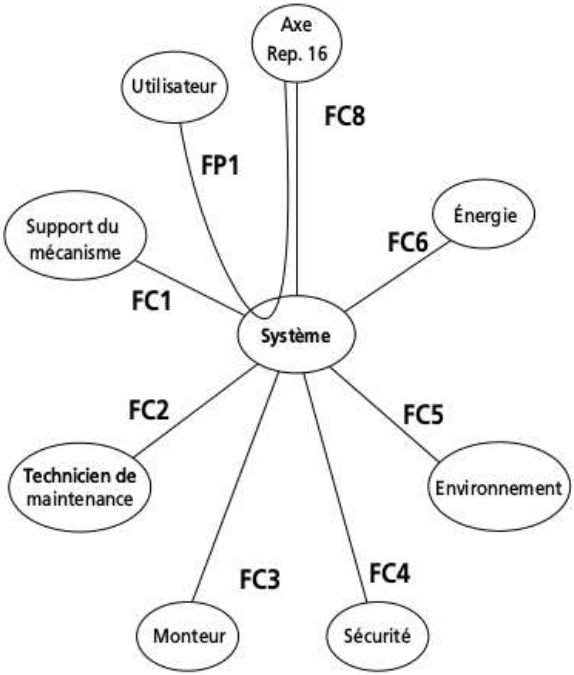


Figure 15.3

Liste des fonctions

FP1 : Le système translate l'axe rep. 16 grâce à l'utilisateur
FC1 : Le système s'adapte au support de mécanisme
FC2 : Le système est entretenu par un technicien de maintenance
FC3 : Le système est mis en place par le monteur
FC4 : Le système doit s'adapter aux exigences de sécurité
FC5 : Le système se trouve dans un environnement
FC6 : Le système utilise une énergie
FC8 : Le système s'adapte au levier rep. 16

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dossier de Définition du Cahier des Charges

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

➢ CdCF. . . . . 0901-22 DT 01

Code dossier : **22**

FP1 : Le système translate l'axe rep. 16 grâce à l'utilisateur

caractéristiques	niveau	flexibilité
Direction de la translation	Verticale	*F0*
Longueur de la course	*12 mm*	*F0*
Durée de la manœuvre	*2 secondes*	*F1*
Effort à appliquer sur l'axe rep. 16	*Voir courbe Figure15.4*	*F0*
Effort généré par l'utilisateur	*Voir normes Figure15.5*	*F0*
Blocage de l'axe rep. 16	*En position haute uniquement*	*F0*
Constitution du système	Limiter le nombre de pièces	*F1*

FC1 : Le système s'adapte au support de mécanisme

caractéristiques	niveau	flexibilité
Montage sur le groupe propulseur	*Aucun usinage accepté*	*F0*
Encombrement	*Voir schéma Figure 15.6 et Figure 15.8*	*F0*

FC2 : Le système est entretenu par le technicien de maintenance

caractéristiques	niveau	flexibilité
Périodicité	*1 fois par an*	*F0*
Durée	*1 jour*	*F0*

FC3 : Le système est mis en place par le monteur

caractéristiques	niveau	flexibilité
Temps d'installation du système	*10 minutes*	*F1*

FC4 : Le système s'adapte aux exigences de sécurité

caractéristiques	niveau	flexibilité
Coefficient de sécurité calculs	*S=3*	*F1*

FC5 : Le système se trouve dans un environnement

caractéristiques	niveau	flexibilité
Lieu de fonctionnement	*Atelier*	*F0*
masse	*15 kg maxi*	*F1*

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

FC6 : Le système utilise une énergie

caractéristiques	niveau	flexibilité
Electrique	*Non*	*F0*
Hydraulique	*Non*	*F0*
Pneumatique	*Non*	*F0*
Musculaire	Norme ergonomique Figure 15.5	*F0*

FC8 : Le système s'adapte à l'axe rep. 16

caractéristiques	niveau	flexibilité
Caractéristiques de l'interface	*Voir schéma Figure 15.7*	*F0*

Option :
Le système à concevoir est manuel et sera monté comme tel sur le groupe propulseur. Néanmoins, il est demandé d'étudier une option motorisée qui sera ou non mise en place ultérieurement. Les spécifications de cette option sont les suivantes :

Alimentation de l'actionneur électrique : *12 V ou 24 V courant continu*
Durée de la manœuvre : *inférieure à une minute*
Modifications du système manuel conçu : *aucune*

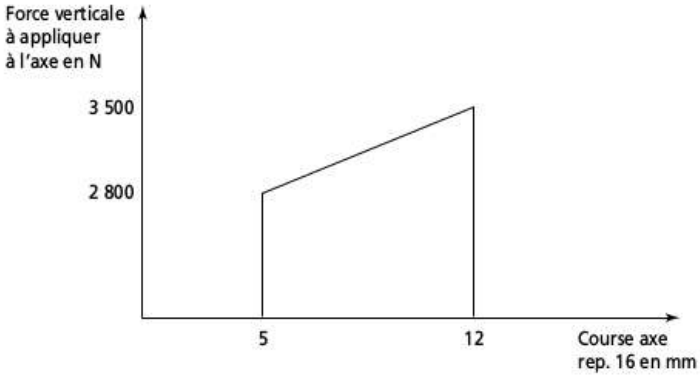


Figure15.4 – Courbe force fonction de la course

PRINCIPES ERGONOMIQUES (5/7) (EFFORTS ADMISSIBLES)

(non normalisées)

Les efforts admissibles sont fonction de paramètres inhérents à la population (sexe, âges, conditions physiques...) mais aussi de la fréquence du mouvement lui-même.

Les valeurs du tableau ci-dessous sont exprimées en daN *pour une main;* elles sont valables pour un effort d'une durée voisine de 6 secondes (= courte durée).

Pour chaque type d'effort, sont portés 3 groupes de 3 valeurs. Chaque groupe correspond à une fréquence horaire de répétition. Pour une même fréquence, les valeurs indiquées correspondent à 3 catégories de personnes.

La première valeur est compatible avec la capacité d'effort de 80 % des hommes adultes en bonne santé.

La deuxième valeur concerne les femmes dans les mêmes limites que celles décrites ci-dessus.

La troisième valeur est adaptée aux personnes, femmes ou hommes, à capacités réduites (parmi les plus de 50 ans ou en mauvaise santé).

- Pour les types d'efforts repérés par un astérisque, exercés hors de la zone « bonne » des tableaux de la page 229 et 230, retenir la moitié de la valeur indiquée.
- Pour les efforts exercés des 2 mains, debout, doubler la valeur indiquée.

Pour les fréquences intermédiaires entre celles indiquées, interpoler.

DESIGNATION DE L'EFFORT	POSTURE	SENS DE L'EFFORT	EFFORT DE COURTE DUREE < 10 fois / h			EFFORT DE COURTE DUREE ≈ 50 fois / h			EFFORT DE COURTE DUREE > 200 fois/h ou EFFORT PROLONGE		
POUSSER d'une main	ASSIS dossier fixe		30	18	11	20	12	7	13	7	4,5
	DEBOUT		14	8	5	9	5	3	6	3	2
TIRER d'une main	ASSIS		25	15	9	17	10	6	10	6	4
	DEBOUT		10	6	3,5	7	4	2,5	4	2,5	1,5
BAISSER d'une main	ASSIS	*	9	5,5	3	6	3,5	2	4	2	1
	DEBOUT	*	12	7	4	8	5	3	5	3	2
LEVER d'une main	ASSIS	*	6	3,5	2	4	2	1,5	2	1,5	1
	DEBOUT	*	10	6	3,5	7	4	2,5	4	2,5	1,5
ROTATION interne	ASSIS ou DEBOUT	*	9	5,5	3	6	3,5	2	4	2	1
ROTATION externe		*	7	4	2,5	5	2,5	1,5	3	1,5	1
SERRER poigne			30	18	11	20	12	7	13	7	4,5
TOURNER des deux mains (volant)	ASSIS	*	20	12	7	13	8	5	8	5	3
		*	30	18	11	20	12	7	13	7	4,5
	DEBOUT	*	25	15	9	17	10	6	10	6	4
		*	30	18	11	20	12	7	13	7	4,5
POUSSER du pied sur la pédale	ASSIS		40	24	14	27	16	10	17	10	6
	DEBOUT		30	18	11	20	12	7	13	7	4,5

d'après document RNUR (1978)

Figure 15.5 – Normes ergonomiques

0901-22 DT 01 ind. A

D

ÉTUDES DE CAS

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

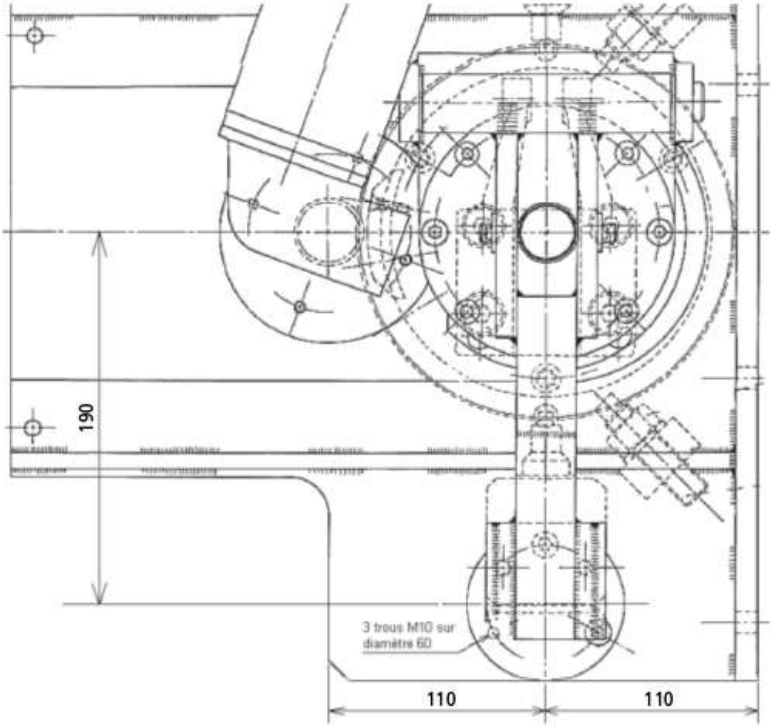


Figure 15.6

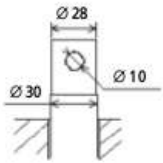


Figure 15.7

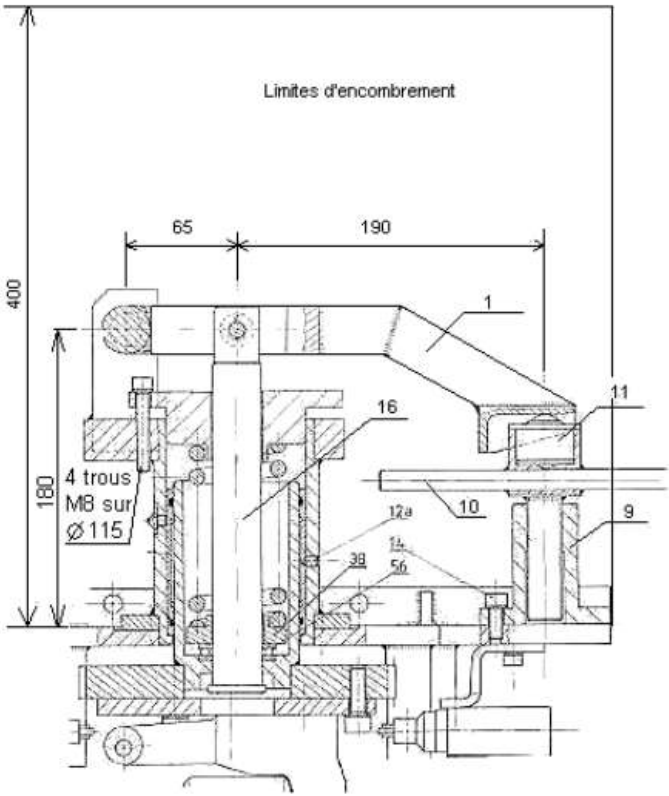


Figure 15.8

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Étude de faisabilité

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Définition des tâches 0901-30DT01
- Dossier de recherche de solutions . . . . . Dossier 31
- Dossier des solutions non retenues . . . . . Dossier 32
- Dossier des solutions retenues. . . . . Dossier 33
- Dossier de proposition d'avant projet . . . . . Dossier 34

Code dossier : **30**

Définition des tâches

L'analyse du cahier des charges met en évidence que les points critiques du projet sont :
- Durée de manœuvre en 2 secondes
- Blocage en position haute
- Temps de montage sur site en 10 minutes
- Option motorisée sans modification du système conçu.

Le système de blocage dépend du déplacement de l'axe rep. 16
Le montage et la motorisation sont à étudier une fois le principe de fonctionnement retenu.

Tâche 1 : recherche de solutions pour translater l'axe rep. 16
Tâche 2 : gestion des solutions en tenant compte de la possibilité de blocage en position haute, de la motorisation et du temps de montage
Tâche 3 : Dossier 40, 50 et 60
Tâche 4 : CAO et dessin d'ensemble

Une recherche spécifique pour le moteur est à réaliser. La validation de la compatibilité avec les mécanismes retenus se fera au niveau du dossier 34.
La recherche de ce moteur s'effectue sur les bases suivantes :
- Alimentation 12 ou 24 V CC
- Vitesse de rotation de l'ordre de quelques tours par minutes
- Couple de démarrage de l'ordre de 15 Nm pour un demi-tour (voir 31DT01)

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dossier de Recherche de Solutions

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

➢ Définition des critères de choix ..... 0901-31 DT 01
➢ FAST « Translater l'axe rep. 16 »..... 0901-31 TF 01

Code dossier : **31**

Définition des critères de choix

En se limitant à 4 ou 5 critères, il a été retenu :

- Le coût
- La durée de manœuvre
- Le temps d'installation
- Le blocage aisé en position haute
- La motorisation

Chaque critère est noté sur 4.
La durée de manœuvre induit implicitement le niveau de sollicitation fourni par l'utilisateur. Avant de définir un mécanisme, une approche globale basée sur le calcul énergétique permet de définir les voies technologiques possibles.
Le travail fourni par l'utilisateur est égal au travail requis pour lever la tige au rendement près. Ce travail requis est représenté par la surface du trapèze de la Figure 15.4.

$$Wr = (2\,800 + 3\,500)\cdot(12 - 5) / 2$$

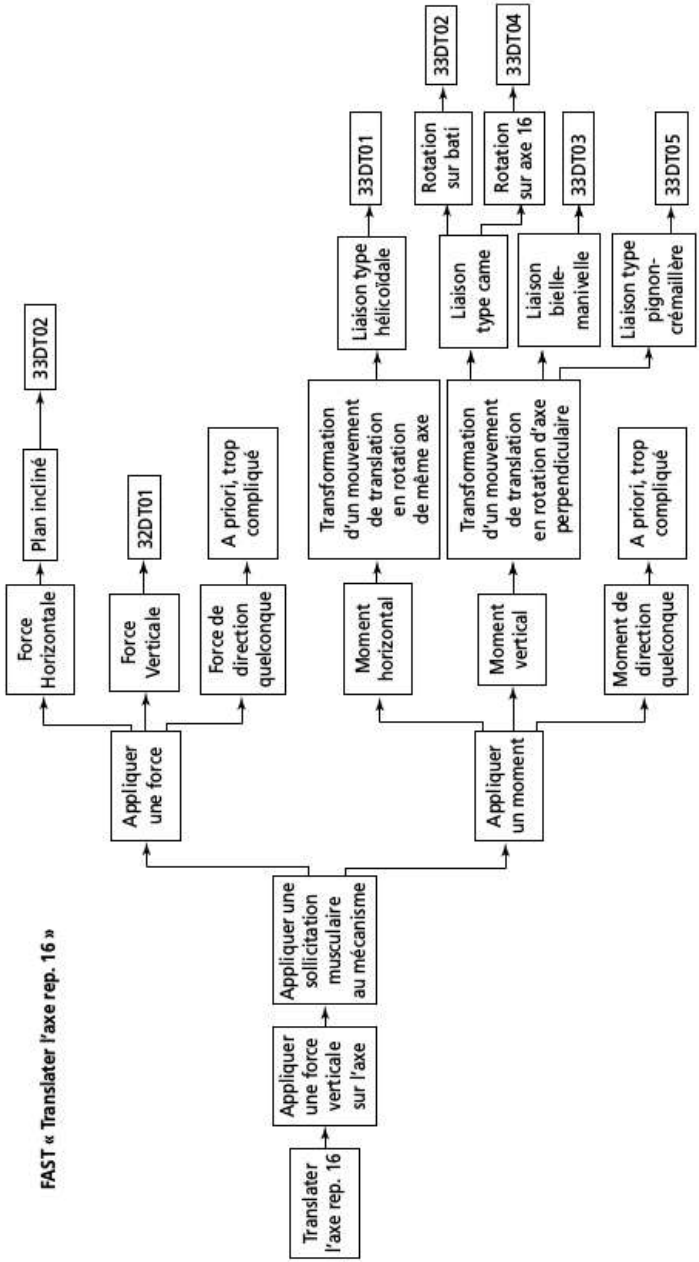
$$Wr = 22 \text{ J}$$

La durée de la manœuvre est fonction de la longueur du déplacement de la main de l'opérateur. Pour réduire celle-ci au maximum, il faut rechercher un mécanisme qui sollicite le plus possible l'utilisateur au maximum des contraintes ergonomiques imposées. C'est la configuration optimisée.
Dans la configuration non optimisée où le mécanisme conçu génère un déplacement de la tige proportionnel au déplacement de la main, le calcul énergétique se fait en considérant que la tige oppose une force résistante de 3 500 N sur 12 mm soit un travail à fournir :

$$W'r = 3\,500\cdot 12$$

$$W'r = 42 \text{ J}$$

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.


FAST « Translater l'axe rep. 16 »
Translater l'axe rep. 16
Appliquer une force verticale sur l'axe
Appliquer une sollicitation musculaire au mécanisme
Appliquer une force
Appliquer un moment
Force Horizontale
Force Verticale
Force de direction quelconque
Moment horizontal
Moment vertical
Moment de direction quelconque
Plan incliné
33DT02
32DT01
A priori, trop compliqué
Transformation d'un mouvement de translation en rotation de même axe
Transformation d'un mouvement de translation en rotation d'axe perpendiculaire
A priori, trop compliqué
Liaison type hélicoïdale
Liaison type came
Liaison bielle-manivelle
Liaison type pignon-crémaillère
33DT01
Rotation sur bati
Rotation sur axe 16
33DT03
33DT05
33DT02
33DT04

0901-31DT02

Dossier des Solutions non retenues

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Force verticale . . . . . 0901-32 DT 01
- Force horizontale . . . . . 0901-32 DT 02

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Code dossier : **32**

Force verticale

La force maximale autorisée avec 2 mains est de 200N. Dans le cas idéal d'un système sans frottement, le déplacement sera de :

L1 = 22000/200=110 mm en configuration optimisée

L'1 = 42000/200=210 mm en configuration non optimisée.

Solution non retenue

Il semble compliqué d'envisager un système optimisé. L'encombrement disponible ne permet pas à priori de poursuivre cette voie de solution.

Force horizontale

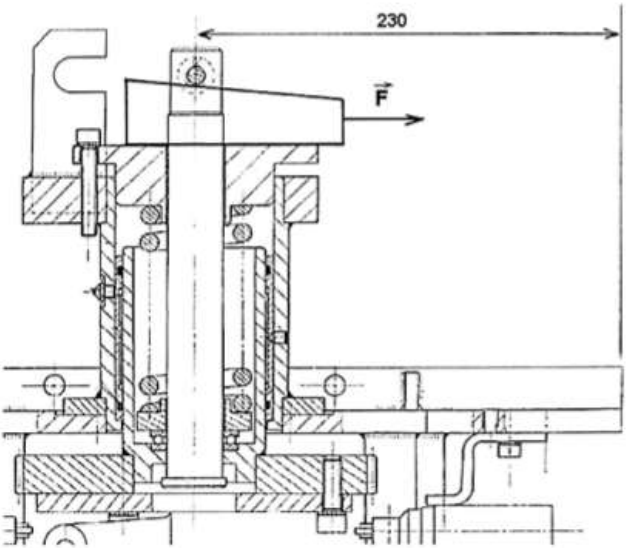
Principe de fonctionnement :
Appliquer un effort horizontal
Si la pente est constante, le déplacement est de 210 mm et si elle est optimisée, elle est de 110mm avec un rendement du mécanisme égal à 1. (voir 32DT01).
Cette solution est envisageable avec une pente évolutive et un rendement du mécanisme supérieur à 0,6, d'où l'utilisation d'éléments roulants.

Avantages : Système simple
Verrouillage aisé

Inconvénients : Effort axial risque de déplacer le chariot
Liaison pièce de manœuvre couvercle difficile à réaliser avec des éléments roulants
Solution non motorisable

Solution non retenue

Non motorisable et complexe au niveau de la liaison avec le couvercle du groupe moto propulseur



0901-32DT02

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dossier des Solutions retenues

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Système hélicoïdal . . . . . 0901-33 DT 01
- Système à came déportée . . . . . 0901-33 DT 01
- Système bielle manivelle. . . . . 0901-33 DT 01
- Système à came dans l'axe . . . . . 0901-33 DT 01
- Moto réducteur DOG 280. . . . . 0901-33 DT 01
- Moto réducteur DUN 63. . . . . 0901-33 DT 01

Code dossier : **33**

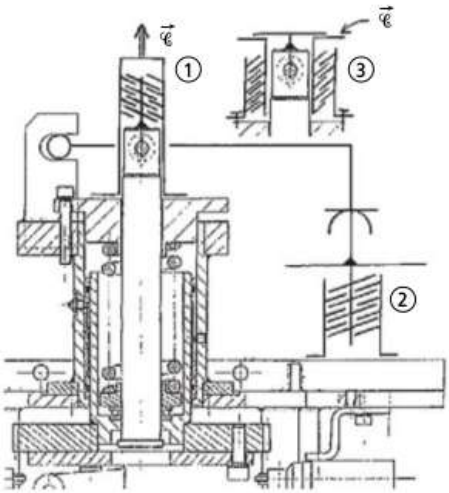
Système hélicoïdal

Principe de fonctionnement :
Appliquer un couple d'axe vertical à l'aide d'un volant de rayon r au dessus de l'axe rep. 16 (solution 1) ou suivant un axe déporté (solution 2 qui est la solution actuelle).
Couple disponible : $C = F \cdot r$, avec F=300N (normes ergonomiques).
En optimisé, $C\alpha = F \cdot r \cdot \alpha = 22$ J ; d'ou $r\alpha = 74$ mm, α étant l'angle de rotation du volant.
En non optimisé, $C\alpha = F \cdot r \cdot \alpha = 42$ J ; d'ou $r\alpha = 140$ mm,
En limitant le rayon du volant à 100 mm et en imaginant une solution hélicoïdale à pas constant, l'angle de rotation du volant est de 1,4 rad ; soit un quart de tour pour un rendement requis égal à 1. Pour un système par glissement type système vis écrou, le rendement sera de l'ordre de 0,3 ; ce qui amène à considérer une rotation sur pratiquement 1 tour.
La solution 2 n'est pas retenue du fait de l'encombrement et de la difficulté à motoriser
La solution 1 peut être envisagée. Attention à bloquer l'axe rep. 16 en rotation, sinon envisager la solution 3

Avantages :	Solution compacte Motorisation possible dans l'axe, au dessus Réalisation technologique à priori simple
Inconvénients :	Système réversible : prévoir un blocage en position haute Complexité au niveau du montage du système Nombre de pièces

Solution retenue

Coût :	2
Durée de manœuvre :	3
Temps d'installation :	1
Blocage en position haute :	2
Motorisation :	3
Total :	11/20



0901-33DT01

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Système à came déportée

Principe de fonctionnement :
Générer un moment d'axe horizontal à partir d'un levier de longueur L en lieu et place du vérin à vis existant. L'idée est d'utiliser une came ou un excentrique dont l'axe de rotation est fixe de façon à optimiser le mécanisme. On peut raisonnablement se situer sur un travail équivalent à réaliser de l'ordre de 30 J (entre le système parfaitement optimisé et le non optimisé).
La norme ergonomique donne un effort maximal de 180N pour un levier (2 mains en rotation interne) et 250N pour un volant, d'où :

$$FL\alpha = 30\,000 \text{ ce qui donne}$$

$$L\alpha = 165 \text{ mm pour un levier et } L\alpha = 120 \text{ mm pour un volant}$$

L'angle de rotation est limité à 280°=4,88 rad pour un levier de longueur inférieure à 100 mm et 330°=5,75 rad pour un volant de diamètre maximal 140 mm (respect de l'encombrement), ce qui donne pour un rendement du mécanisme de 1 :

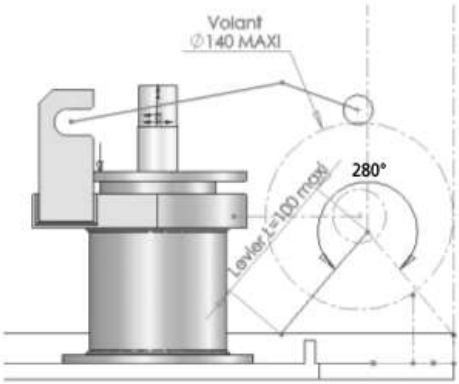
L= 35mm pour le levier et L=21mm pour un volant (soit un diamètre de 42 mm).

Le rendement du mécanisme doit donc être supérieur à 0,35 pour le levier et 0,3 pour le volant.

Avantages :	Simple Temps de manœuvre réduit Blocage aisé en position haute Facilement motorisable sous réserve de l'encombrement du moteur Système de came optimisable
Inconvénients :	Contact de Hertz entre levier et came Encombrement du moteur Nombre de pièces

Solution retenue

Coût :	3
Durée de manœuvre :	4
Temps d'installation :	3
Blocage aisé en position haute :	4
Motorisation :	2
Total :	16/20



0901-33DT02

Système bielle-manivelle

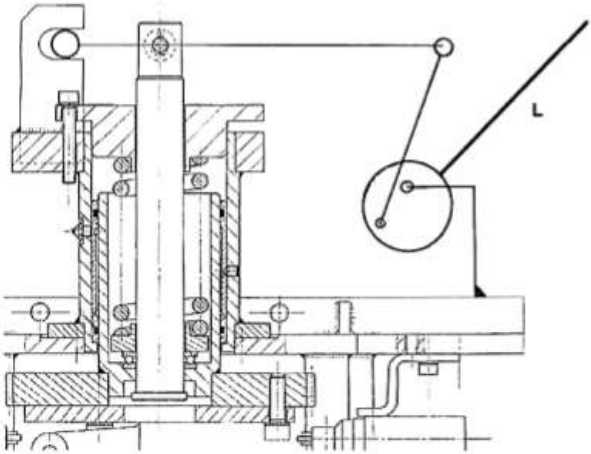
Principe de fonctionnement :
Variante de la solution 33DT02. La came est remplacée par un système bielle-manivelle évitant de générer des contacts de Hertz. L'amplitude de la rotation est limitée à environ 120°, soit 2,3 fois moins qu'avec la solution à came. Il s'ensuit qu'en conservant un levier de longueur 100 mm, le rendement du mécanisme devra être supérieur à 2,3 fois 0,35, soit 0,8. Il y a lieu d'en tenir compte au moment des recherches de solutions technologiques.

Avantages :
- Simple
- Durée de manœuvre réduite
- Blocage aisé en position haute
- Facilement motorisable sous réserve de l'encombrement du moteur
- Pas de contact de Hertz

Inconvénients :
- Place disponible pour le moteur limitée
- Nombre de pièces
- Optimisation moins aisée par rapport à la solution avec came
- Nécessite un mécanisme avec un bon rendement

Solution retenue

Coût :	2
Durée de manœuvre :	4
Temps d'installation :	2
Blocage en position haute :	4
Motorisation :	2
Total :	14/20



0901 – 33DT03

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Système à came dans l'axe

Principe de fonctionnement :
Générer un moment d'axe horizontal à partir d'un levier de longueur L au niveau de l'axe rep. 16. L'idée est d'utiliser une came ou un excentrique dont l'axe de rotation passe par le trou de goupille de l'axe rep. 16. On peut raisonnablement se situer sur un travail équivalent à réaliser de l'ordre de 30 J (entre le système parfaitement optimisé et le non optimisé).
La norme ergonomique donne un effort maximal de 180N, d'où :

$$FL\alpha = 30\,000 \text{ ce qui donne } L\alpha = 165 \text{ mm}$$

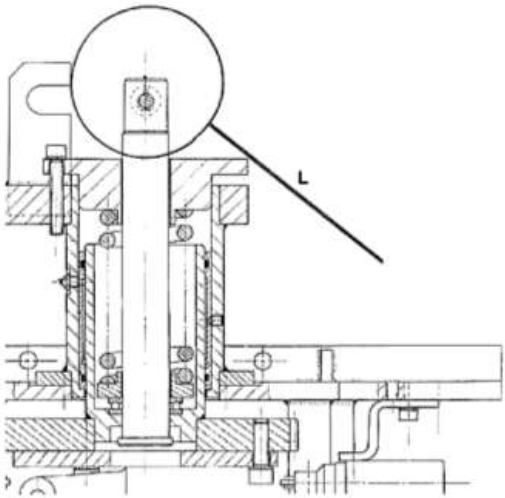
L'angle de rotation étant limité à 250° = 4,36 rad, la longueur L minimale pour un rendement du mécanisme de 1 est de 38 mm. En limitant L à 200 mm, le mécanisme à concevoir devra avoir un rendement supérieur à 0,2 ; ce qui est cohérent avec le système envisagé.

Avantages : Nombre de pièces
Temps de manœuvre réduit
Blocage aisé en position haute
Système de came optimisable

Inconvénients : Contact de Hertz entre levier et came
Glissement impossible entre came et support (risque de grippage) : impose une solution technologique à base de roulement
Difficilement motorisable (axe de rotation se déplace) : voir solution alternative

Solution retenue

Coût :	2
Durée de manœuvre :	4
Temps d'installation :	3
Blocage aisé en position haute :	4
Motorisation :	1
Total :	14/20



0901-33DT04

Système à came dans l'axe sur axe fixe

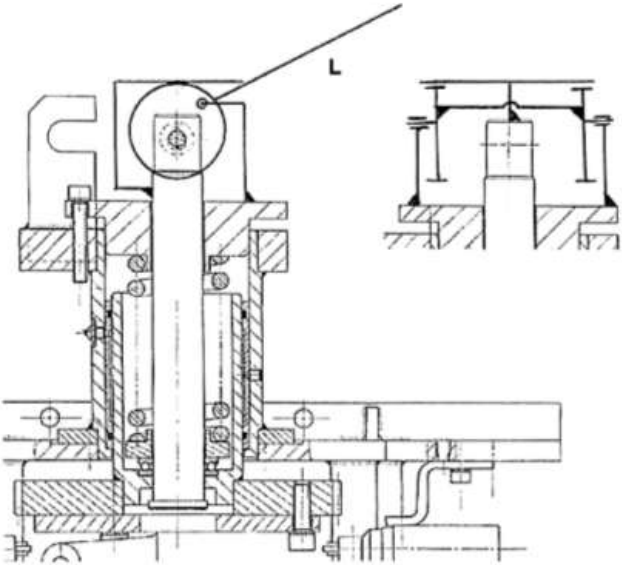
Principe de fonctionnement :
Identique à la solution précédente si ce n'est que la came est en contact avec la tige et son axe de rotation fixe

Avantages : Temps de manœuvre réduit
Blocage aisé en position haute
Système de came optimisable
Facilement motorisable

Inconvénients : Nombre de pièces
Contact de Hertz entre levier et came
Glissement impossible entre came et tige (risque de grippage) : impose une solution technologique à base de roulement

Solution retenue

Coût :	1
Durée de manœuvre :	4
Temps d'installation :	2
Blocage aisé en position haute :	4
Motorisation :	3
Total :	14/20



0901-33DT04

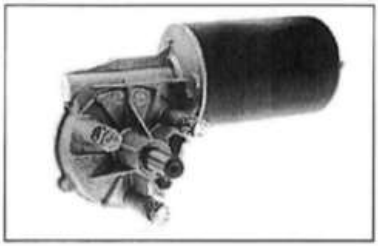
© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Motoréducteurs

DOG258 Motoréducteur 12V et 24V DC

Couple de 12 Nm à 15 Nm

- Type de réducteur : vis sans fin
- Paliers réducteur : autolubrifiants
- Jeu angulaire : NC
- Charge axiale maxi. : NC
- Charge radiale maxi. : NC
- T° d'utilisation -40°C à +80°C
- Masse : 3kg
- Type de protection : IP53

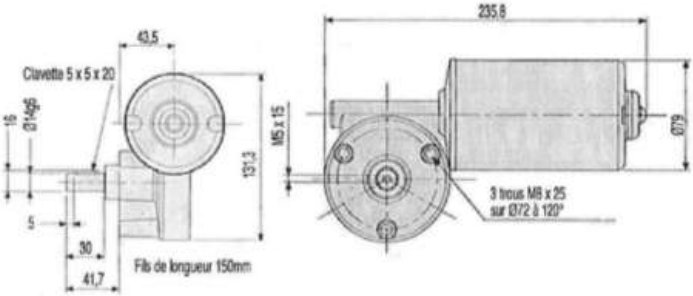


Accessoires

- Pas de carte de régulation disponible
- Carte d'asservissement **ADS50/10** possible (sauf pour **DUN258-12-50**)
- **Important : pas de possibilité de mettre un codeur à l'arrière du moteur**

Info.

- Les caractéristiques sont données pour une température du rotor de +25°C



REFERENCE	Rapports	Vitesse à vide (t/min)	Vitesse en charge (t/min)	Couple nominal (Nm)	Courant nominal (A)	Prix Uni. 1 à 5
VERSION 12 V DC						
DOG258-12-50	52:1	50	40	12	12	€
DOG258-12-30	52:1	30	25	15	10	€
VERSION 24 V DC						
DOG258-24-50	52:1	50	40	12	6	€
DOG258-24-30	52:1	30	25	15	5	€

Avantages : Irréversible

Inconvénients : Encombrement

Solution retenue ; à vérifier cependant la possibilité d'un démontage rapide en cas de panne du moteur pour revenir à la commande manuelle nominale.

0901-33DT05

Motoréducteurs

DUN63 Motoréducteur 24V DC

Couple de 0,61 à 24Nm

- Type de réducteur : planétaire
- Paliers réducteur : roulements
- Jeu angulaire 1,8°
- Charge axiale maxi. : 500N
- Charge radiale maxi. à 12mm de la face de fixation : 350N
- Force de chassage maxi. : 500N
- T° d'utilisation 0°C à +60°C
- Masse : 1,8-2,6kg

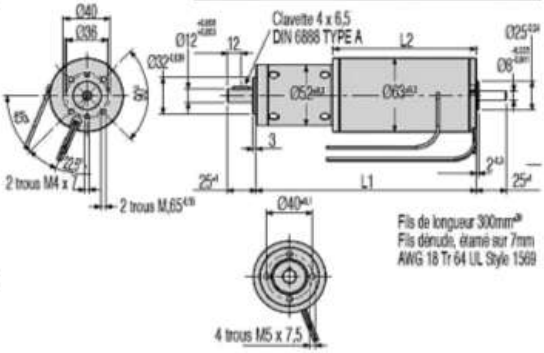
sur le web fichier.dxf

Accessoires

- Codeurs, frein, génératrice
- Carte FIRSTDC-IQ-50/5 (entraînement)
- Carte FIRSTDC-4Q-50/5 (asservissement)

Info.

- Les caractéristiques sont données pour une température du moteur de +25°C



REFERENCE	Rapports	Nb. d'étages	Rendement	L1 (mm)	L2 (mm)	Vitesse à vide (t/min)	Vitesse en charge (t/min)	Couple nominal (Nm)	Courant nominal (A)	Prix Uni. 1 à 5
DUN63-25-162	162,00:1	3	61%	177,5	95	22,2	19,0	15,81	2,7	€

Avantages : Encombrement

Inconvénients : Réversible

Solution retenue ; vérifier l'irréversibilité en position haute de l'axe rep. 16.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dossier de Proposition d'Avant-Projet

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Classement des solutions ..... 0901-34 DT 01
- Avant-projet n°1..... ..... 0901-34 DT 02
- Avant-projet n°2..... ..... 0901-34 DT 03
- Avant-projet n°3..... ..... 0901-34 DT 04

Code dossier : **34**

Classement des solutions

	Translater l'axe rep. 16	Motorisation
1.	33DT02	33DT05
2.	33DT03	33DT06
3.	33DT04	
4.	33DT01	

Les combinaisons (33DT02, 33DT06), (33DT04, 33DT05) et (33DT01, 33DT06) sont incompatibles du fait de l'encombrement.
La solution 33DT01 étant plus complexe que les deux autres, elle ne sera pas envisagée dans un premier temps.

Les avant-projets envisageables sont :

– 33DT02, 33DT05
– 33DT03, 33DT05
– 33DT04, 33DT06

Critères de sélection :

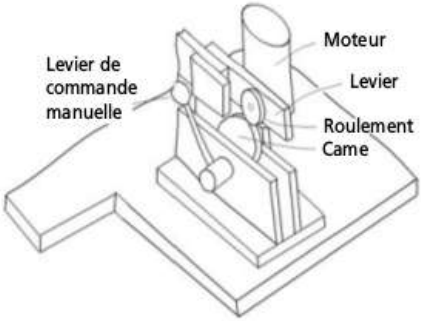
Coût
Nombre de pièces
Durée de manœuvre
Mise en place du moteur
Chaque critère est noté sur 5

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Avant-projet n° 1

33DT02 – 33DT05

Principe : Une came ou excentrique à arbre creux dans lequel l'arbre moteur assurera l'entrainement en rotation ; l'arbre reposant sur deux flasques dont l'un recevra le moteur. La partie commande manuelle avec bras de levier démontable est en opposition avec le moteur.
Un roulement est à mettre en place en extrémité du levier pour augmenter d'une part le rendement du système et d'autre part pour assurer une non-détérioration des surfaces entre la came et le levier.



Avantages :	Solution compacte Mise en lieu et place du système actuel Nombre de pièces réduit Facilement motorisable
Inconvénients :	Encombrement réduit Interfaces du moteur nécessitent une étude approfondie pour l'adaptation au système manuel

Coût :	3
Nombre de pièces :	3
Durée de manœuvre :	5
Mise en place du moteur :	3
Total :	14/20

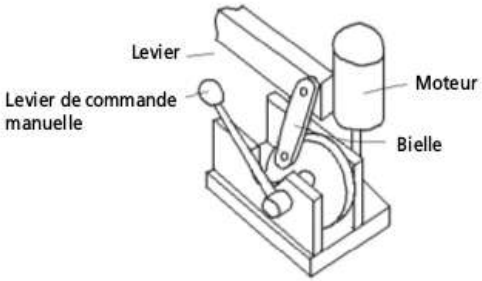
Avant-projet n° 2

33DT03 – 33DT05

Principe : Il est semblable au précédent ; la came étant remplacée par un système bielle manivelle.

Avantages :	Solution compacte Mise en lieu et place du système actuel Facilement motorisable Aucun contact de Hertz
Inconvénients :	Encombrement réduit Interfaces du moteur nécessitent une étude approfondie pour l'adaptation au système manuel Nombre de pièces

Coût :	2
Nombre de pièces :	2
Durée de manœuvre :	5
Mise en place du moteur :	3
Total :	12/20

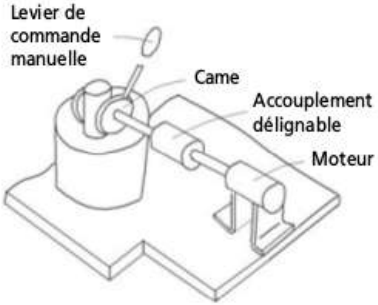


© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Avant-projet n° 3

33DT04 – 33DT06

Principe : Le système manuel se trouve directement sur l'axe repère 16 et est entrainé en version motorisée par un moteur fixé sur un support positionné en lieu et place du système actuel. Un accouplement délignable est à prévoir entre le moteur et le système manuel.



Avantages :	Montage aisé
Inconvénients :	Nombre de pièces Structure spécifique pour le moteur

Coût :	1
Nombre de pièces :	2
Durée de manœuvre :	5
Mise en place du moteur :	4
Total :	12/20

0901-34DT04

Dossier de Définition Préliminaire (avant-projet)

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Définition de l'Avant-projet . . . . . Dossier 41
- Dessin de l'Avant-projet . . . . . Dossier 42

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Code dossier : **40**

Dossier de Définition de l'Avant-Projet

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

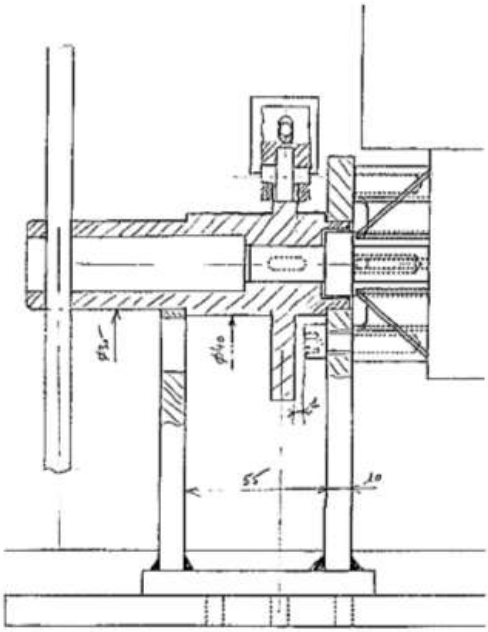
Liste des documents : Références :

- Croquis de l'Avant-projet choisi . . . . . 0901-41 DQ 01
- AMDEC de conception…… . . . . . 0901-41 DT 01
- Prénotice de montage…… . . . . . 0901-41 DT 02

Code dossier : **41**

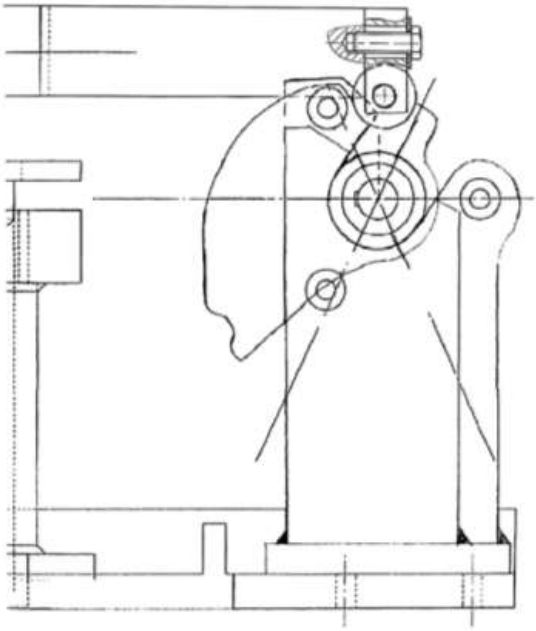
Choix de l'avant-projet définitif

L'avant-projet n°1 est le plus intéressant à développer parce qu'il permet une optimisation du mécanisme si nécessaire en travaillant le profil de la came. Le contact de Hertz entre la came et le levier peut être résolu en disposant un élément roulant ; on se retrouve alors dans une configuration similaire du dispositif existant.
Afin d'optimiser le système, c'est à dire limiter l'angle de rotation de l'actionneur, disposer de l'effort maximal de levage, générer un couple plutôt qu'un moment, rester dans l'encombrement en position haute et basse et avoir le plus grand bras de levier possible, un compromis entre le volant et le levier a été étudié. C'est un levier de longueur L=200mm actionné à ses deux extrémités sur un angle de 130°.
Le verrouillage en position haute et basse peut se faire directement sur la came à partir de deux encoches.
Afin de tenir compte d'une tolérance sur le jeu de 5 mm entre l'axe rep. 16 et le support de roue, un réglage en hauteur est à prévoir pour le roulement.
L'implantation et la fixation du moteur ne posent pas de problèmes particuliers comme le montre le croquis ci-dessous :



0109-41DQ01

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.



0109-41DQ01

AMDEC de conception

(mode manuel uniquement)

Fonction 1 : Le système translate l'axe rep. 16 grâce à l'utilisateur

Mode de défaillance 1 : non-réalisation de la fonction 1

Effet : Mise en place d'un dispositif de grand secours pour lever l'axe rep. 16. (durée de levage >> 2s)

Causes :
– Détérioration de la came au niveau du contact avec le roulement
– Pas de blocage en position haute
– Grippage au niveau du contact arbre palier
– Déboîtement de la came de son logement

$$C = 7 \times 3 \times 2 = 42$$

Mode de défaillance 2 : Perte de la fonction 1

Effet : Impossibilité de lever totalement la roue motrice. Il est nécessaire d'utiliser un dispositif de grand secours.

Cause(s) :
– Détérioration de la came au niveau du contact avec le roulement
– Pas de blocage en position haute
– Grippage au niveau du contact arbre palier

$$C = 7 \times 3 \times 2 = 42$$

Mode de défaillance 3 : Dégradation de la fonction 1

Effet : Temps de levage supérieur à 2 secondes

Cause(s) :
– Augmentation du frottement dans les paliers
– Mauvais réglage vertical de la came

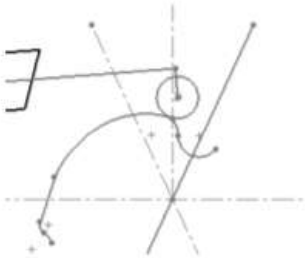
$$C = 5 \times 3 \times 2 = 30$$

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Éléments de la conception	Cause de défaillance	Origine de la défaillance	Actions entreprises	Référence du dossier	Actions à entreprendre
Élément 1					
Arbre à came	• réglage vertical	• conception • assemblage	• Spécifier le couple de serrage de la vis	0901-41DT02	Notice de montage
	• usure anormale/ prématurée	• conception	• Réalisation d'un démonstrateur	0901-60DT01	
	• grippage de l'élément	• utilisation • conception	• Calculs	0901-50DT01	Maintenance : Notice d'entretien
Élément 2	...	...	...	...	...

Prénotice de montage

- Monter le roulement dans le bras de manœuvre
- Monter le levier dans l'arbre à came
- Démonter le bras de manœuvre rep. 3 en veillant à ne pas laisser échapper l'axe rep. 16.
- Fixer le support mécano soudé ; graisser les portés
- Introduire l'arbre à came équipé du levier
- Monter le nouveau bras de levier équipé du roulement
- Positionner la came de façon à ce que le roulement occupe la position ci dessous :



- Dans cette position, le jeu de 5 mm entre l'axe rep. 16 et la roue motrice est rattrapé. Fixer alors le support de roulement en serrant la vis avec un couple de 13 Nm.

Nota : En position basse, le roulement se trouve dans l'encoche. La forme de la came, dans cette région, doit être telle qu'il n'y ait pas blocage quand l'opérateur actionne le levier.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

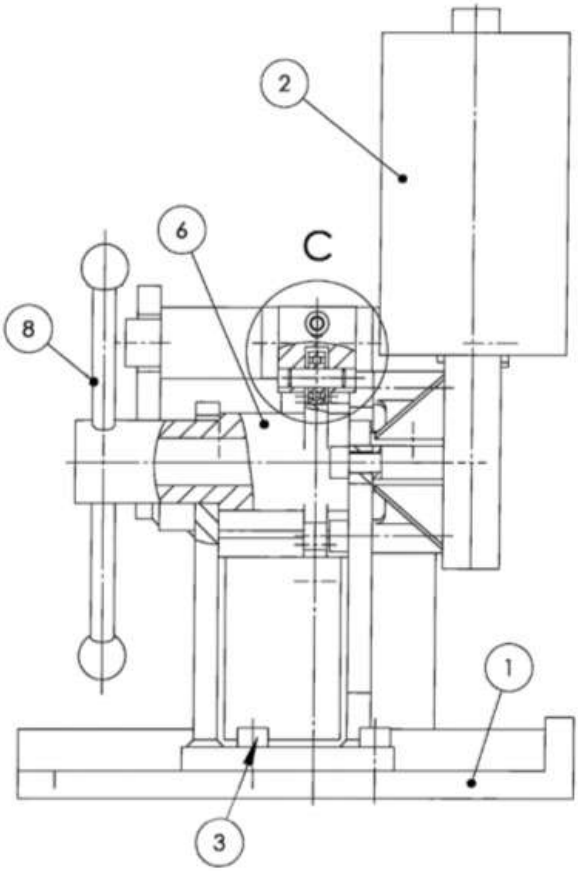
Dossier des Dessins de l'Avant-Projet

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

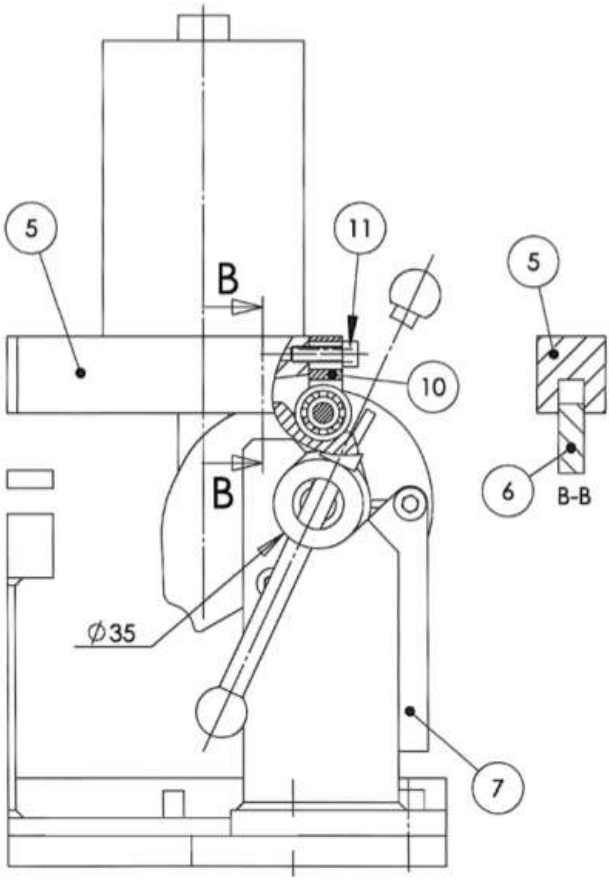
➢ Dessin d'avant-projet 0901-42 DP01

Code dossier : **42**

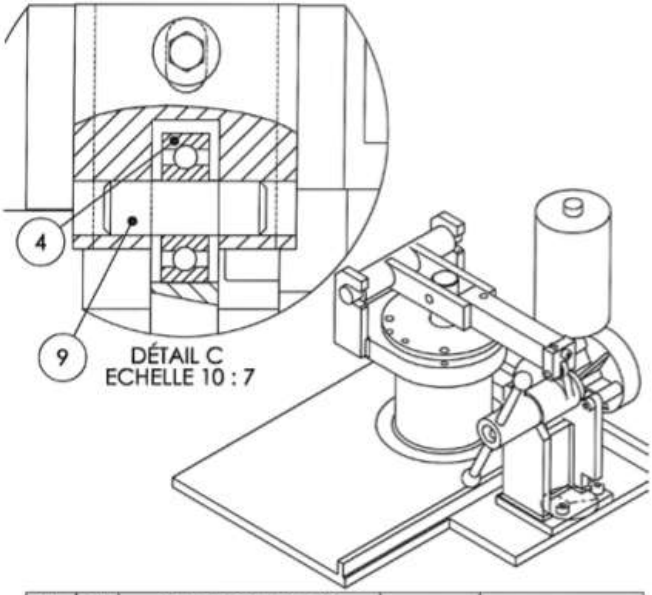


© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

0901-42DP01



0901-42DP01



11	1	Vis CHC M6 x 20		
10	1	Chape		
9	1	Axe de roulementRev2		
8	1	Levier		
7	1	Support		
6	1	Came		
5	1	Bras de levier		
4	1	Roulement à billes		
3	4	Vis CHC M8 x 20		
2	1	Moteur électrique		
1	1	Existant		
REP,	NB,	DESIGNATION	MATIERE	OBSERVATION

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

0901-42DP01

Dossier de Justification de Conception Préliminaire

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Planning 0901-50 XX01
- Dimensionnement succinct du mécanisme. 0901-50 DT01

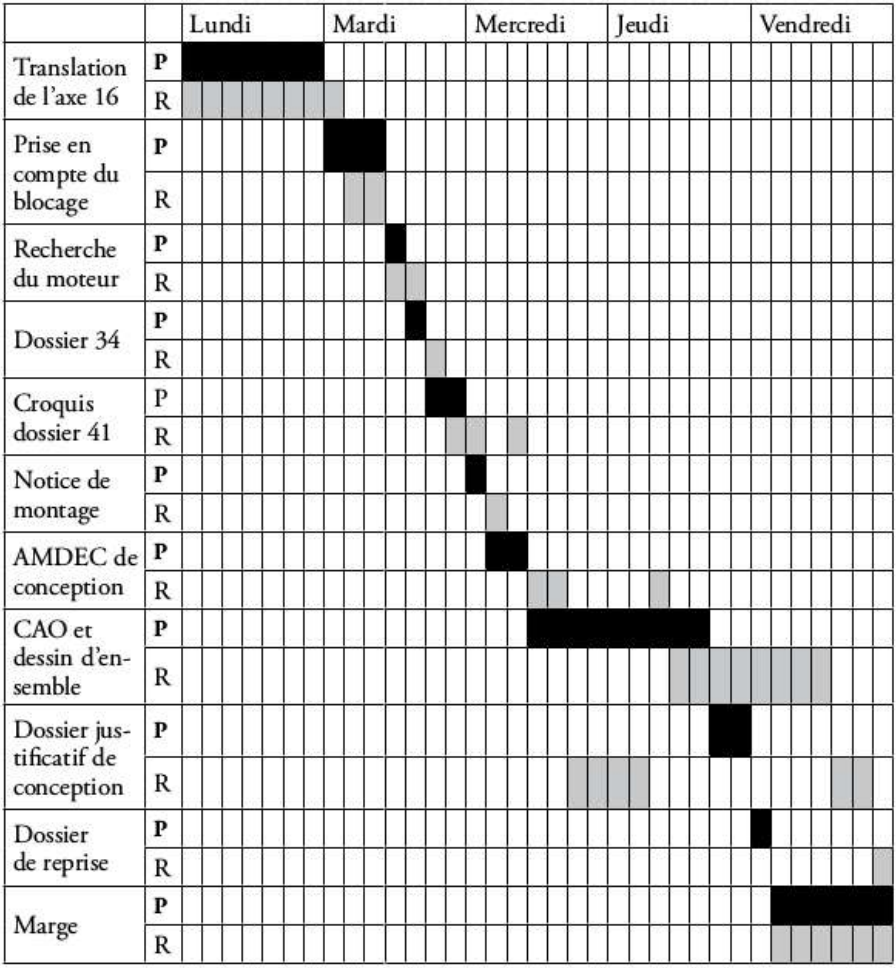
Code dossier : **50**

Planning

Groupe moto-propulseur

BOISSEAU Philippe — Numéro du Projet: 0901

Durée totale: 35 heures — Marge: 6 heures

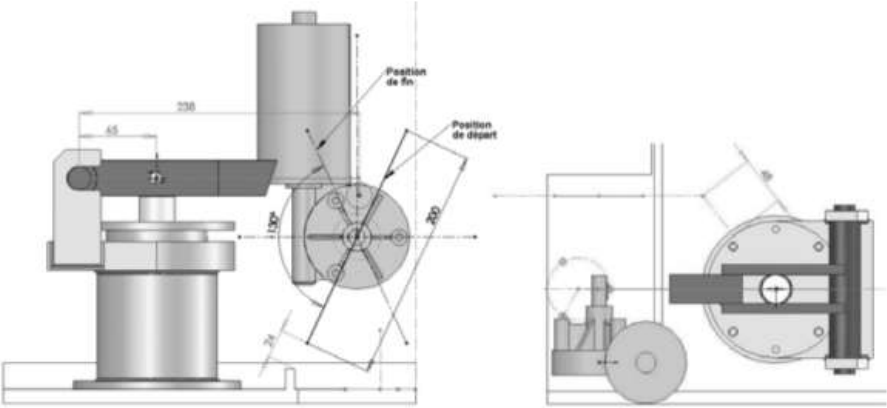


0901-50XX01

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dimensionnement succinct du mécanisme

Une analyse en CAO à partir de l'existant a permis de définir la configuration suivante :



Un levier de longueur 200 mm, saisi par les deux mains, parcourt un angle de 130° pour lever l'axe rep. 16. Dans cette configuration, ce levier et le moteur s'inscrivent bien dans l'encombrement en position haute et basse. La cote 48 montre que la main actionnant le levier sera suffisamment éloignée du corps. En position basse, les 24 mm suffisent car, au départ, l'effort sur la tige est nul et le levier peut être manœuvré d'une seule main.
A partir d'un travail de 30J sur un angle de 130°, le moment à appliquer avec un rendement du mécanisme égal à 1 est :

$$M = \frac{30 \times 180}{130\,\pi} = 13{,}2 \text{ Nm}$$

En considérant que la manipulation de ce levier est similaire à celle d'un volant, la force des deux mains est limité à 250N. Dans cette configuration, l'effort des deux mains est F tel que :

$$F = \frac{13{,}2 \times 1\,000}{200/2} = 132 \text{ N}$$

Le rendement du mécanisme devra être supérieur à 132/250, soit 0,53. Le contact came-levier se faisant par roulement, on peut négliger les frottements à ce niveau.
La force exercée par le roulement en position haute est P tel que :

$$P = \frac{3\,500 \times 65}{238} = 955 \text{ N}$$

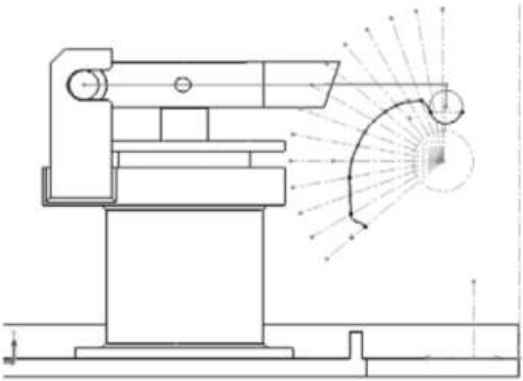
En partant d'un arbre à came de portée de diamètre 35mm et un coefficient de frottement de 0,2 entre l'arbre et le support (contact acier-acier graissé), le couple de frottement est Cf tel que :

$$Cf = 955 \times \frac{35}{2} \times 0{,}2 = 3\,350 \text{ Nmm} = 3{,}35 \text{ Nm}$$

Le couple requis sans frottement étant de 13,2 Nm, le rendement du mécanisme est η tel que :

$$\eta = \frac{13{,}2}{13{,}2 + 3{,}35} = 0{,}8$$

Ce rendement est très supérieur au rendement requis (0,35) pour cette solution.
Le couple moteur en fin de manœuvre sera de 16,55 Nm. Le moteur choisi peut générer en continu un couple de 15 Nm, ce « surcouple » ne posera pas de problème. De même pour l'effort maximal appliqué par l'opérateur qui est de 85 N par main.
Un tracé rapide de la came confirme la faisabilité de la solution. En début et fin de course, une encoche fait office de verrouillage.



###Figure 13.29 sans numérotation###

Le calcul de la pression de contact au niveau des paliers donne en position haute :

$$p = \frac{P}{D \cdot e} = \frac{955}{35 \times 10} = 2{,}7 \text{ Mpa}$$

avec D diamètre de l'arbre et e épaisseur de la tôle. Du fait que la came est très proche d'une tôle, le calcul est fait en considérant que c'est cette tôle qui reprend toute la charge.
La manœuvre se faisant en 2 secondes, la vitesse tangentielle au niveau de l'arbre est :

$$V = \frac{\alpha \cdot \pi}{180\,t} \cdot \frac{D}{2} = \frac{130\,\pi \times 35}{180 \times 2 \times 2} = 20 \text{ mm/s}$$

D'où un produit pV = 0,05W/mm².
Dans ces conditions, il n'y a pas de risque de grippage. Afin d'améliorer le frottement, il suffira de déposer un peu de graisse au montage.
Un calcul à la pression de Hertz (de l'ordre de 1 100 Mpa) montre que les contraintes roulement-came sont identiques à celles existantes entre la bille et le bras de levier de la solution initiale.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dossier de Tests et Essais

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

➢ Démonstrateur de validation du fonctionnement . . . . . 0901-60 DT 01

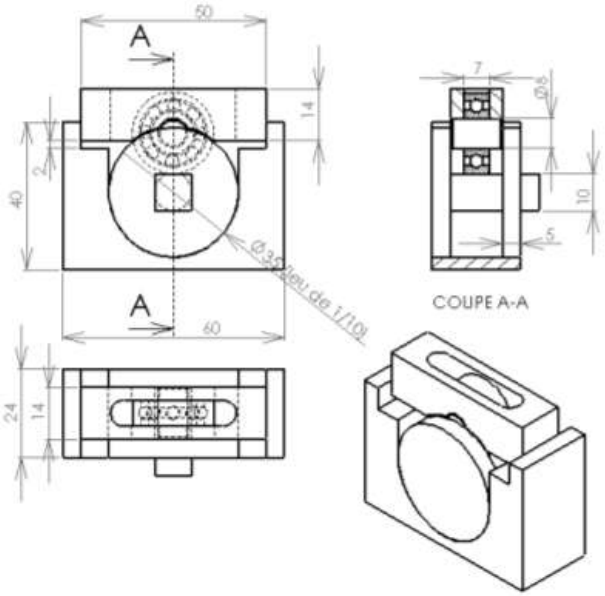
Code dossier : **60**

Démonstrateur de validation du fonctionnement

Le démonstrateur a pour but de vérifier que :

– La pression de Hertz entre le roulement et la came est acceptable
– Il n'y a pas de grippage au niveau des paliers.

Le point dur en haut de came a un rayon de 5 mm.



Ce démonstrateur doit être monté dans un étau, le carré d'entraînement en position haute. Mettre de la graisse entre l'arbre et le support.
Serrer l'étau avec une clé dynamométrique de façon à appliquer un effort de 1 000 N.
A l'aide d'une clé prise dans le carré, effectuer plusieurs aller-retour sur un angle de 90°.
Après démontage, on ne doit pas constater de traces de matage ou d'usure prématurée.

Si l'essai n'est pas satisfaisant pour la pression de Hertz (matage, déformations), il faut supprimer le point dur destiné à créer la position de blocage au niveau de la came et la reporter au niveau du levier.
S'il est constaté une usure prématurée au niveau du palier, il faut augmenter l'épaisseur de la tôle à ce niveau.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dossier de Reprise

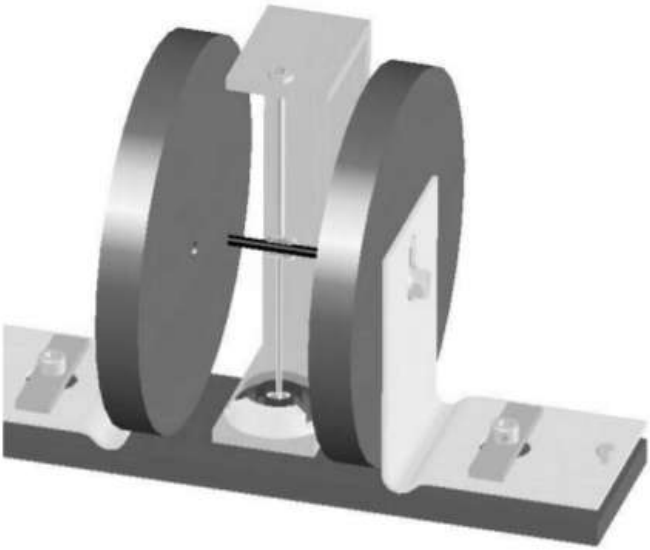
Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

– Optimisation de la solution proposée en termes de coût et de réalisation :
  • Arbre à came monobloc ou assemblé
  • Ensemble chape roulement remplacé par un produit standard
  • Conception du levier de manœuvre
– Optimisation du tracé de la came et vérification de non-blocage en position basse quand le roulement se trouve dans l'encoche. Il faut définir une pente suffisamment importante pour que le roulement sorte du logement quand le levier est actionné.
– Établir une notice de montage en insistant sur le bon serrage de la vis M6 fixant la chape du roulement sur le bras de levier. Un autre système peut être proposé.
– Notice d'entretien : veiller à spécifier que le système doit être régulièrement graissé.
– Réalisation des dessins d'ensemble et de définition.
– Finalisation du dossier de définition (dossiers 70 et 80).

Code dossier : **90**

Nom de l'entreprise :	**N° affaire :** 0902
Client : Société	**Responsables du dossier :**
Projet : Nom du projet	

BANC D'ESSAIS



© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dossier de Spécifications des Besoins

Créé le :XX/XX/XXXX Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

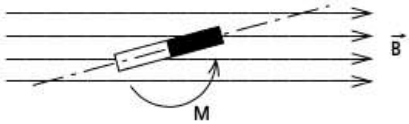
- Cahier des charges client ..... 0902-10 DT 01
- Validation du besoin ..... 0902-10 DT 02

Code dossier : **10**

Appel d'offres

L'appel d'offres concerne la conception d'un banc d'essais didactique destiné à mettre en évidence le phénomène électromagnétique suivant :
Un aimant est placé dans un champ magnétique B. Si on applique sur cet aimant un moment M, celui-ci formera avec la direction du champ magnétique un angle α tel que :
$M = \mathcal{M} \cdot B \cdot \sin \alpha$
avec $\mathcal{M}$ constante appelée « Moment magnétique de l'aimant ».

Figure 16.2

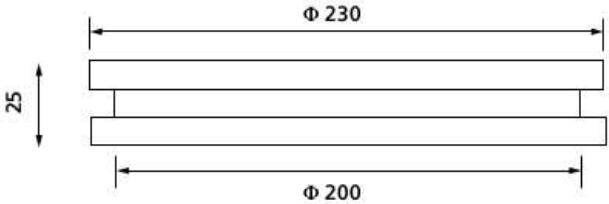


Pour vérifier cette théorie, il est nécessaire de :

- Créer au voisinage de l'aimant un champ constant d'intensité réglable
- Mesurer avec précision l'angle formé entre l'axe de l'aimant et le champ magnétique
- Mesurer avec précision le moment appliqué à l'aimant : M compris entre 1 et 100 Nmm
- Prévoir une mise en place facile des aimants (diam.6, L = 60 mm : m=13 g).

Le champ magnétique est créé par deux bobines d'Helmotz.
Chaque bobine d'Helmotz est composée d'un fil enroulé sur un support bois dont les dimensions sont les suivantes :

Figure 16.3



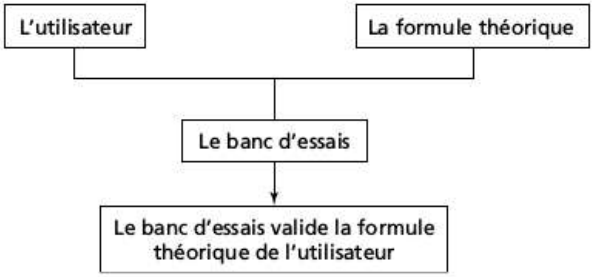
Ces bobines sont hors étude. Seule leur intégration sur le banc est à étudier avec les contraintes suivantes :
Réglage en translation de chaque bobine : ± 10mm
Réglage en rotation de chaque bobine : ± 5°
Distance entre les bobines : 100 mm ± 10mm
Ces tolérances permettront à nos électriciens de régler convenablement les bobines de façon à générer un champ magnétique constant.
Le marché portera sur la fourniture de l'étude complète et notamment des documents suivants :

- Le dossier de définition
- Le dossier justificatif de solution avec étude métrologique du banc
- Une notice de montage
- Une notice d'utilisation

0902-10DT01

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Validation du besoin



Pourquoi ce besoin existe : Pour réaliser des TP de physique au lycée et montrer la proportionnalité entre le moment appliqué à l'aimant et le sinus de l'angle formé par l'aimant et l'axe du champ magnétique.
Peut-il évoluer : Eventuellement, pour mettre en évidence la rotation synchrone de l'aimant en cas d'alimentation des bobines en alternatif
Peut-il disparaître : Pas dans un avenir proche ; les TP étant toujours d'actualité dans les programmes scolaires.

0902-10DT02

Analyse du besoin client

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Justification du CdCF . . . . . Dossier 21
- Définition du CdCF . . . . . Dossier 22

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Code dossier : **20**

Dossier de Justification du Cahier des Charges

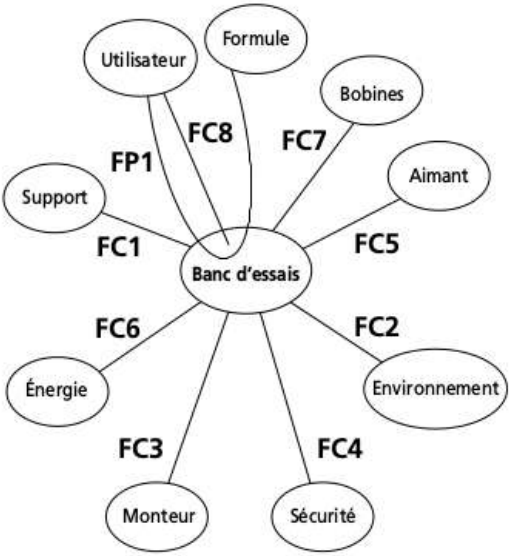
Créé le :xx /xx/xxxx

Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

➢ Diagramme Pieuvre . . . . . 0901-21 DT 01

Code dossier : **21**



Liste des fonctions

FP1 : Le banc d'essais valide la formule de l'utilisateur
FC1 : Le système s'adapte à un support
FC2 : Le système intègre un aimant
FC3 : Le système est assemblé par le monteur
FC4 : Le système doit s'adapter aux exigences de sécurité
FC5 : Le système se trouve dans un environnement
FC6 : Le système utilise une énergie
FC7 : Le système intègre des bobines
FC8 : Le système s'adapte à l'utilisateur

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dossier de Définition du Cahier des Charges

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

➢ CdCF..... 0901-22 DT 01

Code dossier : **22**

Cahier des charges fonctionnel

FP1 : Le banc d'essais valide la formule de l'utilisateur

caractéristiques	niveau	flexibilité
Définition de la formule	Voir document 0902-10DT01	*F0*
Limite d'utilisation du banc	*Vérifier la proportionnalité entre le moment appliqué à l'aimant et le sinus de l'angle que fait l'aimant avec le champ magnétique quand celui-ci est constant*	*F0*
Précision du banc d'essais	*5%*	*F1*
Amplitude de la mesure	*0°à 90° dans un sens uniquement*	*F0*
Intensité du couple à appliquer	1 à 100 N · mm	*F0*

FC1 : Le système s'adapte à un support

caractéristiques	niveau	flexibilité
Définition des interfaces	*Posé sur une table*	*F0*

FC2 : Le système intègre un aimant

caractéristiques	niveau	flexibilité
Masse	13 g	*F0*
Dimensions	Cylindre diam. 6mm longueur 60 mm	*F0*
Temps de changement	*1 minute*	*F2*

FC3 : Le système est assemblé par le monteur

caractéristiques	niveau	flexibilité
Durée	*4 heures*	*F2*

FC4 : Le système doit s'adapter aux exigences de sécurité

caractéristiques	niveau	flexibilité
Normes de sécurité	*Assurée par le client*	*F0*
Coefficient de sécurité calculs	*S=3*	*F0*

FC5 : Le système se trouve dans un environnement

0902-22DT01

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

caractéristiques	niveau	flexibilité
Encombrements	*400*400*400*	*F1*
Lieu de fonctionnement	*Salle de cours*	*F0*
Température, humidité, propreté	*Ordinaire*	*F0*
Masse du banc d'essais	*5 kg maxi*	*F1*

FC6 : Le système utilise une énergie

caractéristiques	niveau	flexibilité
Electrique	*24 V continu uniquement pour les bobines*	*F0*

FC7 : Le système intègre des bobines

caractéristiques	niveau	flexibilité
Caractéristiques de l'interface	*Structure bois modifiable*	*F2*
Dimensions des bobines	*Voir figure 16.3*	*F0*

FC8 : Le système s'adapte à l'utilisateur

caractéristiques	niveau	flexibilité
Durée de la mesure	*1 minute maxi*	*F0*
Qualification de l'utilisateur	*enseignant*	*F0*

Nota Bene
Éviter les matériaux métalliques dans la zone du champ magnétique.

Étude de faisabilité

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Définition des tâches 0902-30DT01
- Dossier de recherche de solutions . . . . . Dossier 31
- Dossier des solutions non retenues . . . . . Dossier 32
- Dossier des solutions retenues. . . . . Dossier 33
- Dossier de proposition d'avant-projet . . . . . Dossier 34

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Code dossier : **30**

Définition des tâches

L'analyse du cahier des charges met en évidence que les points critiques du projet sont :

- Application d'un moment de très faible valeur (jusqu'à 1 N·mm !)
- Précision de la mesure élevée nécessitant la conception d'une liaison pivot aimant/bâti à frottement très faible.
- Mesure de l'angle que forme l'aimant avec le champ magnétique.

Par contre, la mise en place des bobines et la fixation de l'aimant ne semblent pas être d'une grande difficulté.
Deux recherches de solutions sont à entreprendre de façon indépendante ; l'application du moment et la liaison pivot.

Tâche 1 : Application d'un moment
Tâche 2 : Conception d'une liaison pivot « sans frottement »
Tâche 3 : Dossier 34
Tâche 4 : Dossier 40, 50 et 60
Tâche 5 : CAO et dessin d'avant projet sommaire

La fixation de l'aimant et le réglage des bobines ne présentant pas de problèmes particuliers, ils seront traités succinctement dans le dossier 40.

Dossier de Recherche de Solutions

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Définition des critères de choix . . . . . 0902-31 DT 01
- FAST « Application d'un moment » . . . . . 0902-31 TF 01
- FAST « Liaison pivot » . . . . . 0902-31 TF 02

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Code dossier : **31**

Critères d'appréciation des solutions envisagées

Application du moment :

Gamme (de 1 à 100 Nmm)
Précision
Facilité d'application du moment

Chaque critère est noté sur 5

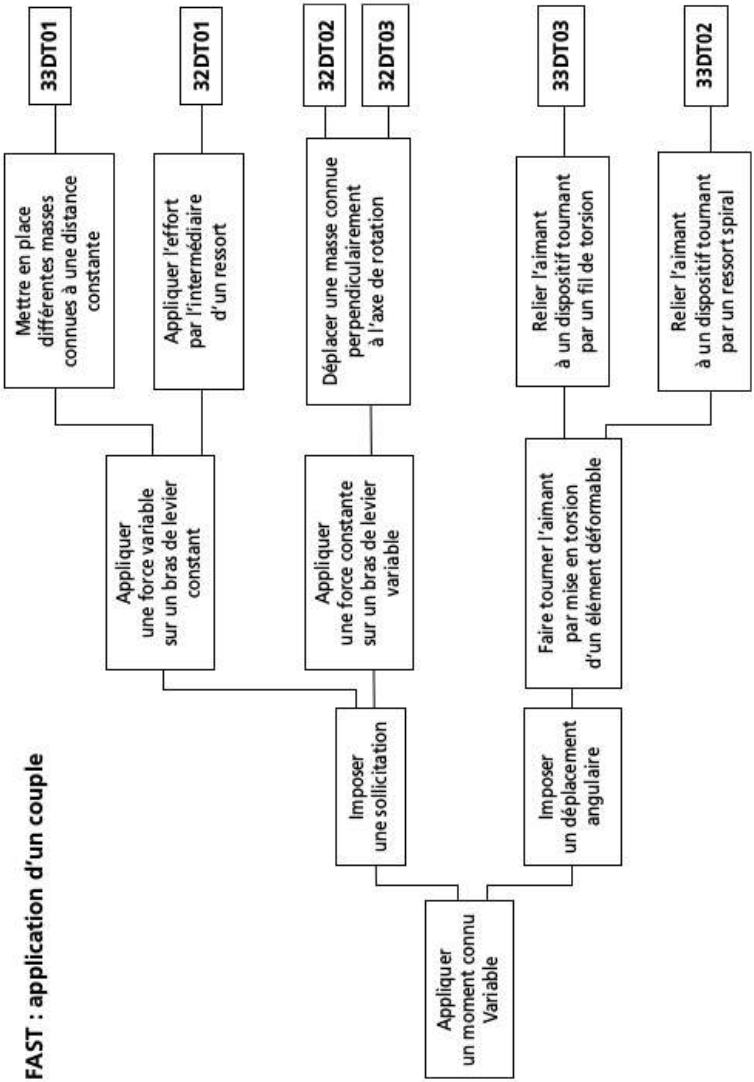
Conception de la liaison pivot :

Niveau du couple de frottement,
Complexité de la liaison
Mesure du couple de frottement

Chaque critère est noté sur 5

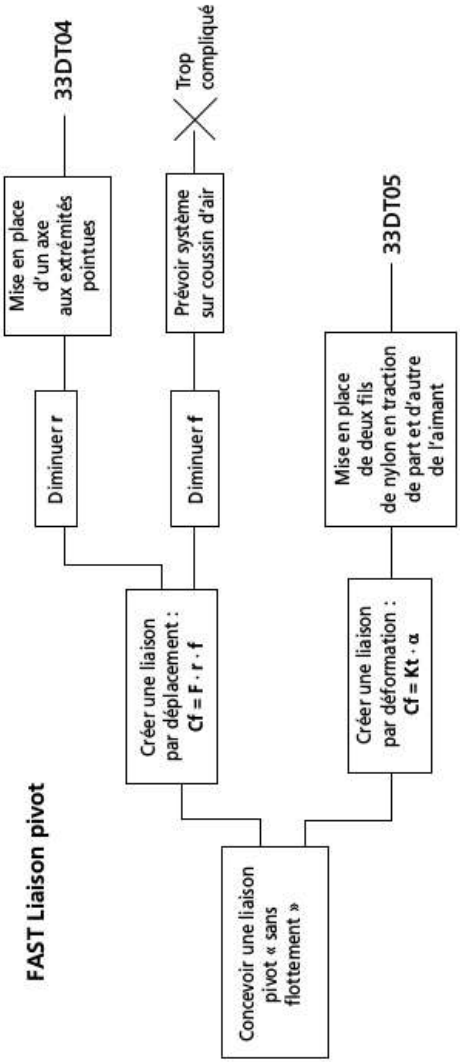
Nota Bene
Afin de générer le moins d'efforts parasites sur la liaison pivot, il y a lieu de solliciter l'aimant par un couple plutôt que par un moment. Ce point ne fait pas l'objet d'un critère mais est noté dans les avantages et inconvénients des solutions envisagées.

FAST : application d'un couple



0902 – 31TF01

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.


FAST Liaison pivot
Concevoir une liaison pivot « sans flottement »
Créer une liaison par déplacement : Cf = F · r · f
Créer une liaison par déformation : Cf = Kt · α
Diminuer r
Diminuer f
Mise en place de deux fils de nylon en traction de part et d'autre de l'aimant
33DT05
Mise en place d'un axe aux extrémités pointues
Prévoir système sur coussin d'air
Trop compliqué
33DT04

0902 - 31TF02

Dossier des Solutions non retenues

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Application du moment par dynamomètre . . . . . 0902-32 DT 01
- Application du moment par déplacement de masse . . . . . 0902-32 DT 02
- Application du moment par plusieurs poulies . . . . . 0902-32 DT 03

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Code dossier : **32**

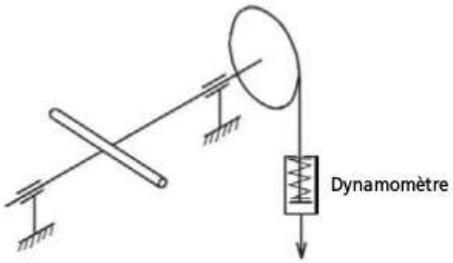
Application du moment

Dynamomètre

Principe de fonctionnement : Cette solution est du même type que 0902-33DT01, mais la masse est remplacée par un dynamomètre

Avantages : Moment appliqué de façon continue

Inconvénients : Nombre de pièces important
Prévoir plusieurs dynamomètres pour assurer la gamme de mesure
Précision moindre qu'avec des masses
Application d'un moment et non d'un couple



Solution non retenue

Cette solution serait envisageable si un seul dynamomètre pouvait assurer la gamme de mesure. Changer de dynamomètre peut se révéler contraignant pour l'utilisateur.

0902-32DT01

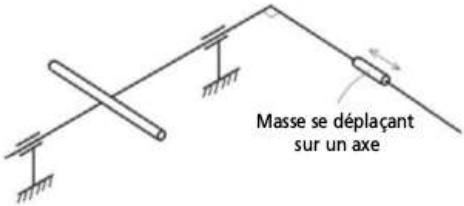
Application du moment

Déplacement de masse

Principe de fonctionnement : Une masse réglable en translation se trouve sur un axe perpendiculaire à l'axe de rotation horizontal de l'aimant.

Avantages : Moment appliqué de façon continue
Pas d'éléments extérieurs pour appliquer le moment

Inconvénients : Mesure très difficile car le bras de levier n'est pas constant
Déplacement de la masse peu aisé
Application d'un moment et non d'un couple



Solution non retenue

La mesure du moment est trop imprécise à moins de prévoir un dispositif qui ramène systématiquement l'axe support de la masse en position horizontale.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

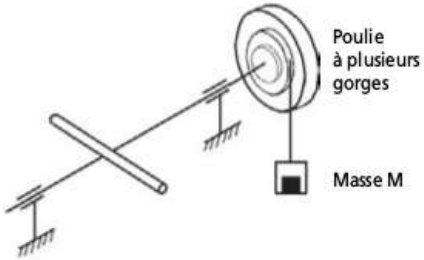
Application du moment

Plusieurs poulies

Principe de fonctionnement : Solution identique à 0902-33DT01 mais une masse unique avec plusieurs poulies de diamètres différents.

Avantage : Pas de risque de perdre la masse

Inconvénients : Application d'un moment et non d'un couple
Difficulté pour assurer l'étendue de la mesure
Changement de poulie délicat



Solution non retenue

Il est impossible d'avoir une étendue de mesure conforme à la gamme demandée.

0902-32DT03

Dossier des Solutions retenues

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Application du moment par application de masses connues . . . . . 0902-33 DT 01
- Application du moment par ressort spiral . . . . . 0902-33 DT 02
- Application du moment par fil de torsion . . . . . 0902-33 DT 03
- Liaison pivot axe rigide aux extrémités pointues . . . . . 0901-33 DT 04
- Liaison pivot par fil sans torsion . . . . . 0901-33 DT 05

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Code dossier : **33**

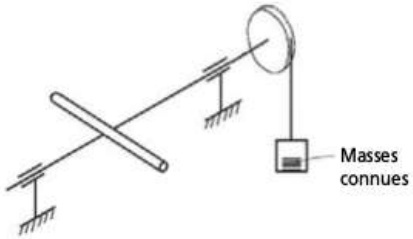
Application du moment

Application de masses connues

Principe de fonctionnement : Un fil est enroulé sur une poulie de 100mm de diamètre fixée sur l'axe de rotation de l'aimant. Des masses connues de 2g à 200 g sont suspendues au fil de façon à créer un moment compris entre 1 et 100 Nmm.

Avantages : Simple
Précis

Inconvénients : Application d'un moment et non d'un couple
Modification du moment par paliers
Risque de perdre les masses



Solution retenue

Gamme (de 1 à 100Nmm) :	4
Précision :	4
Facilité d'application du moment :	2
Total :	10/15

0902-33DT01

Application du moment

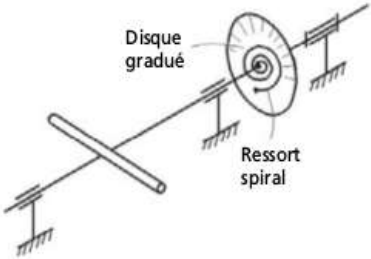
Ressort spiral

Principe de fonctionnement : Un aimant et un disque gradué sont sur 2 liaisons pivots indépendantes concentriques. La liaison entre le disque et l'axe soutenant l'aimant se fait par un ressort spiral. Le disque gradué est décalé d'un angle β, ceci génère une déviation de l'aimant d'un angle α. Le couple appliqué à l'aimant est :

$$C = K(\beta - \alpha),$$ où K est la raideur torsionnelle du ressort.

Avantages : Application d'un couple
Comportement linéaire du ressort
Possibilité d'assurer la gamme de mesure avec un seul ressort
Précision
Couple appliqué de façon continue

Inconvénient : Nombre de pièces



Solution retenue

Gamme (de 1 à 100Nmm) :	5
Précision :	4
Facilité d'application du moment :	4
Total :	13/15

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Application du moment

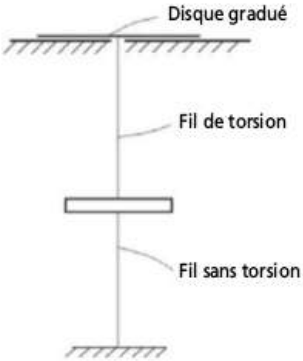
Fil de torsion

Le disque gradué est relié à l'aimant par un fil de torsion et l'aimant est relié au bâti par un fil souple. Le disque gradué est décalé d'un angle β, ceci génère une déviation de l'aimant d'un angle α. Le couple appliqué à l'aimant est :

$C = K(\beta - \alpha)$, où K est la raideur torsionnelle du ressort.

Avantages : Application d'un couple
Comportement linéaire du fil de torsion
Précision
Couple appliqué de façon continue

Inconvénient : Encombrement
Deux fils de torsion sont nécessaires (voir calculs ci-dessous)



Solution retenue

Gamme (de 1 à 100Nmm) :	3
Précision :	4
Facilité d'application du moment :	4
Total :	11/15

Le fil de torsion est en acier.

– G = 80000 Mpa
– Rpe = 520 Mpa (corde à piano)

Pour un 1 Nmm, on fixe une déviation angulaire de 5° ; soit 0,09 rad. Cela correspond à une raideur torsionnelle requise K_t = 12 Nmm/rad.
Le diamètre D de la corde à piano, en considérant sa longueur L = 200 mm pour être compatible avec l'encombrement, est calculé par le tableur :

Calcul d'un arbre à la torsion

Calcul au dimensionnement :

Mt (enNm) = 0,024	
Rpe (en MPa) = 520	D (en mm) = 0,74
q = 0	d (en mm) = 0
Ktor = 1	
K_t (en Nm/rad) = 0,012	L (en mm) = 198
G (en MPa) = 80 000	

Le couple maximal acceptable pour un tel fil est de 24 Nmm.
Il faut dimensionner un second fil pour supporter un couple de 100 Nmm :

Calcul d'un arbre à la torsion

Calcul au dimensionnement :

Mt (enNm) = 0,1	
Rpe (en MPa) = 520	D (en mm) = 1,19
q = 0	d (en mm) = 0
Ktor = 1	
K_t (en Nm/rad) = 0,081	L (en mm) = 196
G (en MPa) = 80 000	

Ce qui donne une raideur torsionnelle K_t = 81 Nmm/rad ; d'où un moment mesurable de 7,5 Nmm pour 0,09 rad de déformation.
Il faut donc 2 fils de torsion pour réaliser les mesures.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

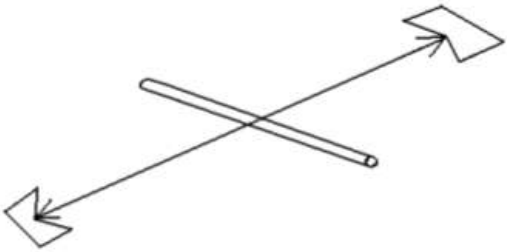
Liaison pivot

Axe rigide aux extrémités pointues

Principe de fonctionnement : En prenant pour base le couple de frottement d'une butée ($Cf = F \cdot R \cdot f$), on constate que Cf est théoriquement nul quand R est nul, c'est à dire en présence d'un contact ponctuel. C'est le principe d'une aiguille de boussole reposant sur un point fixe. Afin de maintenir l'aimant, il est nécessaire de disposer 2 points fixes en opposition en prenant soin de ne pas précontraindre axialement l'axe support de l'aimant. L'axe peut être horizontal ou vertical.

Avantages : Couple de frottement très faible
Utilisable en horizontal comme en vertical

Inconvénients : Réglage de la précontrainte
Nombre de pièces



Solution retenue

Niveau du couple de frottement :	5
Complexité de la liaison :	2
Mesure du couple de frottement :	3
Total :	10/15

0209-33DT04

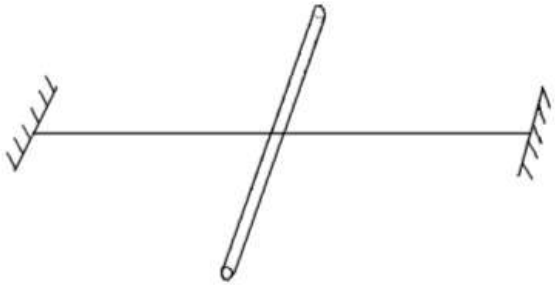
Liaison pivot

Liaison par fils sans torsion

Principe de fonctionnement : Mise en place de part et d'autre de l'aimant d'un fil de nylon en tension. Cette solution est possible du fait de l'amplitude limitée de la rotation de l'aimant (90°). Un axe vertical est préférable à un axe horizontal.

Avantages : Couple résistant très faible
Utilisable en horizontal comme en vertical
Raideur de la liaison facilement mesurable
par mesure de la période d'oscillation de l'aimant.

Inconvénients : Bien centrer l'aimant



Solution retenue

Niveau du couple de frottement :	5
Complexité de la liaison :	3
Mesure du couple de frottement :	4
Total :	12/15

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dossier de Proposition d'Avant-Projet

Créé le : xx/xx/xxxx

Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Classement des solutions ..... 0902-34 DT 01
- Avant projet n°1 ..... 0902-34 DT 02
- Avant projet n°2 ..... 0902-34 DT 03

Code dossier : **34**

Classement des solutions

	Application du couple	Liaison pivot
1.	33DT02	33DT05
2.	33DT03	33DT04
3.	33DT01	

Les combinaisons (33DT02, 33DT04), (33DT03, 33DT04) et (33DT01, 33DT05) sont incompatibles du fait de problèmes de rigidité incompatible entre le dispositif d'application du moment et la liaison pivot.

Les avant-projets envisageables sont :

– 33DT02, 33DT05
– 33DT03, 33DT05
– 33DT01, 33DT04

Critères de sélection :

Coût
Précision de la mesure
Montage-réglage
Facilité d'utilisation

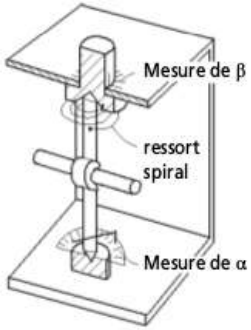
Chaque critère est noté sur 5

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Avant-projet n° 1

33DT02 et 33DT05

Principe : Une tige rigide, aux extrémités pointues, est maintenue à ses extrémités par une précontrainte axiale réglable. Dans l'axe de cette liaison pivot est mis en place le système d'application du couple avec un ressort spiral. Ces deux liaisons pivots peuvent être placées en série, comme c'est suggéré dans le document 33DT02, ou en parallèle comme défini par le croquis ci-dessous. Le principal avantage de cette configuration est de ne pas perturber la mesure quand le disque gradué est mis en rotation parce qu'il n'y a pas de contact entre le disque et la tige autre que le ressort.
Le disque mobile supérieur tourne d'un angle β. L'angle de déviation α de l'aimant par rapport au champ magnétique est mesuré en partie basse par le disque gradué lié à la tige. Pour vérifier la proportionnalité de la formule, il suffit de tracer la courbe $\beta - \alpha$ en fonction de $\sin\alpha$ et vérifier qu'elle forme une droite aux incertitudes de mesures près.
Nota : en alimentant les bobines en alternatif et en enlevant le système d'application du couple, il est possible de simuler le fonctionnement d'un moteur synchrone.



Avantages :	Mesure aisée Précision de la mesure
Inconvénients :	Nombre de pièces Montage assez délicat (réglage de la précontrainte)

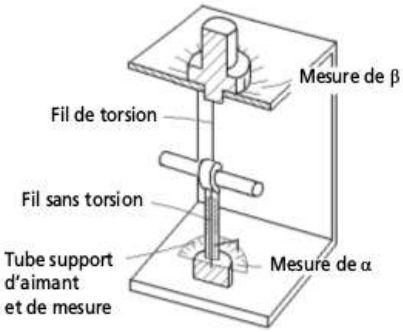
Coût :	2/5
Précision de la mesure :	5/5
Montage-réglage :	3/5
Facilité d'utilisation :	5/5
Total :	15/20

0209-34DT02

Avant-projet n° 2

33DT03 et 33DT05

Principe : L'aimant est maintenu par un fil de nylon en partie inférieure et un fil métallique type corde à piano en partie supérieure. L'ensemble est mis en traction. Un disque mobile placé sur la partie supérieure est relié à la corde à piano afin de créer sur l'aimant un couple.
Afin de ramener la mesure de la déviation de l'aimant par rapport au champ magnétique en partie basse pour ne pas perturber la mesure, un tube rigide en plastique fixé au support de l'aimant supporte un disque gradué.
Le principe de la mesure est identique à l'avant projet n°1



Avantages :	Mesure aisée Précision de la mesure
Inconvénients :	Encombrement Changement du fil de torsion pour couvrir la gamme complète

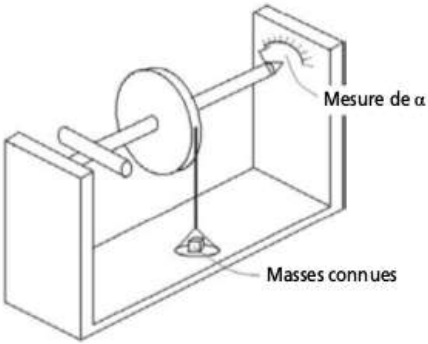
Coût :	3/5
Précision de la mesure :	4/5
Montage-réglage :	4/5
Facilité d'utilisation :	4/5
Total :	15/20

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Avant-projet n° 3

33DT01 et 33DT04

Principe : L'aimant est maintenu par une tige aux extrémités pointues sur laquelle est fixée une poulie de diamètre connu autour de laquelle est enroulé un fil accroché à une masse. La mesure du moment appliqué se fait en appliquant une masse connue. Afin de tenir compte en partie des frottements de la liaison pivot, un tarage préliminaire peut être réalisé en mettant en place la masse minimale qui fait tourner le mécanisme.



Avantages :	Peu de pièces Montage aisé
Inconvénients :	Précision moins bonne (application d'un moment et non d'un couple) Variation du moment non continu Nécessité de posséder plusieurs masses (et ne pas les perdre !)

Coût :	4/5
Précision de la mesure :	2/5
Montage-réglage :	4/5
Facilité d'utilisation :	2/5
Total :	12/20

Dossier de Définition Préliminaire (avant-projet)

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Définition de l'Avant-projet . . . . . Dossier 41
- Dessin de l'Avant-projet . . . . . Dossier 42

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Code dossier : **40**

Dossier de Définition de l'Avant-Projet

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

- Croquis de l'Avant-projet choisi . . . . . 0902-41 DQ 01
- AMDEC de conception . . . . . 0902-41 DT 01
- Prénotice de montage . . . . . 0902-41 DT 02

Code dossier : **41**

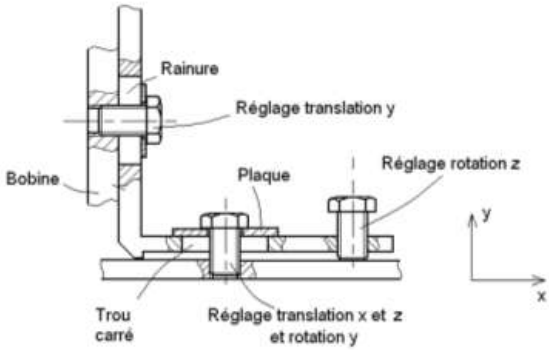
Choix de l'avant-projet définitif

En termes de notation, deux avant projets sont au même niveau. L'avant-projet 2 semble avoir un coût plus faible mais est moins performant que l'avant-projet 1. Le troisième avant-projet semble moins performant en termes de précision et d'utilisation. Il n'est pas retenu même s'il semble moins cher que les autres. En gardant toujours le souci de performance, le premier avant-projet est développé en prenant soin, au cours de l'étude, d'apporter une attention particulière sur les coûts de réalisation.

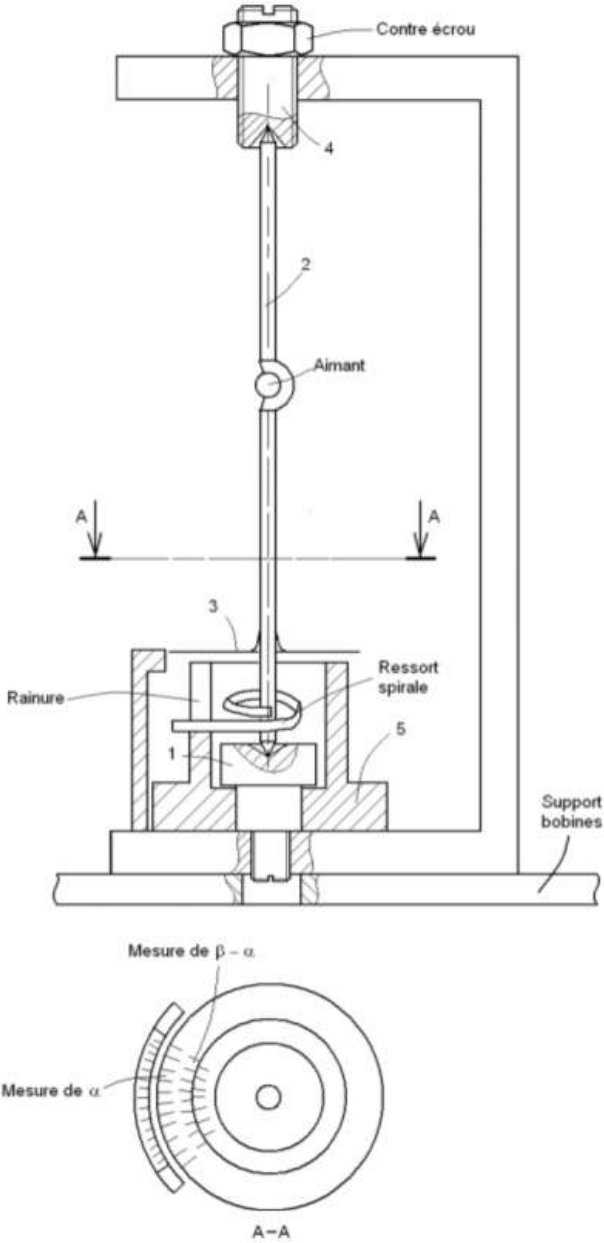
Le croquis page suivante définit le principe retenu. Une étude plus approfondie a montré qu'il est préférable de ramener dans la partie basse du banc d'essais l'application du couple et les mesures. Grâce à un disque rep. 3 transparent, à double graduation, il est possible de mesurer directement l'écart d'angle $\beta - \alpha$ d'une part et α d'autre part. Pour valider la formule du client, il suffit de vérifier que $\beta - \alpha$ est proportionnel à $\sin \alpha$.

Le principe rep. 4 permet de régler le jeu axial de la tige rep. 2.

Le principe de montage et réglage des bobines peut se faire selon le schéma ci-dessous.



© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.


Contre écrou
4
2
Aimant
A
A
3
Ressort
spirale
Rainure
5
1
Support
bobines
Mesure de β – α
Mesure de α
A–A

AMDEC de conception

Fonction 1 : Le banc valide la formule de l'utilisateur

Mode de défaillance 1 : non-réalisation de la fonction 1

Effet : Impossibilité de réaliser les mesures

Causes :
- Blocage de la tige rep. 2
- Rupture du ressort
- Désolidarisation du disque rep. 3 avec la tige rep. 1
- Aimant ne reste pas en place

$$C = 10 \times 3 \times 2 = 60$$

Mode de défaillance 2 : Perte de la fonction 1

Effet : Impossibilité de réaliser les mesures sur toute la gamme prévue

Cause(s) :
- Blocage du ressort

$$C = 7 \times 2 \times 2 = 28$$

Mode de défaillance 3 : Dégradation de la fonction 1

Effet : La précision des mesures est affectée

Cause(s) :
- Augmentation du frottement entre la tige rep. 2 et le support
- Variation de la raideur du ressort
- Déréglage des bobines

$$C = 5 \times 3 \times 4 = 60$$

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Éléments de la conception	Cause de défaillance	Origine de la défaillance	Actions entreprises	Référence du dossier	Actions à entreprendre
Élément 1 Ressort	• rupture/ détérioration • blocage	• conception • montage	• Calculs	0902-50DT01	Notice de montage
Élément 2 Disque rep. 3	• déréglage	• utilisation • montage			Notice d'utilisation et de montage
Élément 3 Tige rep. 2	• déréglage	• utilisation • montage			Notice d'utilisation et de montage
Élément 4 Aimant	• instabilité	• utilisation • montage			Notice d'utilisation et de montage

Prénotice de montage

Module de mesure

– Mettre en place le disque gradué rep. 5 et visser l'axe rep. 1 dans le support en U. Le filetage aura au préalable été enduit de colle de façon à éviter que le support se dévisse durant les manipulations. Le démontage sera possible par en-dessous à l'aide d'un tournevis.
– Mettre l'aimant, le disque de mesure rep. 3 et le ressort dans l'axe rep. 2
– Mettre en place ce sous-ensemble en prenant soin de glisser le ressort dans la rainure de la pièce rep. 5
– Régler la vis supérieure rep. 4 et bloquer avec le contre écrou. Vérifier que l'axe vertical tourne librement et sans jeu. Refaire le réglage si le jeu axial est supérieur à 0,2 mm ou si l'axe ne tourne pas librement.
– Faire tourner la pièce rep. 5 dans les deux sens et constater qu'il n'y a pas d'écart angulaire entre la pièce rep. 3 et la pièce rep. 5. Si tel est le cas, noter la valeur de décalage et en tenir compte au moment des mesures.

Module de champ magnétique

– Mettre en place les bobines sur leur support
– Fixer l'ensemble sur le support du banc

Assemblage du banc

– Mettre en place le module de mesure sur le support du banc et le fixer à l'aide de vis.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

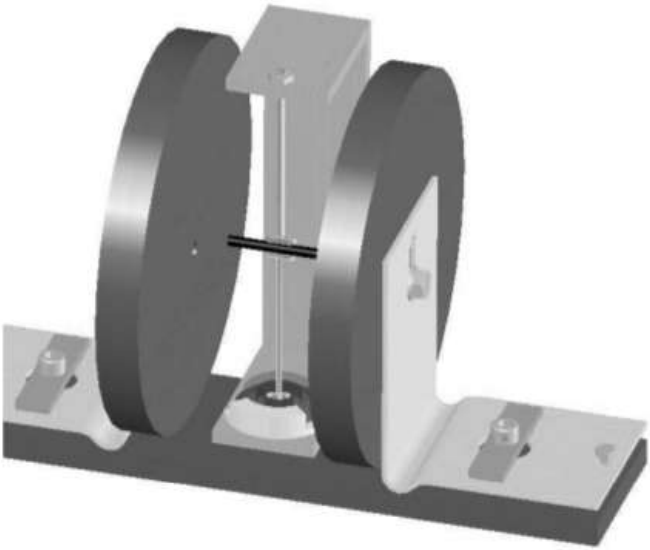
Dossier des Dessins de l'Avant-Projet

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

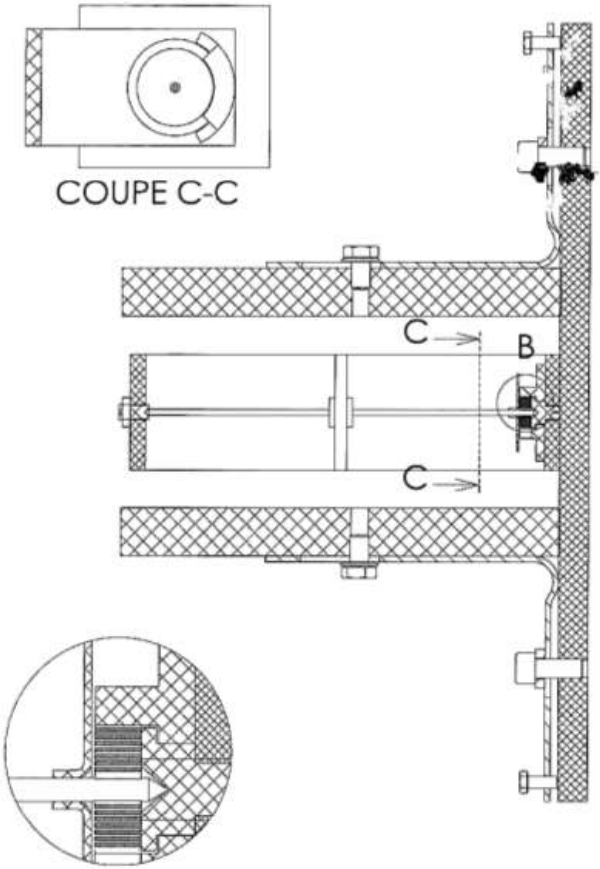
Liste des documents : Références :

➢ Dessin d'avant-projet 0902-42 DP01

Code dossier : **42**



© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.



0902 – 42DP01

Dossier de Justification de Conception Préliminaire

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Liste des documents : Références :

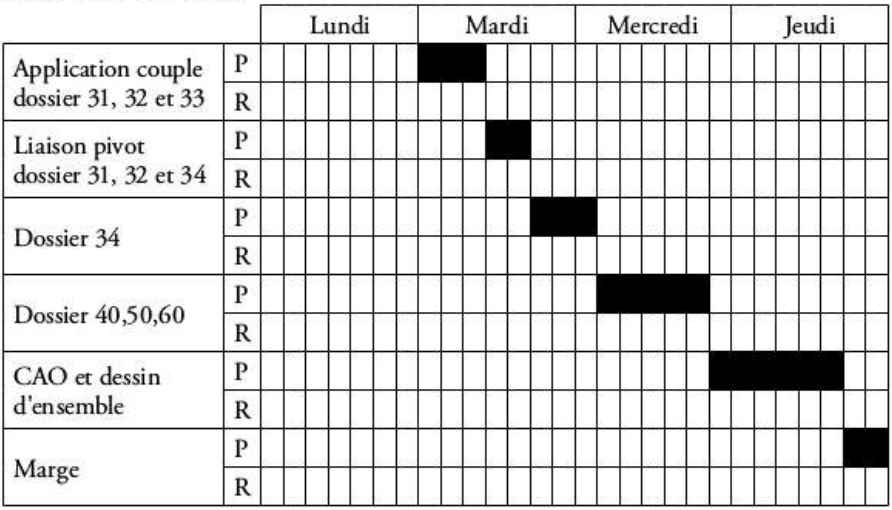
- Planning 0902-50 XX01
- Dimensionnement du ressort spiral 0902-50 DT01

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Code dossier : **50**

Planning

Durée totale : 21 heures



Dimensionnement du ressort spiral

En spécifiant une raideur K_t à partir d'un déplacement de 1° pour un couple de 1 N·mm, on obtient :

$$Kt = \frac{Mt}{\alpha} = \frac{1 \times 180}{\pi} = 57\,N \cdot mm/rad$$

$$Kt = \frac{Ebh^3}{12\,L} < 57\,N \cdot mm/rad \qquad (1)$$

On spécifie un Rpe = 400 Mpa.

$$Mf_{max} = \frac{bh^2 Rpe}{6} > 100\,N \cdot mm \qquad (2)$$

$$(1) : \frac{bh^3}{L} < 3{,}4 \cdot 10^{-3}\,mm^3$$

$$(2) : bh^2 > 1{,}5\,mm^3$$

En choisissant h =0,5 mm, on obtient b= 6 mm et L = 220 mm.
Le ressort est à implanter dans un tube de diamètre intérieur 4 mm et diamètre extérieur 20 mm. Ceci représente à peu près 6 tours d'enroulement.

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

Dossier de Reprise

Créé le : xx/xx/xxxx Dernière mise à jour : --/--/----

Un soin particulier est à apporter à la notice d'utilisation et à la notice de montage (voir AMDEC de conception).
Une fois le marché signé, toute l'étude du système est à réaliser à partir de l'avant-projet fourni. Une étude particulière est à mener en ce qui concerne le choix des matériaux et la forme des pièces conçues de façon à les rendre réalisables au plus faible coût.
La fixation de l'aimant sur la tige est également à étudier ; le clipsage proposé pouvant être source de problèmes de rupture.

Code dossier : **90**

INDEX ALPHABÉTIQUE

A

AMDEC 273
  de conception 293
analyse fonctionnelle 215
arbre claveté 145
aspects environnementaux 298
assurance qualité 17
avant-projet 51

B

besoin client 11, 25
bête à cornes 16, 17

C

calcul 19
  dans l'espace 130
CAO 20, 102, 136, 169, 229, 246
CDCF 27, 258, 293
client, demande 14
composition des liaisons 189
contrainte 142, 147, 150
cotation fonctionnelle 216
coût 293
cycle de vie 297, 298

D

déformation 142, 148, 150
degré d'hyperstatisme 186, 193
demande client 3, 5, 14
dessin d'avant-projet 13
dossier de définition 3, 17, 22

E

éco-conception 297, 301
esquisse
  d'assemblage 230
  du modèle 99
  paramétrable 19
  paramétrée 187, 219
étude de faisabilité 11, 32

F

facteur d'usure PV 130
FAST 43, 263
flambement 143
fonction 263
  contrainte 257
  de conception 255
  de service 26, 255
  principale 256
frottement 89, 92, 118, 121, 125, 196

H

Hertz 166

L

liaison
  élémentaire 187
  en parallèle 192
  en série 189
ligne directrice 299, 302

M

méthode
  énergétique 87, 96
  graphique 78, 82
  semi-graphique 82
méthodologie 12, 20, 32
mobilité
  externe 187
  interne 187
modélisation
  mathématique 208
moment 75
  fléchissant 153
  quadratique 150

P

pivot virtuel 86, 107
planning 35
  prévisionnel 289

© Dunod – La photocopie non autorisée est un délit.

principe fondamental de la statique 79

R

rapport L/D 205, 206, 214
rodage 207

S

schéma
  cinématique 213
  dynamique 213
sollicitation au déplacement 142, 148, 150
solution
  définitive 12, 48
  gestion 44
  recherche de 19
  technologique 199, 213, 269
  théorique 11, 39, 199, 263, 293
système hyperstatique 185

T

torseur
  cinématique 188
  statique 188
torseur technologique 200
traçabilité 18
transfert d'impacts 298
travail
  d'une force 87
  d'un moment 87

U

usure 207

V

vecteur 73
Von Mises 159