

UTILISATION DE LA METHODE DES ELEMENTS FINIS POUR LA CONCEPTION DES COMPOSANTS D'UN CONJONCTEUR-DISJONCTEUR HYDRAULIQUE

ing. MARIAN VICTOR Gabriel*, *prof.univ.dr.ing.* PATRASCU PAUL, *sef.lucr.dr.ing.* VATAVU SORIN

ABSTRACT

The present paper describes the utilisation of the finite element method in the design of the mantle for an unloading valve. The finite element method is useful for the calculation and visualising of the strength field in the mantle volume. With the help of the method we can estimate the mantle's behavior from the strength of material's point of view.

1. PRESENTATION DU FONCTIONNEMENT DU CONJONCTEUR-DISJONCTEUR

La présente valve hydraulique assure le fonctionnement à charge réduite d'un générateur de pression, lorsque le passage vers les consommateurs du circuit hydraulique est bloqué pendant un certain temps. Ce cas a lieu lorsqu'une pompe hydraulique alimente un grand nombre de consommateurs, eux-mêmes commandés par des distributeurs qui ont la liaison à la pompe et au réservoir fermé lorsqu'ils sont en position neutre.

Nous rencontrons une telle situation, par exemple, dans le cas des soutènements marchands dans les mines de charbon qui ont quelques centaines de distributeurs placés sur la longueur (comprise entre 100 et 200 mètres) de l'abattage. Des systèmes de passage à charge réduite pour pompe hydraulique (comme ceux produits par l'entreprise HAUHINCO (Allemagne)) sont utilisés pour ce même type d'application, mais ils présentent certains inconvénients (construction complexe, entretien difficile, courts intervalles de temps entre les commutations de la valve).

Le but de notre invention est donc d'éviter cette série d'inconvénients, tout en réduisant la masse et les dimensions de la valve.

Pendant le blocage de l'alimentation des consommateurs, la valve assure, d'une part, la liaison entre la pompe hydraulique et le réservoir lorsqu'on atteint la pression maximale admise dans le système (cette même pression s'établissant également dans l'accumulateur hydraulique relié au circuit d'alimentation des consommateurs) et d'autre part, le départ du débit dans l'accumulateur lorsque la pression de celui-ci atteint une valeur minimale imposée. Ces commutations de la valve (en fonction de la pression (maximale ou minimale)) se réalisent automatiquement à des intervalles de temps relativement grands et réglables.

Notre système (valve de passage à charge réduite d'une pompe) est composé d'un corps qui présente une cavité cylindrique (de plusieurs diamètres sur sa longueur) à l'intérieur de laquelle glisse une valve ayant une extrémité cylindrique - tronconique et une autre extrémité cylindrique (de diamètre inférieur). Ces deux extrémités sont reliées entre elles par une tige. La valve est maintenue appuyée (avec sa surface tronconique) sur son support, grâce à un ressort qui agit sur l'extrémité cylindrique-tronconique. Entre cette extrémité et le ressort, peut exister une pièce (montée par glissement) de diamètre légèrement supérieur à celui de l'extrémité cylindrique - tronconique de la valve. Le diamètre du support sur lequel s'appuie l'extrémité tronconique est égal au diamètre de l'extrémité cylindrique de la valve. Sur la face frontale de l'extrémité cylindrique de la valve s'appuie un piston - pilote actionné par l'huile sous pression du circuit de l'accumulateur hydraulique. La cavité située entre l'extrémité cylindrique de la valve et le piston - pilote ainsi que celle à l'intérieur de laquelle est monté le ressort sont toutes deux reliées au réservoir. L'espace autour de la tige de la valve est relié à la pompe hydraulique, et celui compris entre l'extrémité cylindrique-tronconique de la valve et son appui est relié au réservoir par l'intermédiaire d'un étranglement réglable.

Deux cas de figure se présentent :

1. La pression de l'accumulateur hydraulique (lui-même relié au circuit d'alimentation des consommateurs) atteint la valeur maximale admise dans le système. Dans ce cas la valve s'éloigne de son appui et ces deux espaces se relient. La pompe est alors reliée au réservoir. Nous passons ainsi au fonctionnement à charge réduite de la pompe.

2. La pression de commande dans l'accumulateur décroît sous une valeur imposée à cause des pertes d'huile dans le système hydraulique. Cela aura pour conséquence la diminution de la force d'appui du piston - pilote. La somme des forces qui maintiennent la valve ouverte devenant plus petite que la réaction du ressort la

valve ferme, la pompe se relie à l'accumulateur...et le cycle recommence.

Par l'étranglement placé entre la valve et le réservoir, nous réglons la pression réduite à laquelle se décharge la pompe au réservoir, ainsi que le nombre de couplages/découplages qui ont lieu pendant un intervalle de temps donné.

On donne ci-dessous un exemple de réalisation de l'invention conformément à la figure 1 (représentant une section longitudinale de la valve).

La valve est formée d'un corps (1), pourvu d'une cavité cylindrique de plusieurs diamètres sur sa longueur. Dans ce corps, sont montés les manchons de guidage (2), (3) et (4). A l'intérieur du manchon (3) on introduit une valve (5). Celle-ci est maintenue appuyée sur le support (a) du manchon (3) par le ressort (6). La force de poussée du ressort est réglée par une vis. Lorsque la pression maximale (due à la coupure d'alimentation des consommateurs par la fermeture des distributeurs) du système hydraulique est atteinte, l'huile sous pression arrive de l'orifice (A) (lié à l'accumulateur) vers la cavité (b) et agit ainsi sur le piston - pilote (7). Celui-ci s'appuie à son tour sur la valve (5) qui s'éloigne du support (a) par la compression du ressort (6). Dans ce cas, la valve (5) met en liaison l'orifice (P) de la pompe et l'orifice (T) du réservoir. Par un canal axial exécuté dans la valve (5), les cavités (c) et (d) sont reliées entre elles. La cavité (d) est également liée par le canal (f) à l'orifice (T) pour permettre les drainages des échappements de l'huile. Le diamètre d_1 peut être exécuté dans un large champ de tolérances puisque des échappements d'huile d'une surface à l'autre de la valve (5) peuvent avoir lieu. Lorsque la valve (5) est éloignée de son support (a), la pression dans la cavité (e) supérieure à celle dans la cavité (d), elle-même reliée par l'orifice (T) au réservoir (cette différence de pression étant due à l'étranglement réglable (8)). Dans ce cas, puisque le diamètre d_1 est au moins 1,5 fois supérieur au diamètre d_2 , la pression de la cavité (e) crée une force supplémentaire, qui agit dans le même sens que la force développée par le piston - pilote (7). Par conséquent, la valve 5 est maintenue ouverte lorsque la pression décroît dans la cavité (b) ainsi que dans l'accumulateur hydraulique. Cette chute de pression est due aux fuites d'huile dans le système hydraulique. Cet état est maintenu jusqu'à ce que la pression dans l'accumulateur décroisse à une valeur pour laquelle la somme des forces (qui maintiennent la valve (5) éloignée du support (a)) est plus petite que la force réalisée par le ressort (6) en sens inverse. Ceci conduit à la fermeture de la valve, ainsi qu'à la coupure de la liaison entre la pompe et le réservoir. La pompe recommence alors à débiter dans l'accumulateur par l'intermédiaire de la valve à sens unique (9). La pression maximale est de nouveau atteinte... et le cycle recommence.

La grande différence entre la pression d'ouverture (réglable par le ressort (6)) et la pression de fermeture de la valve, ainsi que la présence de l'étranglement réglable (8) conduisent à des grands intervalles de temps entre l'accouplement/découplement à l'accumulateur. La valve joue aussi le rôle de valve de sécurité.

La relation reliant les principaux paramètres de la valve est :

$$d_0^2 (p_{ac.max} - p_{ac.min}) = p_r (d_1^2 - d_2^2) \quad (1)$$

d_0 - diamètre du piston - pilote,

d_1 - diamètre de l'extrémité cylindrique - tronconique de la valve,

d_2 - diamètre de l'extrémité cylindrique de la valve,

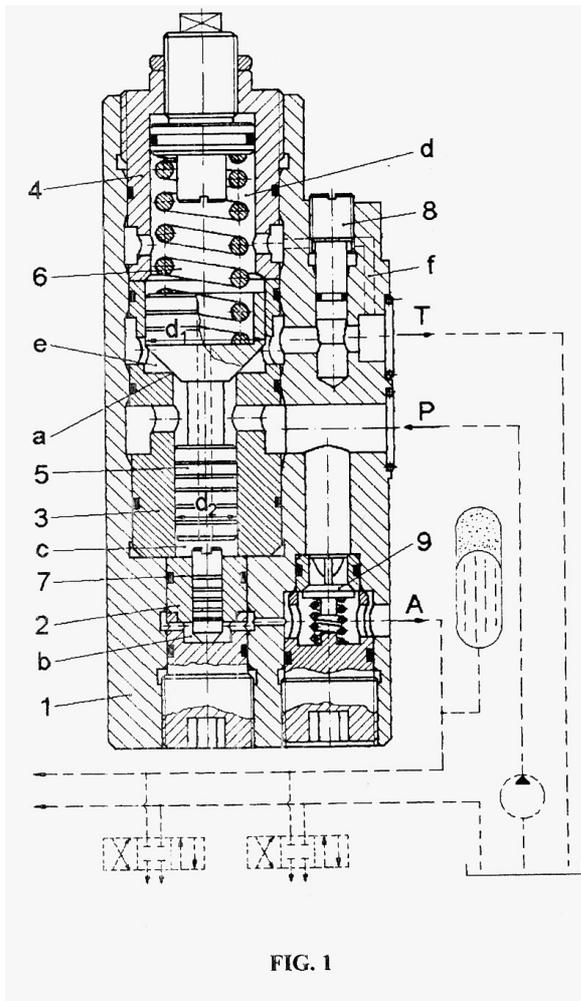
$p_{ac.max}$ - pression maximale réglée dans le système hydraulique, ainsi que dans l'accumulateur. A cette pression la valve s'ouvre et la pompe est reliée au réservoir,

$p_{ac.min}$ - pression minimale dans l'accumulateur, (pression à laquelle la valve se ferme, ce permet à la pompe de se coupler à l'accumulateur),

p_r - pression à laquelle la pompe déverse au réservoir,

L'invention présente les avantages suivants :

- construction simple,
- nombre réduit de pièces en mouvement,
- haute fiabilité et entretien facile,
- dimensions et masse réduits,
- réduction, avec possibilité de réglage, du nombre d'accouplements/découplements dans un intervalle de temps,
- absence d'éléments d'étanchéité en mouvement,
- diminution des chocs au moment de l'accouplement de la pompe à l'accumulateur (pendant le fonctionnement à charge réduite, la pompe est couplée au réservoir par l'intermédiaire d'un étranglement).



2. Analyse par éléments finis du manchon chaise

Nous allons effectuer une modélisation par éléments finis du manchon chaise pour avoir une vue plus précise de la répartition du champ des contraintes dans le volume du manchon. Nous avons utilisé le module d'éléments finis du logiciel I-DEAS Master Series 6.

2.1 Modélisation

2.1.1 Géométrie de la pièce

Toute la géométrie de la pièce a été utilisée pour l'analyse

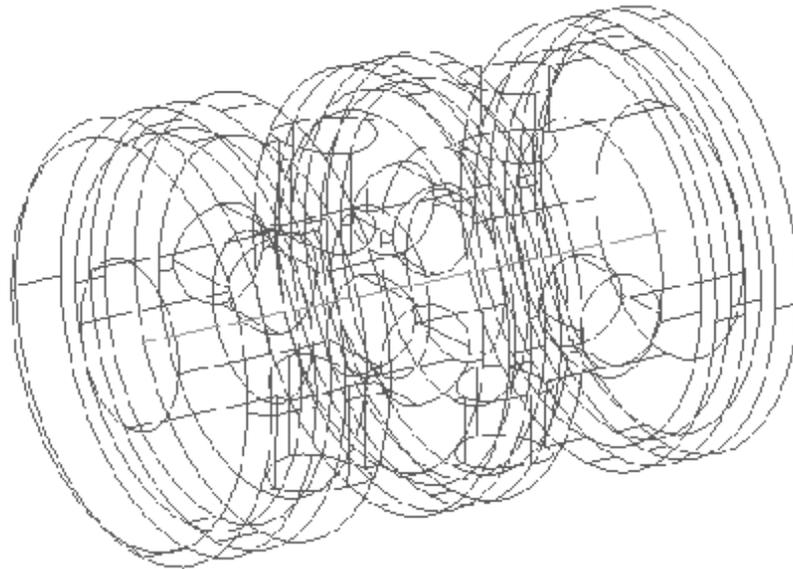


Fig.2

2.1.2 Conditions aux limites

Les conditions limite appliquées aux nœuds sont les déplacements et les forces.

Déplacements

Sur les cotés nous avons maintenu le déplacement sur la direction X constant et les autres déplacements et rotations constantes.

Sur la surface extérieure, celle qui vient en contact avec le carter tous les déplacements et les rotations imposés sont zéro.

Forces

Les forces sont des pressions exercées par le fluide sur la paroi. La pression du fluide est la pression de travail de la valve, donc 210bars. L'unité de mesure de la pression dans le logiciel est le mN/mm^2 donc le Kpa. Donc la pression imposée est de 2100

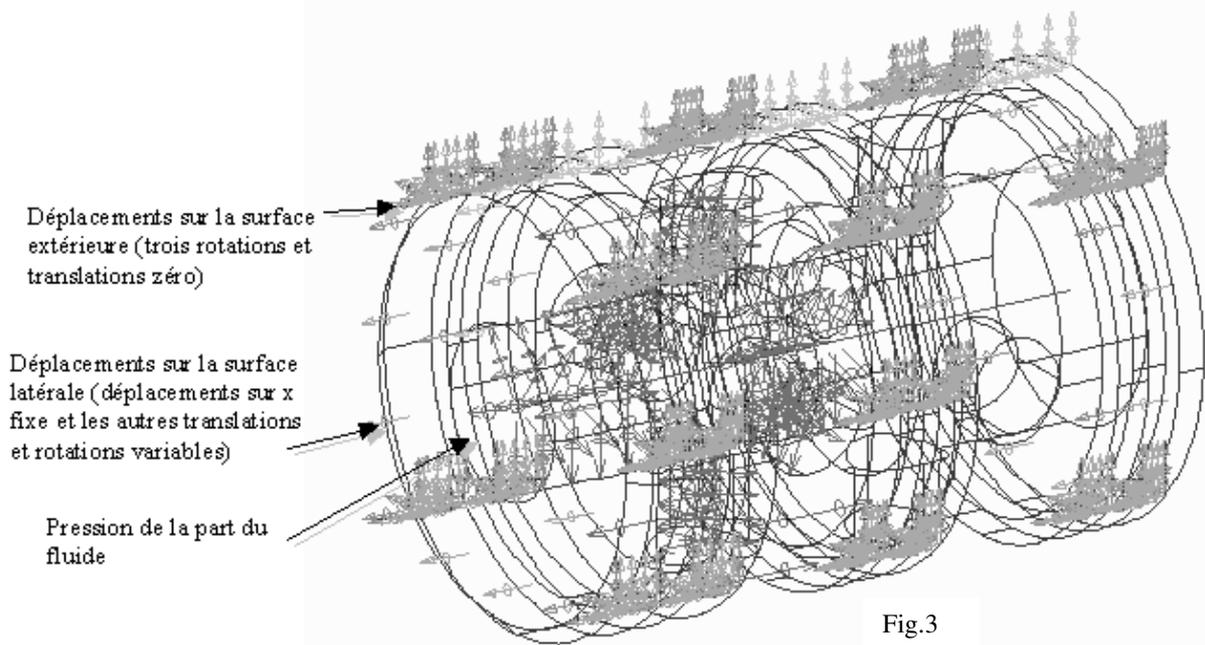


Fig.3

2.1.3 Maillage de la pièce

Le maillage a été effectué dans le volume de la pièce avec des éléments de type tétraèdres paraboliques avec une longueur de 3 mm. La longueur des éléments a été choisie si petite car nous avons dans certains

endroits des petits volumes. Le nombre total des nœuds est de 40759 et le nombre d'éléments est de 25471.

Le mailleur automatique n'a pas réussi à mailler tout le volume, donc avons divisé le grand volume en quatre volumes indépendants et effectuée le maillage pour chaque volume. Voici la pièce maillée :

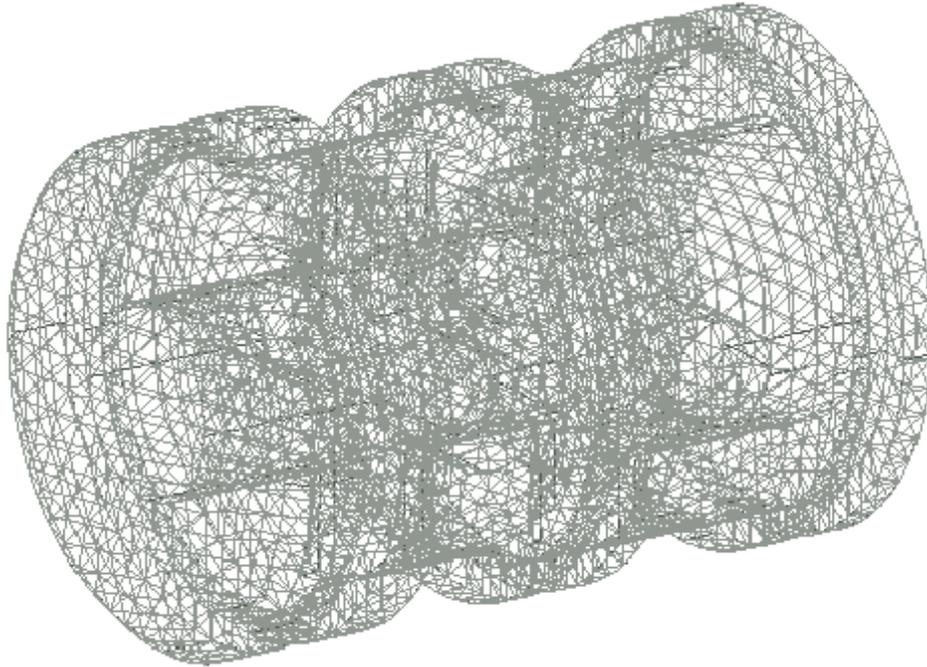


Fig.4

2.2 Analyse numérique

Le calcul a été effectué sur un ordinateur Pentium 3 à 750MHz avec 128Mb de mémoire RAM. Le système comporte 120000 équations et il a été résolu dans une heure environ.

2.3 Exploitation des résultats

Nous allons regarder la contrainte Von Mises obtenue dans tout le volume de la pièce. L'unité de

mesure pour la contrainte est le mN/mm^2 , donc le kPa. Nous pouvons remarquer que la contrainte maximale est de 76.8MPa, donc elle est en dessous de la limite admissible $260/2=130\text{MPa}$ ou le coefficient de sécurité est 2. Cette contrainte maximale se situe au niveau du trou à l'intérieur du manchon. Cela nous paraît logique car c'est dans ces endroits que le concentrateur de contraintes est maximal.

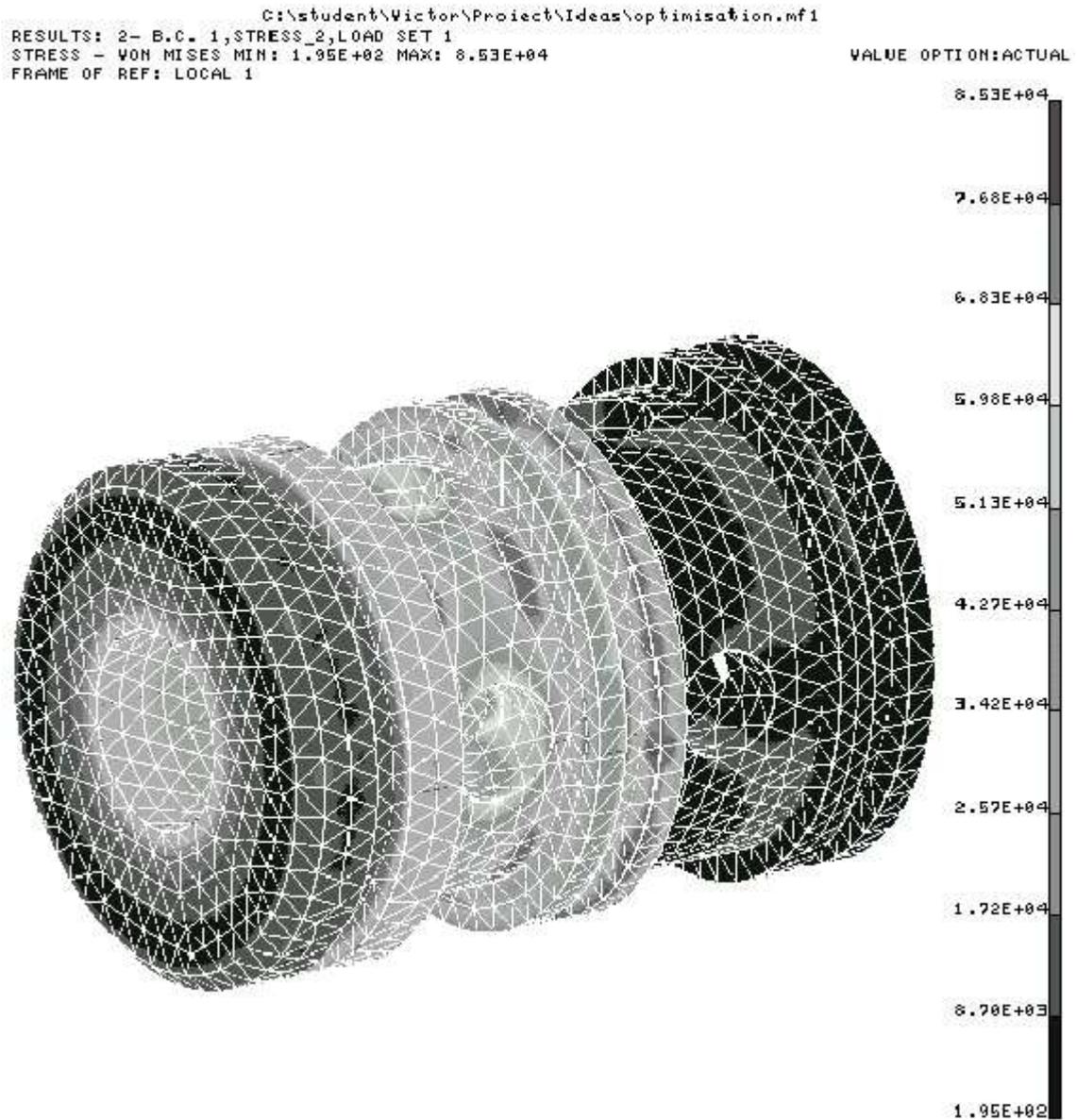


Fig.5

Regardons maintenant le champ des déplacements. Nous pouvons remarquer que le déplacement le plus important se situe au niveau des trous. Comme l'unité de mesure du déplacement est le millimètre, le déplacement maximal est de 6 microns.

Comme conclusion nous pouvons dire que le champ de contraintes et le champ de déplacements s'encadrent dans les limites admissibles du matériau choisi.

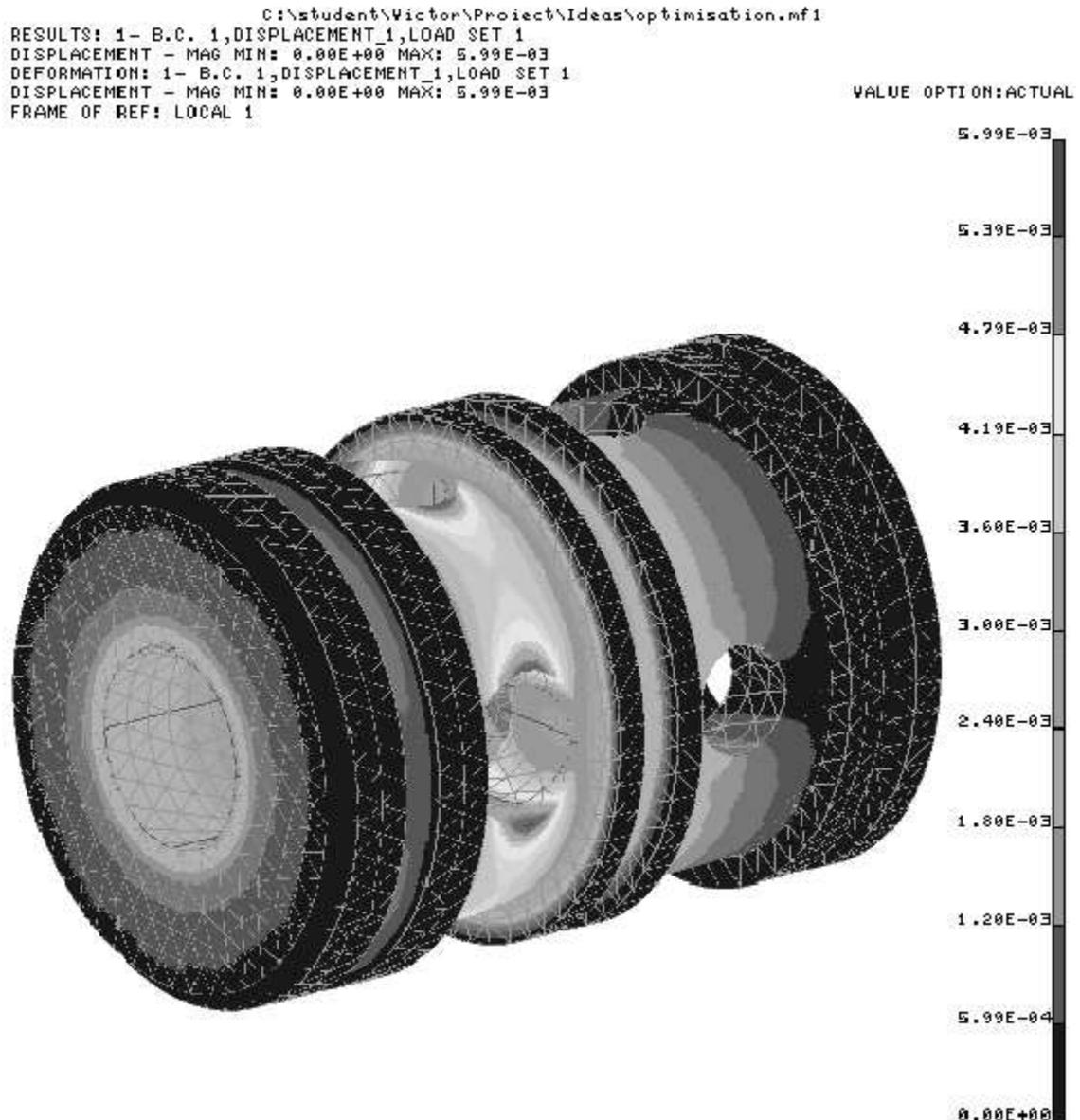


Fig.6

3.CONCLUSIONS

Nous pouvons remarquer que la méthode par éléments finis est très utile pour le calcul des tensions

dans les pièces ayant une forme compliquée. Ces tensions ne peuvent dans ces cas être calculées par les méthodes analytiques classiques.

4.BIBLIOGRAPHIE

- Barlier C. – Memotech Productique, conception et dessin, Editions Casteilla, Paris, 1992
- Marian I., s.a – Aspecte privind constructia si functionarea unei supape de presiune cu histeresis reglabil, Lucrarile stiintifice ale simpozionului international, Editia a 2-a, Inginerie Mecanica, Petrosani, 1999
- Marian V. – Brevet d’Invention „Valve de passage à charge réduite d’une pompe“, No. d’enregistrement national 98 02228, R.F.
- Norton L. R. – Machine Design, Prentice Hall, 1998
- Vasiliu N. , s.a – Mecanica fluidelor si sisteme hidraulice, Vol 1 si 2, Editura Tehnica, Bucuresti, 1998, 1999