



## ANÁLISE ESTRUTURAL DE PISTÕES AXIAIS DE MÁQUINAS TIPO SWASHPLATE UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

**Fernando de Azevedo Silva**

Universidade Estadual Paulista – UNESP, Faculdade de Engenharia – FE/G, Departamento de Mecânica – DME, Campus de Guaratinguetá, SP – Brasil

[fazevedo@feg.unesp.br](mailto:fazevedo@feg.unesp.br)

**João Zangrandi Filho**

Universidade Estadual Paulista – UNESP, Faculdade de Engenharia – FE/G, Departamento de Mecânica – DME, Campus de Guaratinguetá, SP – Brasil

[joaozan@feg.unesp.br](mailto:joaozan@feg.unesp.br)

**Resumo.** *Este trabalho trata da modelagem por elementos finitos de pistões axiais de bombas tipo swashplate, visando a otimização estrutural desses componentes através da variação da configuração geométrica. A análise estática linear foi feita utilizando o aplicativo de elementos finitos ANSYS® v. 5.3, enfatizando as tensões e deflexões nas seções críticas em função de alguns dados de projeto preestabelecidos.*

**Palavras-chave:** Análise estrutural, Bomba *swashplate*, Elementos finitos, Pistões axiais.

### 1. INTRODUÇÃO

O processo de análise estrutural vem experimentando um grande crescimento nas três últimas décadas, com destaque para o desenvolvimento de métodos numéricos de análise de tensões e deformações, possibilitando a implementação de algoritmos de simulação que resolvem problemas cada vez mais complexos no projeto de componentes. Este crescimento deve-se principalmente ao progresso tecnológico dos computadores de pequeno e médio porte ocorrido neste período (Bathe et al., 1976 e Bowes et al., 1975).

Neste contexto, o método dos elementos finitos foi aplicado na análise de pistões axiais, visando a otimização estrutural desses componentes, que fazem parte de bombas tipo *swashplate* para fluido óleo-hidráulico. Este trabalho tem um enfoque aplicado e não teórico, cujo critério utilizado na otimização é a redução da intensidade da tensão máxima de Von Mises que atua no componente, englobando a minimização de dimensões de algumas seções específicas.

Bombas de pistões axiais tipo *swashplate*, Fig. (1), recebem energia mecânica no eixo rotativo e fornecem energia hidráulica, possuindo aplicações industriais, principalmente em automação e na área aeronáutica (Vickers, 1977).

Essas máquinas são constituídas de um bloco rotativo de cilindros (tambor) onde se localizam os pistões paralelos ao eixo de rotação e igualmente distribuídos sobre sua circunferência, num número ímpar e igual a 9. Os pistões axiais exercem suas forças sob um plano inclinado (placa *swashplate* fixa) em relação ao eixo do bloco de cilindros, produzindo um movimento helicoidal no espaço. Para maiores detalhes ver a referência (Zangrandi, 1993).

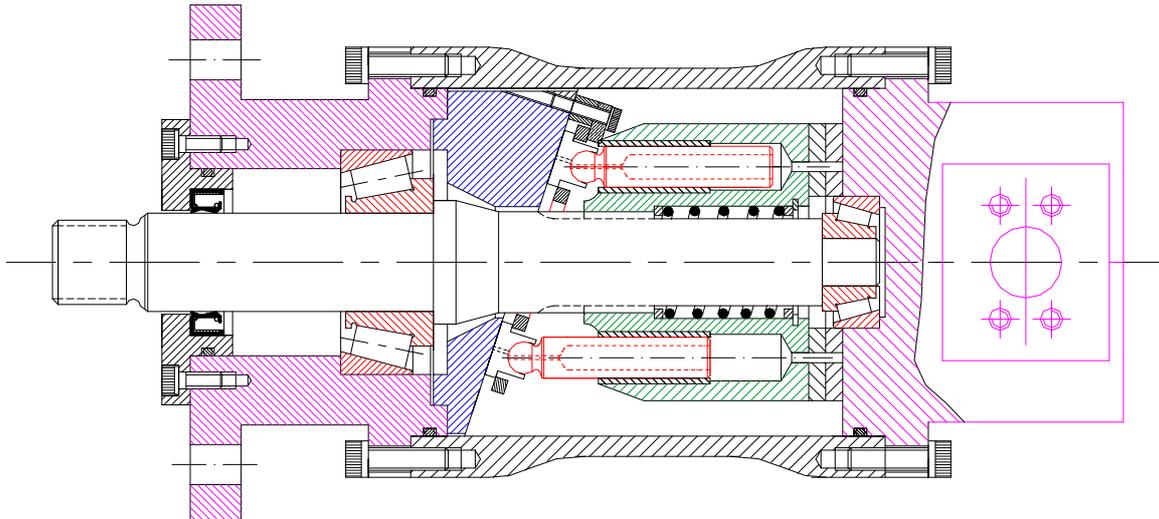


Figura 1. Corte longitudinal de uma bomba tipo *swashplate*.

Normalmente os pistões mostrados na Fig. (2) possuem uma forma geométrica complexa. Neste caso o método dos elementos finitos é uma técnica importante a ser utilizada, como ferramenta, para a análise de tensões. A Figura (2) mostra a forma geométrica padrão dos pistões da bomba *swashplate*. Os principais parâmetros construtivos que influenciam na distribuição das tensões são: o raio de concordância entre a cabeça esférica e o corpo do pistão, que define o pescoço do mesmo; a geometria do micro-furo longitudinal ao eixo do pistão, existente para contrabalançar a força gerada durante a compressão do fluido e a variação da massa do pistão, que colabora para alterações na geometria dos mesmos.

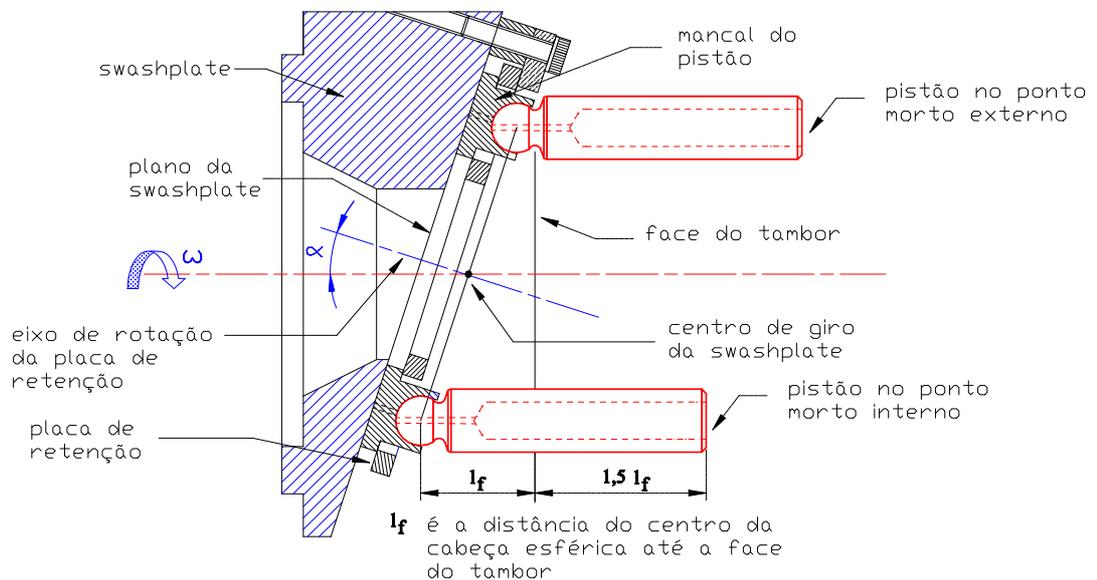


Figura 2. Esquema mostrando os pistões nos pontos mortos interno e externo.

O passo inicial foi o desenvolvimento de um modelo simplificado para a determinação dos esforços principais a que o corpo do pistão está sujeito. Em seguida foi feito um modelo global utilizando-se de propriedades e de esforços presentes na referida estrutura. A análise utilizando elementos finitos foi realizada através do software ANSYS® v. 5.3, enfatizando as tensões e deflexões do pistão em função de alguns dados de projeto preestabelecidos.

A partir da análise global foram identificadas regiões com maiores níveis de tensão e deformação, sendo analisadas várias alternativas de alterações procurando uma uniformização do nível de tensões.

## 2. PRINCIPAIS ESFORÇOS SOBRE O PISTÃO

A avaliação das tensões e deformações foram realizadas para a posição mais crítica, ou seja, quando o pistão se encontrar no ponto máximo fora do cilindro para um ângulo  $\alpha$  da *swashplate* igual a  $18^\circ$ . Nesta posição diz-se que o pistão está no ponto morto externo, Fig. (2). Quando o pistão vai do ponto morto interno (posição que o pistão se encontra deslocado mais internamente dentro do cilindro) até o ponto morto externo, ele está succionando o fluido (Zangrandi, 1993).

Os pistões estão submetidos a uma carga de compressão e uma sollicitação de flexão acentuadas, conforme é mostrado na Fig. (3). A força de compressão originada pelo fluido a alta pressão ( $F_p$ ), faz com que os pistões ao serem pressionados contra a placa *swashplate*, produza uma força perpendicular ao eixo ( $F_r$ ), gerando a flexão.

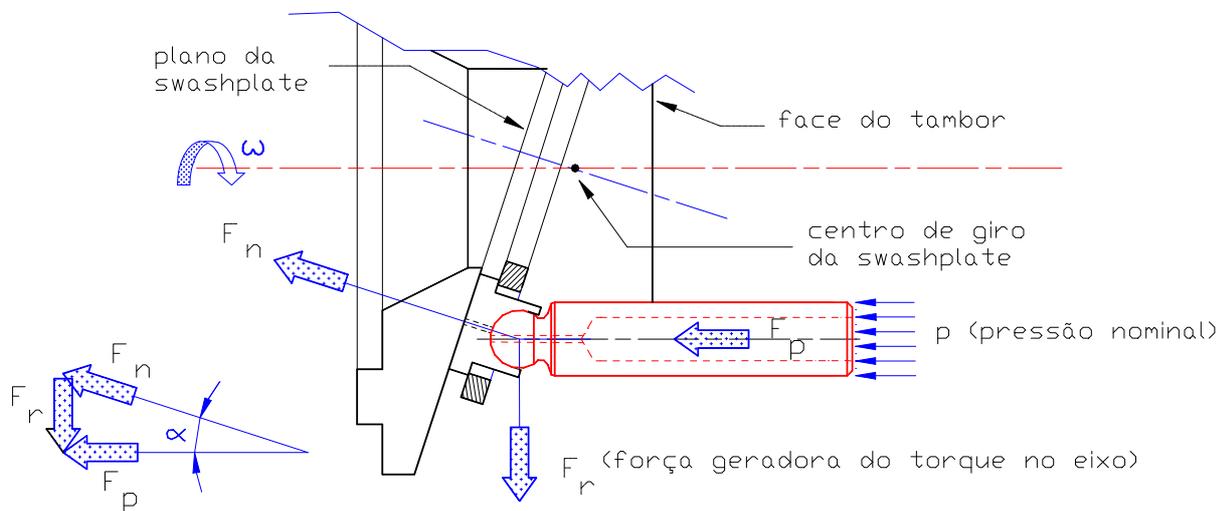


Figura 3. Esquema mostrando as forças que atuam no pistão.

## 3. MODELOS GEOMÉTRICOS PROPOSTOS

Neste trabalho, além do modelo geométrico padrão, foram analisados modelos geométricos com as seguintes alterações:

- Configuração (1) – configuração padrão com diâmetro do furo de óleo igual a 4,0 mm;
- Configuração (2) – configuração padrão com diâmetro do furo de óleo igual a 1,0 mm;
- Configuração (3) – configuração padrão com raio de concordância igual a 2,95 mm;
- Configuração (4) – configuração padrão com raio de concordância igual a 2,41 mm;
- Configuração (5) – configuração padrão com uma diminuição em volume de 3,42 %, como resultado do aumento da seção vazada do pistão.

A análise da configuração 5 é importante devido a redução de massa alcançada.

É importante salientar que, considerando os efeitos de concentração de tensões e analisando a geometria adequada ao funcionamento do mecanismo, recomenda-se que o raio de concordância do pescoço tenha valores dentro do seguinte intervalo:  $0,09 d_p < r_{co} < 0,11 d_p$ , onde  $d_p$  é o diâmetro nominal do pistão.

As dimensões do furo de óleo foram definidas para que, quando o pistão e o mancal estiverem formando um determinado ângulo em relação aos seus eixos longitudinais, não haja interrupção do fluxo de óleo do pistão para o mancal. O furo de óleo poderia ter um diâmetro muito pequeno, pois ele é necessário apenas para transmitir a pressão para a câmara do mancal. No entanto, na realidade ele não deve ser muito pequeno, pois qualquer corpo estranho poderia entupi-lo, causando a falha do mancal do pistão.

#### 4. CONFIGURAÇÕES ANALISADAS E RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados simulados foram obtidos utilizando-se a técnica de elementos finitos. Para cada configuração gerou-se a malha com elementos sólidos estruturais, SOLID 72, que possuem 4 nós, onde cada nó apresenta 6 graus de liberdade: 3 rotações e 3 translações, com relação aos eixos coordenados X, Y, Z, e são adequados para malhas irregulares (Ansys, 1994).

Para obter-se resultados mais realistas, todas as simulações foram realizadas para uma bomba *washplate*, nas seguintes condições de operação: vazão de 360 l/min, rotação de 1.800 rpm e pressão nominal de 35,0 MPa.

Os pistões foram confeccionados em aço microligado SAE 4340, temperado e revenido, com as seguintes propriedades mecânicas:  $E = 206,8$  GPa,  $\rho = 7.800$  Kg/m<sup>3</sup>,  $G = 80,8$  GPa,  $\nu = 0,28$ ,  $\sigma_e = 855$  MPa,  $\sigma_{rt} = 965$  MPa e 280 HB. A Figura (4) apresenta as dimensões do pistão da configuração padrão em milímetros.

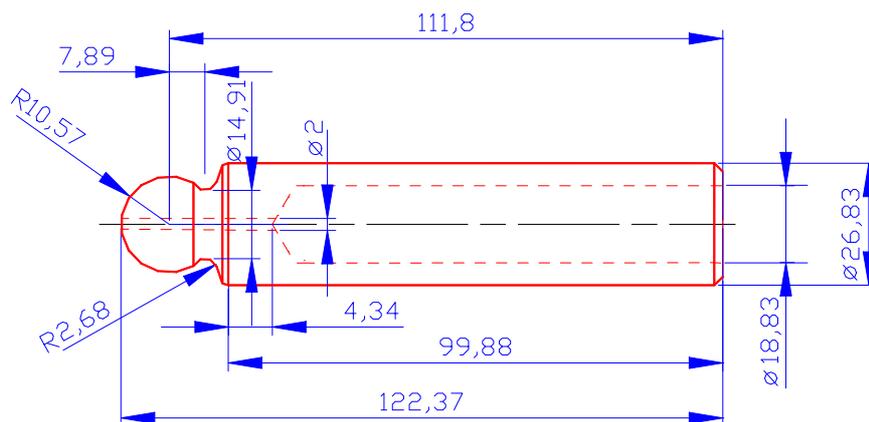


Figura 4. Dimensões características da geometria padrão do pistão analisado.

Tabela 1. Síntese dos resultados obtidos das análises realizadas nas várias configurações.

|                                     | Configuração padrão        | Modelo 1                   | Modelo 2                   | Modelo 3                   | Modelo 4                   | Modelo 5                   |
|-------------------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| <b>Nº de elementos</b>              | 8.957                      | 10.289                     | 14.296                     | 12.866                     | 11.169                     | 11.631                     |
| <b>Peso próprio (N)</b>             | 2,8081                     | 2,7959                     | 2,8110                     | 2,8129                     | 2,8199                     | 2,7120                     |
| <b>Volume total (m<sup>3</sup>)</b> | 36,6980 x 10 <sup>-6</sup> | 36,5390 x 10 <sup>-6</sup> | 36,7360 x 10 <sup>-6</sup> | 36,7620 x 10 <sup>-6</sup> | 36,8520 x 10 <sup>-6</sup> | 35,4420 x 10 <sup>-6</sup> |
| <b>Deflexão nodal (mm)</b>          | 2,0487 x 10 <sup>-1</sup>  | 2,3048 x 10 <sup>-1</sup>  | 2,0388 x 10 <sup>-1</sup>  | 2,1244 x 10 <sup>-1</sup>  | 2,0278 x 10 <sup>-1</sup>  | 2,1680 x 10 <sup>-1</sup>  |
| <b>Energia de deformação (N.mm)</b> | 12,81                      | 9,26                       | 13,13                      | 12,21                      | 11,92                      | 8,02                       |
| <b>Tensão equivalente (MPa)</b>     | 787,95                     | 949,06                     | 720,71                     | 796,92                     | 796,80                     | 850,84                     |

A Tabela (1) é uma consolidação dos resultados obtidos na simulação por elementos finitos para as 6 configurações apresentadas. Destaca-se que os parâmetros deflexão nodal, energia de deformação e tensão equivalente de Von Mises apresentados na tabela, são os valores máximos obtidos.

Para a configuração padrão, a distribuição das tensões equivalentes de Von Mises, é apresentada na Fig. (5). Verifica-se que os níveis de tensões mais críticos ocorrem na região do pescoço.

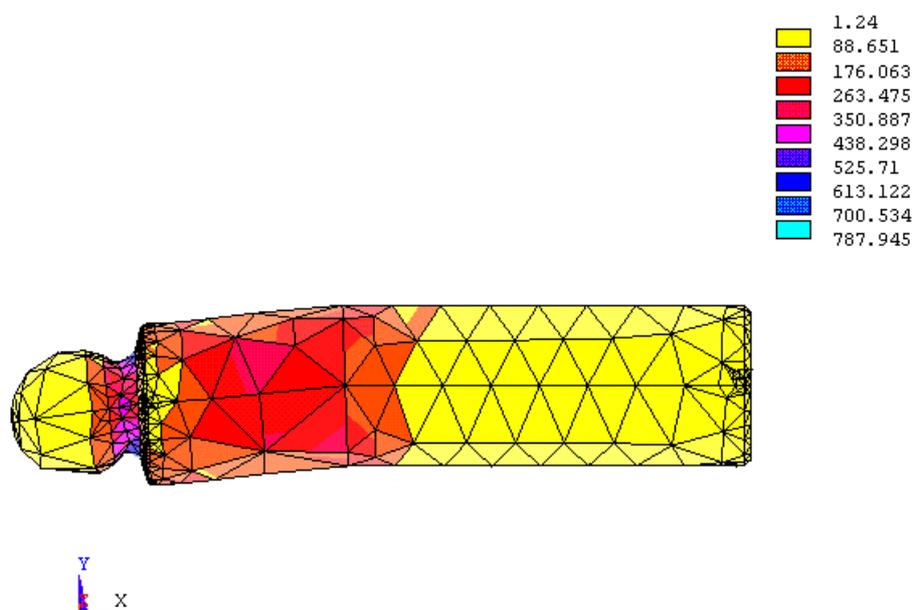


Figura 5. Tensão equivalente de Von Mises em MPa – geometria padrão.

A Figura (6) mostra a distribuição das tensões para o modelo representado pela configuração (2). Neste caso verificou-se que a região do pescoço do pistão continuou sendo uma região crítica, mas com níveis de tensões inferiores aos níveis da configuração (1), inclusive fora desta região.

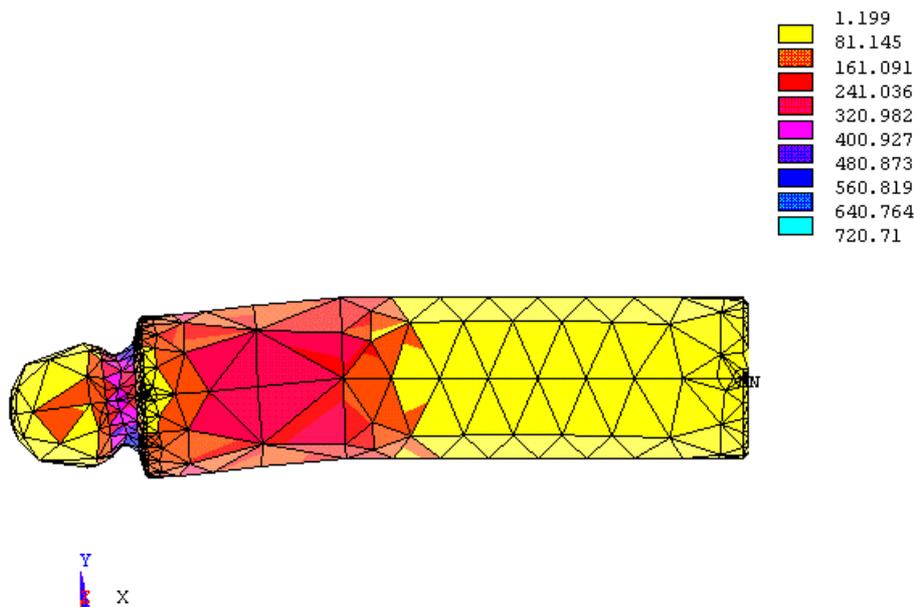


Figura 6. Tensão equivalente de Von Mises em MPa – modelo otimizado.

## 5. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

Da análise realizada observa-se que o furo de contrabalanço sozinho tem influência sobre a tensão equivalente que ocorre na região do pescoço do pistão. Um aumento do diâmetro do furo (configuração 1) aumenta a tensão, assim como uma diminuição (configuração 2) diminui a tensão, quando se compara com a configuração padrão. No entanto, em ambos os casos a tensão obtida está abaixo da tensão de escoamento do material do pistão. Como era esperado a massa praticamente não variou, pois os furos possuem diâmetros e comprimentos pequenos. Desta forma um furo pequeno ter seu diâmetro aumentado, praticamente não influi na variação da massa total do pistão.

Quanto à configuração 2 nota-se uma melhora em toda a distribuição de tensões na região especificada.

Com relação ao raio de concordância observa-se que em ambos os casos, com seu aumento (configuração 3) ou sua diminuição (configuração 4), a tensão cresceu de intensidade um pouco. Desta forma este acréscimo da tensão deve-se ao fato de que diminuindo o raio de concordância aumenta-se o efeito da concentração de tensões. E, aumentando o raio de concordância, aumenta o comprimento da parte do pistão que fica em balanço, isto é, na posição referente ao ponto morto externo.

Finalmente, com o aumento da seção vazada (parte oca do pistão) a tensão cresceu de intensidade em relação à configuração padrão.

Em todos os casos entretanto a tensão sempre esteve abaixo da tensão de escoamento do material, com exceção da configuração 1. Cabe, portanto, ao projetista escolher o menor furo de óleo possível, procurar escolher o raio de concordância médio entre 0,09 e 0,11 do diâmetro do pistão e um furo de alívio de massa igual ao padrão, no problema analisado.

Tendo em vista que a análise desenvolvida neste trabalho é iterativa, isto é, para alterar o valor de cada parâmetro analisado, faz-se necessário a geração de um novo modelo global, pode-se em trabalho futuro estudar a influência do diâmetro do furo de alívio de massa e a relação com sua profundidade.

É importante salientar que este trabalho procurou mostrar a metodologia adotada para realizar uma análise estrutural num componente mecânico real e de geometria complexa.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ansys, 1994, "User's Manual for Revision 5.1.", Swanson Analysis Systems, Inc., vols. I, II, III e IV.
- Bathe, K. J. and Wilson, E. L., 1976, "Numerical Methods in Finite Element Analysis", Prentice-Hall, Inc.
- Bowes, W. H. and Russell, L. T., 1975, "Stress Analysis by the Finite Element Method for Practicing Engineers", Lexington Books.
- Zangradi, J. F., 1993, "Um Método para o Projeto de Máquinas de Pistões Axiais tipo Swashplate", Tese de Doutorado, UNESP/FEG.
- Vickers, 1977, "Manual de Hidráulica Industrial", 3ª edição.

## 7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

## A STRUCTURAL ANALYSIS OF AXIAL PISTONS OF A SWASHPLATE TYPE MACHINE USING THE FINITE ELEMENTS METHOD

### **Fernando de Azevedo Silva**

Universidade Estadual Paulista – UNESP, Faculdade de Engenharia – FE/G, Departamento de Mecânica – DME, Campus de Guaratinguetá, SP – Brasil  
[fazevedo@feg.unesp.br](mailto:fazevedo@feg.unesp.br)

### **João Zangrandi Filho**

Universidade Estadual Paulista – UNESP, Faculdade de Engenharia – FE/G, Departamento de Mecânica – DME, Campus de Guaratinguetá, SP – Brasil  
[joaozan@feg.unesp.br](mailto:joaozan@feg.unesp.br)

***Abstract.** This work is concerned with finite elements modelling of axial pistons of a swashplate type machine. The modelling process aims the structural optimisation of the axial pistons through the study of different geometrical configurations. A linear static analysis was developed based on pre-established design parameters with help of the finite elements software ANSYS® v. 5.3. This analysis performed was related to stress and strains around critical sections of the structure.*

***Keywords:** Structural analysis, Swashplate type axial piston machine, Finite element.*