

PRENSA ISOSTÁTICA DE VASOS GÊMEOS: PROJETO

C.A. Fortulan, M.P.G. Pedroso, L.A. Penazzi, B.M. Purquerio
Escola de Engenharia de São Carlos – USP
Av. Trabalhador São-carlense, 400 – 13566-590 – São Carlos - SP
cfortula@sc.usp.br

RESUMO

O projeto e fabricação de uma prensa isostática wetbag com dois vasos de diferentes capacidades volumétricas é apresentado. A prensa isostática, amplamente aplicada na conformação de cerâmicas técnicas, desde o início do século passado, ainda representa importante equipamento laboratorial onde são requeridas pressões de até 500 MPa. As maiores dificuldades dos usuários destes equipamentos estão na operação e manutenção. Este trabalho apresenta o projeto de uma prensa com dois diferentes vasos em termos de capacidade volumétrica, assim, em função das dimensões das amostras em processo torna possível a seleção apropriada de um vaso ou dos dois vasos simultaneamente. Foi selecionada a pressão hidrostática de 210 MPa e projetados dois vasos de diâmetros internos de 95mm e 55mm com fechamentos da tampa por clover leaf e rosca respectivamente. Foi obtido um equipamento compacto, econômico e de manutenção otimizada que acelera o processo e a produção de corpos de prova.

Palavras chave: prensa isostática, vaso de pressão gêmeo, projeto.

INTRODUÇÃO

A prensagem isostática é um processo de conformação e compactação de pós utilizada há cerca de um século. Baseada na pressurização hidráulica em alta pressão e em todas as direções faz com que as peças conformadas por este processo tenham superior nível e uniformidade de compactação, fazendo deste, uma referência na conformação de corpos de prova cerâmicos em pesquisas científicas. A prensagem isostática também é aplicada como processo coadjuvante na compactação de peças previamente conformadas por outras técnicas. Variações nos projetos de prensas, peças e moldes podem diminuir o efeito isostático da conformação.

O princípio do processo trata da compressão hidráulica de um molde flexível (elastomérico) cuja cavidade é preenchida com pós e posteriormente selada (estanque). Pressões na ordem de 70 a 500 MPa são praticadas.

A prensagem isostática é particularmente aplicada a produtos que apresentam formas cilíndricas. Vazios internos, todavia, podem ser obtidos com a adição de um núcleo metálico dentro do molde elastomérico. Tais núcleos podem apresentar roscas e escalonamentos no diâmetro, cujos detalhes são transferidos para os produtos. Já a superfície externa, dependendo do produto, pode receber acabamento por usinagem ainda à verde ou pós pré-sinterização.^(1, 2)

Variações na concepção de prensas isostáticas foram desenvolvidas, sendo que as principais são agrupadas em *cold isostatic press* (prensas isostáticas em temperatura ambiente), *warm press* (prensas cujo fluído opera à temperatura de ~150°C para consolidação de multicamadas de *tape casting*) e *hot isostatic press* onde a peça em conformação pode estar concomitantemente na temperatura de sinterização. As *cold isostatic presses* são ainda subdivididas em dois grupos: *wet bag*; quando o operador tem contato com o fluído em cada alimentação e descarga dos moldes e *dry bag*; quando o operador não entra em contato com o fluído, pois a tampa do molde é a própria tampa do vaso, é aplicada na produção seriada e automatizada.

Este trabalho objetiva o projeto de uma prensa isostática *wet bag* capaz de operar dois diferentes vasos em termos de capacidade volumétrica e com pressão hidrostática de até 210 MPa, com operação discreta ou simultânea. Foram projetados dois vasos de diâmetros internos de 95mm e 55mm com fechamentos da tampa pelo sistema *clover leaf* e por rosca, respectivamente.

MATERIAIS E MÉTODOS

Uma prensa com duplo vaso, de capacidades volumétricas diferentes, 1500 ml e 380 ml e uma única bomba de compressão é apresentada pela Figura 1a com o diagrama hidráulico relacionado pela Figura 1b.

Selecionou-se o aço AISI 4340, devido a sua elevada tensão de escoamento, e elevada tenacidade de fratura. Os blocos maciços e forjados foram fornecidos pela Açofran Aço e Metais Ltda, (Tabela 1) com ensaio de ultrassom segundo norma ASTM A388/98.

Os vasos e as tampas foram usinados com sobre material de 1mm nas superfícies funcionais, receberam tratamento térmico para melhoria das

propriedades mecânicas e usinagem de acabamento nas superfícies funcionais. O tratamento adotado foi uma têmpera a 845°C em óleo, seguida de duplo revenimento a 425°C, o segundo revenimento foi para o revenir a martensita de segunda ordem o que garante estabilização dimensional e melhoria da tenacidade de fratura⁽³⁾. As propriedades mínimas requeridas com o tratamento são $\sigma_{esc} = 1475$ MPa, $\sigma_{rt} = 1595$ MPa e K_{IC} de 89 MPa.m^{1/2} e foram adotadas para o projeto.^(4,5)

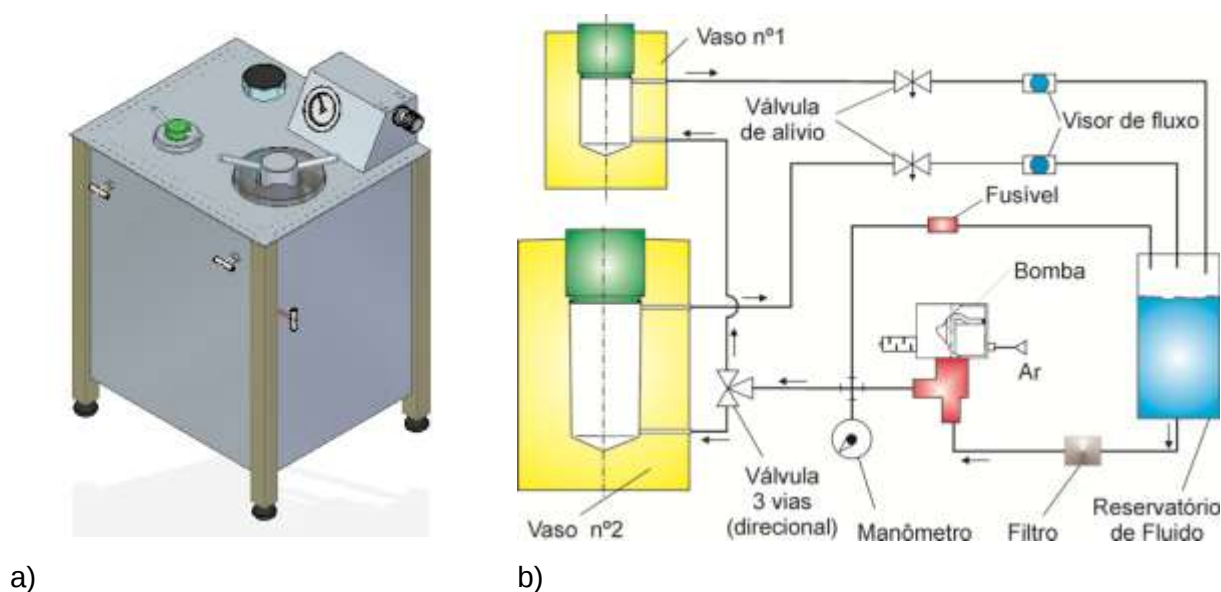


Figura 1 – Prensa de vasos gêmeos, em a) protótipo virtual e em b) diagrama hidráulico.

Tabela 1 – Composição química do aço AISI 4340 RD

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Al	Cu	Ni
0,38	0,29	0,74	0,014	0,024	0,72	0,26	0,036	0,20	1,66

A verificação dos esforços foi dividida em duas partes, a primeira verificação estática (a) e a segunda verificação dinâmica (b) que foram aplicadas nas regiões cilíndricas de pressurização (1) e no sistema de fechamento de tampa (2), aplicadas em ambos os vasos. Na verificação estática, segundo recomendação de Ashby (1992)⁽¹⁾ foi adotado fator de segurança de verificação estática (N_e) maior ou igual a 2 e para verificação dinâmica com vida infinita e com fator de segurança (N_d) maior ou igual a 1,2.

a1 Verificação estática da região de pressurização

Nas regiões cilíndricas pressurizadas foram utilizadas as equações de tensões axissimétricas em coordenadas cilíndricas, que são as equações governantes para vasos de pressão cilíndricos de paredes espessas fechados nas extremidades.

Tomando um elemento diferencial, como exemplificado na figura 2a e fazendo considerações sobre deslocamentos e equilíbrio de forças tem-se as expressões para cada componente de tensão, representadas pelas equações 1, 2 e 3.

$$\sigma_r = \frac{1}{b^2 - a^2} \cdot [(p_a \cdot a^2 - p_b \cdot b^2) - \frac{a^2 \cdot b^2}{r^2} \cdot (p_a - p_b)] \quad [1]$$

$$\sigma_\theta = \frac{1}{b^2 - a^2} \cdot [(p_a \cdot a^2 - p_b \cdot b^2) + \frac{a^2 \cdot b^2}{r^2} \cdot (p_a - p_b)] \quad [2]$$

$$\sigma_z = \frac{1}{b^2 - a^2} \cdot (a^2 \cdot p_a - b^2 \cdot p_b) \quad [3]$$

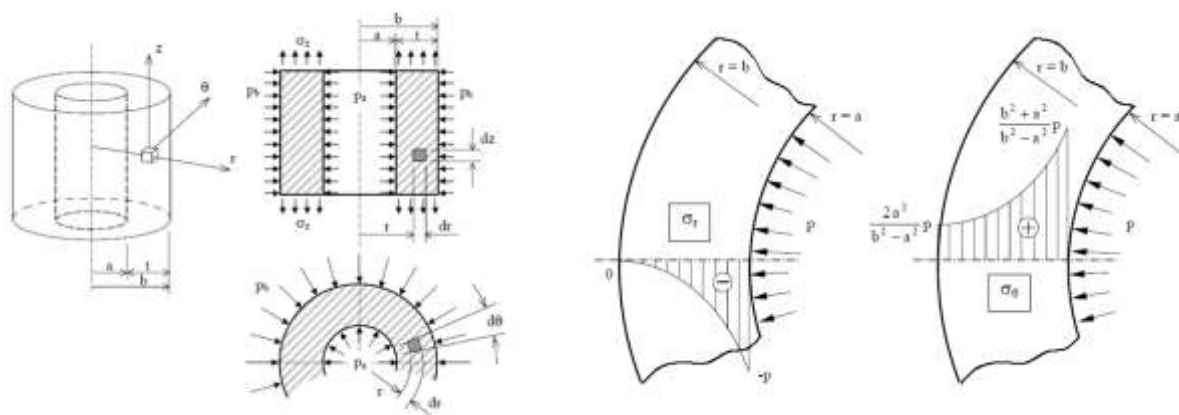
Onde: σ_r , σ_θ e σ_z são as componentes de tensão radial, tangencial e axial respectivamente; p_a e p_b são os valores de pressões na superfície interna e externa respectivamente; a é raio interno, b é o raio externo e r é a distância radial desejada.

No caso de cilindros submetidos apenas a pressão interna e calculando as tensões máximas, fazendo $p_b = 0$ e $r = a$, as equações 1, 2 e 3 são então convertidas segundo as equações 4, 5 e 6. A figura 2b ilustra a distribuição das tensões ao longo da parede do cilindro, para esta situação.

$$\sigma_r = -p_a \quad [4]$$

$$\sigma_\theta = \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \cdot p_a \quad [5]$$

$$\sigma_z = \frac{a^2}{b^2 - a^2} \cdot p_a \quad [6]$$



a)

b)

Figura 2. Cilindros de paredes espessas, em a) Tensões axissimétricas e em b) variação das tensões ao longo da parede do cilindro.⁽⁶⁾

O critério da energia de distorção (von Mises) foi selecionado para a combinação das três componentes de tensão para o aço AISI 4340 gerando uma

tensão de confronto (ou equivalente à um estado puro de tração). Como as tensões em coordenadas cilíndricas são as próprias tensões principais, a tensão de von Mises pode ser escrita conforme expressa a equação 7. ⁽⁷⁾

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2}{2}} \quad [7]$$

O fator de segurança estático é expresso pela Equação 8 e representa a razão entre a tensão de escoamento e a tensão de von Mises.

$$N_s = \frac{\sigma_{esc}}{\sigma_{VM}} \geq 2 \quad [8]$$

O valores do dimensionamento estático para os vasos considerando pressão máxima de 210 MPa são apresentados pela Tabela 2.

Tabela 2- Valores calculados na verificação estática da região de pressurização dos vasos.

	Equação	Vaso Øi = 95mm	Vaso Øi = 55mm
Øe (mm)	*	240,0	120,0
σ_r (MPa)	4	-210,0	-210,0
σ_θ (MPa)	5	288,0	321,7
σ_z (MPa)	6	39,0	55,9
σ_{VM} (MPa)	7	431,3	460,5
N _e	8	3,4	3,2

* Pré-dimensionamento.

Os valores de coeficiente de segurança estático de 3,4 e 3,2, muito superiores a 2 atendem aos requisitos mínimos de projeto e fornecem segurança adicional para a verificação dinâmica.

Verificação dinâmica

Segundo Norton (2004)⁽⁷⁾ a tensão limite de fadiga para o aço AISI 4340 tratado pode ser expressa segundo a equação 9, porém, para ensaios laboratoriais em corpos de prova. Para uma peça real, a tensão limite de fadiga deve ser corrigida por fatores segundo equação 10.

$$\sigma_{fi} = 700 \text{ MPa para } \sigma_{rt} \geq 1400 \text{ MPa} \quad [9]$$

$$\sigma_f = C_{carreg} \cdot C_{tamanho} \cdot C_{superf} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot \sigma_{fi} \quad [10]$$

O fator C_{carreg} é chamado fator devido à solicitação, sendo $C=1$ para flexão e torção e $C=0,7$ para normal.

O fator $C_{tamanho}$ leva em conta as dimensões reais da peça, considerando a maior probabilidade da existência de defeitos em peças maiores, entretanto para carregamento axiais este fator poder considerado unitário.⁽⁵⁾

O fator C_{superf} é o fator de superfície e considera a influência do acabamento superficial, expressa pela equação 11, onde A e b são sugeridos em tabelas, e para condição equivalente a acabamento retificado: $A = 1,58$ e $b = -0,085$.⁽⁷⁾

$$C_{superf} = A \cdot (\sigma_{rt})^b \quad [11]$$

O fator C_{temp} é o fator de temperatura e considera o fato de que o limite de fadiga na curva S-N desaparece a altas temperaturas. Para condições de trabalho no qual a temperatura não ultrapassa 450 °C o fator C_{temp} é unitário.⁽⁷⁾

O fator C_{conf} é o fator de confiabilidade referente ao material e tratamentos recebidos. Os valores são tabelados e para este trabalho foi empregado confiabilidade de 50%, ou seja: $C_{conf} = 0,897$.⁽⁷⁾

Para a verificação dinâmica considera-se ainda o efeito da amplitude de tensão (equação 12) e tensão média (equação 13)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad [12]$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad [13]$$

Para o critério de fadiga foi selecionado o critério de Goodman modificado representado pela equação 14, para os casos em que a razão entre a tensão alternada e a média permanece constante. (7)

$$N_d = \frac{\sigma_f \cdot \sigma_{rt}}{\sigma_a \cdot \sigma_{rt} + \sigma_m \cdot \sigma_f} \quad [14]$$

Para a verificação dinâmica das regiões de pressurização considera-se o fato de que a pressão interna varia de 0 a $p_{m\acute{a}x}$, portanto, as componentes radial, tangencial e axial $\sigma_{m\acute{i}n}$ são sempre nulas e as componentes $\sigma_{m\acute{a}x}$ são calculadas para

$p_{\text{máx}}$, de acordo com as equações 4, 5 e 6. São calculadas então as tensões alternada e média para cada componente: radial, tangencial e axial.

Essas componentes de tensão devem ser combinadas para o cálculo da tensão alternada equivalente e média equivalente, através da equação 7, sendo as componentes alternadas utilizadas para o cálculo da tensão alternada equivalente e as tensões médias utilizadas para o cálculo da tensão média equivalente.

Os resultados dos cálculos necessários para a verificação dinâmica são mostrados na Tabela 3.

Tabela 3 Valores calculados na verificação dinâmica da região de pressurização dos vasos.

Vaso $\varnothing i = 95\text{mm}$		Vaso $\varnothing i = 55\text{mm}$	
C_{carreg}	0,7	C_{carreg}	0,7
C_{tamanho}	1	C_{tamanho}	1
C_{superf}	0,8442	C_{superf}	0,8442
C_{temp}	1	C_{temp}	1
C_{conf}^*	0,897	C_{conf}^*	0,897
σ_f (MPa)	371,1	σ_f (MPa)	371,1
$\sigma_{ra} = \sigma_{rm}$ (MPa)	-105	$\sigma_{ra} = \sigma_{rm}$ (MPa)	-105
$\sigma_{\theta a} = \sigma_{\theta m}$ (MPa)	144	$\sigma_{\theta a} = \sigma_{\theta m}$ (MPa)	160,9
$\sigma_{za} = \sigma_{zm}$ (MPa)	19,5	$\sigma_{za} = \sigma_{zm}$ (MPa)	27,9
σ_a (MPa)	215,6	σ_a (MPa)	230,3
σ_m^{**} (MPa)	135,3	σ_m^{**} (MPa)	148,9
N_d	1,5	N_d	1,4

* Considerado confiabilidade de 90%.

** No cálculo de uma tensão média equivalente de von Mises equação [7] tiver uma componente de tensão média negativa, resultará em um coeficiente de segurança extremamente conservador, e, então deve-se admitir como nula esta tensão média negativa.

Os coeficientes de segurança para situação dinâmica igual a 1,4 e 1,5 foram considerados satisfatórios e conservador, sendo portanto possível a diminuição dos diâmetros externos.

Verificação da região superior dos vasos

Para a região superior do vaso, as equações governantes dependem de cada tipo de travamento com a tampa. A figura 3 mostra as equações utilizadas para as verificações e algumas seções resistentes para o vaso de $\varnothing i$ 95mm com o sistema *clover leaf*, sistema de fechamento selecionado devido ao engate rápido e manufatura simplificada. A figura 4 mostra o equacionamento para as verificações do vaso de $\varnothing i$ 55,0mm, no qual foi utilizado o fechamento por rosca pois a

manufatura neste diâmetro torna a opção *clover leaf* dificultada e o número de voltas não foi considerado excessivo. A rosca selecionada foi a métrica do tipo MJ devido a sua alta resistência a fadiga proporcionada pelos arredondamentos das raízes dos filetes na rosca externa e pelo aumento do diâmetro menor nas roscas externa e interna.

Vaso $\varnothing i = 95\text{mm}$ - Sistema *Clover leaf*

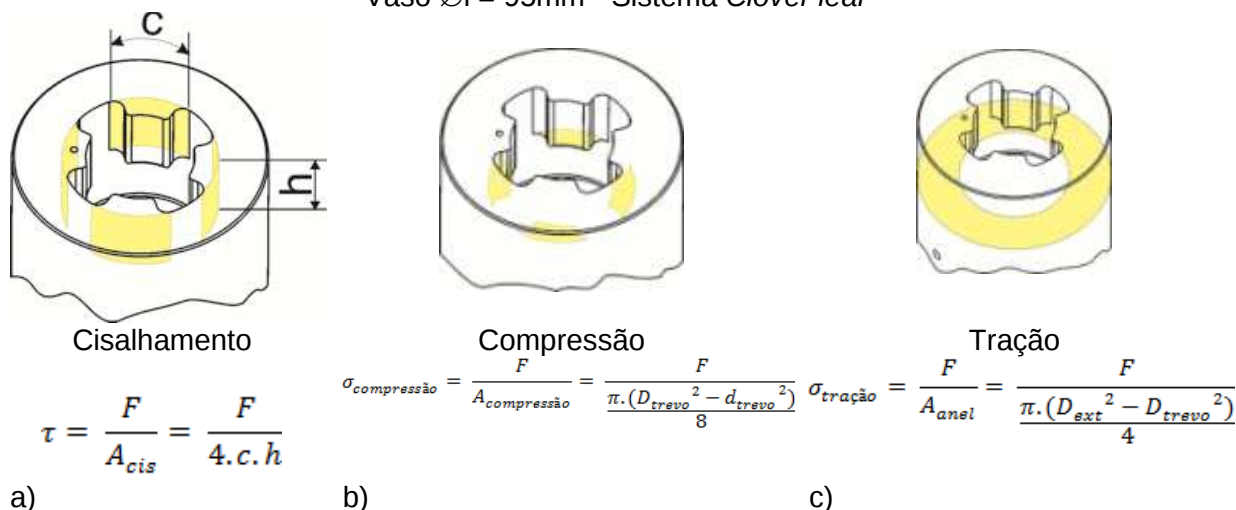


Figura 3- Descrição das seções (em amarelo) e principais tensões atuantes no vaso de $\varnothing i = 95\text{mm}$, em a) cisalhamento em b) compressão e em c) tração.

Vaso $\varnothing i = 55\text{mm}$ - sistema com rosca

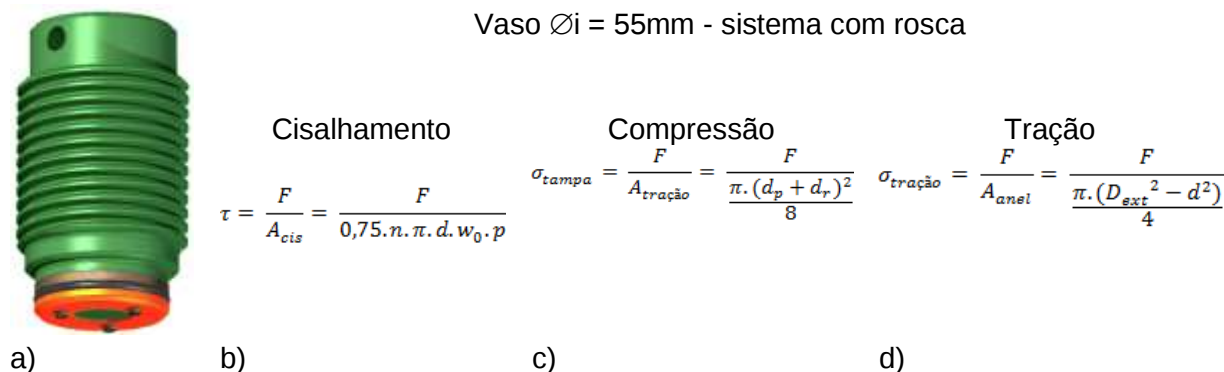


Figura 4- Tampa com rosca para o vaso de $\varnothing i = 55\text{mm}$ e descrição das principais tensões consideradas no dimensionamento, em a) desenho esquemático da tampa, em b) tensão de cisalhamento, c) tensão de compressão e d) tensão de tração.

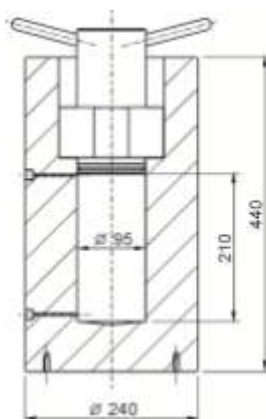
Os resultados das verificações estática e dinâmica são apresentados na Tabela 3. No cálculo de roscas deve ser considerado o compartilhamento da tensão sobre os filetes, ou seja, o número de filetes efetivos, para tanto deve ser considerada a fragilidade do aço e o ajuste de contato. Considerando o aço AISI 4340, nas condições do tratamento e que a rosca foi usinada com acabamento fino após o tratamento térmico, foi considerado efetivos 75% do total de filetes.

Tabela 4- Valores calculados na verificação dinâmica da região de pressurização dos vasos.

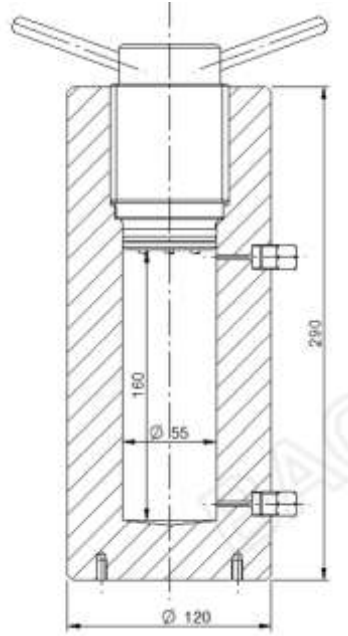
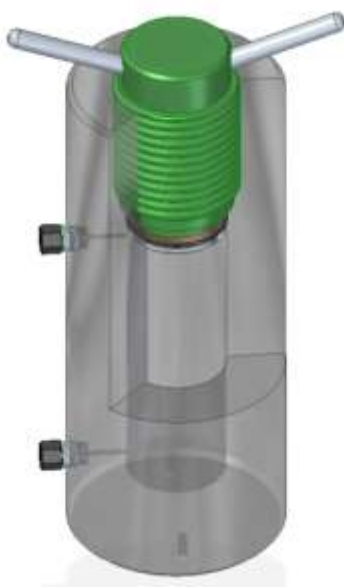
Vaso $\varnothing i = 95\text{mm}$		Vaso $\varnothing i = 55\text{mm}$	
c (mm)	56	d (mm)	60,5
h (mm)	70	p (mm)	6
d _{trevo} (mm)	102	d _p (mm)	56,1
D _{trevo} (mm)	146	d _r (mm)	52,6
D _{externo} (mm)	240	D _{externo} (mm)	120
τ (MPa)	95,0	τ (MPa)	83,8
$\tau_a = \tau_m$ (MPa)	47,5	$\tau_a = \tau_m$ (MPa)	41,9
N_s	9,0	N_s	10,2
N_d	3,7	N_d	4,2
$\sigma_{compressão}$ (MPa)	347,5	σ_{tampa} (MPa)	214,9
$\sigma_{compressão,a} = \sigma_{compressão,m}$ (MPa)	173,8	$\sigma_{tampa,a} = \sigma_{tampa,m}$ (MPa)	107,5
N_s	4,3	N_s	6,9
N_d	1,7	N_d	2,8
σ (MPa)	52,3	σ (MPa)	59,2
$\sigma_a = \sigma_m$ (MPa)	26,2	$\sigma_a = \sigma_m$ (MPa)	29,6
N_s	28,2	N_s	25
N_d	11,5	N_d	10,2

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados do projeto da prensa e do dimensionamento dos vasos estão reunidos pelas Figuras 5, 6 e 7. A Figura 5 que apresenta o projeto (fig 5a), o desenho (fig 5b) e imagem (fig 5c) do vaso de $\varnothing i$ 95 mm sistema clover leaf; a Figura 6 apresenta o projeto (fig 6a), o desenho (fig 6b) e imagem (fig 6c) do vaso de $\varnothing i$ 55 mm sistema rosca; e a Figura 7 que apresenta uma imagem da prensa construída em aberto (fig. 7a) e fechada (fig. 7b).



a) b) c)
Figura 5- Vaso $\varnothing i = 95,0$ mm sistema de fechamento *clover leaf* em a) desenho de conjunto, em b) desenho da tampa e em c) vaso e tampa pós tratamento térmico.



a)

b)

Figura 6- Vaso $\varnothing i = 55,0$ mm sistema de fechamento por rosca em a) desenho de conjunto, em b) vaso e tampa pós tratamento térmico e usinagem de acabamento dos filetes da rosca.



a)

b)

Figura 7- Prensa Isostática de vasos gêmeos construída, em a) imagem com vista interna e em b) imagem externa.

A montagem foi considerada compacta com operação e manutenção facilitada. A bomba empregada no projeto foi a bomba hidropneumática Haskell Modelo: HF-300 de potência de 1,5 HP e capacidade de pressurização de 30.000PSI para regime contínuo e 50.000 PSI para regime intermitente, as tubulações e válvulas para pressões de até 30.000 PSI.

CONCLUSÕES

A prensa projetada foi construída tendo a estrutura vasos, fabricação e montagem desenvolvida. Para o vaso de pressão foi realizada dimensionamento estático e verificação a fadiga. O dimensionamento realizado foi baseado em dados da literatura e com fator de segurança para vida infinita, entretanto poderia ser menos conservador se aplicados mais ensaios analíticos em corpos de prova com o próprio material de construção nas condições de tratamento térmico e também nos próprios vasos, também a consideração de vida finita de alta ciclagem poderia ser aplicada para um equipamento laboratorial considerando que esta classe de equipamento não atingirá 10^7 ciclos com a garantia de que a propagação de trinca nunca seria catastrófica e que ensaios de ultra som e líquido penetrante deveriam ser feitos com periodicidade a cada 10.000 ou 20.000 ciclos. O equipamento teve seu funcionamento aprovado e se mostrou flexível á trabalhos de pesquisa e desenvolvimento.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CNPq pelo projeto Universal CNPq 470393/2009-2 e a CAPES pelo projeto Pró Engenharias nº PE 0652008 481500/2007-3.

REFERÊNCIAS

- (1) ASHBY, M.F. *Materials selection in mechanical design*. Editora Pergamon Press, 1992.
- (2) FORTULAN C.A.; PURQUERIO B.M. Desenvolvimento e desempenho de uma Prensa Isostática "Wet Bag", *Anais do 41º Congresso Brasileiro de Cerâmica*, v.2. p. 785-788, São Paulo, 1997.
- (3) SILVA, A.L. da C.; MEI, P. *Aços e ligas especiais*. Campinas: Impresso pela ELETROMETAL S.A. 1989.

- (4) SHIGLEY, J.E.; MISCHKE, C.R.; BUDYNAS, R.G. *Projeto de engenharia mecânica*. 7. Porto Alegre: Editora Bookman, 2005.
- (5) STEPHENS, R.I.; FATEMI, A.; STEPHENS, R.R.; FUCHS, H.O. *Metal fatigue in engineering*. New York: John Wiley & Sons, Inc. 2001.
- (6) SABINO, J. *Orgãos de Máquinas – peças cilíndricas*. Disponível em <http://www.dem.isep.ipp.pt/docentes/jsd/Apont_Teoric/cilindros.pdf>. Acesso em 15 nov 2012.
- (7) NORTON, R.L. *Projeto de máquinas: uma abordagem integrada*. Porto Alegre: Editora Bookman. 2004.

TWIN VESSEL ISOSTATIC PRESS: PROJECT

ABSTRACT

Design and manufacturing of an isostatic press wetbag with two vessels of different volumetric capacities is presented. The isostatic press, widely applied in the forming of ceramic techniques since the beginning of the last century, is still an important laboratory equipment which is required where pressures are up to 500 MPa. The greatest difficulties of the researchers related to these equipments are in operation and maintenance. This paper presents the design of a press with two different vessels in terms of volumetric capacity, thus depending on the size of the samples in the process, making possible the selection of a suitable vessel or two vessels simultaneously. Hydrostatic pressure of 210 MPa was selected and designed two vessels of internal diameters of 55,0 mm and 95,0 mm with threaded lid locks and clover leaf respectively. It was obtained a compact, economical and optimized maintenance that accelerates the process and production of test specimens.

Keywords: isostatic press, twin pressure vessel design.