





# Calculul duratei de viață a reactoarelor de înaltă și ultraînaltă presiune

VALERIU V. JINESCU\*, IONEL C. POPESCU

Universitatea Politehnică București, Facultatea Inginerie Mecanică și Mecatronică, Catedra Echipamente de Proces, Splaiul Independenței nr.313, 060042, București, România

*In the first part of this paper there are presented: the general problems of the endurance design; an analysis of the thermo-mechanical effects on the high and ultra high pressure reactor body. These will be used to develop a new method to establish the endurance of the high and ultra high pressure reactors. There are analyzed the relationships between the stresses by static loading (elastic, elasto-plastic and plastic analyses) and the construction methods (monobloc, shrink-fit layered and autofrettage reactors). In the case of thermal loading the relationships between the thermal load and the mechanical stresses is analysed, taking into account as well the creep conditions; dynamic loadings, such as transitory regime, fatigue loading, rapid and shock loading of pressure reactors.*

**Keywords:** ultra high and high pressure reactors, static load, transitory load, shock load, fatigue, endurance limit, shrink-fit, autofrettage

În ultimele două decenii a devenit posibilă obținerea presiunilor înalte și ultraînalte, în incinte relativ mari, ceea ce a făcut ca o serie de procese tehnologice care se desfășoară la astfel de presiuni, să devină eficiente economic.

În prezent presiunile utilizate industrial ating valori de peste 5000 MPa în domeniul producției superabrazivilor (diamant sintetic și azotură cubică de bor, ambele atât sub formă de monocristal cât și sub formă de policristal de dimensiuni relativ mari) [1-8].

Pe lângă utilizarea presiunilor medii și mari în tehnologii devenite uzuale (de la sinteza ureei, extrudarea materialelor polimerice, hidrogenarea uleiurilor grele, sinteza polietilenei de joasă densitate etc.), au apărut tehnologii la astfel de presiuni și în domenii mai puțin cunoscute dar cu impact major, ca de exemplu, păstrarea ecologică a alimentelor, obținerea de substanțe în industria farmaceutică și cosmetică, fabricarea oțelurilor speciale prin sinterizare [9-15].

O clasificare a domeniilor de utilizare industrială a presiunii însoțită de unele exemple concrete este prezentată în tabelul 1.

Costurile de procesare depind de valoarea presiunii utilizate în procesul tehnologic. În figura 1 sunt reprezentate costurile unitare, în USD/(10<sup>-6</sup>m<sup>-3</sup>), pentru diferite procese tehnologice. Variațiile mari între costuri (diferența dintre valoarea maximă și minimă) la aceeași valoare a presiunii, depind, între altele, și de valoarea productivității reactorului.

Unele reactoare sub presiune funcționează la parametri de regim cvasistatici (presiune și temperatură cvasiconstantă în timp) și la temperaturi inferioare temperaturii de fluaj, pe când altele lucrează la temperaturi ale peretelui mai mari decât temperatura de fluaj. Există și reactoare în care procesele tehnologice se desfășoară după un regim ciclic de temperatură și de presiune. În acest caz solicitarea corpului reactorului este variabilă în timp și produce oboseala mecanică și/sau termomecanică a materialului din care acesta este fabricat. Corpul

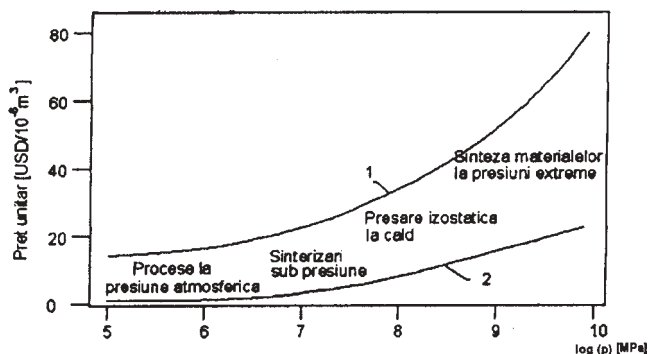


Fig. 1. Costul de procesare în funcție de tipul de proces utilizat [16]:  
1-valori maxime; 2-valori minime

reactorului în acest caz este supus și la solicitări caracteristice regimurilor tranzitorii de temperatură și/sau de presiune.

De exemplu, reactoarele utilizate la obținerea diamantelor sintetice, utilizate de exemplu la fabricarea superabrazivilor, funcționează la presiuni ultraînalte și la temperaturi ridicate fiind solicitate la oboseală [4, 5, 9]. Ca urmare, la aceste reactoare, se pune problema realizării corpului astfel încât să se asigure o cât mai mare durată de viață [6-8].

În cele ce urmează ne propunem să elaborăm o metodă pentru calculul corpurilor de înaltă și ultraînaltă presiune solicitate fie static, fie dinamic (în regim tranzitoriu, în condiții de solicitare rapidă sau prin șoc, precum și în cazul solicitării la oboseală).

## Calculul duratei de viață

Durata de viață, numită uneori durabilitate, se calculează în legătură cu procesele de deteriorare a materialelor, procese dependente de durata solicitării.

Calculul duratei de viață se poate face pe baza principiului energiei critice [17] cu utilizarea conceptului de *participație a energiei specifice de acțiune* (denumit criteriul Jinescu [18]). Conform acestui principiu se atinge starea critică atunci când participația totală,  $P_T = P_{cr}$

(1)

\* Tel.: (+40) 021 402 94 88

**Tabelul 1**  
DOMENII DE PRESIUNI ŞI TEHNOLOGII CARE SE DESFĂŞOARĂ LA ACESTE PRESIUNI

| Domeniul de presiuni |                                | Exemple de utilizare industrială                                                                                                                                                                                                     |
|----------------------|--------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Presiuni mici        | 0,15 – 5,0 MPa                 | - vehicularea fluidelor;<br>- sinteza etilenei la polietilena de înaltă densitate;                                                                                                                                                   |
| Presiuni medii       | peste 5,0 până la 60MPa        | - procese termice în motoarele cu ardere internă;<br>- sinteza ureei;<br>- sinteza amoniacului;<br>- extrudarea materialelor polimerice;<br>- presarea materialelor;                                                                 |
| Presiuni mari        | peste 60 până la 300 MPa       | - injectarea materialelor polimerice;<br>- hidrogenarea uleiurilor grele;<br>- presarea hidrostatică la cald;<br>- sinteza etilenei la polietilenă de joasă densitate;<br>- presiunea maximă creată de explozia pulberii, la tunuri; |
| Presiuni înalte      | peste 300 până la 1.000 MPa    | - compactarea izostatică la rece a pulberilor;                                                                                                                                                                                       |
| Presiuni ultraînalte | peste 1.000 până la 10.000 MPa | - fabricarea diamantelor sintetice;<br>- fabricarea azotului cubice de bor;<br>- extrudarea hidrostatică;<br>- autofretarea ţevilor de tun;<br>- cercetări în chimia organică;<br>- cercetări în tehnica militară;                   |
| Presiuni superînalte | peste 10.000 MPa               | - în reactoare de laborator cu dornuri de diamant au fost atinse presiuni de circa 100.000 MPa.                                                                                                                                      |

în care:

$$P_{cr} \in [P_{cr,min}; P_{cr,max}], \text{ unde } P_{cr,max} \leq 1. \quad (1)$$

Participaţia totală depinde atât de starea de solicitare cât şi de valorile caracteristicilor mecanice şi de dependenţa de timp a acestora. Din acest motiv în continuare se analizează atât starea de solicitare a corpurilor reactoarelor sub presiune cât şi comportarea şi caracteristicile mecanice principale ale materialelor utilizate la construcţia reactoarelor sub presiune. Pe această bază urmează a se elabora o metodă de calcul a duratei de viaţă a reactoarelor de înaltă şi ultraînaltă presiune.

#### Analiza solicitării statice a corpului reactorului

Corpul reactorului pentru presiuni medii şi mari se realizează monobloc. În domeniul presiunilor mari se recurge uneori la autofretarea corpului monobloc. Începând cu zona superioară a presiunilor mari se recurge la corpuri multistrat fretate.

Solicitarea cu presiune interioară sau exterioară, precum şi variaţia temperaturii pe grosimea peretelui determină tensiuni ale căror valori trebuie limitate spre a preveni apariţia deformărilor plastice nedorite şi în final fisurarea sau ruperea corpului reactorului în proba de presiune, la punerea sau la scoaterea din funcţiune precum şi în exploatare la parametrii prescrişi.

#### Solicitare la presiune interioară

Pentru un corp cilindric cu perete gros fabricat dintr-un material cu limita de curgere  $\sigma_c$ , presiunea interioară care determină atingerea limitei de curgere la raza interioară,  $p_{1,c}$ , depinde de raportul adimensional  $\beta = R_2 / R_1$ , în care  $R_1$  este raza suprafeţei interioare iar  $R_2$  - este raza suprafeţei exterioare a corpului (fig. 2) şi de procesul de fabricare: monobloc, fretat sau autofretat (fig. 3).

Presiunea  $p_{1,c}$ , în cazul în care tensiunea de forfecare la curgere a materialului este  $\tau_c$ , se calculează, după caz, cu una din relaţiile [19]:

$$\frac{p_{1,c}}{\sigma_c} = \begin{cases} \tau_c \cdot \frac{\beta^2 - 1}{\beta^2} & \text{- pentru corpul monobloc (Fig. 2, a);} \\ 2\tau_c \cdot \frac{\beta - 1}{\beta} & \text{- pentru corpul fretat din doi cilindri (Fig. 2, b);} \\ 2\tau_c \cdot \ln \beta & \text{- pentru corpul autofretat, dacă } \beta \leq 2,22 \text{ (Fig. 2, c);} \\ 2\tau_c \cdot \frac{\beta^2 - 1}{\beta^2} & \text{- pentru corpul autofretat, dacă } \beta > 2,22. \end{cases} \quad (2)$$

Presiunea interioară care determină trecerea completă în stare plastică a secţiunii peretelui construit dintr-un material ideal plastic (se atinge limita de curgere la raza exterioară,  $R_2$ ) se calculează cu relaţia [19],

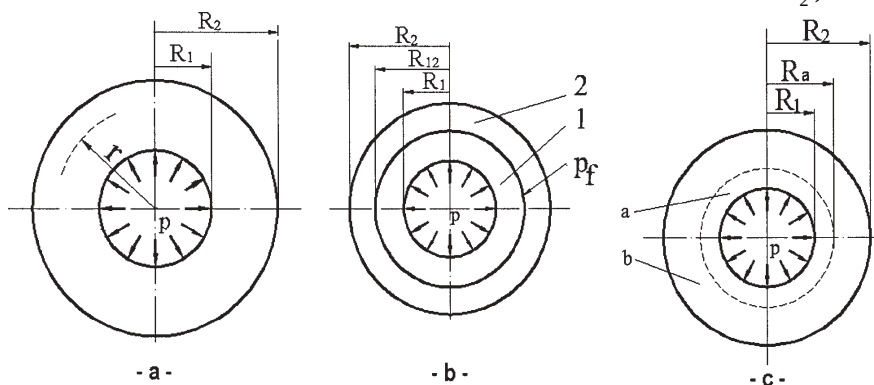


Fig. 2. Secţiune printr-un corp cilindric:  
a - monobloc; b - fretat din doi cilindri  
(1 şi 2); c - autofretat la raza  $R_a$

Din relațiile (2) și figura 3 rezultă că presiunea care determină trecerea în stare plastică la raza interioară,  $R_1$ , pentru corpul autofretat cu  $\beta > 2,22$ , este de două ori mai mare decât pentru corpul monobloc.

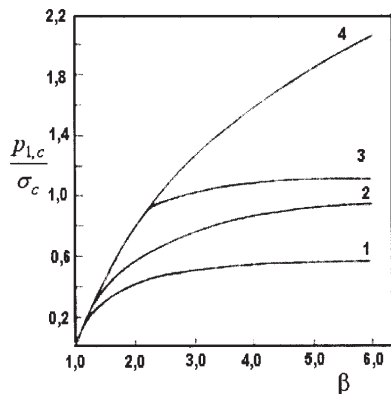


Fig. 3 Dependința de  $\beta$  a raportului adimensional  $p_{1,c} / \sigma_c$  (în cazul  $\tau_c = \sigma_c / \sqrt{3}$ ) pentru [19]: 1 - cilindru monobloc; 2 - doi cilindri fretați; 3 - cilindru autofretat; 4 - cilindru complet trecut în stare plastică

$$P_{1,lim} = 2\tau_c \cdot \ln\beta.$$

Starea de tensiuni mecanice în peretele corpului depinde de valoarea presiunii interne, de procedeul de fabricație adoptat pentru corp, precum și de starea de sollicitare a peretelui acceptată, și anume: elastică, estoplastică sau plastică.

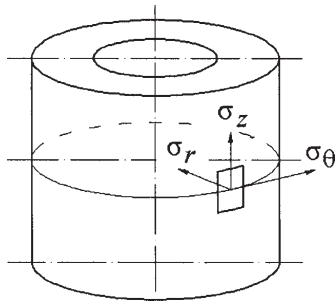


Fig. 4. Tensiunile  $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z$  într-un punct al corpului cilindric

#### Corp monobloc.

Tensiunile radială,  $\sigma_r$ , circumferențială,  $\sigma_\theta$ , și axială,  $\sigma_z$ , în peretele unui corp monobloc (fig. 4) sollicitat la presiunea interioară  $p_1$ , în stare elastică, au următoarele expresii [19; 20]:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -p_1 \cdot \frac{\beta_r^2 - 1}{\beta^2 - 1} \\ \sigma_\theta &= p_1 \cdot \frac{\beta_r^2 + 1}{\beta^2 - 1} \\ \sigma_z &= p_1 \cdot \frac{1}{\beta^2 - 1} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

în care  $\beta_r = R_2 / r$ , unde  $r$  este raza curentă (fig. 2, a).

#### Corp fretat din doi cilindri

Tensiunile în peretele unui corp fretat din doi cilindri, cu presiunea de fretare  $p_f$  sollicitat în exploatare cu presiunea interioară  $p_1$  (fig. 2, b), au următoarele expresii [19]:

- în corpul interior 1,

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -p_1 \cdot \frac{\beta_r^2 - 1}{\beta^2 - 1} - p_f \cdot \frac{\beta_1^2 - \beta_{r,1}^2}{\beta_1^2 - 1} \\ \sigma_\theta &= p_1 \cdot \frac{\beta_r^2 + 1}{\beta^2 - 1} - p_f \cdot \frac{\beta_1^2 + \beta_{r,1}^2}{\beta_1^2 - 1} \\ \sigma_z &= p_1 \cdot \frac{1}{\beta^2 - 1} - p_f \cdot \frac{\beta_1^2}{\beta_1^2 - 1} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

unde  $\beta_1 = R_{12} / R_2$  și  $\beta_{r,1} = R_{12} / r$ , iar  $r \in [R_1; R_{12}]$ .

Presiunea de fretare se calculează cu relația

$$p_f = \frac{E \cdot \Delta}{2 \cdot R_{12}} \cdot \frac{(\beta_1^2 - 1)(\beta_2^2 - 1)}{\beta^2 - 1}, \quad (5)$$

în care:

$E$  este modulul de elasticitate al materialului corpului,

$\beta_2 = R_2 / R_{12}$

$\Delta$  - strângerea realizată prin fretare;

- pentru corpul exterior 2,

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -p_1 \cdot \frac{\beta_r^2 - 1}{\beta^2 - 1} - p_f \cdot \frac{\beta_2^2 - \beta_{r,2}^2}{\beta_2^2 - 1} \\ \sigma_\theta &= p_1 \cdot \frac{\beta_r^2 + 1}{\beta^2 - 1} + p_f \cdot \frac{\beta_2^2 + \beta_{r,2}^2}{\beta_2^2 - 1} \\ \sigma_z &= p_1 \cdot \frac{1}{\beta^2 - 1} + p_f \cdot \frac{\beta_2^2}{\beta_2^2 - 1} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

unde  $r \in [R_{12}; R_2]$  iar  $\beta_{r,2} = R_2 / r$

Raza de fretare  $R_{12}$  rezultă din condiția ca masa corpului fretat să fie minimă și are expresia

$$R_{12} = \sqrt{R_1 \cdot R_2}.$$

Cu aceasta, pentru corpul fretat din doi cilindri, se obține următoarea expresie pentru  $\beta$ :

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{p_1}{\sigma_{lim}}}, \quad (7)$$

în care  $\sigma_{lim}$  este presiunea limită (maximă) în fibra cea mai sollicitată.

Pentru corpurile fretate din mai mulți cilindri se poate calcula starea de tensiuni, numărul minim de cilindri necesari, strângerea dintre doi cilindri succesivi și presiunea de fretare la interfața a doi cilindri [20; 26] din același material sau din materiale diferite [5].

#### Corp autofretat.

La corpul autofretat (fig. 2, c), cilindrul fictiv interior  $a$  se află în stare plastică, iar cel exterior  $b$  este în stare elastică. Presiunea la interfața de la raza  $R_a$  determină trecerea în stare plastică a fibrei de la raza  $R_{12}$ , a corpului fictiv  $b$  și anume

$$p_c = \tau_c \cdot \frac{\beta_2^2 - 1}{\beta_2^2}, \quad (8)$$

în care  $\beta_2 = R_2 / R_a$ .

Presiunea interioară care determină trecerea în stare plastică a corpului cilindric între razele  $R_1$  și  $R_a$ , (presiunea care produce autofretarea unui cilindru fabricat dintr-un material ideal plastic), are expresia:

$$p_{1,ep} = \tau_c \cdot \left( 2 \ln \beta_1 + \frac{\beta_2^2 - 1}{\beta_2^2} \right) \quad (9)$$

unde  $\beta_1 = R_a / R_1$  și  $\beta_2 = R_2 / R_a$ .

Prin autofretare se induce în corpul cilindric o stare de tensiuni remanente (ca diferență între tensiunile generate de presiunea  $p_{1,ep}$  și tensiunile fictive corespunzătoare descărcării în stare elastică de această presiune). Pentru corpul cilindric fabricat dintr-un material cu comportare elastică sub limita de curgere și cu comportare ideal plastică la deformații specifice mai mari decât deformația specifică corespunzătoare limitei de curgere, tensiunile remanente au următoarele expresii:

- în corpul fictiv  $a$ , trecut în stare plastică, pentru care  $r \in [R_1; R_a]$ ,

$$\begin{aligned}\bar{\sigma}_r &= -\tau_c \cdot \left( 2 \ln \beta_{1,r} + 1 - \frac{1}{\beta_2^2} \right) - p_{1,ep} \cdot \frac{\beta_r^2 - 1}{\beta^2 - 1} \\ \bar{\sigma}_\theta &= \tau_c \cdot \left( -2 \ln \beta_{1,r} + 1 + \frac{1}{\beta_2^2} \right) - p_{1,ep} \cdot \frac{\beta_r^2 + 1}{\beta^2 - 1} \\ \bar{\sigma}_z &= \tau_c \cdot \left( -2 \ln \beta_{1,r} + \frac{1}{\beta_2^2} \right) - p_{1,ep} \cdot \frac{1}{\beta^2 - 1}.\end{aligned}\quad (10)$$

- în corpul fictiv  $b$ , deformat în stare elastică, pentru care  $r \in [R_a; R_2]$ ,

$$\begin{aligned}\bar{\sigma}_r &= -\tau_c \cdot \frac{\beta_{2,r}^2 - 1}{\beta_2^2} - p_{1,ep} \cdot \frac{\beta_r^2 - 1}{\beta^2 - 1} \\ \bar{\sigma}_\theta &= \tau_c \cdot \frac{\beta_{2,r}^2 + 1}{\beta_2^2} - p_{1,ep} \cdot \frac{\beta_r^2 + 1}{\beta^2 - 1} \\ \bar{\sigma}_z &= \frac{\tau_c}{\beta_2^2} - \frac{p_{1,ep}}{\beta^2 - 1}.\end{aligned}\quad (11)$$

După introducerea fluidului cu presiunea de regim  $p_1$  în interiorul corpului cilindric al cărui perete conține tensiunile remanente  $\bar{\sigma}_r, \bar{\sigma}_\theta$  și  $\bar{\sigma}_z$ , se obțin tensiunile totale

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \sigma_r(p_1) + \bar{\sigma}_r \\ \sigma_\theta &= \sigma_\theta(p_1) + \bar{\sigma}_\theta \\ \sigma_z &= \sigma_z(p_1) + \bar{\sigma}_z\end{aligned}\quad (12)$$

în care tensiunile  $\sigma_r(p_1), \sigma_\theta(p_1)$  și  $\sigma_z(p_1)$  produse de presiunea de lucru  $p_1$  se calculează cu relațiile (3). Relațiile (12) se aplică separat pentru corpurile fictive  $a$  și  $b$  din figura 2, a.

O problemă importantă în acest caz este determinarea razei optime de autofretare,  $R_{a,opt}$ . Aceasta rezultă, de exemplu, din anularea derivatei tensiunii echivalente în raport cu raza curentă,  $d\sigma_{ech}/dr = 0$ , de unde se obține  $r = R_{a,opt}$ , cu care se verifică condiția ca  $R_{a,opt}$  să corespundă unui minim și anume  $d^2\sigma_{ech}/dr^2 > 0$ . S-au obținut următoarele expresii pentru raza optimă, minimă [23]

$$R_{a,opt} = \begin{cases} R_1 \cdot \exp(p_1/\sigma_c) & \text{- pentru teoria a treia de rezistență;} \\ R_1 \cdot \exp(\sqrt{3} \cdot p_1/(2\sigma_c)) & \text{- pentru teoria a cincea de rezistență.} \end{cases}$$

**Solicitarea termică staționară sub temperatura de fluj**

Încălzirea sau răcirea unui corp cilindric cu perete gros determină variația temperaturii pe grosimea peretelui. Între suprafața interioară și exterioară se instalează o diferență de temperatură constantă în timp  $\Delta T = T_2 - T_1$  în care  $T_1$  este temperatura peretelui la raza  $R_1$ , iar  $T_2$  - la raza  $R_2$  (fig. 5). Pentru un corp cu perete gros cilindric fabricat dintr-un material cu comportare liniar elastică, tensiunile termice au expresiile:

$$\begin{aligned}\sigma_r(\Delta T) &= m \cdot K_r \cdot (T_1 - T_2) \\ \sigma_\theta(\Delta T) &= m \cdot K_\theta \cdot (T_1 - T_2) \\ \sigma_z(\Delta T) &= m \cdot K_z \cdot (T_1 - T_2)\end{aligned}\quad (13)$$

în care:

$m = \frac{E \cdot \alpha}{2(1-\mu)}$  este un factor dependent de unele caracteristici termice și mecanice ale materialului corpului;  
 $E$  - modulul de elasticitate;

$\mu$  - coeficientul contracției transversale;  $\alpha$  - coeficientul de dilatare termică liniară;

$$\begin{aligned}K_r &= \frac{\beta_r^2 - 1}{\beta^2 - 1} - \frac{\ln \beta_r}{\ln \beta} \\ K_\theta &= -\frac{\beta_r^2 + 1}{\beta^2 - 1} - \frac{1 - \ln \beta_r}{\ln \beta} \\ K_z &= -\frac{2}{\beta^2 - 1} - \frac{1 - 2 \ln \beta_r}{\ln \beta}\end{aligned}$$

sunt factori geometrici în care  $\beta = R_2/R_1$  și  $\beta_r = R_2/r$ .

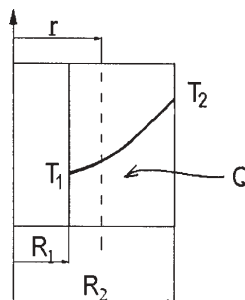


Fig. 5. Variația temperaturii pe grosimea peretelui în cazul încălzirii acestuia de la exterior cu un flux termic  $Q$

În cazul solicitării termice a unui corp cilindric supus presiunii interioare, se suprapun tensiunile termice cu cele datorate presiunii interioare. Dacă materialul corpului, în limitele solicitării, se comportă liniar elastic, atunci tensiunile totale se obțin prin sumare algebrică:

$$\begin{aligned}\sigma_r(p_1, \Delta T) &= \sigma_r(p_1) + \sigma_r(\Delta T) \\ \sigma_\theta(p_1, \Delta T) &= \sigma_\theta(p_1) + \sigma_\theta(\Delta T) \\ \sigma_z(p_1, \Delta T) &= \sigma_z(p_1) + \sigma_z(\Delta T).\end{aligned}\quad (14)$$

**Solicitarea termomecanică staționară în condiții de fluj**

Dacă temperatura corpului cilindric este superioară temperaturii de fluj ( $T_{fl}$ ), atunci legea de comportare a materialului este diferită de legea lui Hooke. În condiții de fluj comportarea materialului depinde de timp; are importanță nu numai deformarea specifică  $\epsilon$ , ci mai ales viteza de deformare  $\dot{\epsilon} = d\epsilon/dt$ , astfel că  $\epsilon$  depinde de timp.

Cea mai des utilizată lege de comportare în condiții de fluj a materialelor metalice este legea Norton

$$\dot{\epsilon} = B(t) \cdot \sigma^n, \quad (15)$$

în care, pentru un anumit material,  $B(t)$  este o funcție de timp și de temperatură, iar  $n$  - exponent a cărui valoare depinde de temperatură. În domeniul fluajului staționar  $B(t) = K = \text{const.}$

La solicitarea cu presiunea interioară  $p_1$  a unui corp cilindric cu perete gros (fig. 2, a) în condiții de fluj, tensiunile mecanice au expresiile [20]

$$\begin{aligned}\sigma_r &= -p_1 \cdot \frac{\beta_r^{\frac{2}{n}} - 1}{\beta^{\frac{2}{n}} - 1} \\ \sigma_\theta &= p_1 \cdot \frac{1 + \frac{2-n}{2} \beta_r^{\frac{2}{n}}}{\beta^{\frac{2}{n}} - 1} \\ \sigma_z &= p_1 \cdot \frac{1 - \frac{n-1}{2} \beta_r^{\frac{2}{n}}}{\beta^{\frac{2}{n}} - 1}.\end{aligned}\quad (16)$$

Peste aceste tensiuni se suprapun cele determinate de diferența de temperatură  $\Delta T$ , cu utilizarea relațiilor (13) și (14).

#### Solicitarea dinamică a corpului reactorului

Prin solicitare dinamică se înțelege acea solicitare a cărei mărime variază continuu sau aleator în timp. Se disting, solicitarea în regim tranzitoriu, solicitarea la oboseală, solicitarea rapidă și solicitarea prin șoc.

#### Solicitarea în decursul regimului tranzitoriu

Dacă acțiunea externă aplicată unei structuri crește sau scade cu o anumită viteză între două valori, spunem că regimul de solicitare este tranzitoriu. De exemplu, variația temperaturii la încălzirea sau răcirea structurii (fig. 6, a) sau variația presiunii la presurizarea și respectiv la depresurizarea unui recipient (fig. 6, b).

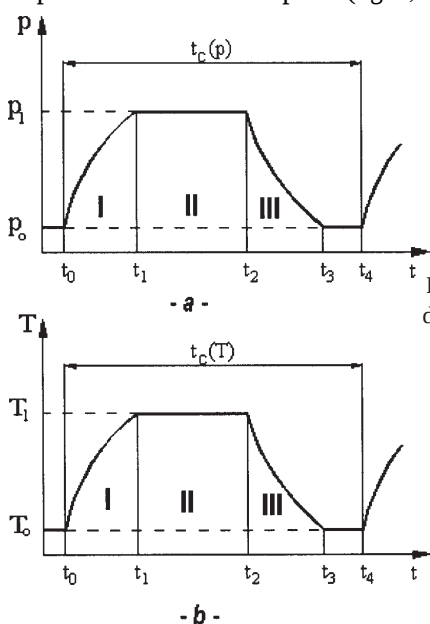


Fig. 6. Regim tranzitoriu de temperatură (a) și de presiune (b)

Pe durata  $(t_1 - t_0)$  se produce regim tranzitoriu de creștere a parametrului ( $T$  sau  $p$ ) pe când pe durata  $(t_3 - t_2)$  se produce descreșterea parametrului analizat ( $T$  sau  $p$ ); aceste perioade (I și III) reprezintă regimuri tranzitorii de temperatură și respectiv de presiune. Ele sunt caracterizate de viteza de variație a temperaturii și presiunii,  $v_T = dT/dt$  și respectiv  $v_p = dp/dt$ , pe intervale de timp de durată finită.

Problemele specifice regimurilor tranzitorii sau fost tratate pe larg în lucrările [19; 24; 25 și 26].

Tensiunile termice generate în decursul regimului tranzitoriu depind de  $v_T$ . Pentru un corp cilindric cu perete gros aceste tensiuni au următoarele expresii:

$$\begin{aligned}\sigma_r(v_T) &= 0 \\ \sigma_\theta(v_T) &= \sigma_z(v_T) = \Phi \cdot \Phi_f \cdot \delta^2 \cdot v_T\end{aligned}\quad (17)$$

în care:

$\delta = R_2 - R_1$  este grosimea peretelui;  
 $\Phi = \frac{E \cdot \alpha}{(1-\mu) \cdot a_T}$  - factor dependent de material și de temperatura peretelui;  
 $a_T = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$  - difuzivitatea termică;  
 $\lambda$  - conductivitatea termică;  
 $\rho$  - densitatea și  $c$  - căldura specifică a materialului peretelui;

$\Phi_f$  - factor de formă dependent de rază și care are următoarele expresii:

$$\Phi_f = \begin{cases} \Phi_{f,1} = \frac{1}{8} \cdot \frac{(\beta^2 - 1)(3\beta^2 - 1) - 4\beta^4 \ln \beta}{(\beta^2 - 1)(\beta - 1)^2} & \text{- la raza interioară, } R_1; \\ \Phi_{f,2} = \frac{1}{8} \cdot \frac{(\beta^4 - 1) - 4\beta^2 \ln \beta}{(\beta^2 - 1)(\beta - 1)^2} & \text{- la raza interioară, } R_2. \end{cases}$$

Dacă regimul tranzitoriu termic se produce în prezența presiunii interioare  $p_1$ , se suprapun efectele celor două regimuri tranzitorii, încât tensiunile totale au expresiile:

$$\begin{aligned}\sigma_r(p_1, v_T) &= \sigma_r(p_1) + \sigma_r(v_T) \\ \sigma_\theta(p_1, v_T) &= \sigma_\theta(p_1) + \sigma_\theta(v_T) \\ \sigma_z(p_1, v_T) &= \sigma_z(p_1) + \sigma_z(v_T).\end{aligned}\quad (18)$$

Cu aceste tensiuni totale se calculează apoi starea echivalentă de solicitare, pe baza căreia se determină valoarea limită sau maximă permisă a vitezei de încălzire,  $v_{lim}$  [19].

O relație aproximativă, acoperitoare din punct de vedere practic, este relația lui Grass [21]:

$$v_{T,lim} = \frac{2 \cdot a_T}{E \cdot \alpha} \cdot \frac{\sigma_{lim} + p_1 \cdot \frac{\beta^2 + 1}{\beta - 1} \cdot \delta_T}{R_1^2 \cdot [\beta^2 \cdot \ln \beta - 0,5(\beta^2 - 1)]}, \quad (19)$$

în care  $\sigma_{lim}$  este tensiunea limită, iar

$$\delta_T = \begin{cases} 1, & \text{pentru încălzirea sub presiune;} \\ -1, & \text{pentru răcirea sub presiune.} \end{cases}$$

Condiția de admisibilitate a regimului termic tranzitoriu este  $v_T \leq v_{T,lim}$ . Din această condiție rezultă durata maximă admisă a regimului tranzitoriu  $t_{tr,lim} \approx \Delta T / v_{T,lim}$ , unde  $\Delta T = T_1 - T_0$ .

Dacă ciclul de solicitare de durată  $t_c(T)$  sau  $t_c(p)$  se repetă în timp, atunci regimul tranzitoriu este însoțit și de oboseala materialului cu un număr de cicluri de solicitare  $n = t / t_c(T)$  sau  $t / t_c(p)$ , unde  $t$  este durata de funcționare a structurii. În aceste cazuri în relația (19)  $\sigma_{lim}$  se calculează pe baza rezistenței la oboseală  $\sigma_R(n)$ .

#### Solicitarea la oboseală

Solicitarea variabilă cu un număr  $n$  de cicluri determină oboseala materialului, ceea ce se traduce în micșorarea rezistenței sale la rupere în comparație cu rezistența la rupere la solicitare statică.

Parametrii caracteristici solicitării la oboseală a unei structuri oarecare sunt:

- forma „curbei” de variație în timp a tensiunii  $\sigma(t)$ , sau a deformației specifice  $\epsilon(t)$ . Evoluția acestora poate fi oarecare, determinată (poate fi descrisă analitic printr-o funcție de timp) sau aleatoare (impredictibilă);

- tensiunile maximă,  $\sigma_{max}$ , și minimă,  $\sigma_{min}$ , pe durata  $t_c$  a unui ciclu de solicitare (fig. 7). Pe această bază se definesc:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= 0,5(\sigma_{max} - \sigma_{min}) & \text{- amplitudinea tensiunii;} \\ \sigma_m &= 0,5(\sigma_{max} + \sigma_{min}) & \text{- tensiunea medie} \\ R &= \sigma_{max} / \sigma_{min} & \text{- coeficient de asimetrie al ciclului.}\end{aligned}\quad (20)$$

De exemplu, o solicitare determinată (fig. 7) descrisă printr-o funcție sinusoidală poate fi exprimată prin relația:

$$\sigma(t) = \sigma_m + \sigma_a \cdot \sin(2\pi v \cdot t) \quad (21)$$

în care  $v = 1 / t_c$  este frecvența solicitării.

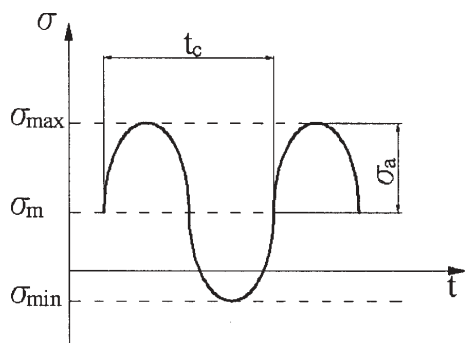


Fig. 7. Solicitarea variabilă prin ciclu asimetric

Viteza de variație a tensiunii

$$v_{\sigma} = \frac{d\sigma(t)}{dt} = 2\pi v \cdot \sigma_a \cdot \cos(2\pi v \cdot t). \quad (22)$$

Dacă  $v \rightarrow 0$ , atunci  $v_{\sigma} \rightarrow 0$  și solicitarea devine cvasistatică, pe când dacă  $v \rightarrow \infty$  solicitarea are caracter de °oc.

Parametrii caracteristici solicitării la oboseală a recipientelor sub presiune sunt similari celor prezentați anterior cu precizarea că, în general, pentru recipientul nepresurizat,  $\sigma_{\min}(p_0) = 0$ , iar pentru recipientul presurizat  $\sigma_{\max} = \sigma(p) \neq 0$ , astfel încât pentru recipiente, în general,

$$\sigma_{\min} = 0; \quad \sigma_{\max} = \sigma(p); \quad (23)$$

$R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = 0$  - solicitare cu caracter pulsator, astfel încât

$$\sigma_a / \sigma_m = 0,5 \cdot \sigma(p)$$

unde tensiunile  $\sigma(p)$  se înlocuiesc ținând seama de metoda de fabricare a corpului reactorului (monobloc sau multistrat) și de starea de solicitare a materialului corpului reactorului (elastică, elastoplastică sau plastică), cu utilizarea relațiilor prezentate anterior.

Pentru  $R = 0$ , limita la oboseală se notează cu  $\sigma_0$ .

În mod analog, la solicitarea termică, dacă temperatura crește într-un interval de timp  $t$ , de la  $T_0$  la  $T(t)$  atunci

$$\Delta T(t) = T(t) - T_0. \quad (24)$$

În acest caz,

$$\begin{aligned} \sigma_{\min} &= \sigma(T_0) = 0 \\ \sigma_{\max} &= \sigma(T(t)) \neq 0, \end{aligned} \quad (25)$$

încât  $R = 0$ , iar

$$\sigma_a / \sigma_m = 0,5 \cdot \sigma(T(t))$$

În cele ce preced s-a considerat că un recipient nesolicitat se află în starea de referință cu  $\sigma_{\min} = 0$ , ceea ce face ca rezultatul solicitării efective să se compare cu rezistența la oboseală la ciclu pulsator,  $\sigma_0$ , considerată la temperatura de calcul a peretelui reactorului.

**Solicitarea rapidă și solicitarea prin °oc a reactorului**

Solicitările produse de sarcini a căror valoare crește cu o viteză relativ mare fac parte din grupul solicitărilor dinamice, de genul forțelor de inerție produse de accelerații mari sau a solicitărilor prin °oc.

În cazul recipientelor sub presiune solicitarea dinamică poate fi produsă de variația bruscă a parametrilor termodinamici ai unui fluid aflat într-un sistem închis și poate fi determinată, de exemplu, de [19]:

- o reacție chimică foarte rapidă însoțită de degajarea unor mari cantități de gaze și căldură;

- procesul de descompunere (în compuși mai simpli) a substanțelor explozive, însoțită de eliberarea bruscă a unei mari cantități de căldură;

- polimerizarea necontrolată (decompoziția) cu eliberarea rapidă de energie;

- explozia de vapori;

- pierderea bruscă a etanșeității recipientului [7] etc.

Exploziile pot fi:

- *deflagrante*, când viteza de propagare a undelor de presiune este de până la câțiva zeci de metri pe secundă;

- *detonante*, dacă viteza de propagare a undelor de presiune este foarte mare (supersonică).

În cazul exploziilor deflagrante unda de presiune (de reacție) se propagă pornind de la focar; cu mărirea distanței efectul exploziei se micșorează. La detonatie reacția începe aproape simultan în tot volumul de substanță din recipient.

În cazul creșterii rapide sau bruște (°oc) a unui parametru de lucru (presiune, temperatură, forță...), tensiunile induse în peretele reactorului sunt mult mai mari decât cele de la solicitarea statică. Deosebiriile dintre solicitările statică, rapidă și prin °oc sunt determinate de durata creșterii încălzirii de la zero la valoarea sa nominală (fig. 8).

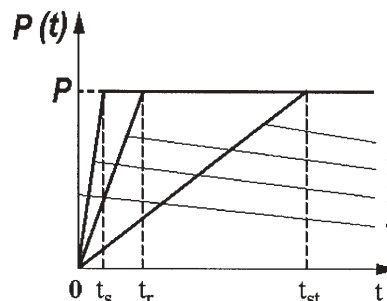


Fig. 8 Variația încălzirii  $P(t)$  de la zero la  $P$  pentru solicitare: 1-cvasistatică; 2-rapidă; 3-prin °oc; 4-salt treaptă,  $t=0$

Solicitarea considerată *statică* corespunde creșterii monotone lente, de la  $P = 0$  la valoarea nominală  $P \neq 0$

într-un interval de timp,  $t_{st}$ , relativ mare, încât  $v_p = \frac{dP}{dt} \rightarrow 0$

*Solicitarea prin °oc*, teoretic corespunde unei viteze de variație a încălzirii  $v_p \rightarrow \infty$ . Practic se admite că solicitarea este prin °oc dacă  $t = t_s \rightarrow 0$ .

*Solicitarea este considerată rapidă*, dacă durata creșterii sarcinii este  $t_s < t_r < t_{st}$ .

Din punct de vedere practic se admite că solicitarea are caracter

- *static*, dacă  $t_{st} \geq 3 \cdot t_p$ ;

- *rapid*, dacă  $0,5 \cdot t_p < t_r < 3 \cdot t_p$ ;

- *de °oc*, dacă  $t_s \leq 0,5 \cdot t_p$ ,

(26)

în care  $t_p$  este perioada de vibrație proprie a structurii solicitate. Pentru un corp cu perete gros cu  $\beta = R_2 / R_1$  (fig. 2) perioada de vibrație proprie are expresia [22]

$$t_p = \frac{\pi \cdot R_1 \cdot (\beta + 1)}{c_0}, \quad (27)$$

în care:

$c_0$  este viteza de propagare a undelor de presiune prin corpul cilindric,  $c_0 = \sqrt{E/\rho}$ ;

$\rho$  - este densitatea materialului;

$E$  - modulul de elasticitate al materialului.

În general, tensiunea determinată de suprasolicitarea datorită *acțiunii dinamice* a sarcinii se poate calcula cu relația [22]

$$\sigma_d = k_{ss} \cdot \sigma_{st}, \quad (28)$$

în care:

$\sigma_{st}$  - este tensiunea determinată de acțiunea statică a sarcinii respective;

$K_{ss}$  - factor dinamic de suprasolicitare supraunitar,

$$k_{ss} = 1 + \frac{t_p}{4t} \quad (29)$$

în care:

$t$  este durata creșterii sarcinii;

$t_p$  - perioada de vibrație proprie a structurii.

De exemplu, pentru un corp cu perete gros, cu  $\beta = 2$ , construit din oțel AISI -1020, având perioada de vibrație proprie  $t_p = 2,33 \cdot 10^{-3}$  s, la care sarcina a crescut pe durata  $t = 3 \cdot 10^{-5}$  s, coeficientul de suprasarcină a fost  $k_{ss} = 1,287$ . În consecință, solicitarea a avut caracter de solicitare rapidă, conform relațiilor (26).

La valori suficient de mari ale vitezei de variație a temperaturii peretelui,  $v_T = \frac{dT}{dt}$ , se poate ajunge la  $^{\circ}\text{C}$  termic. Astfel de solicitări pot fi întâlnite la echipamentele energetice, la unele echipamente de proces din industriile chimică și petrochimică; în corpul acestora, însă cu precădere în pereții racordurilor prin care sunt vehiculate fluide fierbinți.

Dacă, în condițiile solicitării materialul se fragilizează (de exemplu, în prezența hidrogenului atomic, sau la reactoarele cu neutroni rapizi unde plasticitatea scade substanțial) există riscul rușii fragile (deci periculoasă) a corpului sub acțiunea  $^{\circ}\text{C}$  ocului termic.

## Concluzii

Calcul duratei de viață a reactoarelor de înaltă și ultraînaltă presiune se poate face numai dacă se cunoaște starea lor de solicitare mecanică și/sau termomecanică. În prima parte a lucrării au fost analizate și sistematizate solicitările cărora le pot fi supuse reactoarele de înaltă și ultraînaltă presiune și starea de tensiuni produsă de aceste solicitări, cu considerarea influenței duratei solicitării. Din analiza efectuată se disting următoarele categorii de efecte ale solicitărilor:

- independente de durata solicitării (solicitarea statică sub temperatura de fluaj);

- dependente de durata totală a solicitării (solicitarea în condiții de fluaj; solicitarea ciclică);
- dependente de viteza solicitării (regim tranzitoriu, solicitarea rapidă și solicitarea prin  $^{\circ}\text{C}$ ).

În partea a doua a lucrării, urmează a fi prezentate relațiile pentru calculul duratei de viață a reactoarelor sub presiune atât pentru corpuri fără fisuri, cât și pentru cele cu fisuri detectabile.

## Bibliografie

1.LEONELLI, US Patent 6375446, apr. 2002, R. V. High Pressure apparatus having transition slope binding ring that mitigates tensile stresses and corresponding method

2.CARTER, US Patent 5780139, iulie 1998, L. s.a., Multi-layer anvil for ultra high pressure presses

3.BRIKEBORN B., US Patent 4140448, febr. 1979, High Pressure Apparatus

4.JINESCU V.V., POPESCU I., Reactoare de foarte înaltă presiune cu componente fabricate din aliaje de carburi de wolfram și cobalt, I + II, Rev. Chim. (București), **48**, nr. 12, p.981-991, 1997 și **49**, nr. 1, 1988, p. 56

5.JINESCU V.V., POPESCU I., Reactoare de foarte înaltă presiune, multifretate, I+II, Construcția de mașini, **52**, nr. 12, p. 48-54, 2000 și **53**, nr. 4, 2001, p. 1

6.JINESCU V.V., POPESCU I., Măsurarea duratei de viață a unor componente ale reactoarelor de foarte înaltă presiune, utilizate la sinteza diamantului, Construcția de mașini, **54**, nr. 1, 2002, p. 1

7.JINESCU V.V., POPESCU I., Considerații privind utilizarea reactoarelor de foarte înaltă presiune, la producerea suprabrazivilor, Construcția de mașini, **55**, nr. 7-8, 2003, p. 7

8.VENKATESWARAN C., ANBUKUMARAN K., s.a., Design and performance of a belt-type high pressure, high temperature apparatus, Rev. Sci. Instrum. **68**, nr. 1, 1997, p. 189

9.MEYER, R. S., US Patent 6177155, ian. 2001, Ultra high pressure, high temperature food preservation process

10.GARDINI, M., US Patent 5765465, iunie 1998, s.a., High pressure press and method for pressure treatment of substance

11.BERGEMANN, US Patent 5658610, aug. 1977, Method and device in high-pressure treatment of liquid substances

12.HIRSCH, G.P., US Patent 5593714, ian 1977, Method of pressure preservation of food products

13.NAKAGAWA, Y., US Patent 5328703, iulie 1994, Method for treating fruit juice with high pressure

14.YUTAKA, H., US Patent 5213029, mai 1993, Apparatus for treating food under high pressure

15.TEWARI, G., JAYAS, D. S., HOLLEY, R. A., High pressure processing for foods: An overview, Science des aliments, **19**, 1999, p. 619

16.\*\*\* [www.abrasivesnet.com/en/solutions/tech.html](http://www.abrasivesnet.com/en/solutions/tech.html)

17.JINESCU, V.V., Principiul energiei critice și aplicațiile sale, Ed. Academiei Române, București, 2005

18.PETRESCU, s.T., Un criteriu al stării critice a materiei, Criteriul Jinescu, Rev. Chim. (București), **50**, nr. 7, 1999, p. 473

19.JINESCU, V.V., Utilaj tehnologic pentru industrii de proces, vol. II, Ed. Tehnică, București, 1984

20.JINESCU, V.V., Calculul și construcția utilajului chimic, petrochimic și de rafinare I, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1983.

21.GRASS G., VEB, nr. 56, 1958, p.338

22.FAUPEL, J.H., Engineering Design, John Wiley, New York, 1964

23.ZHU R., YANG, J., Autofretting of thick cylinders, International Journal Pressure Vessels & Piping, **75**, 1998, p. 443

24.JINESCU, V.V., PĂUNESCU, M., Calculul utilajului chimic la funcționarea în regim tranzitoriu, Rev. Chim. (București), **26**, nr. 7, 1975, p. 582

25.JINESCU, V.V., Durata regimului tranzitoriu al utilajului chimic, Rev. Chim. (București), **26**, nr. 9, 1975, p. 751

26.NICHOLS R.W., Konstruirovani i tehnologhia izgotovleniia sosudov davleniia, Izd. Mașinostroenie, 1975

27.JINESCU, V.V., PĂUNESCU, M., Efectul solicitării la oboseală asupra duratei regimului tranzitoriu, Rev. Chim. (București), **28**, nr. 3, 1977, p. 244

Întrată în redacție: 8.05.2007











