

ANALIZA NAPONSKOG STANJA REPARIRANOG HIDRAULIČNOG CILINDRA VISOKOG KAPACITETA

ANALYSIS OF THE STRESS AND STRAIN IN THE REPAIRED HIGH CAPACITY HYDRAULIC CYLINDER

Dr. Sc. Abaz Manduka, dipl. inž. maš.
Mašinski fakultet - Univerzitet u Zenici
Zenici

M. Sc. Dino Ključanin, dipl. inž. maš.
Mašinski fakultet - Univerzitet u Zenici
Zenici

Halilović Salih, dipl. inž. maš.
BNT - TMH – Novi Travnik
Zenica

REZIME

U ovom radu je izvršena analiza naprežanja, detekcija maksimalnih napona materijala, kao i definisanje potrebnih operativnih karakteristika za hidrostatičko ispitivanje. Proračun karakterističnih veličina pri analizi opterećenja izvršen je putem analitičkih metoda, te je izvršena komparacija sa rezultatima dobijenim numeričkim metodama. Navedene analize i proračun su izvršeni u cilju smanjivanja vremena i troškova pri ispitivanju stanja zidova nakon reparacije cilindra hidraulične prese snage 500t.

Ključne riječi: hidraulični cilindar, statičko opterećenje, ispitivanje hidroprobom, radni naponi

ABSTRACT

In this paper stress analysis, detection of maximum strain in material as well as defining of the necessary operating characteristics in hydrostatic pressure test is performed. The characteristic values calculation, in stress analysis, is performed by means of the analytic method. The obtained results in the calculation are compared with the numerical results. Aforementioned analysis and calculation are performed in order to reduce the time and expenses required for testing after the reparation process of the 500 ton. hydraulic press cylinder.

Keywords: hydraulic cylinder, static load, hydro testing, working stresses

1. UVOD

Cilindar koji je predmet ovog rada (Slika 1) može se svrstati u grupu debelozidnih cilindara jednostrukog dejstva. Povratni hod cilindra obavljaju pomoćni povratni cilindri koji su sastavni dio konstrukcije prese. Takođe, s obzirom da se navedeni cilindar oslanja direktno na traverzu na jednom kraju, imaćemo karakteristični slučaj zatvorenog cilindra.

2. DEFINISANJE KARAKTERISTIKA CILINDRA

Analiza naponskog stanja cilindra koristi se kao sastavni dio ispitne procedure koja se koristi pri izvođenju hidrostatičkih ispitivanja nakon završene sanacije cilindra. Navedeni naponi će poslužiti za determinisanje pritiska pri završnim testovima koji se trebaju izvesti nakon što se

kompletna konstrukcija vrati u prvobitno stanje. Niz testova koji se izvodi podrazumijeva ispitivanje izdržljivosti zida cilindra na:

- 1) Statička opterećenja;
- 2) Dinamička opterećenja;
- 3) Zaptivenost;
- 4) Nepropusnost saniranog mjesta na cilindru.

Vrste napona koji se javljaju u ovom cilindru definisane su na osnovu same karakteristike cilindra koja se identifikuje na osnovu njegovog odnosa debljine zida i unutrašnjeg prečnika koji se posmatra.

Uzimajući navedeno u obzir, možemo razlikovati:

1. Tankozidne cilindre;
2. Debelozidne cilindre.

Odnos prethodno navedenih veličina mora biti u vrijednosti manjoj od 0.1 da bi se cilindar mogao smatrati tankozidnim. U konkretnom slučaju odnos je dat kao: $t/d_u = 110/460 = 0.239$

3. ANALIZA I PRORAČUN NAPONSKOG STANJA

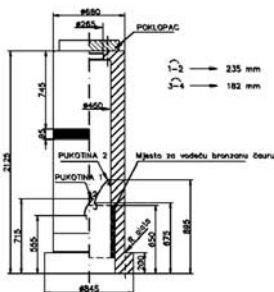
Prethodni odnos pokazuje da je riječ o debelozidnom cilindru, pa je stoga naponsko stanje cilindra troosno, pri čemu razlikujemo tri vrste napona koji će se javiti i to:

1. Osnu ili longitudinalni;
2. Tangencijalni ili transferzalni;
3. Radijalni.

Tabela 1. Hemijski sastav ispitivanog cilindra [1]

Čelik	C	Si	Mn	Cr	Mo	S	drugo
42CrMo4	0.42	0.25	0.75	1.10	0.22	<0.0035	(Pb)

U zidu cilindra prese, dakle, vlada troosno naponsko stanje. Najveći naponi javljaju se na unutrašnjoj površini zida cilindra, koja je u direktnom kontaktu sa radnim medijom. Osnu naponi su konstantni u zidu cilindra, dok tangencijalni i radijalni imaju smanjenu vrijednost udaljavajući se prema spoljšnjoj površini cilindra. Cilindar je izrađen od legiranog čelika 42CrMo4 čiji je hemijski sastav dat u Tabeli 1.



Slika 1. Karakteristike cilindra: a) geometrijske karakteristike, b) i c) detalji hidrostatičkog ispitivanja

Vrijednost tangencijalnih naprezanja na unutrašnjoj površini cilindra data je izrazom (3.1), dok će radijalni naponi biti jednaki radnom pritisku "p".

$$\sigma_{t_{un}} = -p \frac{u^2 + 1}{u^2 - 1} \quad (3.1)$$

Na spoljašnjoj površini cilindra radijalni naponi neće biti prisutni, dok se tangencijalni naponi mogu izračunati prema izrazu (3.2)

$$\sigma_{t_{sp}} = -p \frac{2}{u^2 - 1} \quad (3.2)$$

Vrijednost parametra „u“ predstavlja odnos spoljašnjeg i unutrašnjeg prečnika cilindra izraz (3.3)

$$u = \frac{d_s}{d_u} \quad (3.3)$$

Uzimajući navedeno u obzir, dobijene su sljedeće vrijednosti tangencijalnog napona koji se javljaju u karakterističnim tačkama zida cilindra:

$$\sigma_{t_{un}} = -79.321 \text{ MPa}$$

Radijalni naponi na unutrašnjoj površini cilindra će imati vrijednost

$$\sigma_{r_{sp}} = 29.514 \text{ MPa}$$

Tabela 2. Mehaničke karakteristike materijala ispitivanog cilindra [1]

Karakteristika	R _{p0,2} [N/mm ²]	R _m [N/mm ²]	A ₅ [%]	Z [%]	NIE (ISO-V) [J]
Vrijednost	500	750-900	14	55	35

Tangencijalni naponi na spoljašnjoj površini cilindra će imati vrijednost:

$$\sigma_{t_{sp}} = -49.834 \text{ MPa}$$

Iako je radni pritisak presovanja direktno vezan uz samu silu presovanja, zavisice od brojnih parametara poput:

1. Materijala koji se obrađuje
2. Temperature na kojoj se kovanje izvodi
3. Koeficijenta trenja pri kovanju

Radni pritisak određen je na osnovu zadate radne kilaže tj. sile presovanja koja u ovom slučaju iznosi 500 t., pa će radni pritisak iznositi:

$$p = 295.143 \text{ bar.}$$

Karakteristike čvrstoće navedenog materijala date su u tabeli 2, pri čemu treba istaći da će ovako izrađen cilindrični hidraulični dio velikih dimenzija i debljine zida 110 mm, imati značajno smanjena mehanička svojstva, pa je to potrebno uzeti u obzir pri provjeri čvrstoće.

4. PROVJERA REDUKOVANOG NAPONA CILINDRA

Za proračun redukovano napona korištena je teorija energije deformacije tj. četvrta teorija čvrstoće. Vrijednost redukovano napona izračunata je korištenjem izraza (4.1):

$$\sigma_{RED} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_l)^2 + (\sigma_l - \sigma_t)^2} \quad (4.1)$$

Prema navedenom vrijednost redukovano napona na spoljašnjoj površini zida cilindra imaće vrijednost kako prikazuje izraz (4.2).

$$\sigma_{npsp} = -p\sqrt{3} \frac{1}{u^2 - 1} \quad (4.2)$$

U konkretnom slučaju za vrijednost maksimalnog radnog pritiska od 300 bar. na unutrašnjoj površini zida cilindra dobijamo sljedeće naprezanje:

$$\sigma_{npSP} = 43175988,697 \text{ Pa} = 43.176 \text{ MPa}$$

Transformisanjem četvrte teorije čvrstoće, uzimajući u obzir prethodno navedene relacije za određivanje karakterističnih napona na unutrašnjem zidu cilindra dobija se vrijednost napona unutrašnjih vlakana hidraličnog cilindra kao što je prikazano izrazom (4.3):

$$\sigma_{npUN} = -p\sqrt{3} \frac{u^2}{u^2-1} \leq \sigma_{zdep} \quad (4.3)$$

Prema zadatim ulaznim parametrima nalazimo vrijednosti navedenih napona kao:

$$\sigma_{npUN} = 94278738.719 \text{ Pa} = 94.279 \text{ MPa}$$

Iz navedenog možemo zaključiti da su vrijednosti naprezanja vlakana na unutrašnjoj površini cilindra značajno veća, čak i više od dva puta, nego na spoljnim. Ovo potvrđuje i teorijske navode o raspodjeli napona u zidu cilindra. Nakon što su određene vrijednosti redukovanih napona za trodimenzionalno naponsko stanje, izvršena je provjera prema dozvoljenom naponu.

Preporuke za ispitivanje izdržljivosti hidrauličnih komponenti izloženih unutrašnjem pritisku prema ISO 10100 predlažu ispitivanje pri radnom pritisku za polovinu većeg od ispitnog. Dakle u ovom slučaju bi to iznosilo 450 bar. Provjera vrijednosti dobijenih napona treba biti upoređena sa vrijednošću napona tečenja okarakterisnog za ovaj materijal.

Preporuke standarda ASME B30.1 jesu korištenje stepena sigurnosti 2 za hidraulične cilindre, pa će nam dozvoljeno opterećenje iznositi:

$$\sigma_{npDOZ} = \frac{R_{p0.2}}{S} = \frac{R_{p0.2}}{2} = \frac{500}{2} = 250 \text{ MPa}$$

Iz navedenog vidimo da su naponi koji se javljaju na unutrašnjoj i spoljašnjoj površini znajlačno ispod dozvoljene preporučene granice naprezanja $\sigma_{npUN} < \sigma_{npDOZ}$, $\sigma_{npSP} < \sigma_{npDOZ}$.

5. DEFINISANJE MAKSIMALNIH ISPITNIH KARAKTERISTIKA

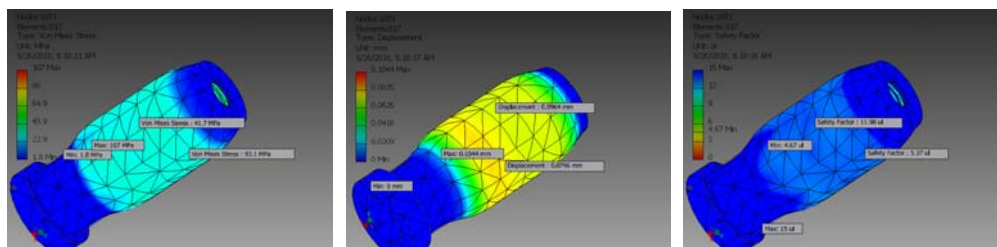
S obzirom da je hidrostatičku probu cilindra (Slika 1.c) potrebno izvršiti selektivno povećanjem pritiska, koje se definiše standardima ili internim procedurama graničnim pritiskom za 1.5 puta većim od radnog, određen je i maksimalni pritisak kojim se hidraulični cilindar može podvrgnuti u toku ispitivanja, odnosno provjera zbog mogućnosti testiranja. Karakteristike materijala ispitivanog cilindra date su u tabeli 3 u nastavku. Numerička analiza je izvršena korištenjem softvera Autodesk Inventor 2014, pri čemu se uspostavljeni model sastojao od 817 elemenata i 1651 čvora.

Tabela 3. Osnovne karakteristike ispitivanog cilindra - model

Material	Alloy Steel	Name	Alloy Steel	
Density	7.85 g/cm ³	General	Mass Density	7.85 g/cm ³
Mass	3577.04 kg		Yield Strength	499.939 MPa
Area	8726360 mm ²		Ultimate Tensile Strength	799.999 MPa
Volume	455673000 mm ³	Stress	Young's Modulus	205 GPa
Center of Gravity	x=0 mm y=422.5 mm z=1029.31 mm		Poisson's Ratio	0.3 ul
			Shear Modulus	78.8462 GPa
		Part Name(s)	Cilindar	

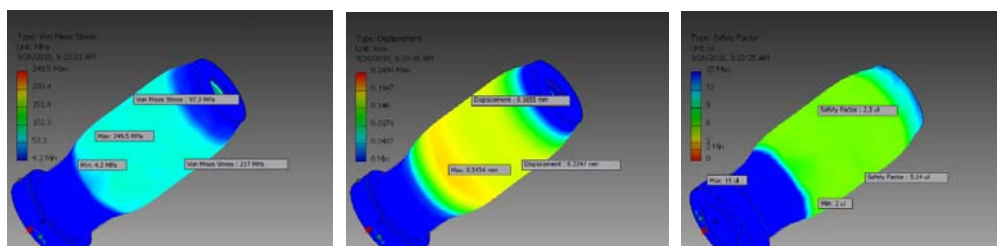
Tabela 4. Mrežni elementi FEM simulacije

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0.1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0.2
Grading Factor	1.5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes



Slika 2. Rezultati FEM analize: a) redukovani naponi; b) deformacije; c) karakteristični stepeni sigurnosti pri radnom pritisku

Kako je cilindar specifičnog unutrašnjeg dimenzionalnog oblika, izvršena je numerička simulacija kako bi u najkritičnijem presjeku stepen sigurnosti ostao u preporučenim granicama, a što je prikazano slikom 2 c) i slikom 3 c). Osnovna svojstva materijala korištenog za numeričku analizu prikazana su u tabeli 3, dok su karakteristike mreže modela date u tabeli 4.



Slika 3. Rezultati FEM analize: a) redukovani naponi; b) deformacije; c) karakteristični stepeni sigurnosti pri maksimalnom ispitnom opterećenju na spoljašnjoj i unutrašnjoj površini

Rezultati numeričke analize za slučajeve nominalnog radnog opterećenja prikazani su u tabeli 5 a). Vrijednosti redukovanih napona u istom slučaju prikazane su na slici 2 a), dok su karakteristične vrijednosti deformacija date na slici 2 b).

U slučaju maksimalnog dozvoljenog opterećenja rezultati numeričke analize prikazani su u tabeli 5 b). Vrijednosti redukovanih napona za navedeni slučaj prikazane su na slici 3 a), dok su vrijednosti najvećih i najmanjih deformacija koje se javljaju pri ovom opterećenju date putem slike 3 b).

Tabela 5. Rezultati numeričke analize: a) radno opterećenje; b) maksimalno – ispitno

opterećenje

Name	Minimum	Maximum
Volume	455673000 mm ³	
Mass	3577.04 kg	
Von Mises Stress	1.81894 MPa	107.013 MPa
1st Principal Stress	-10.2714 MPa	86.8133 MPa
3rd Principal Stress	-72.8063 MPa	24.8586 MPa
Displacement	0 mm	0.104417 mm
Safety Factor	4.67177 ul	15 ul
Stress XX	-56.9655 MPa	86.8108 MPa
Stress XY	-57.2389 MPa	57.3844 MPa
Stress XZ	-25.063 MPa	25.1498 MPa
Stress YY	-55.2809 MPa	84.1169 MPa
Stress YZ	-22.3282 MPa	23.2464 MPa
Stress ZZ	-72.4667 MPa	34.6703 MPa
X Displacement	-0.0989706 mm	0.0997354 mm
Y Displacement	-0.09873 mm	0.098711 mm
Z Displacement	-0.01749 mm	0.0637235 mm
Equivalent Strain	0.00000769279 ul	0.000453146 ul
1st Principal Strain	0.000000350484 ul	0.000461868 ul
3rd Principal Strain	-0.000337192 ul	-0.00000505559 ul
Strain XX	-0.000336596 ul	0.000461852 ul
Strain XY	-0.000362978 ul	0.000363901 ul
Strain XZ	-0.000158936 ul	0.000159487 ul
Strain YY	-0.000331054 ul	0.000451849 ul
Strain YZ	-0.000141593 ul	0.000147416 ul
Strain ZZ	-0.000333649 ul	0.000130524 ul

Name	Minimum	Maximum
Volume	455673000 mm ³	
Mass	3577.04 kg	
Von Mises Stress	4.24012 MPa	249.457 MPa
1st Principal Stress	-23.9437 MPa	202.37 MPa
3rd Principal Stress	-169.719 MPa	57.9477 MPa
Displacement	0 mm	0.243405 mm
Safety Factor	2.00411 ul	15 ul
Stress XX	-132.792 MPa	202.364 MPa
Stress XY	-133.429 MPa	133.769 MPa
Stress XZ	-58.4243 MPa	58.6267 MPa
Stress YY	-128.865 MPa	196.085 MPa
Stress YZ	-52.0491 MPa	54.1896 MPa
Stress ZZ	-168.927 MPa	80.8197 MPa
X Displacement	-0.23071 mm	0.232493 mm
Y Displacement	-0.230149 mm	0.230105 mm
Z Displacement	-0.040771 mm	0.148546 mm
Equivalent Strain	0.0000179326 ul	0.00105633 ul
1st Principal Strain	0.000000817015 ul	0.00107666 ul
3rd Principal Strain	-0.000786027 ul	-0.0000117851 ul
Strain XX	-0.000784637 ul	0.00107662 ul
Strain XY	-0.000846138 ul	0.000848288 ul
Strain XZ	-0.000370496 ul	0.000371779 ul
Strain YY	-0.000771718 ul	0.0010533 ul
Strain YZ	-0.000330068 ul	0.000343642 ul
Strain ZZ	-0.000777768 ul	0.000304263 ul

6. ZAKLJUČAK

Zid hidrauličnog cilindra opterećen samo unutrašnjim pritiskom može se okarakterisati troosnim naponskim stanjem. Komponente naprežanja definisane su radnim karakteristikama opterećenja i dimenzionalnim karakteristikama cilindra. Prilikom hidrostatičkog ispitivanja cilindra treba obratiti pažnju na kritične presjeke koji su usloveli značajno smanjenje najvišeg dozvoljenog ispitnog pritiska. Na unutrašnjem zidu cilindra javljaju se redukovani naponi dvostruko većih vrijednosti. Numerički rezultati daju veoma bliske rezultate analitičkim, što je dobar pokazatelj relevantnosti proračuna. Najveći pritisak kojim je dozvoljeno opteretiti ispitivani cilindar hidraulične prese iznosi 68.8 MPa. Dobijeni rezultati predstavljanim pristupom će poslužiti u skraćanju potrebnog vremena i troškova, neophodnih pri detekciji kvaliteta izvršene reparacije stjenke cilindra, korištenjem tenzometrijskih metoda.

7. LITERATURA

- [1] Saarstahl, "Saarstahl - Material specification sheet," 28 Novembar 2018. [Online]. Available: <https://www.saarstahl.com/sag/downloads/download/13108>.
- [2] K. H. Decker, Elementi strojeva, Zagreb: Golden marketing - Tehnička knjiga, 2006.
- [3] W. Soboyejo, Mechanical Properties Of Engineerd Materials, New York: Marcel Dekker, Inc., 2003.
- [4] A. A.П., Механизация и абгоматизация Горячей штамповки, Машиностроение, Москва-Ленинград, 1986.
- [5] Z. Bojanić, Teorija Elastičnosti II deo - Tankozide strukture, Beograd
- [6] Q. Lai, L. Liang, J. Li, S. Wu and J. Liu, "Modeling and Analysis on Cushion Characteristics of Fast and High-Flow-Rate Hydraulic Cylinder," Mathematical Problems in Engineering, 2016.