

MODEL KONTAKTA S EFEKTIMA PODMAZIVANJA ZA SIMULACIJE POSTUPKA HLADNOG VALJANJA

Škurić, V., De Jaeger, P. & Jasak, H.

Sažetak: U ovome radu prikazan je numerički model za proračun kontaktnog tlaka i trenja u simulacijama hladnog valjanja metala uz podmazivanje. Efekti trenja i podmazivanja su važni čimbenici u postupcima obrade metala, budući da neoptimalne vrijednosti parametara trenja mogu uzrokovati nižu učinkovitost samoga postupka te smanjiti kvalitetu površine proizvoda. Kako bi se kvalitetno prikazale fizikalne pojave kontakta u postupku valjanja metala potrebno je uzeti u obzir interakciju između površinske hrapavosti i strujanja lubrikanta. Zbog promjene debljine sloja lubrikanta tijekom samog proizvodnog postupka, lubrikant struji u tri različita režima: hidrodinamičkom, mješovitom i graničnom režimu. Sposobnost proračuna sva tri režima je nužna u realnoj industrijskoj primjeni. Model uzima u obzir utjecaje površinske hrapavosti, režima podmazivanja i promjene svojstava lubrikanta. Za proračun kontaktnog tlaka i sila trenja lubrikanta koristi se osrednjena Reynoldsova jednadžba, koja je diskretizirana pomoću metode kontrolnih površina (eng. *Finite Area Method*). Model implementiran u paketu otvorenog koda OpenFOAM koristi se kao rubni uvjet kontakta prilikom proračuna deformacije tijela pomoću numeričkog modela za visokonapregnute elastoplastične deformacije. Rezultati modela su prikazani na slučajevima valjanja metalne trake.

Ključne riječi: hladno valjanje, podmazivanje, numerička simulacija, OpenFOAM.

1 UVOD

Efekti trenja i podmazivanja su važni čimbenici u postupcima obrade metala [1]. Prevelike sile trenja mogu uzrokovati nisku učinkovitost procesa obrade, te smanjenu kvalitetu površine proizvoda. Međutim, nedovoljno velike sile trenja onemogućuju provedbu samoga postupka obrade, npr. valjanja, budući da one predstavljaju pokretačku snagu tih procesa. Iz tog razloga, potrebne su optimalne vrijednosti parametara trenja koje se često postižu kontroliranim podmazivanjem, čime se pospješuje kvaliteta obrađene površine i produljuje životni vijek proizvodne opreme.

Proračun podmazanog kontakta je kompleksan zadatak gdje je potrebno razriješiti spregnuti sustav kontakta između dvije čvrste stijenske, te između stijenske i fluida (lubrikanta). Proračun ovakvog kontakta predstavlja višeskalni problem [2], budući da uzima u obzir mikroskopske deformacije površinskih neravnina i makroskopske deformacije stijenske materijala.

Numeričko modeliranje procesa obrade metala se najčešće provodi upotrebom metode konačnih elemenata (MKE) [3]. Liu et al. [4] koriste elasto-plastični MKE model za simulaciju valjanja bakrene trake. Boman i Ponthot [1] provode simulaciju valjanja trake uz podmazivanje koristeći proizvoljnu Lagrange-Eulerovu MKE metodu i Reynoldsovu jednadžbu za proračun tlaka lubrikanta. Khan et al. [2] predstavljaju novi pristup simulaciji podmazanog kontakta koristeći Reynoldsovu jednadžbu, Hertzovu kontaktnu teoriju i metodu konačnih elemenata. Wu et al. [5] koriste novu

višeskalnu MKE metodu za proračun kontaktnog tlaka i trenja kod simulacije trodimenzionalnog modela hladnog valjanja trake, temeljenu na sličnom pristupu kao u [5]. Wu et al. [6] predstavljaju model elastoplastične deformacije površinskih neravnina kod podmazanog kontakta temeljen na metodi konačnih elemenata.

U prošlih dvadeset godina, metoda kontrolnih volumena (MKV) se nameće kao alternativa metodi konačnih elemenata kod simulacija mehanike čvrstih tijela, a posebno kod izrazito nelinearnih pojava. Neki od primjera upotrebe metode kontrolnih volumena kod mehanike čvrstih tijela su: problemi linearne elastičnosti [7], propagacije pukotina [8], interakcije fluida i čvrstih tijela [9], itd.

U ovome radu prikazan je numerički model za proračun kontaktnog tlaka i trenja u simulacijama hladnog valjanja metala uz podmazivanje implementiran u okviru metode kontrolnih volumena unutar programskog paketa otvorenog koda OpenFOAM.

2 MATEMATIČKI MODEL

2.1 Pretpostavke modela

Strujanje tankog filma lubrikanta u podmazanom kontaktu se dijeli u tri režima [1]: hidrodinamički, mješoviti i granični režim. U hidrodinamičkom režimu čvrste stijenke nisu u izravnom kontaktu, već su odvojene lubrikantom koji u potpunosti prenosi kontaktni tlak. U mješovitom režimu kontaktni tlak se dijeli između vrhova površinskih neravnina stijenki i lubrikanta između njih. U graničnom režimu gotovo cijeli kontaktni tlak prenose vrhovi površinskih neravnina čvrstih stijenki, dok se male količine lubrikanta nalaze zarobljene u udubinama. Kako bi se sva tri režima uzela u obzir, ukupni kontaktni tlak se dijeli na kontaktni tlak između vrhova površinskih neravnina stijenki i tlak između stijenke i lubrikanta [5]:

$$P_n = AP_a + (1 - A)P_f, \quad (1)$$

gdje je P_n ukupni kontaktni tlak, P_a je kontaktni tlak vrhova površinskih neravnina čvrstih stijenki, P_f je tlak lubrikanta, tj. kontaktni tlak čvrste stijenke i lubrikanta, dok je A udio kontaktne površine izravnog kontakta između vrhova površinskih neravnina.

Sukladno tome, smično naprezanje stijenke glasi:

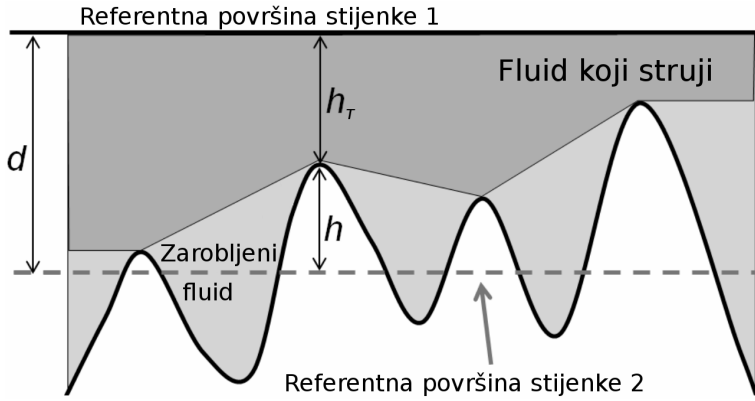
$$P_t = A\tau_a + (1 - A)\tau_f, \quad (2)$$

gdje je P_t smično naprezanje stijenke, τ_a je smično naprezanje vrhova površinskih neravnina stijenke, dok je τ_f smično naprezanje lubrikanta na mjestu njegovog kontakta sa stijenkom. Model promatra dvije hrapave stijenke u kontaktu na način da jednu smatra glatkom, a drugu hrapavom, čija srednja hrapavost uzima u obzir hrapavosti obje stijenke:

$$R_q = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}. \quad (3)$$

Na Slici 1 označeni su parametri kontakta: d je srednja udaljenost između dvije stijenke, h je visina vrha površinske neravnine, dok je h_T visina strujanja lubrikanta.

Dio lubrikanta u kontaktu je zarobljen unutar mikroskopskih udubina stijenki, a dio struji pod sljedećim pretpostavkama [2]: viskozne sile lubrikanta dominiraju u odnosu na silu njegove težine, inercijske sile i sile površinske napetosti; zakrivljenost filma lubrikanta se može zanemariti budući da je debljina filma značajno manja u odnosu na njegovu širinu i duljinu; promjena tlaka po visini filma je zanemarivo mala.



Sl. 1. Shema kontakta [2]

2.2 Formulacija modela

Model kontakta korišten u ovome radu je Greenwood-Williamsonov (GW) [10] model temeljen na Hertzovoj teoriji. GW model je statistički model u kojem se deformacija vrhova površinskih neravnina smatra elastičnom, te se kao oblik vrha pretpostavlja polusfera. Udio površine direktnog kontakta vrhova površinskih neravnina u ovisnosti o udaljenosti između stijenki glasi [5]:

$$A(d) = \pi NR \int_d^{\infty} (h-d) f(h) dh, \quad (4)$$

a kontaktni tlak:

$$P_a(d) = \frac{4}{3A(d)} NE'R^{1/2} \int_d^{\infty} (h-d)^{3/2} f(h) dh, \quad (5)$$

gdje je N broj vrhova površinskih neravnina po jedinici površine, R je polumjer polusfere (vrha), $f(h)$ je funkcija distribucije visine vrhova neravnina (npr. Gaussova distribucija), dok je E' reducirani model elastičnosti dva tijela u kontaktu.

Tlak lubrikanta računa se pomoću osrednjene Reynoldsove jednadžbe za koju vrijede ranije navedene pretpostavke strujanja. Osrednjena Reynoldsova jednadžba glasi [5]:

$$\nabla_s \cdot \left(\phi_{xy} \frac{\rho d^3}{12\mu} \nabla_s P_f \right) = \nabla_s \cdot \left[\frac{\rho h_T (\mathbf{U}_1 + \mathbf{U}_2)}{2} \right] + \frac{\partial(\rho h_T)}{\partial t}, \quad (6)$$

gdje su ∇_s i $\nabla_s \cdot$ površinski operatori gradijenta i divergencije, ϕ_{xy} je faktor toka definiran hrapavošću stijenki, ρ je gustoća lubrikanta, μ je viskoznost lubrikanta, dok su \mathbf{U}_1 i \mathbf{U}_2 vektori brzina stijenki u kontaktu.

Smično naprezanje površinskih neravnina u kontaktu, za slučaj Coulombovog zakona trenja, glasi:

$$\tau_a = \mu_a P_a, \quad (7)$$

gdje je μ_a Coulombov faktor trenja.

Smično naprezanje lubrikanta na mjestu njegovog kontakta sa stijenkom glasi:

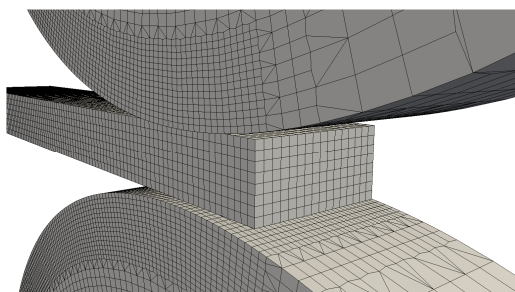
$$\tau_f = \mu \frac{\mathbf{U}_1 - \mathbf{U}_2}{h_T}. \quad (8)$$

3 SIMULACIJE PROCESA VALJANJA

Opisani model podmazanog kontakta je implementiran kao rubni uvjet numeričkog modela deformacije čvrstog tijela kojeg su razvili i implementirali Cardiff et al. [11] u programski paket OpenFOAM. Numerički model deformacije je temeljen na hiperelastoplastičnom konstitutivnom modelu, te je implementiran u ažuriranom Lagrangeovom obliku koristeći metodu kontrolnih volumena.

3.1 Simulacija valjanja metalne trake

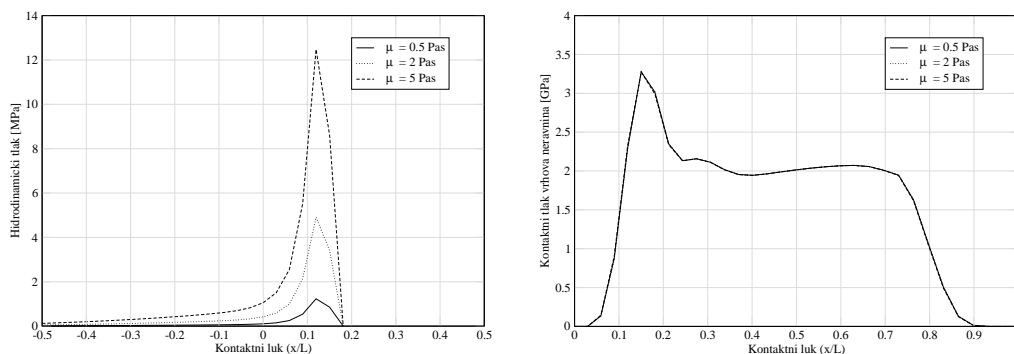
Provedeno je sedam simulacija valjanja čelične trake uz podmazivanje, Slika 2. Simulacije su provedene za tri konstantne vrijednosti viskoznosti lubrikanta (0,5, 2, 5 Pas), tri vrijednosti smanjena presjeka trake (10, 20, 30 %) i tri brzine vrtnje valjka (60, 120, 240 o/min).



Sl. 2. Proračunska mreža simulacije valjanja metalne trake

Duljina trake iznosi 100 mm, širina 16 mm, dok je visina 8 mm. Promjer valjka iznosi 158 mm, a širina 9,6 mm. Svojstva materijala (čelika) trake su sljedeća: $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$, $E = 177 \text{ GPa}$, $\nu = 0,3$. Valjak se smatra idealno krutim tijelom.

Na Slici 3 može se vidjeti utjecaj viskoznosti lubrikanta na kontaktne tlakove. Povećanjem viskoznosti s 0,5 na 2 Pas dolazi do povećanja maksimalnog hidrodinamičkog tlaka s 1 na 5 MPa, što predstavlja povećanje od 400%. Povećanje viskoznosti s 2 na 5 Pas uzrokuje povećanje maksimalnog tlaka s 5 na 12,5 MPa, tj. 140%. Promjena viskoznosti nema gotovo nikakav utjecaj na kontaktni tlak na vrhovima površinskih neravnina, budući da je za 3 reda veličine veći od

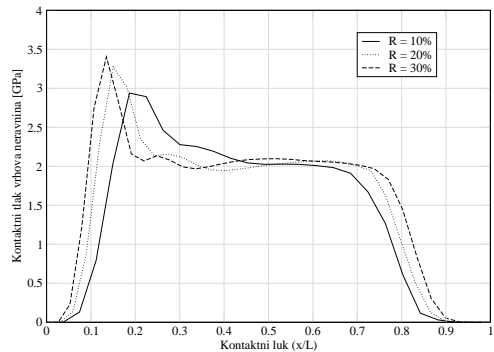
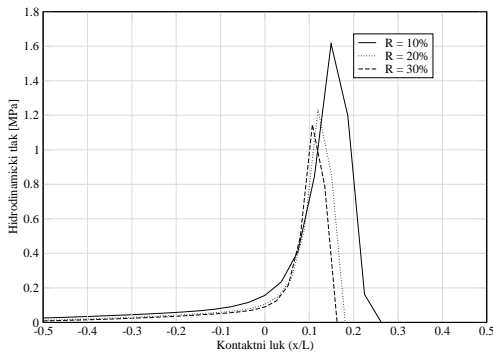


Sl. 3. Utjecaj viskoznosti lubrikanta na hidrodinamički tlak i kontakti tlak vrhova neravnina (brzina vrtnje 120 o/min, konačno smanjenje visine trake 20%)

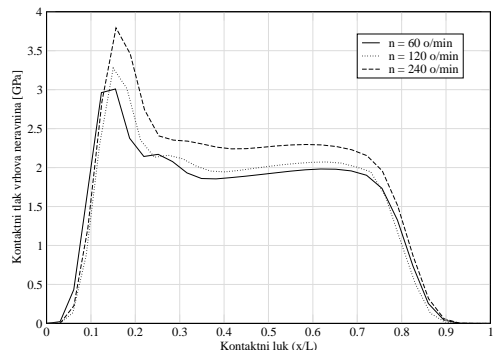
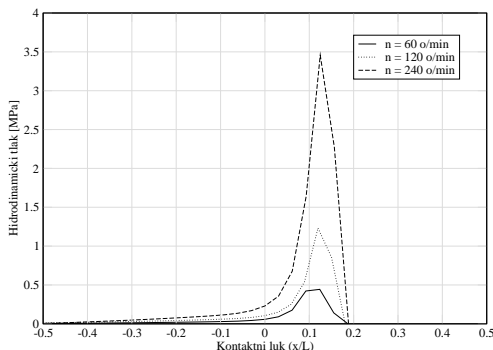
Na Slici 4 može se vidjeti utjecaj konačnog smanjenja visine trake na hidrodinamički tlak i tlak vrhova neravnina. Povećanjem konačnog smanjenja visine s 10 na 20%, dolazi do povećanja maksimalnog hidrodinamičkog tlaka s 1,18 MPa na 1,22 MPa (oko 3,5%), dok povećanje smanjenja visine s 20 na 30% uzrokuje povećanje maksimalnog hidrodinamičkog tlaka s 1,22 na 1,6 MPa (oko 31%). Povećanjem konačnog smanjenja visine trake dolazi do širenja područja visokog hidrodinamičkog tlaka, te se točka maksimalnog tlaka pomiče prema unutrašnjosti kontakta. Povećanjem konačnog smanjenja visine dolazi i do širenja područja kontakta, čemu svjedoči širenje područja visokog kontaktnog tlaka vrhova neravnina, te se maksimalni kontaktni tlak vrhova također povećava.

Slika 5 prikazuje utjecaj brzine vrtnje valjka na hidrodinamički tlak i kontaktni tlak vrhova. Povećanje brzine sa 60 na 120 o/min uzrokuje povećanje maksimalnog hidrodinamičkog tlaka s 0,4 na 1,25 MPa (310%), a kontaktnog tlaka vrhova neravnina po čitavom području kontakta za 5 do 8%. Povećanje brzine sa 120 na 240 o/min uzrokuje povećanje maksimalnog hidrodinamičkog tlaka za 280%, a kontaktnog tlaka vrhova neravnina po čitavom području kontakta za 12 do 15%.

Na temelju rezultata može se zaključiti da najveći utjecaj na porast hidrodinamičkog tlaka ima porast viskoznosti lubrikanta. Iz tog razloga potrebno je dodatno implementirati modele koji računaju promjenu viskoznosti lubrikanta s promjenom njegove temperature i tlaka.



Sl. 4. Utjecaj konačnog smanjenja visine trake na hidrodinamički tlak i kontaktni tlak vrhova neravnina (viskoznost lubrikanta)



Sl. 5. Utjecaj brzine vrtnje valjka na hidrodinamički tlak i kontaktni tlak vrhova neravnina (viskoznost lubrikanta 0,5 Pas, konačno smanjenje visine trake 20%)

4 ZAKLJUČAK

Model podmazanog kontakta je uspješno spregnut s numeričkim modelom deformacije čvrstog tijela i implementiran u programskom paketu OpenFOAM. Model je sposoban predvidjeti kontaktne tlakove i trenje, te pokazati ovisnosti parametara kontakta o viskoznosti lubrikanta, veličini konačne deformacije tijela i brzinama stijenki u kontaktu. Potrebno je provesti detaljnu validaciju i verifikaciju implementiranog modela.

Literatura:

- [1] Boman, R., Ponthot, J.P., Finite Element Simulation of Lubricated Contact in Rolling using the Arbitrary Lagrangian-Eulerian Formulation, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 193, 39-41, 2004, pp. 4323-4353.
- [2] Khan, M.N., Ruan, H., Zhang, L.C., Zhao, X.M., Zhang, X.M., A new approach to the investigation of mixed lubrication in metal strip rolling, Proceedings of 7th Australasian Congress on Applied Mechanics, Adelaide, 2012.
- [3] Ou, H., Wang, P., Lu, B., Long, H., Finite element modelling and optimisation of net-shape metal forming processes with uncertainties, *Computers & Structures*, Vol. 90-91, 2012, pp. 13-27.
- [4] Liu, C., Hartley, P., Sturgess, C.E.N., Rowe, G.W., Elastic-plastic finite-element modelling of cold rolling of strip, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 27, 1985, pp. 531-541.
- [5] Wu, C., Zhang, L., Li, S., Jiang Z., Qu, P., A novel multi-scale statistical characterization of interface pressure and friction in metal strip rolling, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 89, 2014, pp. 391-402.
- [6] Wu, C., Zhang, L., Li, S., Jiang Z., Qu, P., A unified method for characterizing multiple lubrication regimes involving plastic deformation of surface asperities, *Tribology International*, In press, 2015.
- [7] Jasak, H., Weller, H., Finite Volume Methodology for Contact Problems of Linear Elastic Solids, Proceedings of 3rd International Conference of Croatian Society of Mechanics, Dubrovnik/Cavtat, 2000, pp. 253-260.
- [8] Ivanković, A., Venizelos, G.P., Rapid crack propagation in plastic pipe: predicting full-scale critical pressure from S4 test results, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 59, 1998, pp. 607-622.
- [9] Cardiff, P., Tuković, Ž., Karač, A., Jasak, H., Ivanković, A. OpenFOAM library for Fluid-Structure Interaction, 9th OpenFOAM Workshop, Zagreb, 2014.
- [10] Greenwood, J.A., Williamson, J.B.P., Contact of nominally flat surfaces, Proceedings of Royal Society of London, London UK, 1966, pp. 300-319.
- [11] Cardiff, P., Tuković, Ž., Jaeger, P.D., Ivanković, A., A Lagrangian cell-centred finite volume method for metal forming simulation, *International Journal for Numerical Methods in Engineering* (in preparation).

Autori:

Vanja Škurić, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Katedra za turbostrojeve, Ivana Lučića 5, HR-10000 Zagreb, tel. 01/6168-116, e-mail: vanja.skuric@fsb.hr

Peter De Jaeger, NV Bekaert, Bekaertstraat 2, Zwevegem 8550, Belgija, e-mail: peter.dejager@bekaert.com

Hrvoje Jasak, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Katedra za turbostrojeve, Ivana Lučića 5, HR-10000 Zagreb, tel. 01/6168-239, e-mail: hrvoje.jasak@fsb.hr