

VĚDECKÉ SPISY VYSOKÉHO UČENÍ TECHNICKÉHO V BRNĚ

Edice Habilitační a inaugurační spisy, sv. 513

ISSN 1213-418X

Tomáš Návrat

**NOVÝ PŘÍSTUP
K VÝPOČTOVÉ SIMULACI
PROCESU ROVNÁNÍ
DLOUHÝCH VÝVALKŮ**

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
Fakulta strojního inženýrství
Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Ing. Tomáš Návrat, Ph.D.

**NOVÝ PŘÍSTUP K VÝPOČTOVÉ SIMULACI
PROCESU ROVNÁNÍ DLOUHÝCH VÝVALKŮ**

NOVEL APPROACH TO COMPUTATIONAL SIMULATION
OF STRAIGHTENING LONG BARS

ZKRÁCENÁ VERZE HABILITAČNÍ PRÁCE



BRNO 2015

KLÍČOVÁ SLOVA

kosohlé rovnání, MKP, pružně-plastický ohyb, zbytkové napětí

KEYWORDS

cross roll straightening, FEM, elasto-plastic bending, residual stress

MÍSTO ULOŽENÍ HABILITAČNÍ PRÁCE

Knihovna FSI VUT v Brně

Obsah

1 ÚVOD	5
2 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ	5
3 NÁVRH ALGORITMU ŘEŠENÍ PRO ROVNÁNÍ TYČÍ S KRUHOVÝM PRŮŘEZEM	7
3.1 Postup řešení	7
3.2 Vstupní a výstupní parametry	7
3.3 Předpoklady řešení	8
3.4 Základní strategie algoritmu	10
3.5 Kontakt mezi tyčí a válci	16
3.6 Vyhodnocení výstupní křivosti	17
4 VERIFIKACE NAVRŽENÉHO RYCHLÉHO ALGORITMU	18
4.1 Testování algoritmu	18
4.2 Experimentální část	19
4.3 Srovnání výsledků	20
4.4 Shrnutí	21
5 NÁVRH ALGORITMU PRO ÚHLOVÉ NASTAVENÍ VÁLCŮ	22
6 MODIFIKACE ALGORITMU ROVNÁNÍ	26
7 ZÁVĚR	26
8 LITERATURA	27

PŘEDSTAVENÍ AUTORA

Osobní údaje

Jméno a příjmení: Ing. Tomáš Návrat, Ph.D.
Datum narození: 26. ledna 1978
Místo narození: Nový Jičín
Národnost: Česká
Bydliště: Čoupkových 660/8, Brno 62400
Telefon: +420 608 103 272
E-mail: navrat@fme.vutbr.cz



Vzdělání

1984 – 1992 Základní škola Npor. Loma Příbor
1992 – 1996 Střední průmyslová škola a obchodní akademie v Kopřivnici
1996 – 2001 Fakulta strojního inženýrství, VUT v Brně, Aplikovaná mechanika – Inženýrská mechanika, diplomová práce na téma: Napětově deformační analýza částečné povrchové náhrady kyčelního kloubu, za tuto práci udělena cena děkana
2001 – 2004 Ústav mechaniky těles, Fakulta strojního inženýrství, VUT v Brně, doktorandské studium v oboru aplikovaná mechanika, zaměření: biomechanika kyčelního kloubu, dizertační práce: Deformačně – napětěvá analýza kyčelního kloubu s aplikovanou povrchovou náhradou

Odborná praxe

2005 - dosud Odborný asistent, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, FSI VUT v Brně; Odbor statiky, pružnosti a pevnosti
2005 – 2011 Pracovník Ústavu termomechaniky AV ČR, pobočka Brno
2011 – dosud Technický pracovník NETME centra, Divize virtuálního navrhování a zkušebnictví

Odborné zaměření

Výpočtové modelování metodou konečných prvků (statické, dynamické, kontaktní a stochastické problémy), experimenty v oblasti inženýrské mechaniky, posuzování mezních stavů u strojních částí a celků, biomechanika velkých lidských kloubů a páteřních prvků a biotribologie implantátů.

Členství

Od roku 2008 člen Akademického senátu FSI VUT v Brně (od února 2014 předseda finanční komise).
Od 20. 10. 2010 člen České společnosti pro mechaniku.
Od 26. 1. 2011 člen výboru odborné skupiny Experimentální mechanika České společnosti pro mechaniku.

1 ÚVOD

S rozvojem výrobních technologií a vysokými nároky odběratelů jsou kladeny vyšší nároky na jakost válcovaného materiálu (plechy, profily, trubky). Jedním ze znaků jakosti je parametr popisující míru křivosti polotovaru. Nežádoucí křivost, vnesena působením vnějších a vnitřních sil, vlivem teplotních změn nebo jinými faktory, je důsledkem předchozích technologických nebo výrobních operací. Proces, který minimalizuje křivost polotovaru, se nazývá rovnání.

Nejdůležitějším problémem při procesu rovnání je nastavení rovnacího stroje pro zadané materiálové a geometrické údaje tak, aby vstupující zakřivený polotovar, který prochází střídavě umístěnými přesazenými válci, byl co nejvíce vyrovnán. Hlavním faktorem při procesu rovnání je plastifikace materiálu, využitá k přerozdělení reziduálních napětí.

Nastavení rovnacích válců vycházelo v minulosti pouze ze zkušeností a elementárních kvalitativních představ o rovnacím procesu. S rozvojem MKP a možnostmi řešení nelineárních úloh se projeví snahy o využití této metody, které vedly k hlubšímu pochopení celé problematiky. Nicméně využití MKP pro praktické operativní účely inženýrské praxe je v oblasti rovnání stále velmi omezené díky extrémním časovým a kapacitním nárokům na takovéto nelineární výpočty. Proto je snaha o formulaci rychlejších algoritmů a postupů.

Na základě předchozích skutečností byl zformulován následující problém:

Návrh vhodné strategie rovnání a rychlého algoritmu pro stanovení základních parametrů rovnání při známých rozměrových a materiálových vstupních údajích rovnaného polotovaru.

2 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

Základním mechanismem rovnání u všech typů rovnaček je proces opakované plastické deformace, který vede k redistribuci napětí v rovnaném polotovaru tak, aby na výstupu došlo k jeho podstatnému či úplnému vyrovnání.

Přístupy při modelování procesu rovnání lze rozdělit do tří skupin:

1. Analytické a empirické zkušenosti

Výhody: výpočtově nenáročné, snadná optimalizace.

Nevýhody: zavádějí značné zjednodušující předpoklady, neumožňují zahrnutí vlivu některých podstatných parametrů, jednoduchý model materiálu.

2. Numerické – modelování pomocí komerčních MKP balíků – složitější modely, nelineární řešení. Těžce použitelné v inženýrské praxi z důvodů časových a kapacitních požadavků.

Výhody: predikce výstupních parametrů s vyšší přesností, zahrnutí složitějších modelů materiálu (modely s izotropním, kinematickým zpevněním nebo jejich kombinací, složitější modely popisující cyklické chování materiálu).

Nevýhody: výpočtově velmi náročné.

3. Experimentální

Výhody: zahrnují všechny podstatné veličiny.

Nevýhody: kladou vysoké finanční nároky.

Na základě rešerše dostupné literatury o kosoúhlém rovnání lze přístupy jednotlivých autorů shrnout do Tab. 1.

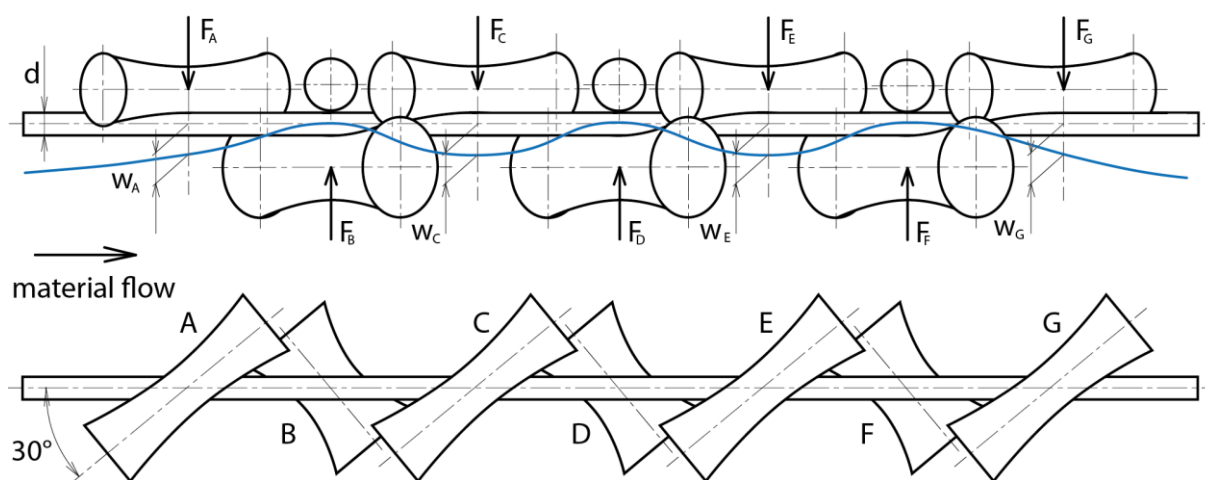
Tab. 1. Přístupy k řešení problematiky kosoúhlého rovnání při normální teplotě.

Studie		Rovnaný polotovar	Způsob rovnání	Přístup řešení
Tokunaga (1961)	[3]	Tyče kruhového průřezu, trubky	Pětiválcová rovnáčka	Analytický, experimentální
Talukder a kol. (1981)	[6]	Tyče kruhové průřezu	Teoretický rozbor, dvouválcové a víceválcové rovnáčky	Analytický
Talukder a kol. (1990)	[9]			
Talukder a kol. (1991)	[12]			
Dvorkin a kol. (1989)	[4]	Bezešvé trubky	Šestiválcová rovnáčka	MKP komerční software ADINA, verifikace experimentální
Kawai a kol. (1995)	[7]	Trubky	Rovnění konců tyčí	Experimentální
Huh a kol. (2003)	[10]	Tenkostěnné hliníkové trubky	Čtrnáctiválcová rovnáčka	MKP komerční software DYNA3D
Mutruš a kol. (2008)	[13]	Tyče kruhové průřezu	Dvouválcová rovnáčka	MKP komerční software LS-DYNA
Wu a kol. (2000)	[5]	Tyče kruhové průřezu	Dvouválcová rovnáčka	Analytický a experimentální
Mutruš a kol. (2011)	[8]	Tyče kruhové průřezu	Dvouválcová rovnáčka	MKP komerční software LS-DYNA, experimentální
Raab a kol. (2012)	[11]	Trubky	Víceválcová rovnáčka	MKP komerční software MSC.MARC
Huang a kol. (2012)	[14]	Tlustostěnné trubky	Desetiválcová rovnáčka	MKP komerční software MSC.MARC
Zhang Zi-Qian a kol. (2013)	[15]	Tenkostěnné trubky	Rovnění tlakem mezi dvě desky	Analytický, verifikace pomocí MKP softwaru LS-DYNA
Belhadj Ahmed a kol. (2013)	[16]	Tyče kruhové průřezu	Rovnění konců tyčí	Analytický a experimentální
Feng Jian-chao a kol. (2013)	[18]	Tyče kruhové průřezu	Sedmiválcová rovnáčka	MKP komerční software ABAQUS
Kato a kol. (2014)	[17]	Tyče kruhové průřezu	Dvouválcová rovnáčka	Analytický a experimentální

Obecně lze konstatovat, že literatury zabývající se problematikou rovnání kruhových tyčí a trubek je nedostatek a v literatuře dominují přístupy analytické a využívající komerční produkty založené na metodě konečných prvků. Analytické přístupy vycházejí ze značných zjednodušení a jejich výpočtová náročnost je nízká. Pro zvýšení úrovně výpočtových modelů autoři sestavují modely založené na metodě konečných prvků řešené v komerčních programech. Tento přístup, je časově velmi náročný a v praxi téměř nepoužitelný. **Přístup založený na rychlém numerickém řešení, který by zohledňoval podstatné veličiny, tak jako MKP modely, nebyl v literatuře nalezen, proto je tato problematika předmětem této práce.**

3 NÁVRH ALGORITMU ŘEŠENÍ PRO ROVNÁNÍ TYČÍ S KRUHOVÝM PRŮŘEZEM

Výchozí konfigurace rovnacího stroje vychází z desetiválcové kosoúhlé rovnačky tyčí XRK 10-200 firmy ŽĎAS, a.s. Rovnačka je určena pro tyče o průměru 70 až 200 mm s mezí kluzu 750 až 1000 MPa s délkou 3 až 12 m a vstupní křivostí max. 10 mm/m. Rovnačka se skládá ze tří dolních poháněných a sedmi horních nepoháněných válců. Nad dolními válci jsou tři přítlačné válce. Zbývající čtyři horní válce jsou průhybové. Válce jsou uloženy v ložiskových tělesech a montovány na držácích, které jsou vedeny v horním a dolním příčnίκu. Příčnící jsou spojeny čtyřmi sloupy a sešroubovány do jednoho celku předepnutými šrouby. Válce mají tvar rotačního hyperboloidu a jsou vyrobeny z nástrojové oceli. Pro zavedení tyče do rovnačky slouží vpustka, která je výškově nastavitelná. Schéma rovnačky je zobrazeno na obr. 1.



Obr. 1. Schématické znázornění uspořádání válců a rovnané tyče při procesu rovnání.

3.1 POSTUP ŘEŠENÍ

Jak vyplývá z analýzy procesu rovnání, prvotním problémem je stanovení závislosti mezi výškovým přesazením čtyř průhybových válců dle obr. 1 a odpovídající průhybovou čarou rovnané tyče, průběhem jejích natočení, křivostí, ohybových momentů, posouvajících sil a rovnacích sil na jednotlivých válcích a z toho vyplývajícím rozdělením napětí a přetvoření podél tyče. To vše je třeba řešit pro odpovídající geometrii tyče, materiál (daný zejména hodnotou meze kluzu) a vstupní křivost tyče. Díky zatěžování v pružně-plastické oblasti je úloha formulována nelineárně a pro řešení je využita metoda konečných prvků. Návrh algoritmu je realizován ve výpočtovém prostředí programu MATLAB bez využití dostupných komerčních MKP kódů.

Po vyřešení této zásadní úlohy je pak možno přistoupit k souvisejícím problémům, jako je otázka reziduální napjatosti v tyči na výstupu z rovnačky a určení optimálního úhlového nastavení válců. Dalším navazujícím krokem je testování, verifikace a optimalizace algoritmu a případné modifikace pro jiné uspořádání válců a rovnání nekruhových průřezů.

Při návrhu algoritmu je respektován hlavní požadavek kladený na celý postup a tím je zejména rychlost výpočtu. Proto je snaha využít velmi jednoduché dílčí modely tak, aby výpočtový model na dostatečné rozlišovací úrovni popisoval reálné chování rovnané tyče a dostatečně přesně určoval parametry vyrovnané tyče.

3.2 VSTUPNÍ A VÝSTUPNÍ PARAMETRY

Vstupní parametry:

- průměr tyče d ,

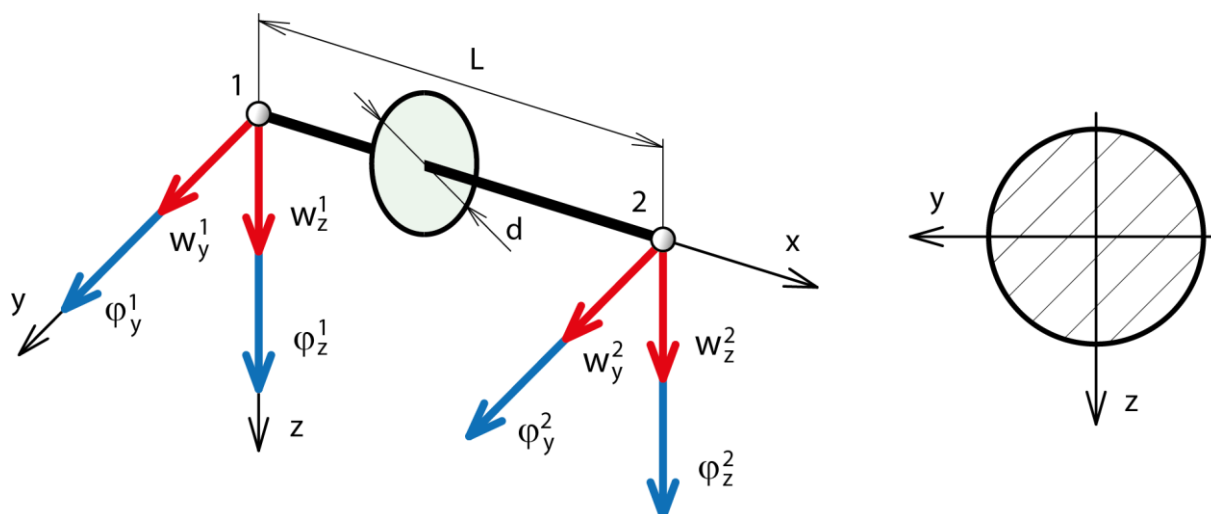
- vstupní křivost tyče k_0 ,
- nastavení válců (w_A , w_C , w_E a w_G),
- rychlost rovnání v_s ,
- natočení válců β ,
- model materiálu a jeho parametry (mez kluzu R_e , modul pružnosti v tahu E , tečný modul zpevnění E_T),
- ostatní parametry rovnáčky (počet válců, vzdálenost mezi válci L_v , apod.),
- nastavení řešiče (počet kroků řešení, maximální počet iterací, konvergenční limity pro síly $FTOL$, momenty $MTOL$ a posuvy $UTOL$).

Výstupy z řešení:

- síly na válce F_A , F_B , F_C , F_D , F_E , F_F a F_G ,
- průběh průhybu, natočení a křivosti podél délky tyče,
- reziduální napětí a křivost po rovnání,
- historie závislosti napětí na deformaci v libovolném bodě rovnané tyče,
- historie závislosti ohybového momentu na křivosti v libovolném příčném průřezu rovnané tyče.

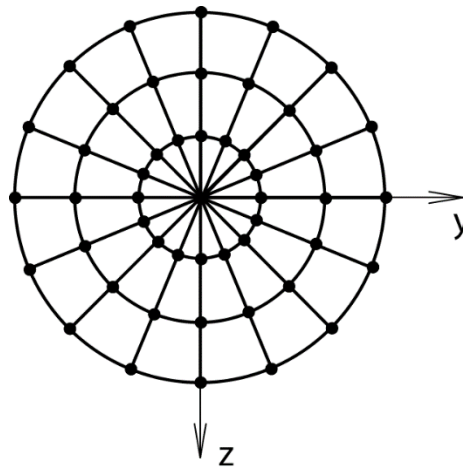
3.3 PŘEDPOKLADY ŘEŠENÍ

- Pro simulaci toku materiálu skrz síť prvků je použit Eulerův přístup.
- V bodech příčného průřezu uvažujeme jednoosou napjatost.
- Uvažujeme geometricky ideální prut s kruhovým příčným průřezem a se zakřivenou střednicí.
- Není uvažována vlastní hmotnost rovnaného polotovaru a jsou zanedbány setrvačné účinky.
- Válce A, C, E a G jsou stavitelné (obr. 1).
- Model materiálu: ideálně pružně plastický nebo bilineární s izotropním nebo kinematickým zpevněním.
- Uvažujeme bodový styk mezi válci a tyčí.
- Podélně je tyč diskretizována nosníkovými konečnými prvky (obr. 2), příčný průřez je diskretizován na oblasti dle obr. 3.



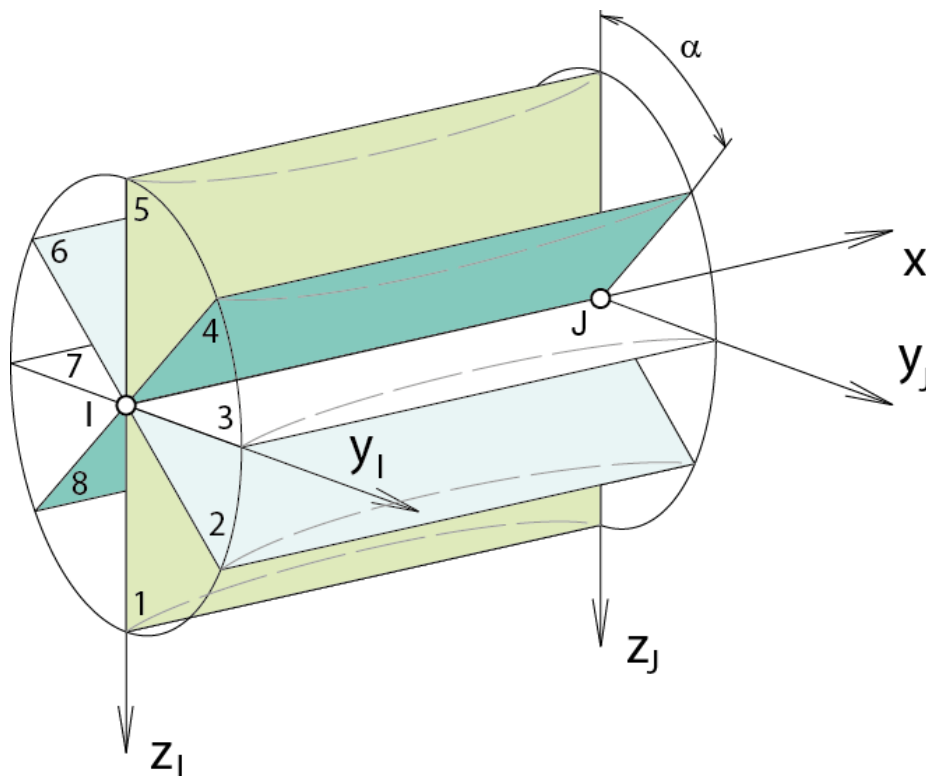
Obr. 2. Prostorový prutový prvek.

Počet dílků po poloměru označíme r a po obvodu s . Úhel jednoho dílku je $\alpha_p = 360^\circ/s$.



Obr. 3. Dělení příčného průřezu.

- Prut má na vstupu konstantní počáteční křivost danou poloměrem $R_0 = 1 / k_0$.
- Vstupní zakřivení tyče se uvažuje v jedné rovině, která určuje lokální souřadnicový systém (LSS) pevně spojený s materiálem.
- Rotací se rovina vstupní křivosti (LSS) vůči globálnímu souřadnicovému systému (GSS) spojenému pevně s rovnačkou mění podle obr. 4 tak, že postupně zaujímá diskrétní polohy označené čísly 1, 2, 3, ... n , kde n je počet poloh rovnoměrně rozložených po obvodu prutu a α je úhel mezi jednotlivými polohami. V prvním uzlu platí $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 \dots = R_n = R_0$.
- V těchto diskrétních úhlových polohách se následně řeší silová a momentová rovnováha rovnané tyče. Označení je voleno tak, že ${}^j\mathbf{K}_i$ představuje matici tuhosti tyče v j -té poloze a i -té iteraci řešení.



Obr. 4. Polohy vstupní křivosti.

- Při řešení jsou počty prvků po délce tyče a počty úhlových poloh zvoleny tak, že pootočení prutu z libovolné polohy do následující (např. z polohy 1 do 2) odpovídá právě jeho axiálnímu posuvu ve směru osy x o délku jednoho prvku z uzlu I do J .

3.4 ZÁKLADNÍ STRATEGIE ALGORITMU

Pro řešení je použita metoda konečných prvků a pro diskretizaci prostorový nosníkový prvek. Zatížení je zadáno deformačně, vertikálními posuvy stavitelných válců A, C, E a G. Vzhledem k nelinearitě problému není zadáno v jednom kroku v plné výši, ale v několika krocích s rovnoměrnými přírůstky.

Algoritmus programu má ve zjednodušené podobě následující strukturu.

1. Zadání vstupních parametrů.
2. Dělení příčného průřezu na podoblasti (obr. 3):
 - Nastavení počtu poloh vstupní křivosti tyče (obr. 4).
 - Počet dělení po obvodu.
 - Počet dělení po průměru.
 - Výpočet plochy dS souřadnic y a z jednotlivých podoblastí.
3. Určení závislých parametrů:
 - Počet prvků, na které je tyč rozdělena.
 - Výpočet délky prvku.
 - Plocha příčného průřezu.
 - Osový kvadratický moment příčného průřezu.
4. Vytvoření sítě konečných prvků.
5. Okrajové podmínky (obr. 6)
 - Omezení posuvů uzlů.
 - Nastavení posuvů uzlů v místech posuvů válců (přesazení válců).
6. Nastavení vstupního napětí a přetvoření dle zadané křivosti do prvního uzlu pro všechny úhlové polohy prutu.
7. **FOR STEP** = 1 až počet zadaných kroků řešení.
8. *Iterace* = 1
9. **WHILE** konvergence SIL, MOMENTŮ a POSUVŮ
 - a. **IF** *Iterace* = 1
 - Nastavení napětí a přetvoření do prvního uzlu (závisí na počtu kroků).
 - Nastavení hodnoty vstupní křivosti (závisí na počtu kroků).
 - Nastavení velikosti posuvů válců (závisí na počtu kroků).
 - Pro všechny úhlové polohy:
 - Sestavení celkové matice tuhosti K .
 - Sestavení pravé strany F .
 - Řešení soustavy rovnic $K \cdot \Delta U = F$, určení ΔU .
 - b. **IF** *Iterace* > 1
 - Pro všechny úhlové polohy:
 - Sestavení celkové matice tuhosti K .
 - Řešení soustavy rovnic $K \cdot \Delta U = R$, určení ΔU .
 - c. Určení matice celkových posuvů.
 - d. Výpočet výsledných křivostí v uzlech sítě.
 - e. Simulace toku materiálu skrz deformovanou síť prvků.

FOR cyklus přes všechny polohy

FOR cyklus přes všechny uzly, směr procházení uzlů: od vstupu k výstupu

- Výpočet napětí a přetvoření v příčném průřezu ve všech uzlech a korekce na plastické chování dle zvoleného modelu materiálu.
- Výpočet momentů a modifikované tuhosti D (rovnice (12)).
- Pokud napětí překročí mez kluzu R_e , aktualizuje se příslušná prvková matice tuhosti \mathbf{K}_e (rovnice (9)), jinak se ponechá původní.
- Výpočet ekvivalentních uzlových sil.

END FOR uzly

END FOR polohy

Sestavení celkových ekvivalentních uzlových zatížení F_i a určení matice reziduálních sil R_i ve všech úhlových polohách.

- f. Rozdělení matice U na posuvy a natočení a matice R na síly a momenty.
- g. Kontrola konvergenčních podmínek. Pokud není splněno, pokračuj bodem h. Pokud jsou konvergenční podmínky splněny pokračovat bodem 7, jestliže nebyly spočteny všechny kroky řešení, jinak pokračovat bodem 10.
- h. $Iterace = iterace + 1$

END WHILE 9

END STEP 7

10. Výpočet reakcí v uzlech s omezeným posuvem pro všechny polohy vstupní křivosti.

11. Výpočet křivosti tyče na výstupu.

12. Výpis výsledků:

- textově do souboru.
- graficky, vykreslení veličin:
 - po délce tyče: průhybu, natočení, křivosti, momentů, posouvajících sil.
 - po příčném průřezu, v libovolném uzlu: napětí, elastické, plastické a celkové přetvoření.

Poznámky:

- Nelineární řešení využívá Newton-Raphsonův algoritmus.
- Soustava rovnic $\mathbf{K} \cdot \Delta \mathbf{U} = \mathbf{F}$ je řešena Gausovou eliminační metodou.
- Maximální počet iterací je nastaven na $NITER = 30$. Pokud je maximální počet iterací dosažen, výpočet je buď ukončen, nebo pokračuje od předchozího uloženého kroku s menším přírůstkem zatížení.

Podrobnější matematická podstata je uvedena v následujícím textu.

Nezávislou hledanou funkcí posuvů je průhyb $w_y(x)$ a $w_z(x)$, který je aproximován vztahem

$$\begin{aligned} w_y(x) &= \mathbf{N}_{XY}^T \cdot \boldsymbol{\delta}_{XY}, \\ w_z(x) &= \mathbf{N}_{XZ}^T \cdot \boldsymbol{\delta}_{XZ}, \end{aligned} \quad (1)$$

kde $\boldsymbol{\delta}_{XY}, \boldsymbol{\delta}_{XZ}$ jsou matice deformačních parametrů a N_{XY}, N_{XZ} jsou matice bázevých funkcí

$$\delta_{XY} = \begin{bmatrix} w_y^1 \\ \varphi_z^1 \\ w_y^2 \\ \varphi_z^2 \end{bmatrix}, \delta_{XZ} = \begin{bmatrix} w_z^1 \\ \varphi_y^1 \\ w_z^2 \\ \varphi_y^2 \end{bmatrix}, \quad (2)$$

$$N_{XY} = \begin{bmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \\ N_4 \end{bmatrix}, N_{XZ} = \begin{bmatrix} N_5 \\ N_6 \\ N_7 \\ N_8 \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Jednotlivé bázové funkce jsou polynomy 3. stupně, jejichž explicitní tvar je převzat z [1][2].
Křivost k_{XY} a k_{XZ} nosníku v rovině XY a XZ je dána vztahem

$$\begin{aligned} k_{XY} &= \mathbf{B}_{XY}^T \cdot \delta_{XY}, \\ k_{XZ} &= \mathbf{B}_{XZ}^T \cdot \delta_{XZ}, \end{aligned} \quad (4)$$

kde \mathbf{B}_{XY} a \mathbf{B}_{XZ} jsou matice druhých derivací bázových funkcí

$$\mathbf{B}_{XY} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \end{bmatrix}, \mathbf{B}_{XZ} = \begin{bmatrix} B_5 \\ B_6 \\ B_7 \\ B_8 \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Explicitní tvar matice tuhosti prvku
pro deformační parametry δ_{XY}

$$\mathbf{K}_z = \frac{E \cdot J_z}{L^3} \cdot \begin{bmatrix} 12 & 6 \cdot L & -12 & 6 \cdot L \\ 6 \cdot L & 4 \cdot L^2 & -6 \cdot L & 2 \cdot L^2 \\ -12 & -6 \cdot L & 12 & -6 \cdot L \\ 6 \cdot L & 2 \cdot L^2 & -6 \cdot L & 4 \cdot L^2 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

a pro deformační parametry δ_{XZ}

$$\mathbf{K}_y = \frac{E \cdot J_y}{L^3} \cdot \begin{bmatrix} 12 & -6 \cdot L & -12 & -6 \cdot L \\ -6 \cdot L & 4 \cdot L^2 & 6 \cdot L & 2 \cdot L^2 \\ -12 & 6 \cdot L & 12 & 6 \cdot L \\ -6 \cdot L & 2 \cdot L^2 & 6 \cdot L & 4 \cdot L^2 \end{bmatrix}, \quad (7)$$

kde L je délka prvku, J_z a J_y jsou osově kvadratické momenty příčného průřezu a E je modul pružnosti v tahu.

Celkovou matici tuhosti pak získáme formálním rozšířením prvkových matice tuhosti na rozměr matice δ

$$\begin{aligned} \delta &= [w_y^1 \quad \varphi_z^1 \quad w_z^1 \quad \varphi_y^1 \quad w_y^2 \quad \varphi_z^2 \quad w_z^2 \quad \varphi_y^2]^T \\ \mathbf{K}_e &= \mathbf{K}_y + \mathbf{K}_z. \end{aligned} \quad (8)$$

Modifikovanou prvkovou maticí tuhosti při zatížení, které vyvolají vznik plastických deformací v určité části příčného průřezu lze určit ze vztahu

$$\mathbf{K}_e = \int_0^L \mathbf{B}^T \cdot \mathbf{D}(x) \cdot \mathbf{B} dx, \quad (9)$$

kde matice \mathbf{B} má tvar

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} B_1 & B_2 & 0 & 0 & B_3 & B_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B_5 & B_6 & 0 & 0 & B_7 & B_8 \end{bmatrix} \quad (10)$$

Matice ohybových tuhostí \mathbf{D} je čtvercová matice o rozměru 2 x 2 a její prvky jsou funkcí souřadnice x

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} D_z(x) & D_{yz}(x) \\ D_{yz}(x) & D_y(x) \end{bmatrix}$$

$$D_y(x) = D_y^I + \frac{D_y^J - D_y^I}{L} \cdot x, \quad (11)$$

$$D_z(x) = D_z^I + \frac{D_z^J - D_z^I}{L} \cdot x,$$

$$D_{yz}(x) = D_{yz}^I + \frac{D_{yz}^J - D_{yz}^I}{L} \cdot x,$$

kde D_z^{cn} , D_y^{cn} a D_{yz}^{cn} jsou hodnoty ohybových tuhostí, které určíme z rovnic (12). Horní indexy cn představují čísla uzlů prvku (I – levý uzel a J – pravý uzel prvku). Modifikované ohybové tuhosti v případě plastizace prvku určíme

$$D_z^{cn} = \int_{\Omega} E_m(y, z) \cdot z^2 dS,$$

$$D_y^{cn} = \int_{\Omega} E_m(y, z) \cdot y^2 dS, \quad (12)$$

$$D_{yz}^{cn} = \int_{\Omega} E_m(y, z) \cdot y \cdot z dS,$$

kde Ω je oblast příčného průřezu a $E_m(y, z)$ vyjadřuje rozložení modulu pružnosti v oblasti příčného průřezu. E_m nabývá v elastické oblasti příčného průřezu hodnoty

$$E_m = E, \quad (13)$$

v plastické oblasti hodnoty

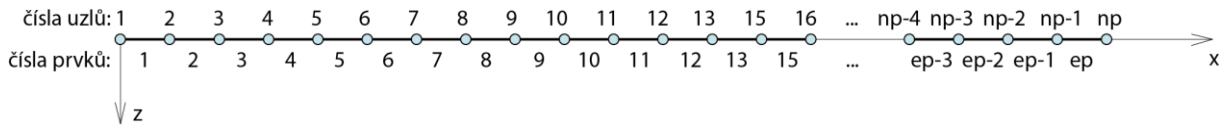
$$E_m = E \left(1 - \frac{E}{E + H} \right), \quad (14)$$

kde H je modul plasticity (strain-hardening parametr), který vyjadřuje směrnici tečny ke křivce σ – ε v oblasti nad mezí kluzu po odstranění elastické složky přetvoření a je dán vztahem

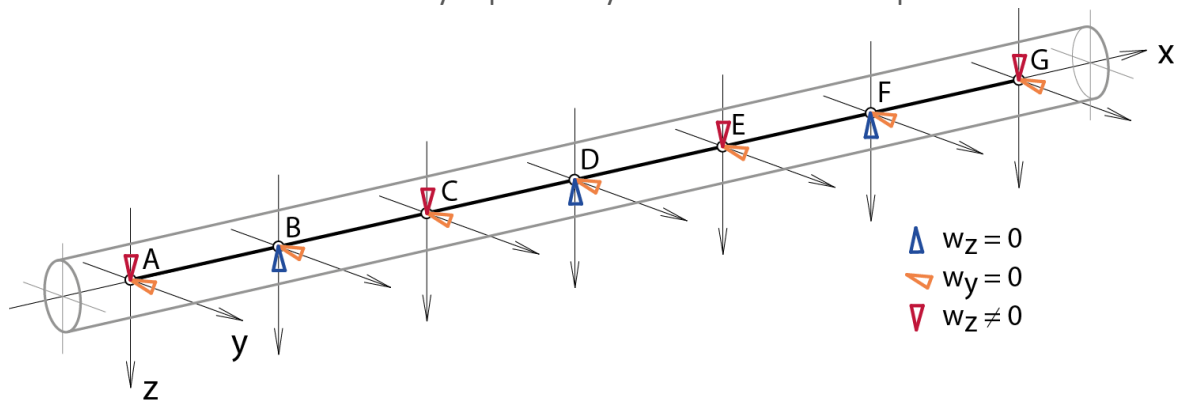
$$H = \frac{d\sigma}{d\varepsilon_p} = \frac{E_T}{1 - E_T/E} \quad (15)$$

kde E_T je tečný modul zpevnění.

Síť konečných prvků je zobrazena na obr. 5. Ohyb tyče je vnesen zadáním nenulových vertikálních posuvů v uzlech, které přicházejí do kontaktu s válci A, C, E a G. V uzlech válců B, D a F jsou předepsané nulové posuvy (obr. 6). Ze zadaných deformačních okrajových podmínek je poté sestavena pravá strana základní rovnice metody konečných prvků.



Obr. 5. Síť konečných prvků s vyznačením čísel uzlů a prvků.



Obr. 6. Okrajové podmínky na rovnané tyči.

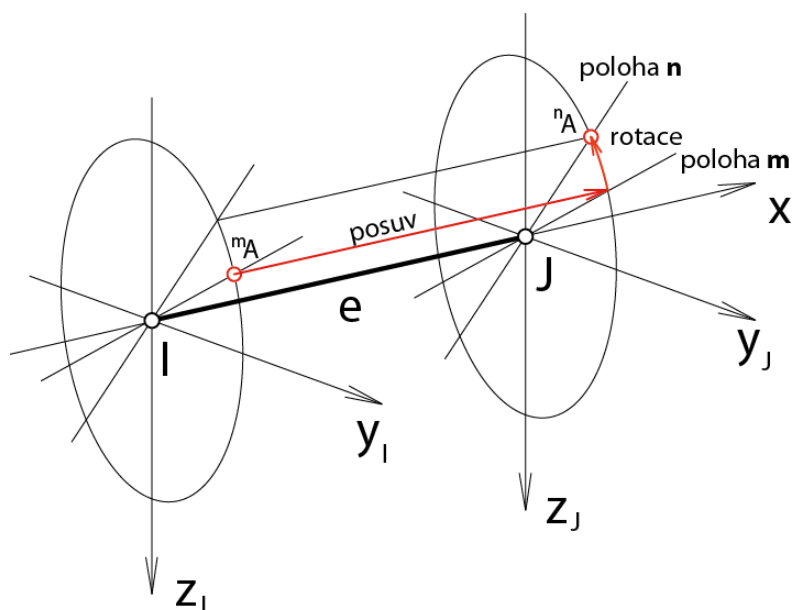
Rovina počáteční křivosti rotuje během pohybu tyče okolo osy x . Rotační pohyb je diskretizován na n úhlových rotačních poloh (obr. 4). Každé pozici získáme vnitřní rozložení napětí, přetvoření, ohybových momentů a posouvajících sil řešením soustav rovnic

$$\begin{aligned} {}^1\mathbf{K}_{Ti} \cdot {}^1\Delta\mathbf{U}_i &= {}^1\mathbf{R}_i \\ {}^2\mathbf{K}_{Ti} \cdot {}^2\Delta\mathbf{U}_i &= {}^2\mathbf{R}_i \\ &\vdots \\ {}^n\mathbf{K}_{Ti} \cdot {}^n\Delta\mathbf{U}_i &= {}^n\mathbf{R}_i, \end{aligned} \quad (16)$$

kde \mathbf{K}_{Ti} jsou tečné matice tuhosti a \mathbf{R}_i jsou reziduální síly pro jednotlivá pootočení prutu v polohách 1 až n .

Pohyb tyče rovnačkou, lze pro jeden prvek rozložit na posuv o délku jednoho prvku a rotaci mezi polohami. Pro libovolný bod A příčného průřezu platí (obr. 7):

- Bod ${}^m A$ se z uzlu I posune o délku prvku do uzlu J .
- V uzlu J se bod ${}^m A$ pootočí do polohy ${}^n A$.



Obr. 7. Diskretizace spirálního pohybu bodu materiálu.

Přírůstek přetvoření od posuvu

Změna křivosti podél prvku e v poloze m v rovině XY a XZ

$$\begin{aligned} {}^m\Delta k_{XY} &= {}^m k_{XY}^J - {}^m k_{XY}^I \\ {}^m\Delta k_{XZ} &= {}^m k_{XZ}^J - {}^m k_{XZ}^I, \end{aligned} \quad (17)$$

kde ${}^m k_{XY}^I, {}^m k_{XZ}^I, {}^m k_{XY}^J, {}^m k_{XZ}^J$ jsou křivosti v rovině XY a XZ , v poloze m , uzlu J a I . V poloze n jsou pak křivosti označeny ${}^n k_{XY}^I, {}^n k_{XZ}^I, {}^n k_{XY}^J, {}^n k_{XZ}^J$.

Potom

$$\Delta \varepsilon_{POSUV} = -{}^m\Delta k_{XY} \cdot {}^m y - {}^m\Delta k_{XZ} \cdot {}^m z. \quad (18)$$

Přírůstek přetvoření od rotace

Určíme z rozdílu přetvoření v uzlu J při pootočení z polohy m do n

$$\Delta \varepsilon_{ROTACE} = {}^n \varepsilon_J - {}^m \varepsilon_J, \quad (19)$$

kde ${}^n \varepsilon_J$ je přetvoření v bodě ${}^n A$ v poloze n v uzlu J

$${}^n \varepsilon_J = -{}^n k_{XY}^J \cdot {}^n y - {}^n k_{XZ}^J \cdot {}^n z \quad (20)$$

a ${}^m \varepsilon_J$ je přetvoření v bodě ${}^m A$ v poloze m v uzlu J

$${}^m \varepsilon_J = -{}^m k_{XY}^J \cdot {}^m y - {}^m k_{XZ}^J \cdot {}^m z. \quad (21)$$

Celkový přírůstek přetvoření

$$\Delta \varepsilon = \Delta \varepsilon_{POSUV} + \Delta \varepsilon_{ROTACE}. \quad (22)$$

Výpočet napětí v bodě nA

$${}^n\sigma_J = {}^m\sigma_I + E \cdot \Delta\varepsilon, \quad (23)$$

kde ${}^n\sigma_J$ je napětí v bodě nA v poloze n v uzlu J a ${}^m\sigma_I$ je napětí v bodě mA v poloze m v uzlu I .

Tímto postupem se vypočtou napětí ve všech bodech příčného průřezu v uzlu J . Vypočtená napětí se korigují na plastické chování.

Konvergenční podmínky se kontrolují ve všech iteracích, mimo první, pro tyto veličiny:

Síly

$$\frac{\|F\|}{\|F_0\|} \cdot 100 \leq FTOL, \quad (24)$$

kde F je matice ekvivalentních uzlových sil a F_0 je matice uzlových sil určena z pravých stran v první iteraci.

Momenty

$$\frac{\|M\|}{\|M_0\|} \cdot 100 \leq MTOL, \quad (25)$$

kde M je matice ekvivalentních uzlových momentů a M_0 je matice uzlových momentů určena z pravých stran v první iteraci.

Posuvy

$$\frac{\|U\| - \|U - \Delta U\|}{\|U - \Delta U\|} \cdot 100 \leq UTOL, \quad (26)$$

kde U je sloupcová matice deformačních parametrů a ΔU je sloupcová matice přírůstků deformačních parametrů. Násobek 100 umožňuje vyjádřit $FTOL$, $MTOL$ a $UTOL$ v procentech a pro praktické aplikace se volí $FTOL = MTOL = UTOL = 1 \%$. $\|A\|$ je L2 norma sloupcové matice (Euklidova vzdálenost neboli délka sloupcové matice).

Na počátku rovnacího procesu je zakřivená tyč, u které je možno zjistit vstupní křivost, ale v praxi není nikdy známo rozložení vnitřních napětí. V našem modelu proto můžeme zvolit jako mezní varianty vstupující do výpočtu dva limitní případy:

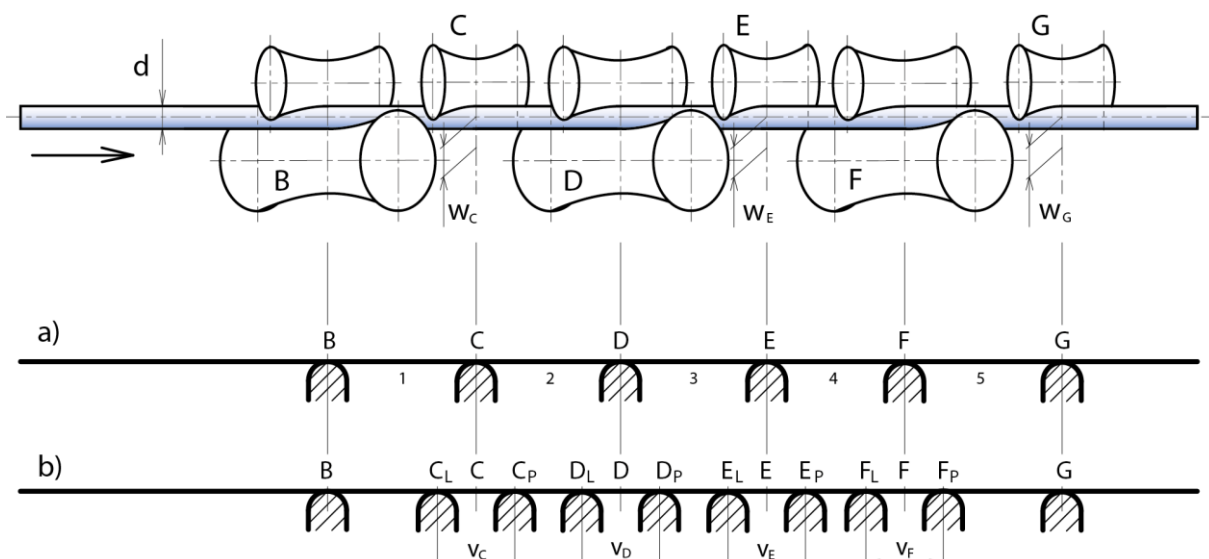
- A. S uvažováním vstupního napětí, rozloženého po průřezu ve tvaru písmene Z.
- B. Bez vstupního napětí.

První případ odpovídá situaci, kdy je vstupní křivost vnesena do materiálu plastickou deformací, která proběhla po vychladnutí tyče. Tímto způsobem je například prováděno i testování rovnacích strojů u výrobce. Druhý případ pak odpovídá pomalému rovnoměrnému ochlazení tyče, která však nebyla po vyválnování uložena jako dokonale přímá.

3.5 KONTAKT MEZI TYČÍ A VÁLCI

Analýza vlivu kontaktních podmínek na proces rovnání byla uvedena v [20]. Výsledky této studie ukazují, že přesná simulace kontaktu je nevyhnutelné pro korektní vyhodnocení zbytkového napětí v tenké vrstvě v blízkosti povrchu rovnané tyče, ale vliv na výstupní křivost není významný. Na druhou stranu vede korektní simulace kontaktních podmínek k prodloužení časových nároků na simulaci procesu rovnání. Cílem práce je vytvořit rychlý algoritmus, proto je kontakt modelován zadáním vertikálních posuvů do příslušných uzlu ležících v kontaktní oblasti. Vzhledem k tomu, že

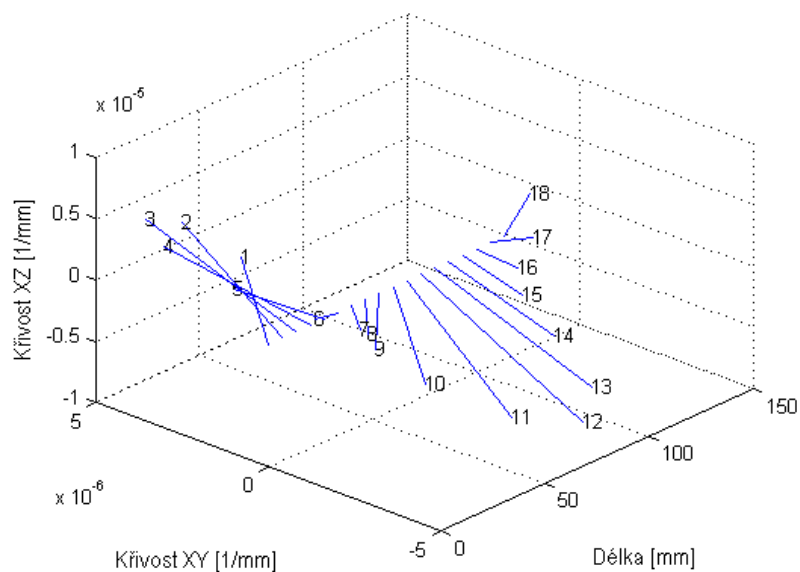
se síť nepohybuje, zůstávají kontaktní body stacionární. Pro testování byly uvažovány dvě varianty. První varianta uvažuje jednobodový styk mezi tyčí a válci, kde se příslušné posuvy vloží do uzlů ležících nad středy průhybových válců. Ostatní posuvy jsou nulové. Tento případ je pro 9-válcovou rovnačku zobrazen na obr. 9a. Ve druhé variantě uvažujeme skutečnou délku styku v mezi tyčí a válcem, která se samostatně určí pro všechny válce. V tomto případě jsou vertikální posuvy zadány ve dvou uzlech od sebe vzdálených o hodnotu v (obr. 9b). Pro odhad délky styku v a odklonu válců β od osy tyče byl navržen postup, který vychází z iteračního postupu a skutečných tvarů válců a zakřivení tyče pod válcem.



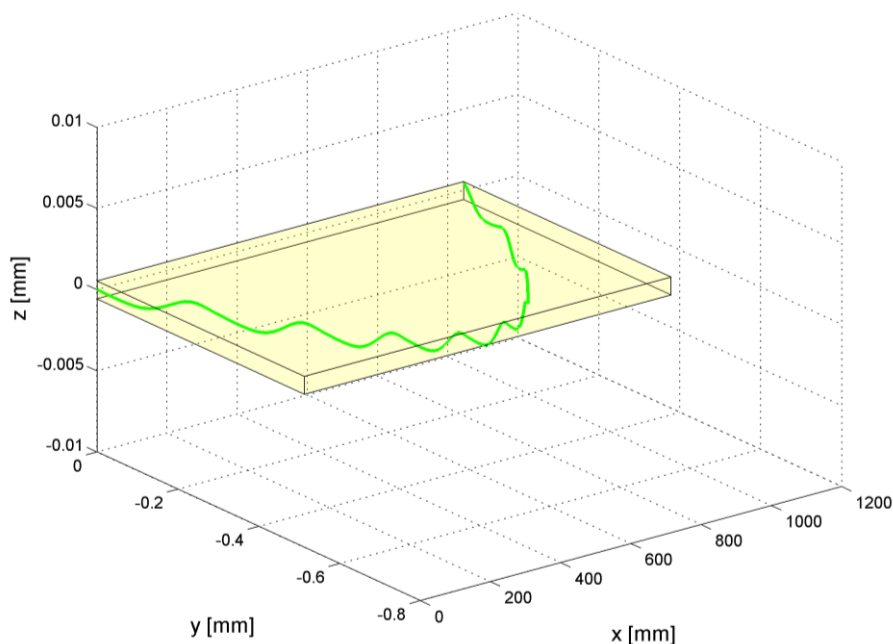
Obr. 8. Okrajové podmínky pro devítiválcovou rovnačku, a) jednobodový styk mezi válci a tyčí, b) dvoubodový styk mezi válci a tyčí.

3.6 VYHODNOCENÍ VÝSTUPNÍ KŘIVOSTI

Vypočtené výstupní křivosti v posledním uzlu ze všech poloh rozložíme do délky odpovídající posuvu tyče při jedné otáčce (obr. 9). Natočení určíme integrací křivostí a následnou integrací určíme průhyby, samostatně pro průřezy do roviny XY a XZ. Průhybovou čáru označíme jako segment výsledné průhybové čáry tyče. V případě, že je délka průhybové čáry menší než 1 m, je zapotřebí segment nakopírovat několikrát za sebe tak, abychom zrekonstruovali metrový úsek vyrovnané tyče, přičemž jednotlivé segmenty musí na sebe tečně navazovat. Výstupní křivost určíme obalením průhybové čáry nejmenším kvádrem (obr. 10). Největší rozměr kvádrů odpovídá rozměru 1 m. Větší hodnota zbývajících dvou rozměrů pak představuje výstupní křivost tyče, která se udává v jednotkách mm/m. Popsaný postup koresponduje s postupem užívaným v praxi.



Obr. 9. Vektory křivostí rozložené do délky.



Obr. 10. Výstupní křivost určena obávkovou metodou.

4 VERIFIKACE NAVRŽENÉHO RYCHLÉHO ALGORITMU

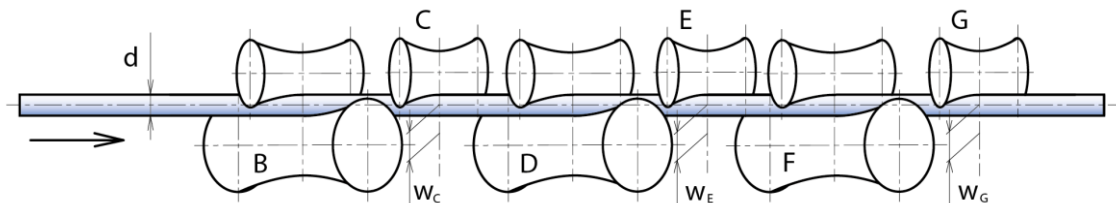
4.1 TESTOVÁNÍ ALGORITMU

Základní algoritmus MKP, byl otestován na základních úlohách (vetknutý prut na konci zatížený silou, vetknutý prut na konci zatížený silovou dvojicí, podepřený prut na koncích zatížený silovými dvojicemi, prut zatížený deformačně, apod.) a výsledky byly srovnány s analytickým řešením a řešením získaným v programu ANSYS. Nejdříve byla testována lineární formulace, poté nelineární řešení založené na Newton-Raphsonově metodě. Všechny testy prokázaly, že základní algoritmus MKP poskytuje správné výsledky. V případě rovnáčky na profily byly pro verifikaci použity výsledky publikované v práci [19], kde se autoři zabývají sedmiválcovou rovnáčkou drátu. Pro

kosouhlé rovnání nebyly potřebné výsledky v literatuře nalezeny. Proto byly testovány případy, jejichž výstupy jsou dopředu známy (např. rovná nebo zakřivená tyč, která elasticky projde rovnacím strojem). Z rozsahových důvodů nebudou výsledky těchto testů dále podrobně rozepsány.

4.2 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

Experiment se uskutečnil ve firmě ŽĎAS a.s. Pro rovnání byla použita rovnačka XRK 9-100, jejíž schéma je zobrazeno na obr. 11. Pro experimenty byly k dispozici 3 tyče o průměru 70 mm z oceli k zušlechťování s označením 30CrNiMo8 (1.6580).



Označení válců a funkce:

C, E, G - horní nepoháněné průhybové válce

B, D, F - horní nepoháněné přitlačné válce

B, D, F - dolní poháněné válce

Obr. 11. Schéma rovnačky pro experiment.

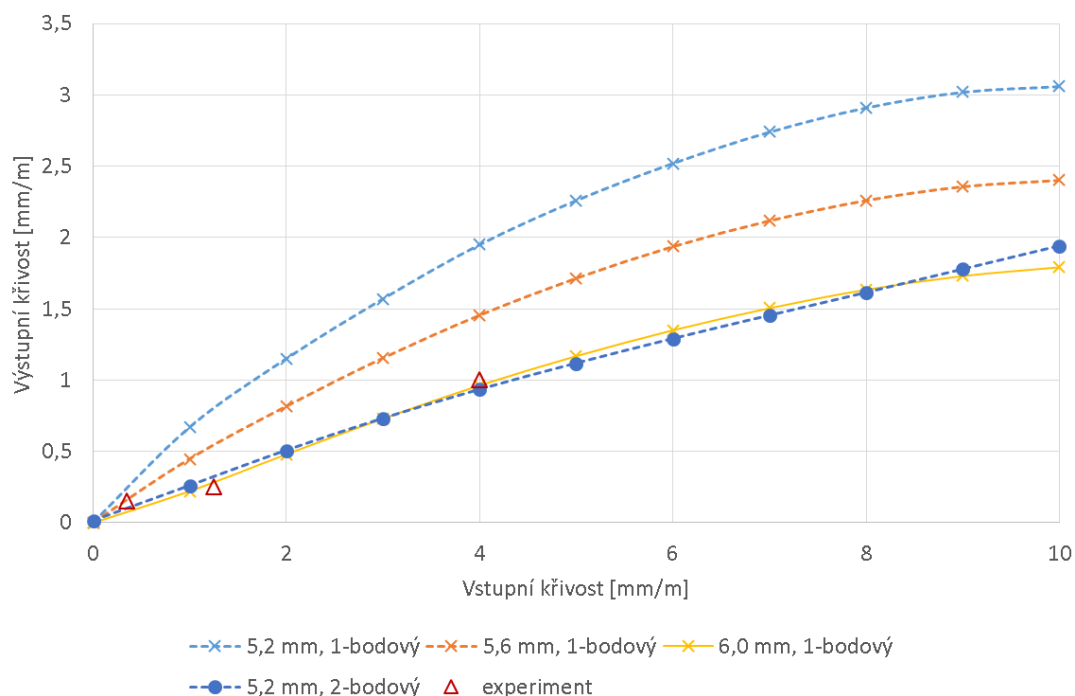
Srovnání výsledků získaných z vytvořeného rychlého algoritmu a výsledků získaných experimentálně je shrnuto v tab. 2. Tabulka je dále rozšířena o tyč č. 4 s průměr 30 mm a mezi kluzu 1200 MPa, která byla vyzkoušena dodatečně, takže chybí některé vstupní a výstupní informace. Ve výpočtovém modelu byly délky styku nastaveny $v_C = v_D = v_E = v_F = 100$ mm.

Tab. 2. Vstupní a výstupní parametry.

Tyč		1	2	3	4
Vstupy					
Průměr tyče [mm]		70	70	70	30
Mez kluzu [MPa]		900	900	900	1200
Průhyb válce č. 2 [mm]		5,2	4,8	5,2	16,5
Průhyb válce č. 4 [mm]		5,2	4,8	5,2	16,5
Vstupní křivost [mm/m]		0,35	1,25	4,00	4,00
Vstupní křivost [mm/5,5m]		10	15	32	-
Výsledky					
Experiment	Výstupní křivost [mm/m]	0,15	0,45	1,00	0,50
	Výstupní křivost [mm/5,5m]	2,5	8	13	-
	Stoupání šroubovice [mm]	120	122	-	52
	Síla na válec E [kN]	305	285	300	-
Výpočet	Výstupní křivost [mm/m]	0,09	0,64	0,93	0,53

	Stoupání šroubovice [mm]	120	120	120	52
	Síla na válec E [kN]	329	304	329	36
Rozdíl křivostí určených experimentálně a výpočtově, absolutní hodnota v [mm/m]		0,06 (40 %)	0,39 (42 %)	0,07 (7 %)	0,03 (6 %)

Pro prezentaci chování algoritmu a možností rovnání je na obr. 12 zobrazena závislost výstupní na vstupní křivosti pro rovnání tyče o průměru 70 mm s mezí kluzu 900 MPa. Z grafu je patrné, že zvětšujeme-li velikost přesazení válců (z 5,2 na 6 mm) nebo přejdeme-li z jednobodového na dvoubodový styk, získáváme na výstupu vyrovnanější tyč. Experimentálně zjištěné hodnoty jsou v grafu zobrazeny symbolem trojúhelníku, a pokud se chceme výpočtově těmto hodnotám přiblížit, tak je nutné nastavit u jednobodového styku na válce větší přesazení nebo přejít na dvoubodový styk mezi válcem a rovnáním polotovare. Toto zjištění plně koresponduje s předchozími úvahami.



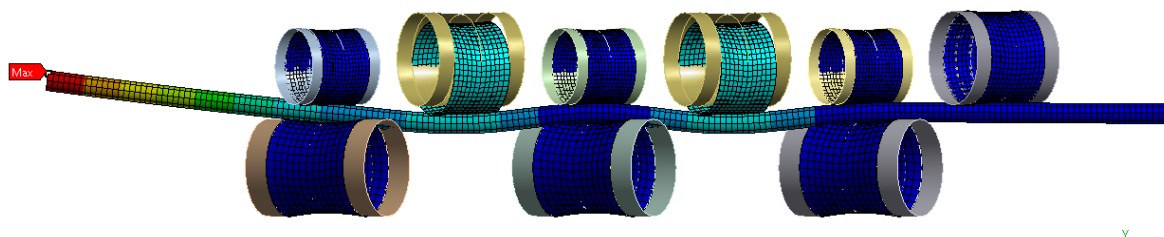
Obr. 12. Závislost výstupní na vstupní křivosti.

4.3 SROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

V této části provedeme srovnání výsledků získaných z experimentu, ze simulace v programu ANSYS (obr. 13) a vlastním programem. Vstupní hodnoty: průměr tyče 70 mm, mez kluzu 900 MPa, vstupní křivost 4 mm/m, vzdálenost mezi válci 475 mm. Konfigurace rovnačky dle obr. 11. Dobrá shoda je evidentní porovnáním výsledků (křivost, síla na válec) v tab. 3.

Tab. 3. Srovnání výpočtových modelů.

		Výstupní křivost tyče	Síla na válec E	Čas výpočtu
Experiment		1,0 mm/m	300 kN	-
ANSYS	varianta A	1,3 mm/m	311 kN	2 až 32 hodin podle diskretizace příčného průřezu
	varianta B	2,3 mm/m	287 kN	odhad 12 dnů
Vlastní program		0,9 mm/m	329 kN	140 s



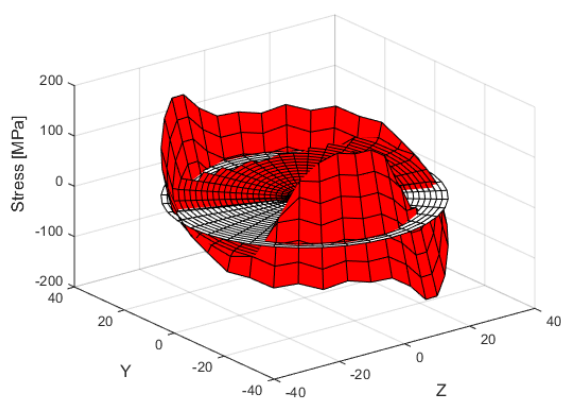
Obr. 13. Výpočtový model v programu ANSYS.

4.4 SHRNU TÍ

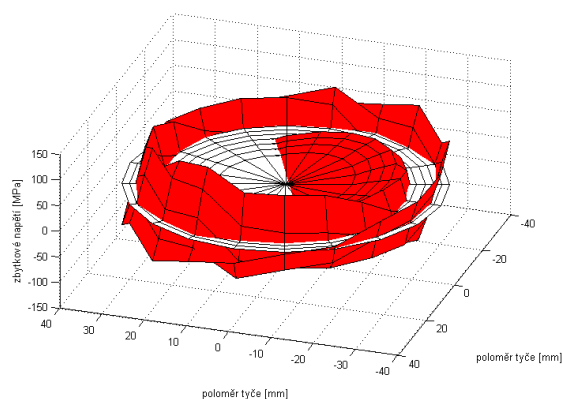
U vstupní křivosti 4 mm/m je rozdíl výstupních křivostí a reakcí pod 11 %. U nízkých hodnot křivosti (≤ 1 mm/m, příp. kolem 1 mm/m) je shoda menší, ale je nutné zdůraznit, že tyče s touto křivostí již mohou být považovány za vyrovnané. Větší rozdíl může být také způsoben neznalostí rozložení počátečních napětí před samotným rovnáním a nepřesností při odměřování výstupní křivosti. Z posledního sloupce tab. 3 je patrné, že navržený algoritmus vykazuje výrazně menší časové nároky na proces řešení než simulace provedené v komerčním balíku firmy ANSYS.

Rozdíl výstupní křivosti u varianty B a experimentu je způsoben citlivostí nastavení kontaktních dvojic válec-tyč a hustotou sítě, která diskretizuje tyč. Tato práce se dále řešením této varianty s ohledem na velké časové nároky výpočtu nezabývá.

Dobrá shoda byla také nalezena u charakteru rozložení zbytkových napětí určených navrženým algoritmem a řešením v programu ANSYS (obr. 14).



a) Vypočteno rychlým algoritmem



b) Simulace v programu ANSYS

Obr. 14. Rozložení zbytkového napětí.

5 NÁVRH ALGORITMU PRO ÚHLOVÉ NASTAVENÍ VÁLCŮ

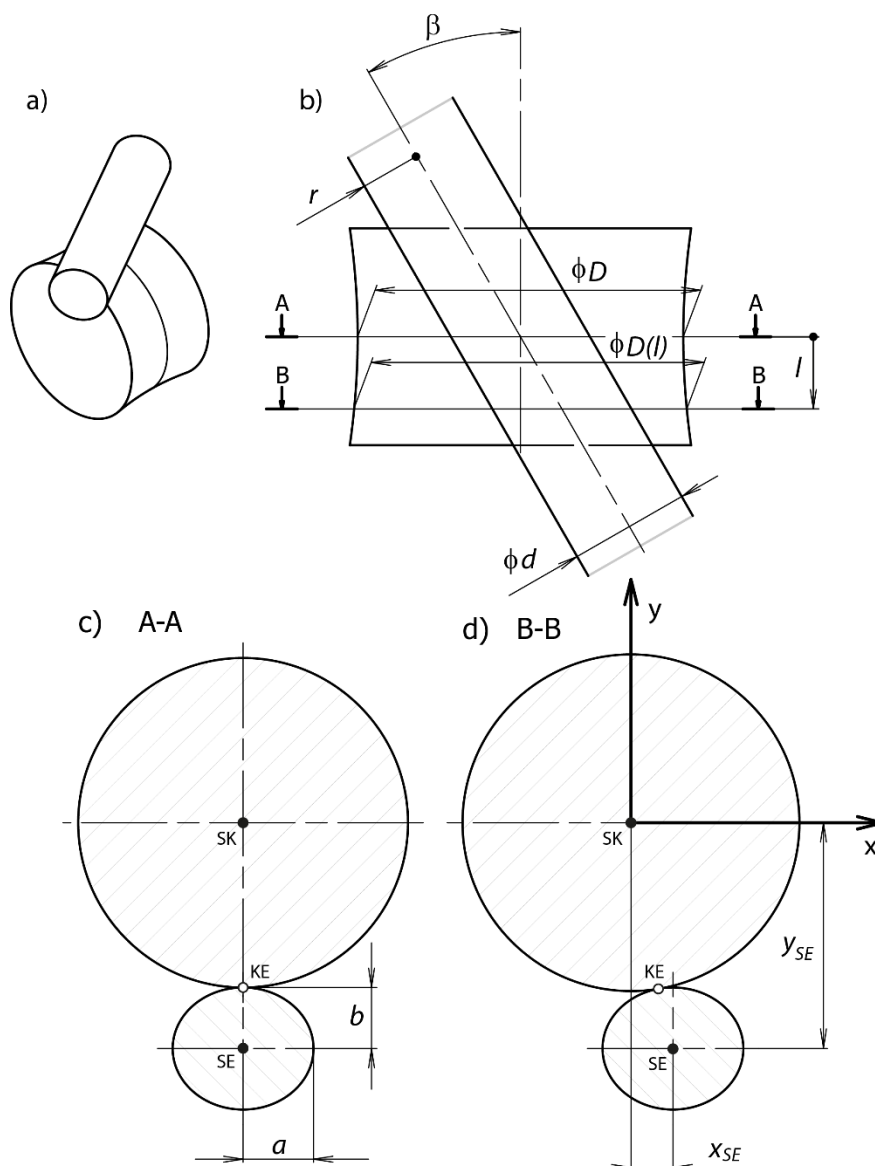
Postup určení úhlového natočení válců souvisí s problémem stanovení délky styku bez nutnosti numerického řešení plné kontaktní úlohy. Postup vychází ze vztahu mezi křivostí, průhybem, úhlem odklonu válce a délkou styku. Algoritmus vychází z předpokladu, že se tyč dotýká válce po celé jejich délce [21].

Předpoklady

- V řezu A-A uvažujeme styk tyče a válce v bodu KE (obr. 15c), což je bod, který leží na spojnici středu válce SK a středu tyče SE.
- Uvažujeme souřadnicový systém se středem na ose válce, která je totožná s osou z (obr. 15d).
- Uvažujeme přímou nebo zakřivenou tyč, v jedné rovině, ve tvaru oblouku.

Popis geometrie styku tyče a válce

Řezem kolmým na osu válce (např. A-A, B-B) přes soustavu válec-tyče (obr. 15a) tvoří obrysovou křivku válce kružnice a obrysovou křivku tyče elipsa (obr. 15).



Obr. 15. Styk tyče s válcem a řezy touto soustavou.

Parametrické vyjádření bodů kružnice se středem v počátku [0; 0]

$$\begin{aligned}x_K &= R \cdot \cos\varphi, \\y_K &= R \cdot \sin\varphi,\end{aligned}\tag{27}$$

kde parametr $\varphi \in (0; 2\pi)$ a $R(l)$ je poloměr válce ve vzdálenosti l od nejmenšího průměru.

Parametrické vyjádření bodů elipsy

$$\begin{aligned}x_E &= x_{SE} + a \cdot \cos\varphi, \\y_E &= y_{SE} + b \cdot \sin\varphi,\end{aligned}\tag{28}$$

kde parametr $\varphi \in (0; 2\pi)$, x_{SE} y_{SE} jsou souřadnice středu elipsy, které vypočteme:

a) pro přímou tyč

$$\begin{aligned}x_{SE} &= l \cdot \tan\beta, \\y_{SE} &= -\left(\frac{D}{2} + r\right).\end{aligned}\tag{29}$$

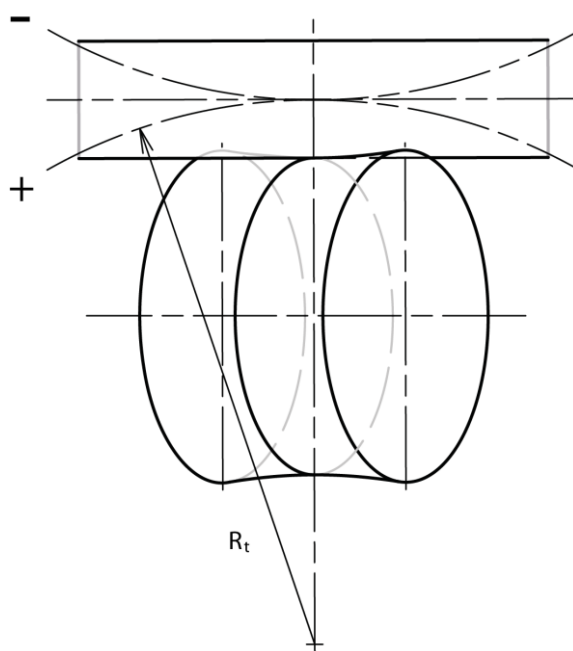
b) pro zakřivenou tyč s křivostí $k_t = 1/R_t$ (R_t – poloměr zakřivení), zakřivení uvažujeme v jedné rovině

$$\begin{aligned}x_{SE} &= l \cdot \tan\beta, \\y_{SE} &= -\left(\frac{D}{2} + r\right) + kor,\end{aligned}\tag{30}$$

$$kor = \pm \left[R_t - \sqrt{R_t^2 - \left(\frac{l}{\cos\beta}\right)^2} \right].\tag{31}$$

Znaménko \pm parametru kor je dáno orientací křivosti tyče (obr. 16).

Řezem tyče **A-A** v místě nejmenšího průměru válce nebo řezem **B-B** v libovolné vzdálenosti l tvoří vnější hranici elipsa s hlavní poloosou $a = r/\cos\beta$ a vedlejší poloosou $b = r = d/2$ (r – poloměr tyče a β – úhel odklonu tyče od osy válce).



Obr. 16. Přímá a zakřivená tyč ve styku s válcem.

Tvar válce

Funkční plochu válce budeme uvažovat ve tvaru jednodílného rotačního hyperboloidu o rovnici

$$\frac{y^2}{y_0^2} + \frac{z^2}{y_0^2} - \frac{x^2}{C^2} = 1, \quad (32)$$

který vznikne rotací hyperboly

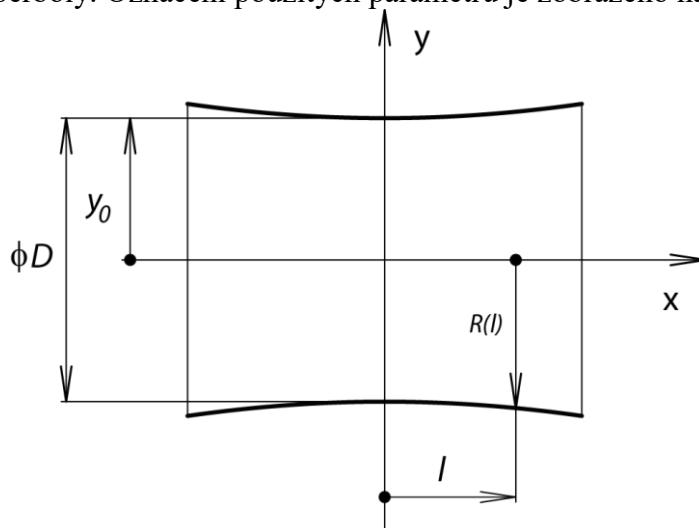
$$\frac{y^2}{y_0^2} - \frac{x^2}{C^2} = 1, \quad (33)$$

kolem osy x .

Pokud označíme $y_0 = D/2$ a $x = l$ můžeme z předchozí rovnice (33) vyjádřit velikost poloměru jako funkci vzdálenosti l

$$R(l) = \frac{D(l)}{2} = \frac{D(0)}{2} \cdot \sqrt{1 + \frac{l^2}{C^2}}, \quad (34)$$

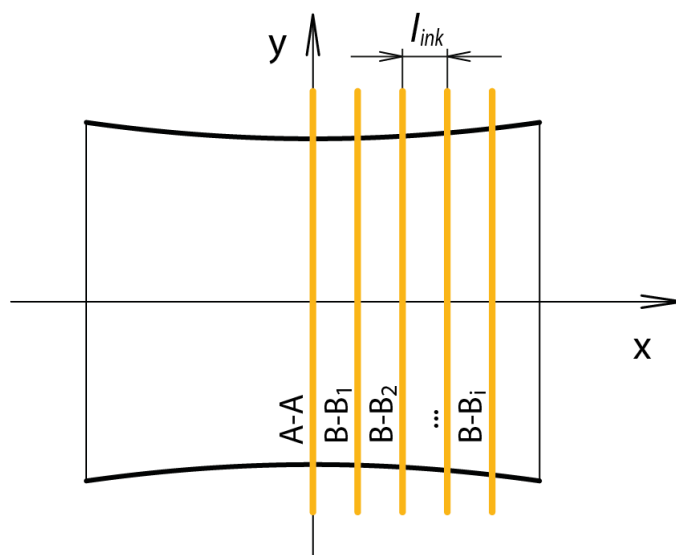
kde C je parametr hyperboly. Označení použitých parametrů je zobrazeno na obr. 17.



Obr. 17. Obrysová hyperbola válce.

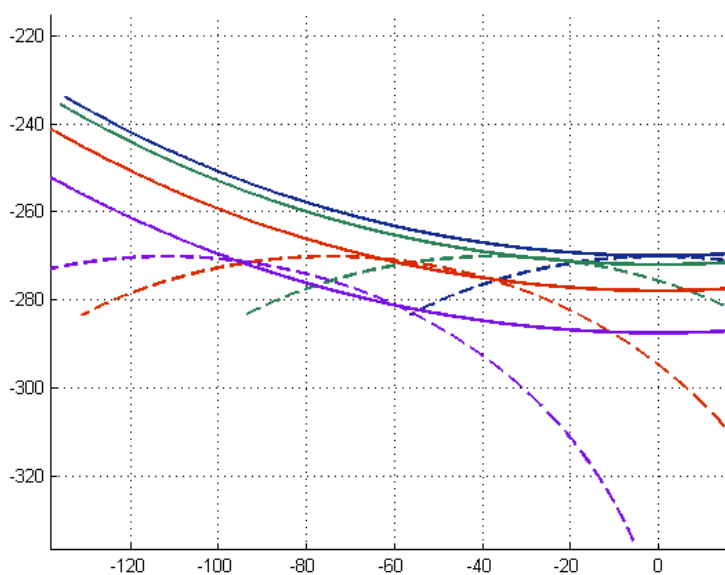
Postup určení úhlu β

1. Diskretizace vzdálenosti l (přírůstek $l_{ink} = 10 \text{ mm}$)
2. Nastavení intervalu, ve kterém hledáme úhel $\beta \in \langle 20, 35 \rangle^\circ$
3. Diskretizace úhlu β (přírůstek $\beta_{ink} = 0,01^\circ$)
4. FOR $\beta = \beta_{min}$ až β_{max}
 - a. Pro konkrétní hodnotu β vypočteme souřadnice bodů kružnice (válec, obr. 17, tvar může být definován libovolnou funkcí) a elipsy (tyč, rovnice (28)) v řezu **A-A** a dalších rovnoběžných řezech **B-B_i** (obr. 18). Jednotlivé řezy jsou rovnoměrně rozděleny po délce válce (vzdálenost mezi řezy l_{ink}).



Obr. 18. Označení řezů.

- b. V každém řezu **B-B_i** posoudíme, zda dochází k průniku kružnice a elipsy (průnik tyče a válce), což je pro několik řezů zobrazeno na obr. 19.



Obr. 19. Kružnice – plná čára, elipsa – čárkovaná čára. Každá barva odpovídá jednomu řezu.

5. Úhel odklonu β tyče od osy válce je větší hodnota ze dvou po sobě jdoucích úhlů β_1 a β_2 , kdy při úhlu β_1 je alespoň v jednom řezu detekován průnik a pro β_2 není v žádném řezu detekován průnik tyče a válce.
6. Délku styku mezi tyčí a válcem odhadneme takto:
 - a. pro úhel β v každém řezu **B-B_i** vypočteme vzdálenost mezi tyčí a válcem,
 - b. zvolíme vhodnou toleranční oblast (0,01 mm),
 - c. určíme vzdálenost od středu válce, ve které jsou vypočtené mezery dle a) menší než zadaná tolerance dle b),
 - d. Délka styku c , je pak dvojnásobek vzdálenosti určené dle c).

6 MODIFIKACE ALGORITMU ROVNÁNÍ

Navržený algoritmus je možné pro praktické využití upravit na libovolné uspořádání rovnáčky.

A. Z hlediska uspořádání je možné měnit

- a) počet válců
- b) vzdálenosti mezi válci (konstantní nebo proměnné)
- c) nastavení přesazení průhybových válců
- d) nastavení natočení jednotlivých válců

B. Z hlediska metody rovnání je možné využít

- a) algoritmus pro kosoúhlé rovnání – rovnání tyčí a trubek
- b) algoritmus pro průchozí rovnání – rovnání profilů, drátů, apod.

Změnu konfigurace a postupu rovnání lze realizovat zásahem do zdrojového kódu programu.

7 ZÁVĚR

Tato práce shrnuje postup při návrhu, realizaci, testování a verifikaci rychlého algoritmu pro kosoúhlé rovnání dlouhých tyčí. Algoritmus je založen na metodě konečných prvků s využitím Eulerova přístupu pro simulaci toku materiálu a využívá jednoduchých dílčích modelů (geometrie, materiálu, zatížení, apod.), což vychází z předpokladu o míře znalosti vstupních proměnných při nastavování rovnacího stroje v praxi. Pro řešení nelineárně formulovaného problému je využito Newton-Raphsonova postupu.

Navržený algoritmus výrazně zkracuje výpočtový čas pro odhad výstupních parametrů rovnání oproti časovým nárokům, které požadují simulace s využitím komerčních MKP balíků (ANSYS, ABAQUS, LS-DYNA, apod.). Díky této přednosti je možné nasazení programu při konstrukci rovnacího stroje v procesu návrhu nebo přímo jako součást ovládacího softwaru stroje.

Modulární architektura programu umožňuje modifikovat postup pro:

- různé konfigurace rovnic strojů,
- zahrnutí sofistikovanějších modelů materiálu,
- rovnání trubek, plechů a kolejnic,
- optimalizaci procesu rovnání,
- zahrnutí dalších vlivů (např. vlivu posouvajících sil, kontaktu válec-tyč, apod.)

V práci jsou prezentovány dva navržené algoritmy:

- pro vlastní výpočet rovnání,
- pro určení odklonu jednotlivých válců a délky styku.

Pro komplexní řešení celého problému rovnání je algoritmus pro určení odklonu jednotlivých válců a délky styku předřazen algoritmu pro vlastní výpočet rovnání. Algoritmus pro vlastní výpočet rovnání využívá vypočtenou délku styku mezi válci a rovnáním polotovarem a bez nutnosti řešit průběžně kontaktní problém je tak zkrácen čas výpočtu.

Navržený nový přístup pro simulaci procesu rovnání nebyl dosud v dostupné literatuře nalezen. Program byl napsán ve skriptovacím jazyce programu MATLAB, je rozdělen do 20 funkcí a obsahuje víc než 3000 řádků kódu. Prezentovaný postup bude dále vyvíjen a vytvořené funkce budou optimalizovány z hlediska časových a paměťových nároků tak, aby byly využitelné v průmyslové praxi. V této oblasti probíhá úzká spolupráce s firmou ŽDAS.

Výsledky prezentované autorem přispěly k objasnění procesů probíhajících při kosoúhlém rovnání, ale také vytvořily podmínky pro navazující studium na jiných typech rovnaček.

8 LITERATURA

- [1] Bathe, K. J. Finite Element Procedures. 1st edition. 2007, ISBN: 9780979004902.
- [2] Cook, R. D. et al. Concepts and Applications of Finite Element Analysis, 4th Edition. New York, NY: Wiley, 2001-10-17. 784 p. ISBN: 9780471356059.
- [3] Tokunaga, H. On the Roller Straightener : 2nd Report, Straightening of Round Bars, Pipe and Tubings, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1960, vol. 26, no. 172, s. 1720-1726.
- [4] Dvorkin, E. N. – Medina, F. M. Finite Element Models for Analyzing the Straightening of Steel Seamless Tubes. Journal of Manufacturing Science and Engineering. 1989, vol. 111, no. 4, s. 351–355.
- [5] Wu, B. J. et al. A study on the precision modeling of the bars produced in two cross-roll straightening. Journal of Materials Processing Technology. 2000, vol. 99, no. 1–3, s. 202–206.
- [6] Das Talukder, N. K. – Johnson, W. On the arrangement of rolls in cross-roll straighteners, Int. J. Mech. Sci., 1981, vol. 23, s. 213-220.
- [7] Kawai, K. et al. Rotary forming for the straightening of tubing. Journal of Materials Processing Technology, 1995, vol. 48, no. 1–4, s. 135–141.
- [8] Mutrux, A. – Berisha, B. – Hora, P. Prediction of cyclic softening in a medium carbon steel during cross roll straightening. Journal of Materials Processing Technology, 2011, vol. 211, s. 1448–1456.
- [9] Das Talukder, N. K. – Singh, A. N. – Johnson, W. Cross-roll straighteners and their performance. Journal of Materials Processing Technology. 1990, vol. 21, no. 1, s. 101–109.
- [10] Huh, H. – Heo, JH. – Lee, HW. Optimization of a roller levelling process for Al7001T9 pipes with finite element analysis and Taguchi model. Int. J. Mach. Tool. Manuf., 2003, vol. 43, s. 345–350.
- [11] Raab, Z. – Hynek, M. Numerical Simulation of Cross Roll Straightening Processes. In Metal 2012. Ostrava: Tanger, 2012, s. 1-6. ISBN: 978-80-87294-29-1.
- [12] Das Talukder, N. K. – Singh, A. N. Mechanics of bar straightening, Part 2, Trans. ASME 113, 1991, s. 228-232.
- [13] Mutrux, A., et al. Numerical Modelling of Cross Roll Straightening. Proceedings of the 7th LS-Dyna Anwederforum, Bamberg, Germany, 2008.
- [14] Huang, H. G. et al. Numerical Simulation Analysis on the Ten Cross Rolls Straightening Process of the Heavy Calibre Seamless Steel Tube. Advanced Materials Research. 2011, vol. 421, s. 56–59.
- [15] Zhang, Z. Q. – Yan, Y. H. – Yang, H. L. A New Stress Mathematical Model of Deformation Zone while Straightening Thin-Walled Tube. Advanced Materials Research. 2013, vol. 652-654, s. 1488–1493.
- [16] Belhadj Ahmed, A. et al. Methodology to Straighten the End Parts of Long Workpieces. Key Engineering Materials., 2013, vol. 554-557, s. 328–336.
- [17] Kato, M. et al. Straightening Technology of Round Bars Using 2-roll Rotary Straightener. Procedia Engineering, 11th International Conference on Technology of Plasticity, 2014, 19-24 October 2014, Nagoya Congress Center, Nagoya, Japan. 2014, vol. 81, p. 233–238.
- [18] Feng Jian-chao – Chen Ming-he – Liang Wei-ming – Hu Xu, Application program design and numerical simulation of seven-cross-roller straightener, Journal of Plasticity Engineering Year 2013, Issue 1, s. 16-20.
- [19] Nastran, M. – Kuzman, K. Stabilisation of mechanical properties of the wire by roller straightening, *Int. J. Mat. Proc. Tech.*, 2002, 125-126, s. 711-719.
- [20] Biempica, B. C. et. al., Nonlinear analysis of residual stresses in a rail manufacturing process by FEM, *Appl. Math. Model.*, 2009, vol. 33, s. 34-53.
- [21] Hu, Da-chao, – Zhang, Zhi-feng – Xu, Guo-ping. The Research of Roller Shape Parameters of Two-Roller Straightener, International Conference on Mechanical Design, Manufacture and Automation Engineering, 2014, s. 142-147.

ABSTRACT

Principal idea of all types of straightening processes is based on repeated elastic plastic bending, which results in redistribution of residual stress with the aim of minimization of final curvature of the product. It is reported that this process is highly parameter sensitive and effective analysis of the process is necessary to be able to optimize the setting of the leveling machine with respect to measured input parameters. Principal role is played by the relation between the intermeshing of leveling rollers and appropriate product curvature distribution, which leads to optimal distribution of residual stress and minimal output curvature. This problem is complicated due to its inherent nonlinearity, dependence on loading history, instability and sensitivity to material cyclic plasticity characteristics. Historically, effective models to solve the above problem were based on empirical experience combined with elementary qualitative analytical models. With the development of FEM and increased computer power which enables to solve nonlinear problems effectively, more complicated models were formulated and many phenomena of the leveling process could be investigated computationally. However, it is still difficult to use this method in engineering practice due to its capacity and time demands. That is the reason, why a number of simpler computational models for quick and simple analysis of the leveling process were formulated. In this monograph, user friendly and fast program for direct solution of leveling process of long products was developed. The program in MATLAB is based on FEM using a simple beam element with Euler description of material flow through the straightening machine. With fast and reliable solution of the problem, optimal setting of the leveling rolls can be found in an iterative process. Fast algorithm is used then to evaluate all necessary variables like curvatures, bending moments and roller loadings. Full stress-strain history is taken into account and residual stress distribution with final curvature can be easily obtained. The algorithm can be modified to different material models by changing appropriate subroutine, it can be also used for different types of leveling processes. It can be a basis for leveling optimization procedure. The monograph presents experience with stability and general effectiveness of the suggested algorithm on the example of long products straightening. The developed algorithm was verified by experimental results and FEM ANSYS solver.