

DISERTAČNÍ PRÁCE

k získání akademického titulu doktor
ve studijním programu: Stavba strojů a zařízení

SNIŽOVÁNÍ MATERIÁLOVÉ NÁROČNOSTI ROVNACÍCH STROJŮ S PŘÍSLUŠENSTVÍM OPTIMÁLNÍM ŘEŠENÍM JEJICH KONSTRUKCE, REFLEKTUJÍCÍ TECHNOLOGICKÉ POŽADAVKY ROVNACÍHO PROCESU

Autor: Ing. Zdeněk Raab
Školitel: doc. Ing. Martin Hynek, Ph.D.

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě disertační práci, zpracovanou na téma „Snižování materiálové náročnosti rovnicích strojů s příslušenstvím optimálním řešením jejich konstrukce, reflektující technologické požadavky rovnicího procesu“.

Tato práce je zpracována dle požadavků Studijního a zkušebního řádu ZČU v Plzni, tj. obsahuje přehled o současném stavu problematiky, nové teoretické základy ověřené na aplikacích a celkové zhodnocení dosažených výsledků. Dále pak obsahuje seznam souvisejících publikací a literatury.

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne: 15.1.2012

.....
podpis autora

Upozornění

Podle Zákona o právu autorském. č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technologických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi, možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora, autorů citovaných prací a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Poděkování

V první řadě bych chtěl poděkovat především mému školiteli doc. Ing. Martinu Hynkovi, Ph.D. za mé svědomité vedení v průběhu celého dlouhého studia. Děkuji také všem kolegům z kanceláře UU107, kamarádům a zejména rodině, za jejich vytrvalou podporu a pomoc.

ANOTACE

Při projektování nových a rekonstrukci stávajících strojů a zařízení pro výrobu trubek je snahou vytvoření automatizovaných strojů a procesů, v nichž je velká pozornost věnována nejenom zdokonalení vlastního rovnacího stroje a zařízení, ale také zdokonalení technologie zaměřené na snížení pravděpodobnosti zakřivení trubek během výroby.

Hlavním cílem práce je výzkum v oblasti tvářecích strojů určených pro dokončovací operace výroby trubek - rovnaček, se zaměřením na analýzu konkrétního procesu rovnání a typu rovnačky. Přínosem ke studované problematice je shrnutí teoretických poznatků ke studované oblasti, popsání a zhodnocení vztahů „*rovnací proces – rovnačka*“ a jejich vliv na konstrukci. V neposlední řadě zdokonalení metodiky inženýrských výpočtů pevnostních charakteristik hlavních částí rovnaček na základě výpočtové analýzy procesu rovnání a také metodika definování vstupních parametrů pro výpočty rovnaček vycházející z optimální matematické analýzy stavu napjatosti trubky během rovnání.

ANNOTATION

When designing new and reconstruction of existing machinery and equipment for manufacture of pipes there are efforts to create automated machines and processes, in which great attention is paid not only to innovation of straightening machines and equipment, but also to the improvement of technology in order to reduce the probability of curvature of tubes during manufacture.

The main goal of this work is research in the field of machine tools designed for finishing production of tube - straighteners, focusing on the analysis of a particular straightening process and straighteners. Contribution to the issue is a summary of theoretical knowledge, description and evaluation of relations "straightening process - straightener" and their influence on the structure and design. Last but not least improvement of methodology for engineering calculations of strength characteristics of the main parts due to the analysis of straightening process and methodology for defining the input parameters for calculations based on the analysis of stress state during tube straightening.

Obsah

1	Vytyčené cíle disertační práce.....	- 1 -
2	Úvod do problematiky rovnání a rovnaček trubek.....	- 2 -
2.1.	Úvod	- 2 -
2.2.	Ukazatele kvality rovnaných trubek.....	- 3 -
2.3.	Rovnačky trubek, jejich konstrukce a použití.....	- 4 -
2.3.1	Faktory ovlivňující rovnání trubek [1].....	- 5 -
2.3.2	Rovnačky trubek s paralelními rolnami.....	- 6 -
2.3.3	Dvou-rolnové rotační rovnačky trubek.....	- 7 -
2.3.4	Multi-rolnové rotační rovnačky trubek.....	- 9 -
2.4.	Technologie procesu rovnání trubek [19]	- 15 -
2.5.	Profilování rovnacích roln multi-rolnových rovnaček.....	- 20 -
2.6.	Metody výpočtu stavu napjatosti a deformace trubek při procesu rovnání trubek.....	- 26 -
2.7.	Konstrukční požadavky na rovnačky vymezené technologickými podmínkami procesu rovnání	- 36 -
2.8.	Koncepční řešení konstrukce rámu rotačních multi-rolnových rovnaček	- 43 -
2.9.	Shrnutí poznatků ke směru vývoje technologie a zařízení pro úpravu trubek	- 46 -
2.10.	Zlepšení kvality trubek jako hlavní směr výzkumu v oblasti technologií a zařízení pro jejich výrobu	- 47 -
3	Experimentální měření chování trubky při vybraném zatěžování	- 49 -
3.1.	Tahová zkouška.....	- 49 -
3.2.	Zkouška ohybem	- 54 -
4	Numerické výpočty procesu rovnání a namáhání rovnaček.....	- 61 -
4.1.	Možnosti MKP řešiče MSC.Marc.....	- 61 -
4.1.1	Knihovna materiálůvých modelů	- 61 -
4.1.2	Efektivně implementované kontaktní algoritmy.....	- 62 -
4.1.3	Diskrétní prvky a vazby mezi jednotlivými stupni volnosti.....	- 63 -
4.2.	Výpočet cyklického ohybového namáhání trubky.....	- 64 -
4.3.	Simulace rovnacího procesu v šesti rolnové rovnače	- 68 -
4.4.	Výpočet deformací hlavních koncepcí 6-ti rolnových rovnaček.....	- 73 -
4.5.	Srovnání koncepcí 6-ti rolnových rovnaček při reálném zatížení	- 102 -
5	Splnění cílů disertační práce	- 113 -
6	Závěr	- 114 -
7	Použitá literatura.....	- 116 -

Seznam obrázků

Obr. 1 Multi-rolnová rovnačka s ovládacím panelem operátora a příslušenstvím ...	- 2 -
Obr. 2 Uspořádání roln u devíti-rolnové rovnačky [1]	- 6 -
Obr. 3 Dvou-rolnová rotační rovnačka.	- 7 -
Obr. 4 Deseti-rolnová rovnačka s rolnami různé velikosti	- 9 -
Obr. 5. Konceptní schéma šesti-rolnové rovnačky s rolnami různé velikosti [2] ...	- 10 -
Obr. 6 Šesti-rolnová rovnačka pro rovnání silnostěnných trubek	- 10 -
Obr. 7 Deseti-rolnová rovnačka pro rovnání trubek.....	- 11 -
Obr. 8 Uspořádání roln u pěti-rolnové rovnačky [1]	- 12 -
Obr. 9 Uspořádání roln u multi-rolnových rovnaček. a) pěti-rolnová rovnačka. b) a c) modifikace šesti-rolnových rovnaček. d) sedmi-rolnová rovnačka [1]	- 12 -
Obr. 10 Spirálovitě zdeformované plochy na povrchu rovnaných trubek	- 13 -
Obr. 11 Trojúhelníkové schéma rovnání na šesti-rolnových rovnačkách [2]	- 15 -
Obr. 12 Lichoběžníkové schéma rovnání na osmi-rolnových rovnačkách [2].....	- 16 -
Obr. 13 Dvou-trojúhelníkové schéma rovnání na osmi-rolnových rovnačkách [2].	- 16 -
Obr. 14 Lichoběžníkové schéma rovnání na deseti-rolnových rovnačkách [2].....	- 17 -
Obr. 15 Lichoběžníko-trojúhelníkové schéma rovnání na deseti-rolnových rovnačkách [2]	- 17 -
Obr. 16 Mnoho-trojúhelníkové schéma rovnání na deseti-rolnových rovnačkách [2].....	- 18 -
Obr. 17 Dvou-trojúhelníkové schéma rovnání na deseti-rolnových rovnačkách [2].....	- 18 -
Obr. 18 Ukázka výrobní dokumentace profilované rovnací rolny používané v multi-rolnových rovnačkách	- 20 -
Obr. 19 Konstrukční schéma procesu profilování rovnacích roln [2]	- 21 -
Obr. 20 Schéma výpočtu profilování rovnacích roln při uvažování deformace (I – pro lichý počet ohybů, II – pro sudý počet ohybů) [21].....	- 24 -
Obr. 21 Konstrukční schéma energeticko-silových parametrů při rovnání trubek ohýbáním na šesti-rolnové rovnačce [2]	- 26 -
Obr. 22 Konstrukční schéma s diagramem ohybového momentu při rovnání trubek na šesti-rolnové rovnačce [2].....	- 29 -
Obr. 23 Schéma zatěžování při rovnání na rotačních rovnačkách - rozmístění roln, diagram ohybového momentu a diagram rozložení zón plasticity [21].....	- 31 -
Obr. 24 Hysterezní diagram cyklicky se opakujícího prodloužení a kontrakce ideálně plastického materiálu [2].....	- 35 -
Obr. 25 Závislost výsledné křivosti trubky Δ a síly rovnání P od přesazení prostředního páru roln W pro případ rovnání trubky průměru $D = 60\text{mm}$ z nerezové oceli 1.4305 na rozteči 560 mm při různých tloušťkách stěny S i rozdílnou počáteční křivostí Δ_0 [2]	- 37 -
Obr. 26 Vypočtené rozložení základních složek stavu napjatosti kovu při procesu rovnání trubky $D = 60\text{mm}$ z nerezové oceli 1.4305 na rozteči roln 560 mm [2].....	- 38 -
Obr. 27 Empiricky zjištěná závislost síly rovnání P na úhlu nastavení roln α u rotační multi-rolnové rovnačky při procesu rovnání trubek [2].....	- 38 -
Obr. 28 Závislost výsledné křivosti Δ rovnané trubky a síly rovnání P na množství střídavých ohybů při realizaci procesu rovnání trubky $D = 60\text{mm}$ z nerezové oceli 1.4305 na rozteče 560 mm [2].....	- 39 -

Obr. 29 Závislost průměru rolen v krčku na síle rovnání [2]	- 40 -
Obr. 30 Ukázka opotřebení zejména střední části rolen při procesu rovnání.....	- 41 -
Obr. 31 Koncepční schéma multi-rolnové rovnačky trubek s děleným rámem a třemi sloupy do trojúhelníku – v horní části pohled z boku, v dolní části půdorys.	- 43 -
Obr. 32 Multi-rolnová rovnačka trubek s děleným rámem a pravidelným uspořádáním osmi sloupů kolmo k rovině rovnání.....	- 44 -
Obr. 33 Multi-rolnová rovnačka trubek s děleným rámem a čtyřmi sloupy do lichoběžníku.....	- 44 -
Obr. 34 Multi-rolnová rovnačka trubek s neděleným rámem typu C se dvěma výztužnými sloupy.....	- 44 -
Obr. 35 Multi-rolnová rovnačka trubek s neděleným uzavřeným rámem.	- 45 -
Obr. 36 Multi-rolnová rovnačka trubek s děleným rámem a pravidelným uspořádáním šesti sloupů šikmo k rovině rovnání.	- 45 -
Obr. 37 Testovací vzorek trubky s vyfrézovaným vrubem.....	- 49 -
Obr. 38 Vzorek trubky upnutý v čelistech trhačky ZWICK/ROEL Z-050 při zkoušce tahem.....	- 51 -
Obr. 39 Model testovacího vzorku s označením nejmenšího průřezu šedou barvou a tabulka vypočítaných teoretických ploch průřezu.....	- 51 -
Obr. 40 Pracovní diagram tahové zkoušky pro testovací vzorek 11, velikost síly na mezi kluzu 3100N	- 52 -
Obr. 41 Pracovní diagram tahové zkoušky pro testovací vzorek 21, velikost síly na mezi kluzu 4070N	- 52 -
Obr. 42 Pracovní diagram tahové zkoušky pro testovací vzorek 31, velikost síly na mezi kluzu 6150N	- 53 -
Obr. 43 Deformace trubky při rovnání na šesti-rolnové rovnačce	- 54 -
Obr. 44 Zkouška ohybem na trhačce ZWICK/ROEL Z-050.....	- 54 -
Obr. 45 Profil dutiny pouzdra se základními rozměry	- 55 -
Obr. 46 Profil tlakové rolny se základními rozměry	- 55 -
Obr. 47 Koncepční uspořádání tlakové rolny a pouzder při zkoušce ohybem.....	- 56 -
Obr. 48 Křivky zatěžovacích cyklů u prvního vzorku trubky rozměru 14x1,5mm při zkoušce ohybem trubky do maximálního průhybu 30mm	- 57 -
Obr. 49 Křivky zatěžovacích cyklů u druhého vzorku trubky rozměru 14x1,5mm při zkoušce ohybem trubky do maximálního průhybu 30mm	- 57 -
Obr. 50 Křivky zatěžovacích cyklů u prvního vzorku trubky rozměru 14x3mm při zkoušce ohybem trubky do maximálního průhybu 30mm	- 58 -
Obr. 51 Křivky zatěžovacích cyklů u druhého vzorku trubky rozměru 14x3mm při zkoušce ohybem trubky do maximálního průhybu 30mm	- 58 -
Obr. 52 Křivky zatěžovacích cyklů u prvního vzorku trubky rozměru 14x1,5mm při zkoušce ohybem trubky do max. průhybu 25mm, vzdálenost rozteče pouzder 250mm	- 59 -
Obr. 53 Zkouška ohybem při rovnání zdeformované trubky v předchozí fázi zkoušky na trhačce ZWICK/ROEL Z-050.....	- 59 -
Obr. 54 Křivky zatěžovacích cyklů pro případ rovnání vzorku trubky rozměru 14x1,5mm při zkoušce ohybem trubky z maximálního průhybu 30mm do 0mm, vzdálenost rozteče pouzder 250mm	- 60 -
Obr. 55 Schematické znázornění předepnutí šroubu pomocí síly nebo přesazení	- 63 -
Obr. 56 Schematické znázornění vývoje převahy kinematického zpevnění při cyklickém namáhání	- 64 -
Obr. 57 Základní jevy pozorované při cyklickém plastickém namáhání materiálu.	- 64 -
Obr. 58 Definice kontaktních těles – Pouzdra i rolna byla definována jako „rigid“.	- 65 -

Obr. 59 Pomocná okrajová podmínka – přidržení středového uzlu na spodní linii trubky	- 65 -
Obr. 60 Závislost ekvivalentního von Misesova napětí na ekvivalentní plastické deformaci - materiál 11353, mez kluzu 240 MPa (bod 2 v grafu).....	- 66 -
Obr. 61 Definice zatížení – časová závislost přesazení rolny vůči pouzdrům	- 66 -
Obr. 62 Ukázky závislostí F-d (vlevo) a $\sigma - \epsilon$ (vpravo) u vybraných řešených variant	- 67 -
Obr. 63 Definovaná kontaktní tělesa a detail konečně-prvkové sítě rovnané trubky (v dolní části obrázku je boční pohled na celý výpočtový model) .	- 68 -
Obr. 64 Rovnaná trubka byla rovnoměrně unášena rotujícími rolnami – rozsah barevné škály odpovídá vzdálenosti konce zakřivené trubky od podélné osy rovnačky	- 69 -
Obr. 65 Síly působící na rolny ve svislém směru – rovnání trubky 14x1,5xR10000.....	- 70 -
Obr. 66 Stykové plochy mezi trubkou a rolnami mají podobu souvislých kontaktních linií	- 71 -
Obr. 67 Síly působící na rolny ve svislém směru – simulace rovnání trubky 14x1xR5000.....	- 72 -
Obr. 68 Idealizované reakční síly na rolnách šesti-rolnové rovnačky pro případ „lokálního rovnání mezi vstupními rolnami (tj. TOP_01 a BOTTOM_01) a třibodového rovnání s pomocí zbylých dvojic rolen.....	- 72 -
Obr. 69 Geometrické vlastnosti MKP modelu.....	- 74 -
Obr. 70 Aplikované okrajové podmínky na polovině modelu.....	- 74 -
Obr. 71 Definice kontaktních těles a pomocných „tuhých linků“ a pružin	- 75 -
Obr. 72 Detail realizace předepnutí sloupů pomocí speciálních „linků“, typ „overclosure“	- 75 -
Obr. 73 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 100kN	- 76 -
Obr. 74 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 76 -
Obr. 75 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN	- 77 -
Obr. 76 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 77 -
Obr. 77 Geometrické vlastnosti MKP modelu.....	- 78 -
Obr. 78 Geometrické vlastnosti MKP modelu – zeleně zvýrazněny přídavky materiálu	- 78 -
Obr. 79 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 79 -
Obr. 80 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 79 -
Obr. 81 Posuvy základů rolen a hrnců při 100 kN [mm] – boční pohled na rovinu symetrie, zesílené dno hrnce na 50 mm (vlevo) versus původní geometrie (vpravo).....	- 80 -
Obr. 82 Posuvy základů rolen při 100 kN [mm] – zesílené dno hrnce na 50 mm (vlevo) versus původní geometrie (vpravo)	- 80 -
Obr. 83 Geometrické vlastnosti MKP modelu.....	- 81 -
Obr. 84 Aplikované okrajové podmínky na polovině modelu.....	- 81 -
Obr. 85 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 100kN	- 82 -

Obr. 86 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 82 -
Obr. 87 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN	- 83 -
Obr. 88 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 83 -
Obr. 89 Geometrické vlastnosti MKP modelu.....	- 84 -
Obr. 90 Zeleně zvýrazněny přídavky materiálu	- 84 -
Obr. 91 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 100kN	- 85 -
Obr. 92 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 85 -
Obr. 93 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN	- 86 -
Obr. 94 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 86 -
Obr. 95 Posuvy základů rolen a hrnců při 100 kN [mm] – boční pohled na rovinu symetrie, zesílené dno hrnce a příruba na 50 mm (vlevo) versus původní geometrie (vpravo).....	- 87 -
Obr. 96 Posuvy základů rolen při 100 kN [mm] – zesílené dno hrnce a příruba na 50 mm (vlevo) versus původní geometrie (vpravo)	- 87 -
Obr. 97 Geometrické vlastnosti MKP modelu.....	- 88 -
Obr. 98 Aplikované okrajové podmínky na polovině modelu.....	- 88 -
Obr. 99 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při zatížení rolen silou 100 kN	- 89 -
Obr. 100 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při zatížení rolen silou 100 kN	- 89 -
Obr. 101 Geometrické vlastnosti MKP modelu.....	- 90 -
Obr. 102 Zeleně zvýrazněny přídavky materiálu	- 90 -
Obr. 103 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při zatížení rolen silou 100 kN ...	- 91 -
Obr. 104 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při zatížení rolen silou 100 kN	- 91 -
Obr. 105 Posuvy základů rolen a hrnců při 100 kN [mm] – boční pohled na rovinu symetrie, zesílená geometrie (vlevo) versus původní geometrie (vpravo).....	- 92 -
Obr. 106 Posuvy základů rolen při 100 kN [mm] – zesílená geometrie (vlevo) versus původní geometrie (vpravo).....	- 92 -
Obr. 107 Geometrické vlastnosti MKP modelu.....	- 93 -
Obr. 108 Aplikované okrajové podmínky na modelu celé rovnačky	- 93 -
Obr. 109 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 60kN.....	- 94 -
Obr. 110 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 94 -
Obr. 111 Posuvy sloupů a platform ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 60kN.....	- 95 -
Obr. 112 Posuvy sloupů a platform ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 95 -
Obr. 113 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN	- 96 -
Obr. 114 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 96 -
Obr. 115 Geometrické vlastnosti MKP modelu.....	- 97 -

Obr. 116 Definice kontaktních těles a pomocných „tuhých linků“ a pružin	- 97 -
Obr. 117 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 60kN.....	- 98 -
Obr. 118 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 98 -
Obr. 119 Posuvy sloupů a platformy ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 60kN.....	- 99 -
Obr. 120 Posuvy sloupů a platformy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN a zatížení rolen silou 100 kN	- 99 -
Obr. 121 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN	- 100 -
Obr. 122 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN a zatížení rolen silou 100 kN.....	- 100 -
Obr. 123 Okrajové podmínky výpočtového modelu varianty 02 – reálné zatížení-	102 -
Obr. 124 Posuvy ve svislém směru [mm] – pouze předepnuté sloupy.....	- 103 -
Obr. 125 Posuvy ve svislém směru [mm] – předepnuté sloupy a reálné zatížení-	103 -
Obr. 126 Svislé posuvy hydraulických válců [mm] – pouze předepnuté sloupy ..	- 104 -
Obr. 127 Svislé posuvy hydraulických válců [mm] – předepnuté sloupy a reálné zatížení	- 104 -
Obr. 128 Posuvy ve svislém směru [mm] – pouze předepnuté sloupy.....	- 105 -
Obr. 129 Posuvy ve svislém směru [mm] – předepnuté sloupy a reálné zatížení-	105 -
Obr. 130 Svislé posuvy hydraulických válců [mm] – pouze předepnuté sloupy ..	- 106 -
Obr. 131 Svislé posuvy hydraulických válců [mm] – předepnuté sloupy a reálné zatížení	- 106 -
Obr. 132 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav bez zatížení	- 107 -
Obr. 133 Posuvy ve svislém směru [mm] – reálné zatížení	- 107 -
Obr. 134 Svislé posuvy hydraulických válců [mm] – stav bez zatížení.....	- 108 -
Obr. 135 Svislé posuvy hydraulických válců [mm] – reálné zatížení	- 108 -
Obr. 136 Posuvy ve svislém směru [mm] – pouze předepnuté sloupy.....	- 109 -
Obr. 137 Posuvy ve svislém směru [mm] – předepnuté sloupy a reálné zatížení-	109 -
Obr. 138 Svislé posuvy plošin [mm] – pouze předepnuté sloupy.....	- 110 -
Obr. 139 Svislé posuvy plošin [mm] – předepnuté sloupy a reálné zatížení	- 110 -
Obr. 140 Ukázka rozdílného profilování jednotlivých rolen u 6-ti rolnové rovnačky [2]	- 115 -

Seznam tabulek

Tabulka 1 Přehled hodnot k_{STR} pro případ rovnání trubek kruhového průřezu v dokonalém stavu pro $\bar{M}_{max} = 1,7$	- 34 -
Tabulka 2 Přehled zkušebních vzorků pro tahovou zkoušku	- 50 -
Tabulka 3 Odečtené hodnoty sil na mezi kluzu a dopočtená mez kluzu pro jednotlivé testované vzorky	- 53 -

1 Vytyčené cíle disertační práce

Hlavním cílem mé disertační práce je výzkum v oblasti tvářecích strojů určených pro dokončovací operace výroby trubek - rovnaček, se zaměřením na analýzu konkrétního procesu rovnání a typu rovnačky. Přínosem ke studované problematice by mělo být shrnutí teoretických poznatků ke studované oblasti, popsání a zhodnocení vztahů „*rovnací proces – rovnačka*“ a jejich vliv na konstrukci, resp. návrh či inovace konstrukce rovnačky trubek daného typu a v neposlední řadě také naznačení metodického postupu při řešení podobných úloh.

Konkrétní cíle:

1) Shrnutí teoretických poznatků potřebných pro pochopení dané problematiky a vybraná teorie z oblasti rovnání a rovnaček.

2) Přehled a možnosti technických a softwarových prostředků využitelných pro návrh, výpočty a zpracování výsledků, především materiálových modelů používaných v MKP řešících a vlastní příprava konečně-prvkového modelu.

3) Pochopení rovnacích procesů, jak v teoretické rovině na základě analýz MKP, tak i v experimentální rovině formou ověření vybraných hodnot a návrh metodiky umožňující naladění modelů pro simulaci procesu rovnání pomocí MKP analýz.

4) Z poznatků získaných z předchozích kroků by měly vyplynout vztahy mezi konstrukcí a probíhajícími rovnacími procesy, které jsou analyzovány a navržení konstrukčních doporučení na základě provedených analýz a vyhodnocení závěrů práce.

2 Úvod do problematiky rovnání a rovnaček trubek

2.1. Úvod

Obecně lze říci, že jedním z hlavních směrů rozvoje těžkého strojírenského průmyslu, resp. hutní výroby, spočívá ve zvýšení kvality celého spektra produkovaného sortimentu při snížení celkových výrobních nákladů. Tuto snahu je víceméně možné dosáhnout zlepšením technologických procesů a inovací příslušných strojů a zařízení. Profilový materiál z oceli, jako jsou trubky a trubkové polotovary, jsou jedním z opravdu nezbytných polotovarů ve strojírenském průmyslu. Působení vnějších a vnitřních sil, vliv teplotních změn nebo další nepříznivé faktory vznikající při zpracovatelském pracovním procesu, mohou mít přímý důsledek ve zdeformování tohoto materiálu. Mnohdy následkem toho není přímost nebo geometrická přesnost v průřezu dostatečná v aplikacích, kde jsou kladeny vyšší požadavky na přesnost produktů. Proto dokončovací technologie aspirují na jeden z nejdůležitějších procesů hutního průmyslu.

Tendence z posledních let spočívající ve zvyšování objemu výroby trubek a trubkových polotovarů, stejně tak jako zvyšující se nároky na kvalitu těchto produktů, vyústila v nutnost řešit problémy spojené se zlepšením výrobní technologie a zařízení pro dokončovací operace této výroby. Pro trubkové polotovary existují různé principy a metody mechanického rovnání (ohýbání, kroucení nebo natahování), které lze zvolit a použít pro rovnání za tepla nebo za studena na strojích specifického účelu – rovnačkách.



Obr. 1 Multi-rolnová rovnačka s ovládacím panelem operátora a příslušenstvím

Rovnačky patří do skupiny tvářecích strojů a slouží v jednotlivých provedeních pro rovnání a úpravu veškerého válcovaného či jinak vyráběného materiálu, a to jak přímo ve válcovnách, tak také ve vlastních úpravářenských či strojírenských provozech (obr. 1). Rovnačky s příslušenstvím (vstupní a výstupní zařízení) lze umístit do výběhových úseků profilových tratí a nebo samostatně jako součást úpravářenských linek. Tyto linky umožňují zavážení a přijímání svazků profilů ze vstupního skladu a jejich rozduřování, zbavování okují v tryskacím agregátu a srážení technologických hran. Po vlastním procesu rovnání následují další kroky, jako je kontrola křivosti (jestliže je to nutné proběhne přerovnání), dělení na obchodní délky, odhrotování konců, značení atd.

Jako hlavní problémy, které je nutné brát v úvahu při zlepšování rovnacích technologií a zařízení, je nutnost zvýšení objemu a zajištění spolehlivosti informací o stavu napjatosti a výskytu deformací vznikajících v trubce při procesu rovnání, zajištění přímé predikce klíčových ukazatelů kvality rovnaných ocelových trubek a zpřesnění výchozích předpokladů pro efektivní využití možných numerických metod řešení.

Stávající metody výpočtu nedovolují s vysokou mírou přesnosti předvídat základní ukazovatele jakosti, jako je konečná hodnota křivosti trubky, což činí velmi problematickým další modernizaci jak vlastní technologie tak i zařízení pro rovnání trubek. Proto vývoj těchto inženýrských metod výpočtů chování trubek při rovnání, a následné zpracování praktických doporučení pro zdokonalení procesů a zařízení pro rovnání trubek na rovnačkách je úkol aktuální a má důležitý vědecký i praktický význam.

2.2. Ukazatele kvality rovnaných trubek

Kvalita výrobků získávaných válcováním, tažením, lisováním, rovnání ohýbáním a jinými způsoby zpracování tlakem, závisí především na dokonalosti používaného základního zařízení a také od schválené technologie výroby. Nejvíce rozšířená vada takových výrobků je odchylka od požadovaného tvaru, nepřesnosti v předepsaných rozměrech, nedostatečná jakost povrchu, odchylka od předepsaných technických požadavků chemického složení kovu a jeho mechanických vlastností v důsledku nepřijatelné deformace jak na povrchu, tak i uvnitř výrobků. Některé vady, například porušení kovu (tržné hrany, zlomy, hluboké šroubovice, povrchové rýhování atd.), odchylka od požadavků chemického složení i mechanických vlastností materiálu je klasifikováno jako úplný zmetek a odstranění těchto vad není možné. V takovýchto případech by měla být přijata opatření, která předejdou vzniku neodstranitelných vad během výroby trubek.

Ve většině případů je nutné kvůli opravě vad výrobků provést dodatečné zpracování. A proto je cílem získávat výrobky vysoké kvality, což vede ke zdokonalování jak základního a dokončovacího zařízení, tak i technologie výroby. Je nutno poukázat, že někdy vady vzniklé v hlavní operaci – například při válcování – se tyto zmetky nechají ještě s úspěchem opravit při operaci rovnání, kdežto zmetky vzniklé během dokončovacích operací už prakticky není možné opravit. Právě zmetky vzniklé v cílových operacích vedou k zásadnímu zdražení výrobků, protože v sobě zahrnují náklady za všechny etapy výroby.

Vady tvaru a velikosti trubek mohou být rozdělené do tří skupin: průřezové deformace, změny délky a zkroucení. K typickým vadám kruhových profilů (trubky, kruhové tyče) patří ovalita, nesoustředná dutina trubkových profilů v obvodu trubky a také otřep nebo výstupek povrchu [16].

U válcovaných kovových profilů se odchylky od přímosti nazývají šavovitost, jestliže jsou veškeré deformace v jedné ploše, nebo podélná křivost, pokud jsou rozmístěny v různých plochách. Zkroucení patří k deformaci výrobků, která je spojená s úhlovým natočením průřezů postupně rozložených v podélném směru. Proces opravy je zpravidla spojen s odstraněním ne jedné z výše vyjmenovaných vad, ale hned několika.

Zkřivené trubky nebo kruhový válcovaný materiál se rovná prostřednictvím mnohonásobné pružně-plastické deformace podélným ohybem nebo natažením [17]. Zkroucené trubky se opravují pružně-plastickou deformací roztáčením. Někdy se tyto druhy rovnání sdružují, například roztáčení s tahem.

Rozlišují se předběžné a dokončovací práce opravy válcovaného materiálu [17]. Předběžná oprava se provádí bezprostředně po válcování, protahování, tepelném zpracování a jiných operacích, s cílem zajistit možnosti přepravy výrobků (z válečkového dopravníku, pásu nebo jiných dopravních zařízení), které jsou nutné provádět kvůli dokončovacím operacím z hlediska návazných operací. Takovou opravu je nejvíce účelné provádět během ochlazování válcovaného materiálu. Pro předběžné opravy kruhových výrobků se běžně používá rovnaček a zařízení s válcovými a profilovanými rolnami [18].

Velikost deformace po délce trubek se klasifikuje dovolenou odchylkou od přímosti a bývá vztažena na jednotku délky. Odchylka od teoretické přímosti se měří tak, že se zkoušená trubka upevní do dvou podpůrných ložisek a otočí se s ní o 360°. Při rotaci je možno měřicím zařízením odečíst maximální výchylku bodu umístěného na horní tvořící přímce testovaného úseku. Změřená hodnota se vydělí dvěma. Jednotka délky při měření je dána vzdáleností mezi vybraným úsekem a nejbližším ložiskem, zpravidla to bývá polovina vzdálenosti mezi podpůrnými ložisky. Velikosti dovolených odchylek od ideálního tvaru trubky je závislá na velikosti průřezu, materiálu profilu, způsobu výroby a je ošetřena příslušnými normami produktu.

2.3. Rovnačky trubek, jejich konstrukce a použití

Všeobecně kruhové trubky, které byly zkřiveny při žíhání nebo jiném tepelném zpracování, jsou rovnány na hrubo v lisech nebo rolnových rovnačkách. Potom následuje jeden nebo více průchodů rotační rovnačkou a pokud je ještě třeba dokončovací průchod v rovnacím lisu.

Hrubovací rovnání eliminuje velká prohnutí, která by způsobovala nadměrné házení ve vstupním žlabu rotačních rovnaček. Protože trubky během hrubého rovnání nerotují, je možné rovnat téměř jakékoli prohnutí. K tomu je možné použít oba typy rovnání, rolnové i rovnání v lisech. Pokud je trubka jen lehce prohnuta může být vynecháno prvotní hrubé rovnání.

Rovnačky trubek na principu rotačního rovnání jsou konstruovány s mimoběžně uloženými osami rovnacích rolen (kosoúhlé). Základním principem tohoto rotačního rovnání je, že polotovar je posouván dopředu a jeho tvar je měněn ohýbáním za mez elasticity pomocí rolen, které jsou mimoběžně uloženy, které též zajišťují rotační pohyb trubek. Plocha trubek je střídavě zatěžována tahem a tlakem během rotace v rovnačce. Rotační rovnačky jsou dostupné v konstrukčním provedení s 2 až 9 páry rolen.

Průchod rotační rovnačkou je nutný pro finální rovnání, ale není nutné ho použít pokud trubka vyžaduje další operace tváření za studena. Mohou být nutné dva nebo více rotačních průchodů, pokud se na trubce vytvořily rozsáhlejší nekruhovitosti, prohnutí nebo excentricity během předešlých operací.

Většina trubek, zvláště s malými rozměry - vnější průměr 32mm nebo menší, vyžaduje pouze jeden nebo dva průchody rotační rovnačkou. Pro větší průměry trubek 38mm a větší nebo pokud je přímost vyžadována lepší než standardní, mohou být provedeny dodatečné operace na lisovacích rovnačkách k odstranění krátkých prohnutí na koncových částech trubek nebo k dosažení přesnějšího rovnání. Lisovací rovnání mění dlouhé plynulé prohnutí na sérii krátkých průhybů s nulovou výchylnou v bodech působení lisu.

Rovnění trubek, které mají průřez jiný než kruhový, je prováděno v rovnačkách s paralelním uložením rolen nebo lisovacích rovnačkách.

2.3.1 Faktory ovlivňující rovnání trubek [1]

Vliv materiálu trubek - rovnací postupy a nástroje jsou ovlivněny materiálem trubek. Hlavními faktory jsou složení a vlastnosti kovu trubek, tloušťka stěny trubky a typ trubky (bezešvé nebo svařované) a typ a rozsah deformace. Pro rovnání trubek s velkou tloušťkou stěny a vyšší mezí elasticity je potřeba užití robustnějších rovnaček a větších rovnacích sil.

Vliv tloušťky stěny trubky - množství nerovností, které se objevují v průřezu trubky a brání procesu rovnání, je relativně málo u silnostěnných trubek, které se chováním blíží k tyčím plného průřezu. Deformace se stávají významnějšími tím, čím se stěna trubky stává tenčí a je nezbytné přistoupit k opatřením proti trvalým deformacím. Poškození tenkostěnných trubek se objevuje jako bodové zborcení stěny nebo nekruhovitost od tlakového rovnání nebo rotační zborcení (prstence) nebo nekruhovitost od rotačního rovnání.

Vliv typu trubky - bezešvé trubky mají často nepravidelnou tloušťku stěny což dělá rovnání obtížnějším. U svařovaných trubek může mít svar a přilehlé okolí významně odlišné mechanické vlastnosti na rozdíl od zbytku materiálu tyče. Rovněž i zbytkové pnutí po svařování může mít negativní vliv na rovnání.

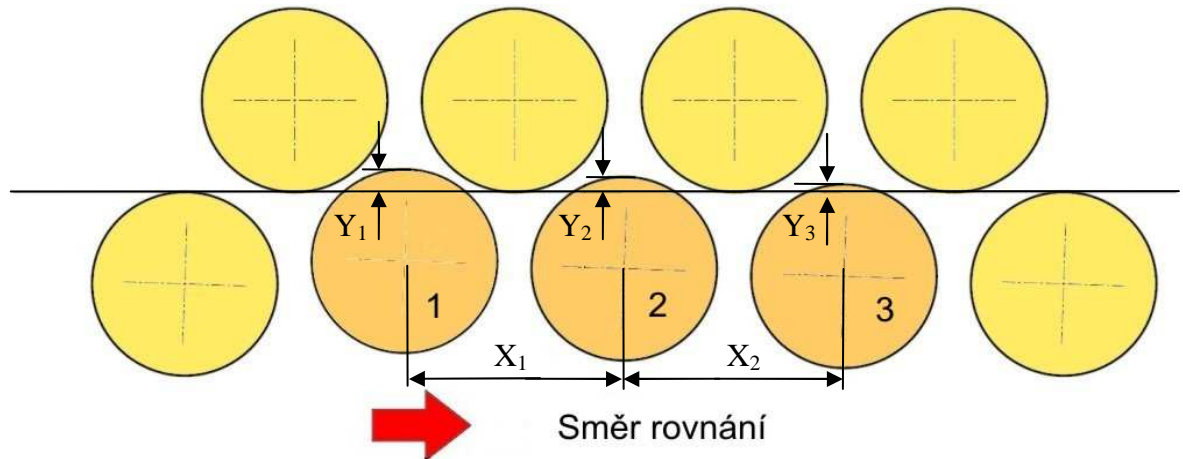
Vliv typu a rozsahu deformace - zkřivení trubek může být důsledkem od průhybů během ohřevu nebo ochlazení, od deformací během tažení za studena způsobených excentricitami (různá tloušťka stěny v průřezu), od zahnutých konců trubek tvářených za tepla (obvykle způsobeno špatným ustavením stroje nebo opotřebením protlačovacích nástrojů) nebo od náhodného ohnutí během zpracování. Koncová zahnutí jsou výrazné ohyby, které se objevují v blízkosti konců trubkovitých produktů (obvykle ve vzdálenosti maximálně 455mm od konce).

Řízení rovnacího tlaku - tlak, kterým je působeno na polotovary pomocí rolen, musí být řízen velmi opatrně, aby se zabránilo trvalému poškození zejména tenkostěnných trubek. Toto může být zajištěno zvětšením vzdálenosti mezi místy ve kterých se nástroj dotýká polotovaru, tudíž redukcí celkové síly nebo zvětšením kontaktní plochy mezi nástrojem a trubkou, tj. redukcí jednotkového tlaku na polotovar.

Při rotačním rovnání tenkostěnných trubek by měla být zajištěna maximální délka kontaktu mezi rolou a trubkou, stejně tak by měla být co největší vzdálenost mezi jednotlivými dvojicemi rolen. Proto je třeba dbát zvýšené pozornosti při nastavování jednotlivých rolen, aby se zabránilo nadměrné ovalitě a tlaku na krátký úsek trubky. U dvou-rolnových rovnaček je délka ohnutí omezena délkou rolen a na trubkách s velmi tenkou stěnou se mohou dělat „prstence“ od okrajů rolny, kde je tlak největší. Toto omezuje použití dvou-rolnových rovnaček pro rovnání trubek s maximálním poměrem průměru ku tloušťce stěny 15 : 1.

2.3.2 Rovnačky trubek s paralelními rolnami

Rovnačky pro rovnání trubek jsou v principu stejné jako rovnačky pro rovnání plných profilů, jen mívají poněkud delší rozteče roln a zároveň nevyžadují tak velké hřídele a ložiska uložení roln. Vzdálenost roln je obecně funkcí vnějších rozměrů trubky a zvětšuje se tak, jak roste průměr trubky. Pro rovnání trubek je třeba menší síla než pro rovnání plného profilu, za předpokladu stejných vnějších rozměrů.



Obr. 2 Uspořádání roln u devíti-rolnové rovnačky [1]

Z hlediska vlastního principu se při rovnání trubek ale nelze vyvarovat, resp. „řídit“, rotaci rovnaného profilu kolem své osy. Vzhledem k určitému přesazení os některých roln od ideální roviny (na obr. 2 jsou to rolny 1, 2 a 3) dochází k opakovanému ohýbání při průchodu rovnačkou. Při kontaktu rovnaného profilu a první hnací rolny s dostatečným prostorem mezi prvními dvěma opěrnými rolnami dojde k zakřivení profilu s vydutou částí směrem k první hnací rolně. Jak profil přejde přes druhou opěrnou rolnu a koná pohyb směrem ke druhé hnací rolně dojde ke zpětnému ohybu, tj. vydutá strana profilu je nyní na protilehlé straně profilu. Velikost ohybu může být řízena pozicí druhé opěrné rolny s tím, že pokud je tato rolna vhodně umístěna, rovnaný profil bude mít požadovanou přímost už z třetí opěrné rolny. Při použití většího množství roln bude nejzávažnější zakřivení redukováno na vstupní straně rovnačky. Toto má za následek méně práce pro zbývající rolny a umožní se lepší rovnání malých zakřivení. Počet roln v sadě rovnačky bývá v rozsahu 4 až 13, nejběžnější počet je osm nebo devět.

Trubky kruhového průřezu lze nejlépe rovnat na rovnačkách vybavených rolnami s půlkruhovou drážkou, která musí přesně odpovídat rozměru trubky, tj. pro každý rozměr trubky musí být odpovídající sada drážkovaných roln (může být i více drážek na jedné rolně pro různé průměry trubek). Kruhová trubka se může v rolnách lehce protočit, tím se ztrácí efekt přesného rovnání a výsledkem je pouze rovnání na hrubo. Trubky hodně zdefomované mohou být na rolnových rovnačkách snadno rovnány na hrubo podobně jako na lisech. Rolnové rovnačky pracují daleko rychleji, ale déle trvá jejich nastavení a seřízení. Např. pokud máme rovnat trubku o průměru 50mm a délce 6m, rolnová rovnačka dokáže zpracovat 250 až 400 kusů za hodinu. Oproti tomu u rovnání na lisu se jedná o produkci 100 až 120 kusů za hodinu. Nicméně seřízení rolnové rovnačky trvá cca 16min, kdežto seřízení lisu je do 6min.

Cena za rovnání na rolnových rovnačkách významně roste s velikostí rovnaných trubek.

2.3.3 Dvou-rolnové rotační rovnačky trubek

Tyto rovnačky se skládají ze dvou roln, které jsou proti sobě roztáčeny. Jedna z roln je konkávní a druhá je relativně rovná (válcová) nebo konvexní. Úhlové nastavení roln a směr rotace způsobuje roztočení a vtahování trubky do rovnačky. Rovnání je docilováno ohnutím polotovaru v krčku konkávní rolny pomocí rovné rolny. Trubka je umístěna vertikálně prostřednictvím spodního vedení nebo horního a spodního vedení tak, že osa trubky je shodná s osou cesty mezi rolkami. Poháněné rolky natočené pod přednastaveným úhlem rotují trubku při průchodu skrz rovnačku. Vrchol ohybu trubky je namáhán *na* nebo *za* mez elasticity při každé otáčce a maximální bodové napětí opakovaně vzniká po spirále na celé délce trubky. Vzdálenost mezi jednotlivými napěťovými body záleží na lineárním posuvu při každé otáčce trubky. Přibližná hodnota lineárního posuvu může být zjištěna znásobením obvodu trubky a tangenty úhlu mezi rolkami. K eliminaci bodového napětí mohou být použity speciálně profilované rolky, které zatěžují trubky rovnoměrným napětím.



Obr. 3 Dvou-rolnová rotační rovnačka.

Rovnačky se skládají ze dvou roln, vzájemně natočených pod přednastaveným úhlem, mezi kterými jsou namontovaná dvě vodící pouzdra. Jedna z roln má konkávní drážku, druhá je buď válcová nebo konvexní jak je ukázáno na obr. 3. Rolky mohou být stavitelné v horizontální nebo vertikální rovině - rovnačky s možností nastavení roln ve vertikální rovině jsou novější koncepce.

Trubka je držena mezi vodícími pouzdry zatímco rovná nebo konvexní rolka ohýbá trubku v drážce konkávní rolky. Maximální průhyb závisí na hloubce drážky konkávní rolky a nastavení úhlu mezi rolkami.

V případě konstrukce rovnaček, kdy jsou použity obě rolky s konkávní drážkou, je nastavení takové, aby rolky byly po celé délce v kontaktu s trubkou. Důsledkem toho dochází k opakovanému ohybu mezi rolkami než je opustí.

Rovnání zahnutých konců - dvou-rolnové rovnačky mohou odstranit většinu ostrých zahnutí na koncích trubek, jestliže jsou rolky vhodně tvarovány pro rovnání prohnutí daného materiálu trubky a úhel je nastaven správně tak, aby odpovídal průměru trubky a délce zahnutí konce. Výsledná křivka v rolkách je vhodná jen pro určitou škálu rozměrů trubek se specifickou hodnotou elasticity. Širší variace rozměrů

trubek a druhů materiálu může být zajištěna změnou úhlu jedné nebo obou rolen tak, že se během průchodu rovnačkou vytvoří požadovaná prohnutí.

Konstrukce dvou-rolnových rotačních rovnaček dovoluje rolnám, aby byly nastaveny s malým úhlem vůči ose polotovaru. Čím menší je úhel, tím je menší rychlost lineárního posuvu za otáčku trubky, tj. menší úhel stoupání šroubovice, proto je větší část trubky zatěžována maximálním ohybovým napětím.

Krátké ohyby a koncová zahnutí mohou být rovnány v dvou-rolnových rovnačkách, protože rovnání, resp. tří bodový ohyb, se uskutečňuje uvnitř délky rolny a ne mezi páry rolen, jako je tomu u multi-rolnových rovnaček.

Krátká délka rolny vysoce zvětšuje síly potřebné pro rovnání, což částečně vysvětluje, proč dvou-rolnové rovnačky nejsou s úspěchem používány pro rovnání tlustostěnných trubek.

Úhel rolen - profilované rolny jsou konstruovány pro specifickou škálu velikostí trubek a materiálů. Rozpětí této škály je přibližně stejné tomu, které může být zajištěno ekvivalentní multi-rolnovou rovnačkou. Pro většinu aplikací jsou úhly nastavení rolen od 15° do 25°. Profily rolen mohou být různé pro zajištění specifických požadavků při rovnání, např. konkávní rolny s mělkou drážkou jsou používány pro materiály, které mají nízkou mez elasticity.

Omezení použití - dvou-rolnové rovnačky nejsou zpravidla používány k finálnímu rovnání trubek pokud poměr vnějšího průměru ku tloušťce stěny je větší než 15 :1. Drtící síla u tenkostěnných trubek v tak krátkém rozsahu rovnání je taková, že trubka se snáze promáčkne nebo se vytvoří „prstýnky“ dřív než dojde k rovnání, za předpokladu že rolny jsou nastaveny tak, že odstraňují maximální prohnutí. Jestliže velikost prohnutí trubky, které má být odstraněno, bylo zredukováno předběžným rovnáním na hrubo, pak může být použito rovnání na dvou-rolnových rovnačkách pro trubky s poměrem větším než 15 :1. Nicméně to závisí na velikosti srovnání v předešlé operaci.

Vzhledem k ne zcela jisté stabilitě rovnané trubky mezi rolnacím párem rolen z důvodu krátké mezioperační vzdálenosti a relativně dlouhých volných konců rovnaných trubek je riziko, že dojde k vyhození trubky z ideální polohy v sevřeném páru rolen a způsobí silnou ovalizaci v příčném průřezu trubky. Navíc zásadní nevýhodou dvou-rolnového rovnání je nízká produktivita, protože úhly rolen na těchto rovnačkách málokdy přesahují 20 stupňů a rychlosti změn ve výši 0,3 m/s a otáčky trubky jsou tak velké, že existuje reálné riziko ztráty boční stability trubky sevřené v rolnacím páru rolen.

Leštění povrchu trubek - při rolnacím procesu může být přínosem nebo i škodlivé. Rolny ve tvaru *baňky přesýpacích hodin* mají za následek dotyk různými průměry s plochou trubky, což způsobuje prokluzu. Tento leštící (resp. brusný) jev zlepšuje kvalitu povrchu, ale také může způsobit výrazný spirálový reliéf na stěně trubky. Na povrchu se může objevit poškrábání, pokud se zachytí nečistoty do vodících pouzder. Proto se ke snížení poškrábání používá nylon jako materiál pouzder nebo rozpustný olej jako mazivo.

2.3.4 Multi-rolnové rotační rovnačky trubek

Z hlediska tvaru a velikosti rovnačích rolen je možné rozdělit tyto rovnačky na dvě hlavní skupiny [19]:

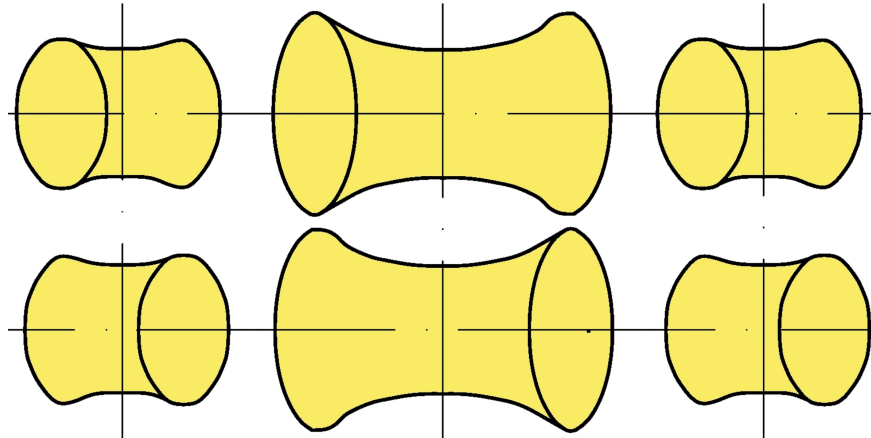
- rovnačky s rolnami různé velikosti
- rovnačky s rolnami stejné velikosti

Rovnačky s rolnami různé velikosti jsou charakteristické tím, že mají dvě skupiny rolen, přičemž rolly v jedné skupině rolen mají shodné geometrické parametry (jako je délka rolly a průměr nejužší části - krčku), které se liší od geometrických parametrů rolen ve druhé skupině rolen. Převážná většina rovnaček s rolnami různé velikosti mají jen jednu skupinu poháněných rolen.



Obr. 4 Deseti-rolnová rovnačka s rolnami různé velikosti

Vzhledem k různé velikosti rolen v jednotlivých skupinách a pohonem rotace jen určitého počtu rolen, jsou trubky vystaveny zvýšenému tření během rovnání. Při zpracování kruhových polotovarů v první páru rolen a při předání z jednoho páru rolen na další není zaručena stálost jejich osy k ose rovnání rovnačky. Tato zvláštnost nedovoluje realizovat na takovéto rovnačce rovnání tenkostěnných trubek do jakosti povrchu, na které jsou kladeny zvýšené požadavky. Většina rovnaček tohoto typu je zpravidla určena pro rovnání silnostěnných trubek z rozsahu poměru vnějšího průměru ku tloušťce stěny nepřesahující 30 : 1, tj. trubky s vysokou tuhostí průřezu [19].



Obr. 5. Koncepční schéma šesti-rolnové rovnačky s rolnami různé velikosti [2]

Multi-rolnové rovnačky s rolnami stejné délky se vyznačují tím, že mají jednu sadu rolen. Všechny rolly mají stejné geometrické rozměry (délka rolly a průměr krčku). Všechny rolly u rovnaček tohoto typu jsou poháněny. Obvykle má tento typ rovnaček v provozu vertikální design, který umožňuje řídit natáčení horních i dolních rolen a mají též vysokou úroveň unifikace [17-19]. Stejnou délku a přítomnost pohonu pro všechny rolly u rovnaček tohoto typu lépe definují podmínky pro sevření trubky prvním párem rolen a předání na další pár. Tyto rovnačky poskytují nejmenší rozdíl ve skluzu v každém páru rolen, který jim umožňuje rovnání tenkostěnných trubek s poměrem vnějšího průměru ku tloušťce stěny více než 30:1 a dosahuje se na nich lepší kvalita povrchu tam, kde jsou kladeny zvýšené nároky.



Obr. 6 Šesti-rolnová rovnačka pro rovnání silnostěnných trubek

Multi-rolnové rovnačky s rolnami stejné velikosti jsou dnes nejčastějším typem rovnaček používaných pro konečné rovnání trubek s vysokou přesností i relativně tenkostěnných trubek s vysokými nároky na kvalitu. Většina předních světových výrobců rovnacích strojů a zařízení nabízí tento typ rovnaček ve třech modifikacích:

- rovnačky se třemi páry roln (šesti-rolnová)
- rovnačky se čtyřmi páry roln (osmi-rolnová)
- rovnačky s pěti páry roln (deseti-rolnová)

Rovnačky šesti-rolnové (obr. 9b) jsou nejčastěji používané multi-rolnové rovnačky s rolnami stejné délky. Mají tři páry roln, z nichž každý je umístěn ve dvou pravidelných roztečích stejné velikosti.

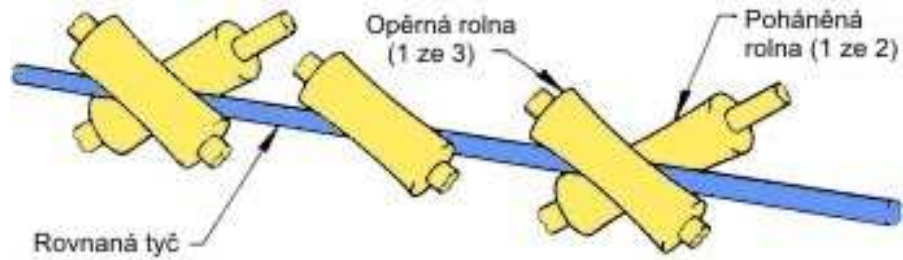


Obr. 7 Deseti-rolnová rovnačka pro rovnání trubek

Dalším typem multi-rolnových rovnaček používaných k rovnání tyčí a trubek je na obr. 8, který ukazuje pěti-rolnovou rovnačku, která se skládá ze dvou poháněných roln a ze tří opěrných roln. Dvě krajní opěrné rolly jsou umístěny proti hnaným rolnám a mezi nimi je třetí středová, resp. tlaková rolly.

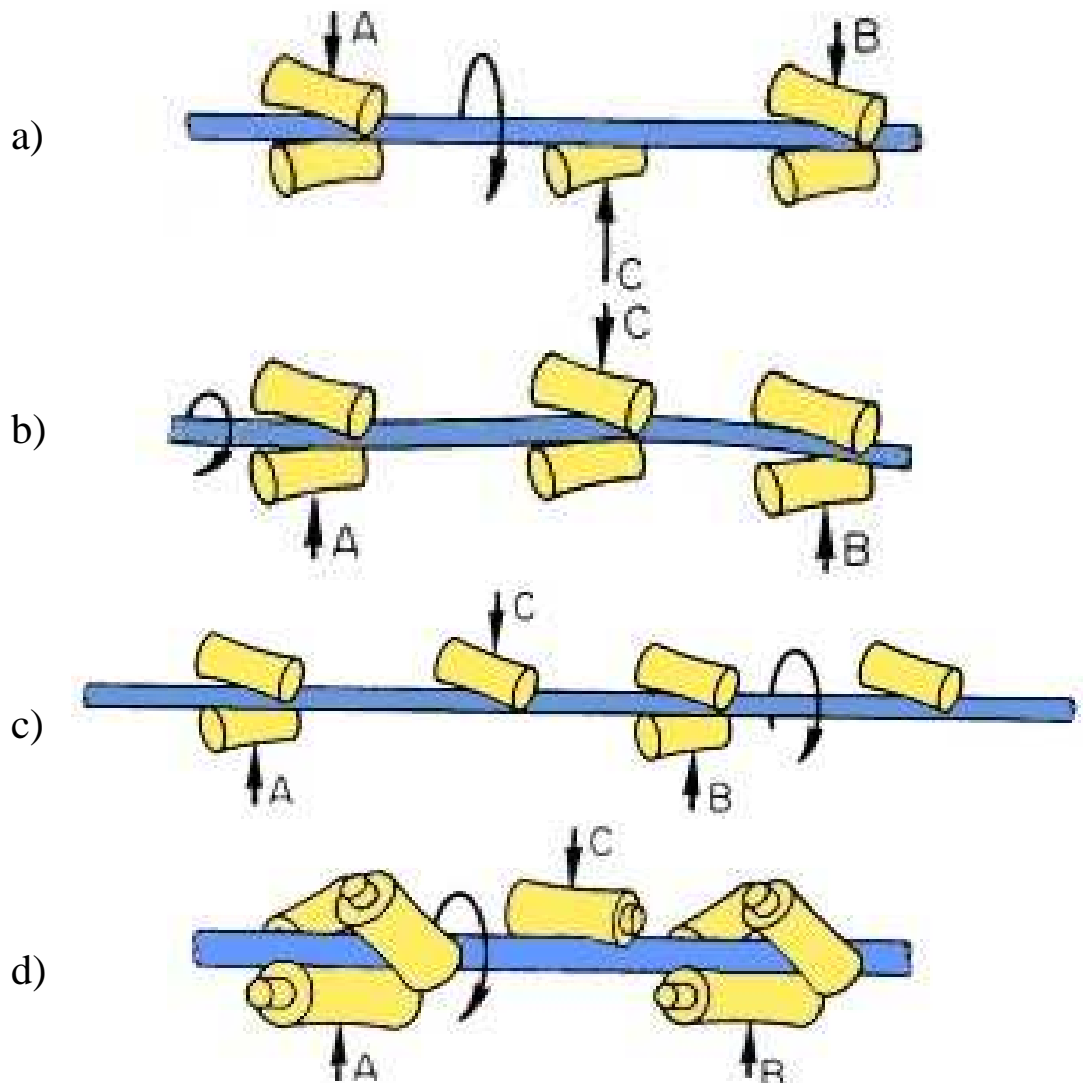
Všechny rolly jsou konkávního tvaru a natočení mezi nimi je upravováno za účelem dosažení max. délky kontaktu mezi plochou rolly a rovaným profilem (obr. 9a). Na vstupu a výstupu z rovnačky jsou umístěny vodící pouzdra z důvodu udržení tyče ve správné pozici během procesu rovnání.

Jedna z možných modifikací šesti-rolnové rovnačky má podobné rozmístění roln jako pěti-rolnová s tím, že šestá rolly je za poslední poháněnou rolly (obr. 9c).



Obr. 8 Uspořádání roln u pětirolové rovnačky I1]

Sedmi-rolnová rovnačka se skládá ze dvou tří-rolnových seskupení s jednou tlakovou rolnou uprostřed (obr. 9d). Tyto rovnačky jsou nejčastěji používány pro rovnání trubek průměru od 60mm do 610mm. Malé rovnačky se skupinami tří roln byly hodně používány na speciální účely pro malé polotovary, jako jsou např. rozvodové tyčky ventilů o průměru 7,9mm.



Obr. 9 Uspořádání roln u multi-rolnových rovnaček. a) pětirolová rovnačka. b) a c) modifikace šesti-rolnových rovnaček. d) sedmi-rolnová rovnačka [1]

Při provozu jsou rolny úhlově nastavovány tak, aby se uzpůsobily různým rozměrům trubek s tím, že průměrný úhel bývá okolo 30°. Většinou se v závislosti na velikosti rovnané tyče nebo trubky mění od 25° do 35°.

U pěti-rolnové rovnačky je prostřední rolna nastavena tak, aby byla dostatečně prohnutá tak, aby byla překonána mez elasticity tohoto kovu. Během toho jak je trubka vtahována do rovnačky, je roztáčena vstupní a výstupní poháněnou rolnou a právě nastavení prostřední tlakové rolny způsobuje prohnutí trubky za mez elasticity ve všech směrech kolmých na osu rovnané trubky. Tento princip produkuje rovné trubky se symetrickým rozložením napětí. Optimální nastavení úhlu roln se lehce mění s velikostí průměru trubky.

Pro různé aplikace byly postaveny další typy rovnaček se specifickým způsobem uspořádání roln. Nicméně základní princip, který platí pro použití multi-rolnových rovnaček, je stejný jako pro už dříve popsané dvou-rolnové rovnačky.

Přesazením prostřední tlakové rolny dochází k ohýbání rovné trubky tak, že napětí na vnějších vláknech rovné trubky dosáhne meze elasticity. Jakmile je rovnací zatížení uvolněno trubka se vrátí zpět do počáteční rovné pozice. Vnější vlákna původně prohnuté trubky jsou zatížena za hranici elasticity a trubka se odpruží do rovného stavu.

Rovnění trubek tímto způsobem je nazýváno jako „jednoprůchodové“. Je samozřejmě možné nastavit rolny v multi-rolnové rovnačce tak, aby se trubka prohýbala a rovnala dvakrát. Střední tlaková rolna je přesazena k tomu, aby prohnutá trubka a vzniklo na ní napětí za mezí kluzu. Podobně je trubka prohnutá přes třetí rolnu pomocí přídatné rolny nebo výstupního příslušenství. Trubka je tedy namáhána ve dvou místech rovnačky nebo se efektem dvojitého rovnání dosáhne jednotlivými průchody.

Ohýbáním trubek vznikají plochy deformací nebo se objevuje efekt tváření za studena přímo pod ohybovým zatížením. Rotace trubky během průchodu rovnačkou vytváří spirálovitě zdeformované plochy na povrchu trubky (obr. 10). Osa třetí rolny by měla být umístěna v takové vzdálenosti, že žádný bod na trubce se nezdvojuje ve stejné poloze na střední a třetí rolně. A tím se eliminuje možnost opětovného tváření již zdeformované plochy.



Obr. 10 Spirálovitě zdeformované plochy na povrchu rovnaných trubek

Prohnutí trubky - velikost hodnoty δ , o kterou je nutné tlakovou rolnu přesadit vůči vstupní a výstupní rolně, se liší zásadně na základě vnějšího průměru rovnané trubky. Rámcově lze toto přesazení zjistit ze vztahu [1]:

$$\delta = \frac{S \cdot l^2}{6ED}$$

Kde S mez kluzu materiálu trubky,
 l vzdálenost mezi vstupní a výstupní rolnou,
 E modul pružnosti materiálu trubky,
 D vnější průměr trubky

Jak se průměr trubky zmenšuje, přesazení se zvětšuje. Z toho vyplývá, že faktor, který definuje nejmenší průměr trubky, kterou lze na dané rovnáče rovnat, je požadavek na velikost δ .

Použití - multi-rolnové rovnačky se s úspěchem používají pro rovnání tenkostěnných trubek a silnostěnných trubek s vysokým poměrem průměru ku tloušťce stěny. Je to proto, že mají nižší stupeň zatěžování polotovaru, který je aplikován při delším ohybu (resp. delší ohybová vzdálenost) z důvodu velké vzdálenosti roln mezi sebou. Multi-rolnové rovnačky mají výhodu ve větší průchodnosti než jiné rotační rovnačky, protože mají nastaven větší úhel mezi rolnami. Proto jsou multi-rolnové rovnačky široce používány ve výrobních linkách na trubky.

Multi-rolnové rovnačky jsou zpravidla používány pro aplikace, ve kterých není hlavním cílem úprava velikosti nebo hlazení, protože nerovnají tak přesně jako dvou-rolnové rovnačky ani na nich nelze tak efektivně rovnat koncová zahnutí.

Dlouhá prohnutí u středně a silnostěnných trubek jsou odstraňována sevřením mezi všemi rolnami a prohnutím trubky prostřední rolnou. Průchod sevřenými rolnami zajišťuje podporu v celé délce mezi jednotlivými páry roln. Rovnání tímto způsobem vyžaduje méně průhybu a rozprostírá ohybové zatížení na celou délku každé rolny.

Tenkostěnné trubky by měly být upravovány malým zatížením aplikovaným na plochu trubky a s minimálním průhybem. Velká zatížení a rozsáhlý průhyb způsobí nechtěné deformace na vnitřní stěně trubky. Ohybové zatížení může být rozloženo na plochu trubky natočením roln k ose trubky. Lepší rozložení kontaktu roln snižuje vyžadovaný rozsah požadovaného průhybu nutného pro produkci rovných trubek. Ohýbání trubek na větší rozteči vyžaduje větší přesazení a to může způsobit problémy při řízení průchodu trubky rovnačkou. Vhodná konstrukce roln a jejich rozteče umožňují zpracovávat na multi-rolnových rotačních rovnačkách velkou škálu vnějších průměrů.

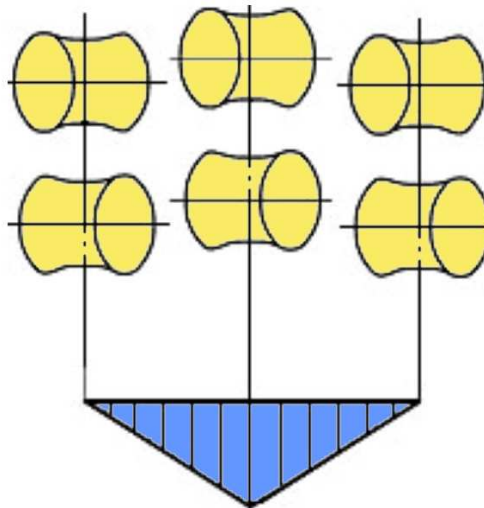
Úhel nastavení roln - pro malé průměry trubek v rozsahu 6,4mm až 19mm bývá úhel nastavení roln 40° – 45°. U speciálních vysokorychlostních rovnaček, kde trubky jsou téměř rovné a je jednoduché je rovnat, může být použitý úhel nastavení 40° až do průměru 50mm. Pro průměry 50mm -150mm se běžně používá úhel 30°. Pro trubky velkých průměrů cca od 455mm do 610mm se může úhel nastavení pohybovat až kolem 17,5°.

Vstupní a výstupní zařízení - správná konstrukce vstupního a výstupního zařízení pro multi-rolnové rovnačky je důležitá, protože slouží k podpoře trubek (resp.

částí trubek, které se nacházejí mimo rovnačku), jejich vedení a zakládání. Vstupní zařízení musí být uzpůsobeno celé škále zpracovávaných trubek a rychlosti jakou jsou rovnány. Vstupní a výstupní zařízení vedou a udržují trubku v rovině tak, aby se minimalizovalo její prohnutí a umožňují tak zpracování velkého rozsahu délek trubek a rovněž snižují možnost poškození trubek. Vstupní zařízení mohou umožňovat nejen posuvný pohyb, ale i pohyb rotační tak, aby se zajistila dostatečná rychlost zpracování trubek v lince.

2.4. Technologie procesu rovnání trubek [19]

Technologické parametry (schémata rozložení ohybového momentu) při procesu rovnání trubek v multi-rolnových rovnačkách, založených na principu rotačního způsobu rovnání, závisí na vlastním konstrukčním uspořádání rovnacích roln ve rovnačkách. Rovnání trubek na šesti-rolnových rovnačkách se uskutečňuje dle trojúhelníkového schématu (obr. 11). Ohybový moment se vytváří na délce rozteče rovnačky (vzdálenost mezi dvěma po sobě následujícími páry roln), přesazením středního páru o specifickou hodnotu vůči rovině krajních párů roln. Na rovnačkách tohoto typu je dosaženo kvality rovnání s odchylkou výsledné křivosti menší než 1 mm na metr délky (s výjimkou koncových částí), je-li počáteční křivost s odchylkou 5 mm - 10 mm na metr délky.



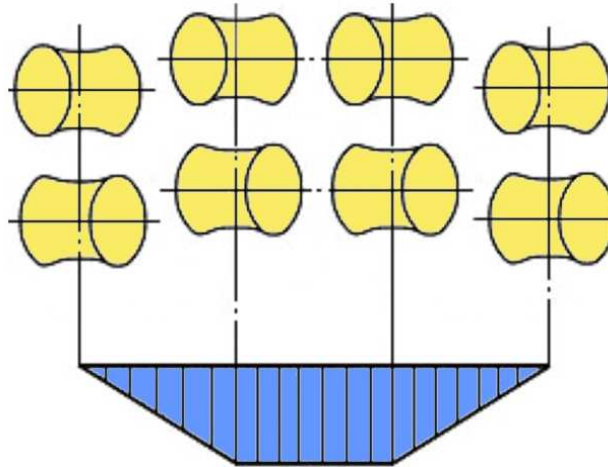
Obr. 11 Trojúhelníkové schéma rovnání na šesti-rolnových rovnačkách [2]

Osmi-rolnové rovnačky slouží k rovnání trubek se specifickými požadavky. Mají čtyři páry roln, z nichž každý je umístěn na dvou pravidelných roztečích stejné velikosti. Rovnání trubek na osmi-rolnových rovnačkách je možné podle dvou technologických schémat:

- lichoběžníkový (obr. 12);
- dvou-trojúhelníkový (obr. 13).

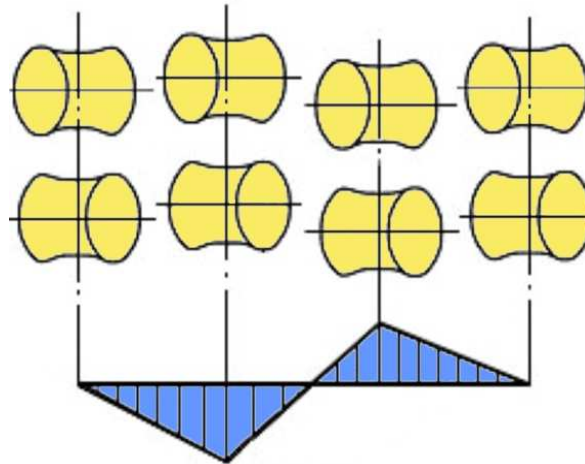
V lichoběžníkovém schématu, je ohybový moment produkován přesazením prostředních párů roln ve stejném směru od roviny krajních roln. Tento režim je nejvhodnější pro rovnání trubek se speciálními požadavky na kvalitu povrchu (leštěné trubky a duté profily z barevných kovů a slitin), pro které je základním požadavkem minimalizace kontaktního napětí mezi trubkou a rolnami rovnačky.

Navíc takový systém se nejčastěji používá pro rovnání produktů s velmi dobrými mechanickými vlastnostmi pro snížení síly působící na rovnací rolny.



Obr. 12 Lichoběžníkové schéma rovnání na osmi-rolnových rovnačkách [2]

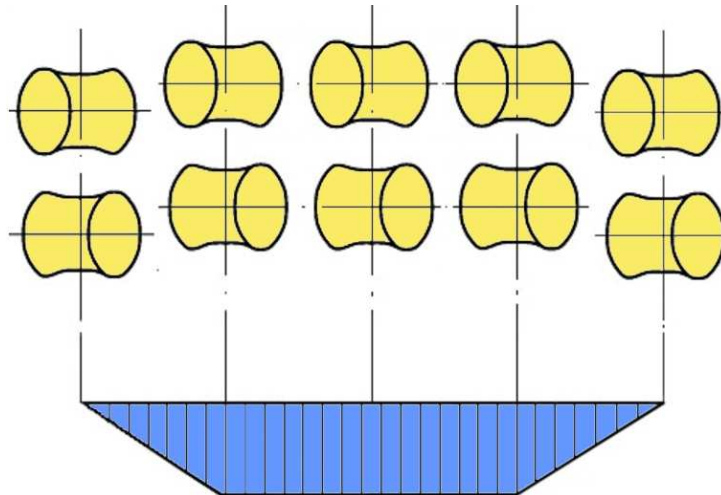
U dvou-trojúhelníkového vzoru se vytváří ohybový moment přesazením prostředních dvou párů roln v různém směru vůči rovině krajních párů roln. V tomto případě se dosahuje zvýšení jakosti rovnání. Protože rovnání podle takového schématu má stejný význam jako dvojí průchod trubek přes šesti-rolnovou rotační rovnačku trubek. Na rovnačkách tohoto typu se dosáhne kvality rovnání s výslednou křivostí s odchylkou menší než 0,8 mm na metr délky (s výjimkou koncových částí), je-li počáteční křivost s odchylkou 5 mm - 10 mm na metr.



Obr. 13 Dvou-trojúhelníkové schéma rovnání na osmi-rolnových rovnačkách [2]

Deseti-rolnové rovnačky slouží k přesnému rovnání trubek se specifickými potřebami. Mají pět párů roln, z nichž každý se nachází na dvou pravidelných roztečích stejné velikosti. Tyto rovnačky mají různé schémata procesu rovnání, která mohou být provedena s různými typy koncových nastavení opěrných roln. Mezi nejčastěji používaná patří následující schémata:

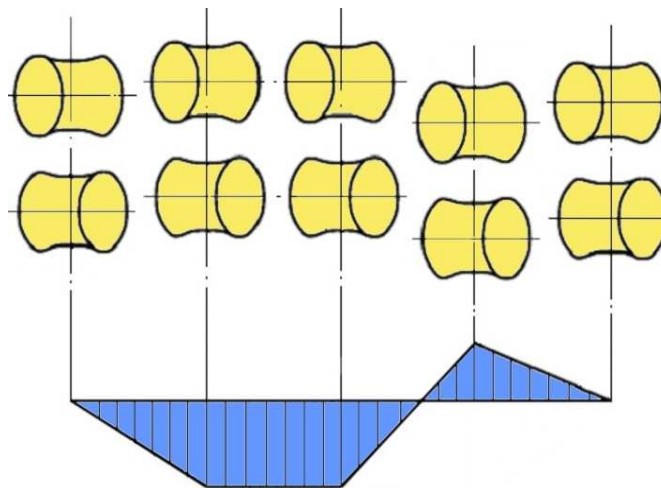
- lichoběžníkové; (obr. 14)
- lichoběžníko-trojúhelníkové (obr. 15);
- mnoho-trojúhelníkové (obr. 16);
- dvou-trojúhelníkové (obr. 17).



Obr. 14 Lichoběžníkové schéma rovnání na deseti-rolnových rovnačkách [2]

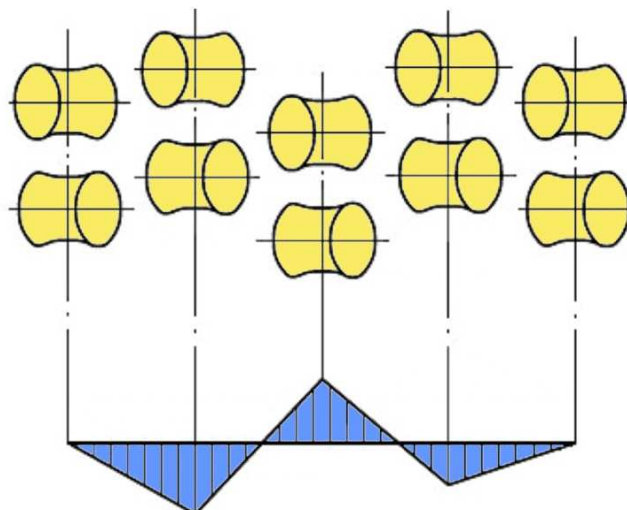
U lichoběžníkového schématu je ohybový moment produkován stejně jako na osmi-rolnových rovnačkách, tj. přesazením tří prostředních párů rolen ve stejném směru od roviny krajních párů rolen. Kvůli tomu je k dispozici delší zóna pružně-plastické deformace rovnání produktů, než u rovnačky s osmi páry rolen, což předurčuje i vyšší kvalitu rovnání.

U lichoběžníko-trojúhelníkového schématu je ohybový moment produkovaný přesazením dvou sousedních párů rolen uprostřed v jednom směru a čtvrtý pár rolen v opačném směru k rovině krajních párů rolen.



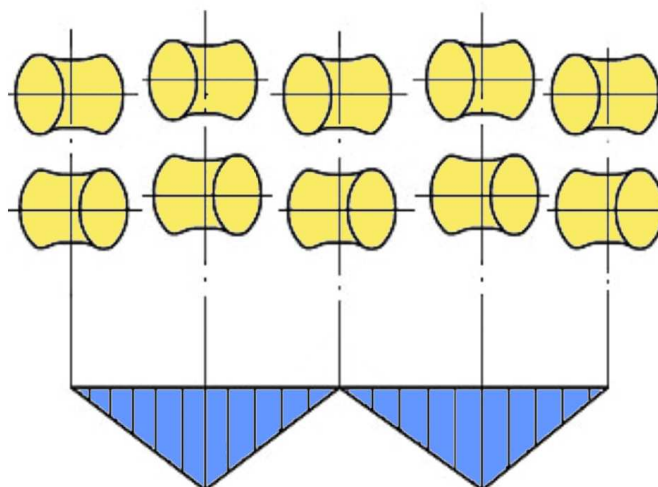
Obr. 15 Lichoběžníko-trojúhelníkové schéma rovnání na deseti-rolnových rovnačkách [2]

U mnoha trojúhelníkového schématu je ohybový moment produkovaný postupným střídavým přesazením třech prostředních párů rolen k rovině krajních párů rolen.



Obr. 16 Mnoho-trojúhelníkové schéma rovnání na deseti-rolnových rovnačkách [2]

U dvou-trojúhelníkového schématu je ohybový moment produkován přesazením dvou párů roln, druhého a čtvrtého v jednom a druhém směru k rovině krajních párů roln. Na rovnačkách tohoto typu je dosahováno kvality s odchylkou výsledné křivosti, která není větší než 0,5 mm na metr délky (s výjimkou koncových částí), je-li počáteční zakřivení trubky 5mm - 10 mm na metr [19].



Obr. 17 Dvou-trojúhelníkové schéma rovnání na deseti-rolnových rovnačkách [2]

Z analýzy spektra rovnaček používaných ve válcovnách a provozech pro výrobu trubek vyplývá, že nejčastěji využívanými jsou rovnačky šesti-rolnové. To je způsobeno specifickými požadavky jednotlivých provozů, které lze shrnout do následujících bodů:

- objem výroby za tepla válcovaných kruhových produktů (nejen trubek, ale i kruhových tyčí) je velmi podstatný a do procesu rovnání jdou tyto produkty s vnějším povrchem hojně pokrytým okujemi a jinými nečistotami, tudíž se nepředpokládají mimořádné požadavky na kvalitu povrchu takovýchto produktů;
- v sortimentu válcovaných produktů jsou zpravidla přítomny jak relativně tenkostěnné trubky, tak i relativně silnostěnné. Tudíž použití kombinovaného

schématu s použitím víceválcových rovnaček na jejich rovnání je technicky ne vždy opodstatněné;

- rovnačky se čtyřmi nebo pěti páry roln mají podstatný nedostatek – velké vnější rozměry v zástavbě, náročné uspořádání hlavního pohonu, vysokou náročnost výroby a celkové hmotnosti, což způsobuje jejich značně vysokou cenu výroby a montáže, proto je jejich používání vhodné jenom v technicky i hospodářsky odůvodněných případech.

Během rovnání na rotačních rovnačkách jsou kruhové výrobky vystaveny následujícím deformacím:

- zkřivení obvodu kruhových trubek sevřených mezi rolnami jednoho páru;
- kruhové trubky se po délce ohýbají mezi postupně rozmístěnými páry roln;
- průřezy trubek jsou podrobeny oválné deformaci pod vlivem tlaku a ohybového zatížení od kontaktu s rolnami.

K nedostatkům zkoumaných typových rotačních rovnaček lze připsat nevysokou kvalitu rovnání koncových částí kruhových výrobků, t.j. na délku, která se rovná přibližně polovině rozteče (vzdáleností mezi dvěma postupně rozloženými páry roln rovnačky), kdy koncové části kruhových trubek nejsou v dostatečné míře ohýbány pomocí přednastaveného přesazení jednoho páru roln vůči druhému. V tomto případě se oprava koncových částí uskutečňuje jen jejich sevřením mezi rolnami jednoho páru v rozmezí délky roln. Přitom efektivnost rovnání záleží na počáteční křivosti koncových částí. S narůstající počáteční křivostí se úměrně zvětšuje namáhání sevřeného konce trubky, který v případě silného zkřivení může vést ve snaze rovnání k současnému zvýšení kontaktní zátěže. To může vést ke vzniku ovality příčného průřezu trubky při rovnání. Nicméně použití oválných zdeformování pro rovnání trubek, zejména tenkostěnných, dává nepotřebný efekt vzhledem ke vzniku různých podmínek stavu napjatosti v průřezu ve střední části trubky a na její koncové části za působení stejných zátěžných sil. Mimo to pro realizaci oválných zdeformování je nutné vyvinout velké síly, kterých se mnohdy nedaří dosáhnout z důvodů omezené zátěžné schopnosti hlavních i vedlejších částí rovnačky [17-19].

Za účelem snížení délky nerovnaných konců na multi-rolnových rovnačkách lze zmenšit rozteče párů roln. Pro maximální zkrácení délky nerovnaných konců tenkostěnných trubek se zařazuje sevření trubek do dvojice rovnacích roln, které rovněž realizují rovnání v tomto páru střídavým zplošťováním. V oblasti mezi podpěrnou dvojicí roln se křivost střední části trubek koriguje střídavým ohybem a v sevření rovnacích roln pak pomocí střídavých smáčknutí. Ta umožňují do jisté míry vyrovnat také i konce tenkostěnných trubek.

Z výše uvedeného vyplývá závěr, že nejpříjemnější je pro opravu koncové křivosti vytvoření prohýbání koncových částí trubek, při kterém současně vzniká smáčknutí jeho průměru v průřezu. Přitom napjatost v průřezu kruhových trubek v koncových částech se nesmí významně lišit od stavu napjatosti v prostředních částech trubek při rovnání prohnutím, které se vytváří na rozteči středního párů roln rovnačky.

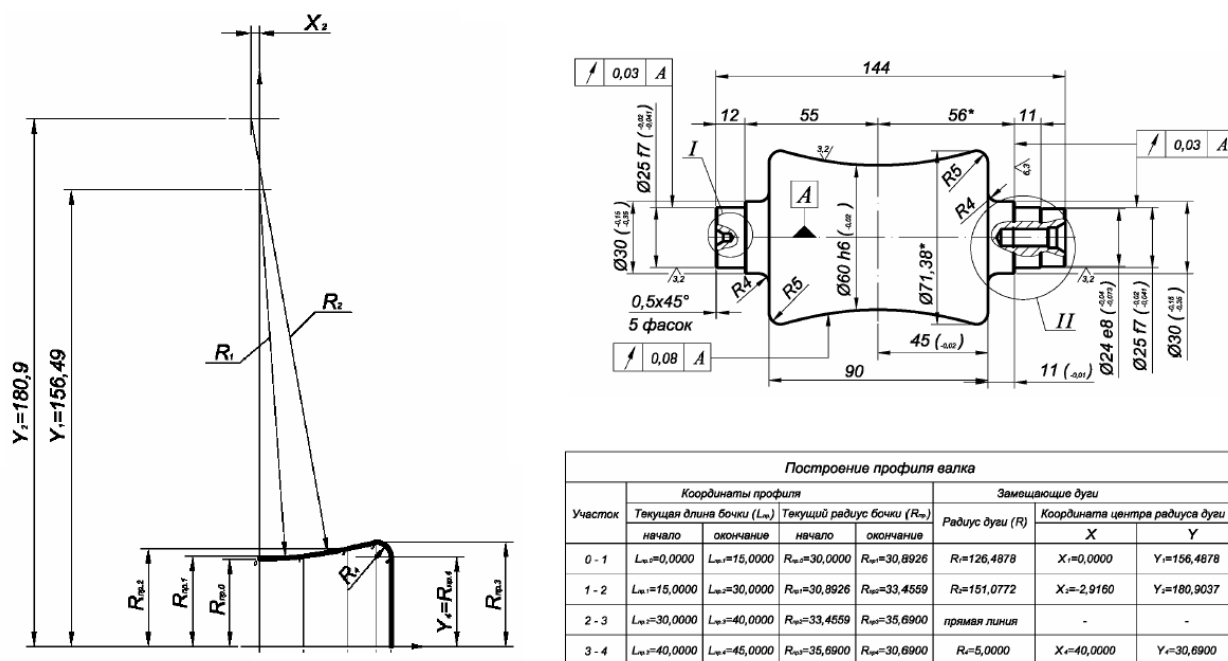
V poslední době se naznačuje tendence v použití kombinovaných schémat rovnání, při rovnání na multi-rolnových rovnačkách, kdy střední pár je proveden s prodlouženými rolnami se zvláštním profilováním. To zabezpečuje ohyb uvnitř sevření narovnávací kruhové trubky (obr. 5), který umožňuje vyšší kvalitu rovnání. V tomto případě je kruhová trubka podrobena deformací ohybem po celé délce, tj. i na koncových částech. Volné konce mimo deformaci v délce středního páru roln jsou sevřeny během rovnání také v prvním a třetím páru roln, což zaručuje jejich stabilní držení v ose rovnání. Úhly nastavení roln ve všech párech roln rovnačky

odpovídají běžnému úhlu nastavení roln v rovnačkách se třemi páry roln (přibližně 25° – 35°). Tímto se eliminuje nadměrné narůstání otáček kruhových výrobků při rovnání, resp. ztrátu stability příčného průřezu při rovnání. A navíc, nastavený průhyb v délce roln středního páru současně s prohnutím mezi páry pomocí přesazení středního páru se speciálním profilováním uvnitř rolny, dává skutečnou možnost zřízení mnoho-trojúhelníkového schématu rovnání typického pro rovnačky se čtyřmi nebo pěti páry roln.

2.5. Profilování rolnacích roln multi-rolnových rovnaček

Profilování roln rovnaček pro rovnání trubek ve značné míře definuje kvalitu rovnání i jakost povrchu trubek. Optimálním profilováním se rozumí takový profil rolny, při kterém se dosahuje co možná největší přiléhání kruhových trubek k rolnám a zároveň se zabezpečuje požadovaná deformace nutná pro správné rovnání [19-21]

Pro získání optimálního profilu pláště roln, určených pro rovnání kruhových výrobků definovaného typu, se vychází z největší velikosti jejich průměru a úhlu sklonu roln. V tomto případě pracovní povrch roln tvoří jednodílný hyperboloid. Při návrhu profilů roln se zpravidla uvažuje největší průměr trubky z požadovaného sortimentu konkrétního stroje s tím, že rovnání trubek s menším průměrem se dosáhne zmenšením úhlu nastavením roln.



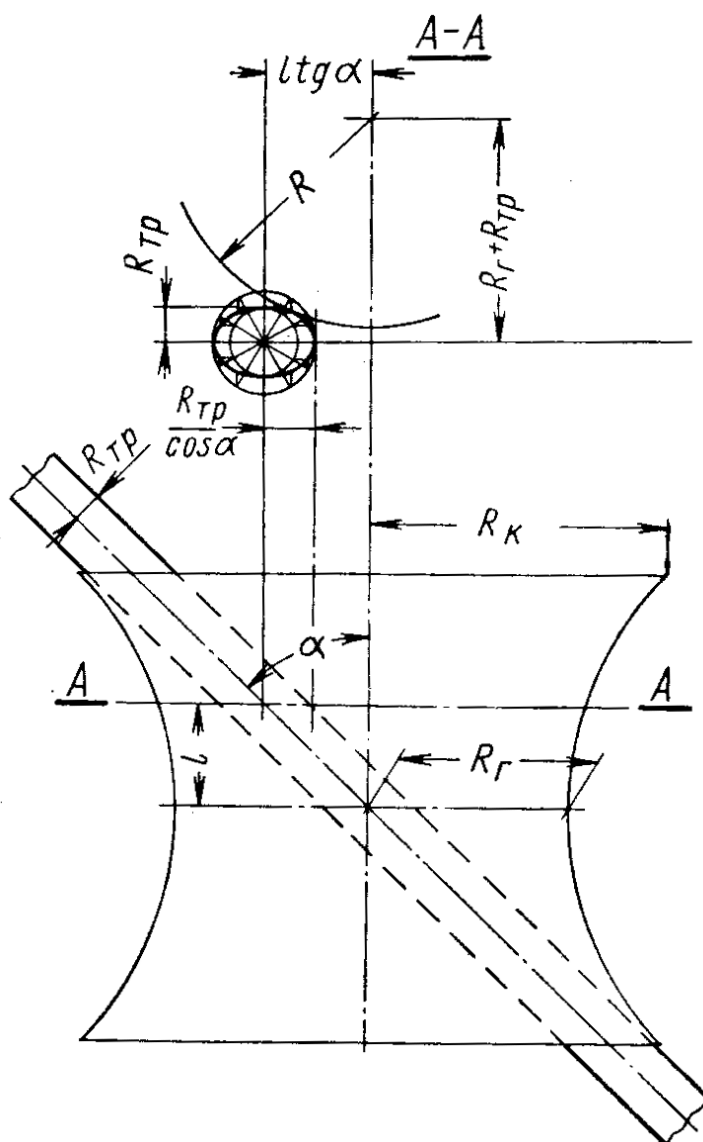
Obr. 18 Ukázka výrobní dokumentace profilované rolnací rolny používané v multi-rolnových rovnačkách

Hyperboloid profilu pracovního povrchu roln v dostatečné míře nezajišťuje dosedání kruhových trubek k povrchu roln po celé pracovní délce. To se vysvětluje tím, že válcová plocha a hyperboloid se teoreticky nedotýkají, ale protínají se. V praxi se tato nespojitost styku zjišťuje známým způsobem, který spočívá v tom, že se pracovní povrch roln natře křídou a po průchodu trubky se zkontrolují místa otěru křídou, která definují charakter styku. Byl stanoven předpoklad [19], že kruhové trubky válcované za tepla nemají ideálně válcový povrch (tvar válců se během práce stroje následkem opotřebení mění), proto není nutné striktně dodržet profily roln

vycházející z teoretické křivky a je možné tuto křivku nahradit několika kružnicovými oblouky. Ukázka výrobní dokumentace k rolně multi-rolnové rovnačky je na obr. 18.

Z důvodu technického pokroku ve výrobě tažení za studena trubek speciálního určení, jako jsou trubky pro jadernou energetiku, letecký a raketový průmysl, přesné strojírenství, potravinový průmysl nebo i elektrolytické leštěné trubky s vysokými požadavky na kvalitu povrchu, zvláště tenkostěnné a vícevrstvé trubky, v zásadě změnilo a zpřísnilo nároky na kvalitu profilování roln rotačních rovnaček. Toto se stalo impulsem k rozvoji nových, přesnějších teoretických metodik výpočtu profilů roln a technologických metod jejich výroby.

Pro návrh profilu roln a určení úhlového nastavení existuje několik metodik, která využívají vývojová oddělení výrobců rovnaček. Nicméně pro rovnačky s několika páry roln, v nichž je rovnání trubek prováděno hlavně ohýbáním mezi rolnami, profilování roln vychází z předpokladu, že se rovná trubka dotýká roln po celé jejich délce. Tento předpoklad značně zjednodušuje nastavení rovnačky a umožňuje mít shodné a zaměnitelné rolny. Takovýmto způsobem profilování jsou nejběžněji projektovány rolny používané v rovnačkách trubek [19].



Obr. 19 Konstrukční schéma procesu profilování rovnačích roln [2]

Při návrhu profilu rolen byly v praxi přijaty tyto následující termíny:

- R_{TR} - vnější poloměr trubky;
- R_{max} a R_{min} - vnější maximální a minimální rádius trubky v předepsaném rozsahu sortimentu;
- R - rádius rolny v průřezu, kolmo na její osu ve vzdálenosti l od poloviny rolny;
- R_M - maximální rádius rolny;
- l_M - délka poloviny rolny;
- R_K - rádius krčku rolny;
- α - úhel nastavení rolen, tj. ostrý úhel mezi osou trubky a rolny;
- α_{min} , α_{max} - úhly nastavení rolen pro trubku s maximálním a minimálním průměrem.

V řezu A – A na obr. 19 je průřezem pro rolnu kružnice s rádiusem R a pro trubku elipsa s poloosami R_{TR} a $\frac{R_{TR}}{\cos \alpha}$.

Jestliže x a y jsou souřadnice bodu dotyku trubky a rolny, pak souřadnice středu rolny [2]

$$\left. \begin{aligned} l \cdot \operatorname{tg} \alpha &= x + R \cdot \sin \beta \\ R_K + R_{TR} &= y + R \cdot \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (1.1)$$

kde β je úhel sklonu od společné tečny k ose X .

Úpravou rovnice elipsy v průřezu trubky a nahrazením souřadnice z rovnice elipsy v parametrickém stavu, získáme rovnice

$$\operatorname{tg} \beta = \cos \alpha \cdot \cos \varphi / \sin \varphi = \cos \alpha / \operatorname{tg} \varphi. \quad (1.2)$$

Z rovnice (1.2) byly hodnoty $\cos \beta$ a $\sin \beta$ nahrazeny do výrazu (1.1) a po úpravě byly získány parametrické rovnice profilu rolny, v závislosti na parametru φ [20]:

$$\left. \begin{aligned} R &= \frac{R_K + R_{TR} (1 - \sin \varphi)}{\sin \varphi} \sqrt{1 - \cos^2 \varphi \cos^2 \alpha} \\ l &= R_{TR} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varphi + (R_K + R_{TR}) \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \operatorname{ctg} \varphi \end{aligned} \right\}. \quad (1.3)$$

Tato soustava rovnic (1.3) pro mezní hodnoty plně koresponduje s fyzikální reprezentací kontaktu trubky a rolen.

Z výše uvedených výstupů lze dovodit:

Jestliže je osa rolny rovnoběžná s osou trubky, tj. $\alpha = 0$, pak $\varphi = \pi/2$, $R = R_K = const$ a $l = 0/0$, tj. osa rolny může být libovolné délky.

Jestliže $\alpha = \pi/2$, pak $\varphi = var$

$$R = R_K + R_{TR}(1 - \sin \varphi), \quad (1.4)$$

$$a \quad l = R_K \cdot \cos \varphi \quad (1.5)$$

Vzhledem k tomu, že minimální trubka v daném rozsahu průměrů má nejnižší tuhost a nejvyšší rychlost rotace kolem své osy, k vytvoření profilu rolny se doporučuje také použít nejmenší z daného rozsahu průměrů trubek. Pro $R_{TR} = R_{min}$, $\alpha = \alpha_{min}$ a parametru φ můžeme dávat různé hodnoty v rozmezí do 90° a menší, pak rovnicemi (1.4) a (1.5) je dána aktuální hodnota R a l až dokud se hodnota $l = l_M$. Některými hodnotami R a l , získanými tímto způsobem, je tvořen vlastní profil rolny pro trubku R_{min} . Krajiní obvody těchto profilů se pro jednodušší zachycení trubek zaoblují.

Pro $\alpha < 25 \dots 30^\circ$ je profil rolny reprezentován jako kruh o poloměru r , který je určen podle vzorce:

$$r = \frac{(R_M - R_K)^2 + l_M^2}{2(R_M - R_K)}$$

Je zjištěné, že pokud je $\alpha > 30^\circ$, pak se tato kružnice velmi liší od skutečného profilu rolny.

Pokud jde o specifikaci úhlů nastavení rolen při změně na další průměru rovných trubek je nutné poukázat na to, že to řešením soustavy rovnic není možné, proto byla použita přibližná metoda pro transformaci soustavy rovnic a získán následující vztah [2]:

$$\alpha'_{max} = (\alpha_{max} - \alpha_{min}) \frac{R'_{max} - R_{min}}{R_{max} - R_{min}} + \alpha_{min}$$

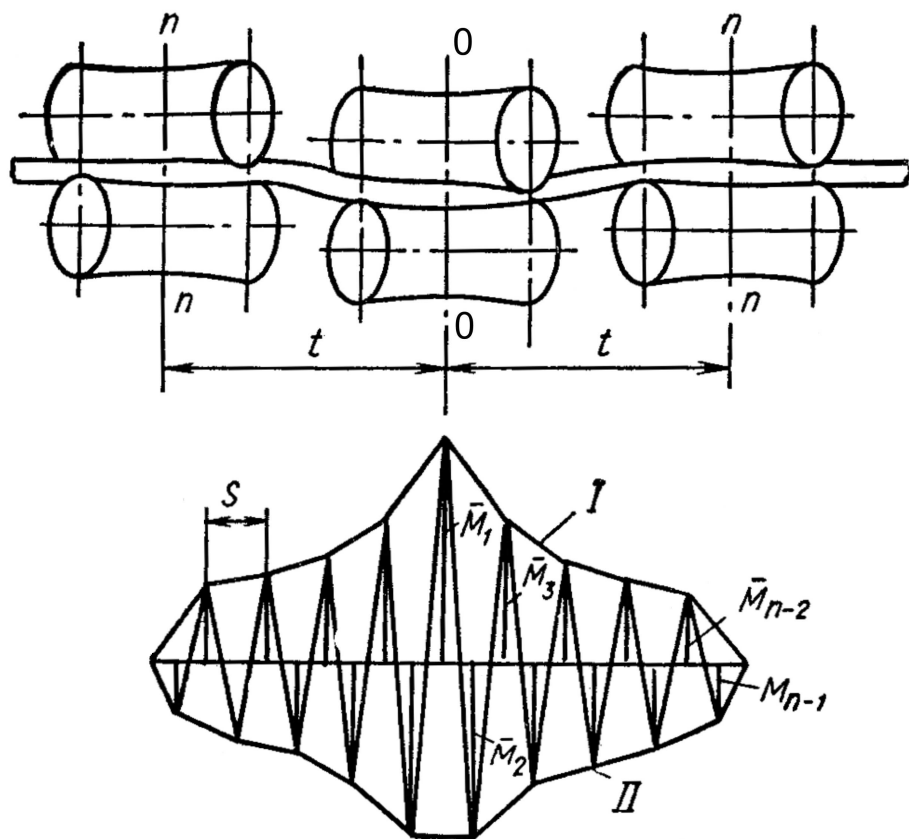
Na základě matematické analýzy podmínek kontaktu profilu rolen se dvěma trubkami různých průměrů, provedené pomocí navržené přibližné metody pro změnu nastavení a řadách dalších předpokladů, je výsledkem následující doporučení pro omezení rozsahu rovných trubek na jedné sadě rolen [21]:

$$\text{pro konvenční rovnačky} \quad \frac{D_{TR.max}}{D_{TR.min}} = 4 \div 5;$$

$$\text{pro rovnačky s úhlem nastavením rolen} \quad \alpha \geq 45^\circ \quad \frac{D_{TR.max}}{D_{TR.min}} = 2 \div 3.$$

Popsaná metodika profilování bere v úvahu jen geometrické vlastnosti, které zajišťují plný kontakt mezi profilem rolen a rovnou rovnanou trubkou. Avšak u multi-rolnových rovnaček vzhledem k rovnání ohybem je v kontaktu zdeformovaná trubka s profilem rolen, čili je nutné brát v úvahu registraci pružně-plastické deformace zdeformované trubky během procesu rovnání.

Z výše uvedeného je zřejmé, že návrh profilování rolen by se měl provádět s ohledem na schéma rovnání (obr. 20). Pro vyřešení tohoto problému bylo navrženo profilování [21], které eviduje ohýbání trubky během procesu rovnání. Příkladem je rovnání na šesti-rolnové rovnačce trubek, kde je trubka reprezentována jako nosník, který je na koncích vetknutý a zatížený uprostřed. Kromě tohoto je dále brán v úvahu nejen jednorázový ohyb trubky (od prostředního páru rolen), ale veškerý souhrn střídavých ohybů způsoben rotací trubky během rovnání [2,19]



Obr. 20 Schéma výpočtu profilování rolnacích rolen při uvažování deformace (I – pro lichý počet ohybů, II – pro sudý počet ohybů) [21]

Při zpracování metodiky byla přijata hypotéza, že při rovnání na kosoúhlých rovnačkách je plocha na obvodu namáhána momentem, klesajícím od prostředního páru rolen směrem k vnějším. Analogicky lze popsat rovnání na rovnačce se střídavě rozmístěnými rolnami. Stoupání šroubovice této obvodové plochy je maximálně [2]:

$$s' = 0,5 \cdot \pi \cdot D \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

kde s' - posuv trubky za jednu půlotáčku;

D - průměr trubky;

α - úhel nastavení rolen k ose rovnání.

V průřezu 0 – 0 je relativní ohybový moment $\overline{M} = \overline{M}_{\max}$,

V průřezích n – n je hodnota $\overline{M} = 0$

Ve zbývajících i-tých průřezích $0 < \overline{M} < \overline{M}_{\max}$.

Aktuální průhyby y_i charakteristicky zakřivené osy trubky, byly zjištěny jako průhyby od fiktivní síly nosníku ve formě zátěžné plochy fiktivního ohybového momentu \overline{M}_i násobený koeficientem $2\sigma_T/ED$ [2].

Průhyb osy trubky y_i byl odvozen od dvou poloh trubky posunutých jedna vůči druhé o polovinu otáčky, což odpovídá sudým a lichým jednostranným průhybům y_i' a y_i'' . Jejich střední hodnota pak vyjadřuje průhyb osy $y_i = 0,5(y_i' + y_i'')$.

Pro určení profilu rolen tlakového páru (středního páru rolen u šesti-rolnových rovnaček) byly použity rovnice poloměrů tvořících kulových ploch [19]:

$$R_i = \sqrt{(R_K + R_{stř} \pm y_i)^2 + l_i^2 \sin^2 \alpha} - R_{stř} \quad (1.6)$$

kde R_K - poloměr krčku rolny;

$R_{stř}$ - střední rádius trubky;

l_i - aktuální vzdálenost od krčku rolny do středu tvořící kulové plochy v podélné ose rolny;

$$l_i = 0,5 \cdot i \cdot s \quad (i - \text{pořadové číslo průřezu}).$$

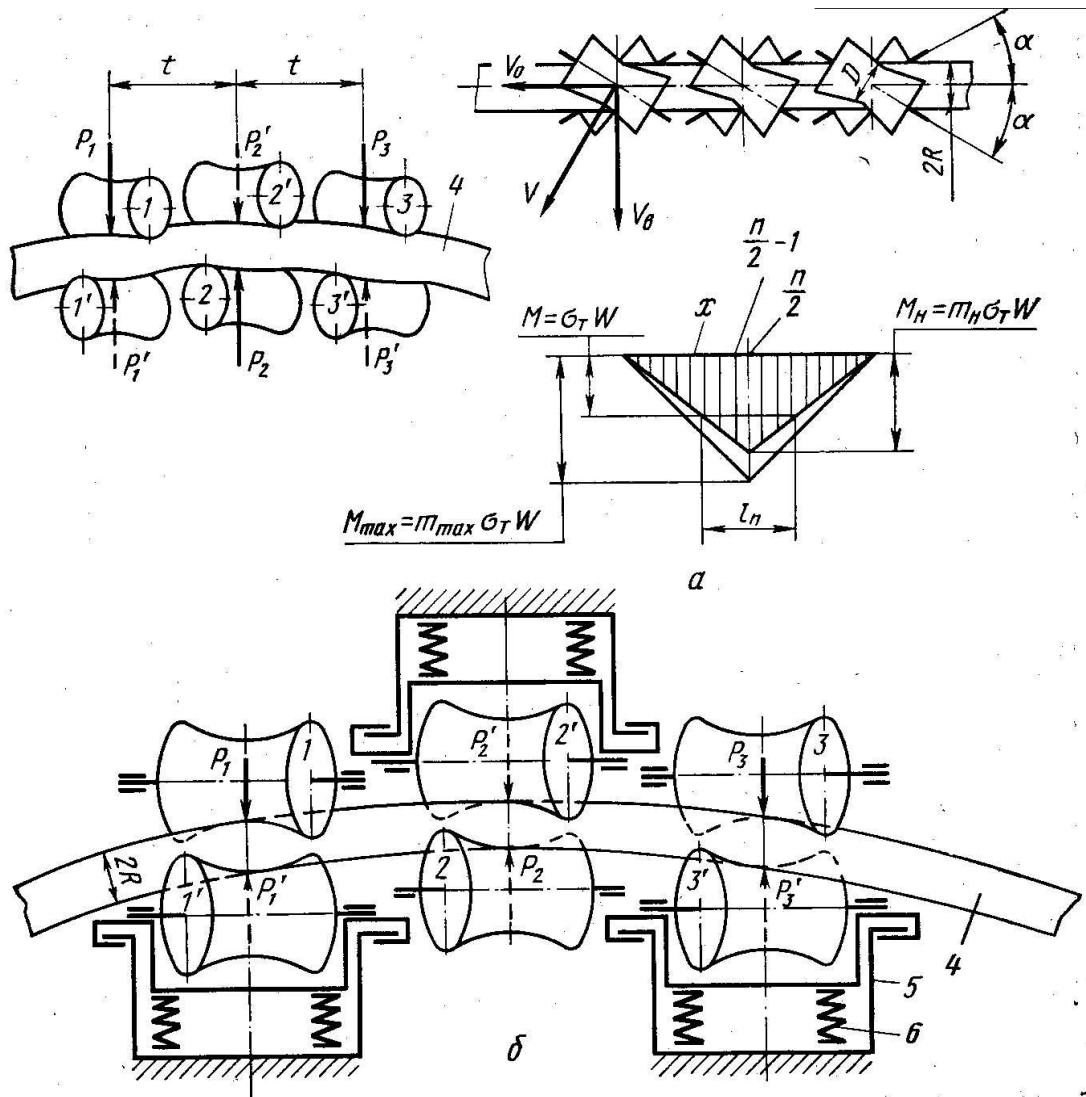
Jak pro sudé, tak i pro liché jednostranné ohyby byly přijaty absolutní střední hodnoty y_i . V rovnici (1.6) se pak hodnota y_i při výpočtu horních ohýbacích rolen nastavuje znaménko plus a při výpočtu spodních rolen znaménko mínus.

Jak je však uvedeno v některých jiných studiích [19,21] evidence deformace zdaleka není úplná. Navíc ani jedna z vyvinutých metodik neřeší problematiku definice s dostatečnou přesností nastavení úhlů rolen a to zejména při přechodu na jiný průměr (odlišný od vypočteného průměru) rolnané trubky na konkrétní rovnačce. V praxi je velmi obtížné najít správný úhel rolen, který eliminuje ztráty stability průřezu trubek vedoucí k ovalizaci, a při relativně tenké stěně trubek i k výskytu vlnitosti, tj. výsledkem je pak neopravitelný zmetek.

2.6. Metody výpočtu stavu napjatosti a deformace trubek při procesu rovnání trubek

Ohyb trubek při rovnání na multi-rolnových rotačních rovnačkách je prováděn v různých rovinách kolmo na průřez trubky [17 až 19].

Pro šesti-rolnové rovnačky (obr. 21) je rovnaný produkt umístěn mezi šikmo nastavenými rolkami, kterými je ohýbán a dostává axiální a rotační pohyb [2].



Obr. 21 Konstrukční schéma energeticko-silových parametrů při rovnání trubek ohýbáním na šesti-rolnové rovnačce [2]

Vztah mezi rychlostí rotace rovnačích rol, axiální rychlostí v_0 a rotačním pohybem rovnaného produktu v_e je na obr. 21 a lze to vyjádřit takto:

$$v_0 = v \cdot \sin \alpha; \quad (1.7)$$

$$v_e = v \cdot \cos \alpha; \quad (1.8)$$

$$\frac{v_0}{v_e} = \operatorname{tg} \alpha. \quad (1.9)$$

Při průchodu rovnačkou je každý řez podroben určitému počtu n cyklů střídavé deformace ohybem, což dále vede k požadovanému efektu rovnání podélného zakřivení. Potřebný průhyb pro rovnání se zajistí přesazením středního páru roln nahoru, resp. dolů. Od takového průhybu působí hlavní síly na střední dolní rolnu a dvě krajní horní rolny.

V této kapitole jsou za hlavní produkty pro rovnání na šesti-rolnových rovnačkách uvažovány kruhové trubky s ovalitou do 5% z jejich vnějšího průměru. Zbytková křivost po rovnání je menší než 1 mm na 1 m délky [2,17,19]. Maximální průhyb byl stanoven z podmínek přípustné plastické deformace vláken na povrchu rovnáního produktu. Z těchto podmínek je pak mezní koeficient elasticity při ohybu [2]:

$$k_{\min} \geq \frac{\sigma_T}{E \cdot \left(\beta \cdot \delta + \frac{\sigma_T}{E} \right)}, \quad (1.10)$$

kde: k_{\min} - minimální přípustný koeficient elasticity při ohybu;
 β - bezpečnostní faktor, který bere v úvahu cyklické zatížení a rozsah vad v rovnáním materiálu (pro ocel $\beta = 0.1 \div 0.05$);
 δ - relativní trvalé deformace materiálu do porušení;
 $\beta \cdot \delta + \frac{\sigma_T}{E}$ - přípustná relativní deformace materiálu.

V případech, kdy pro rovnání materiál není stanoveno omezení maximálního mezního prodloužení a tlak rolny na trubku, stanovuje se minimální přípustný poměr elasticity takto:

$$M_{\max} = P_R \cdot t / 2, \quad (1.11)$$

kde: M_{\max} – maximální ohybový moment;
 P_R – síly působící na rolnu;
 t – vzdálenost mezi podpěrami při průhybu.

Relativní moment pružně-plastických deformací při ohybu jednoznačně souvisí s koeficientem elasticity a poměrem vnitřního poloměru trubky ku vnějšímu:

$$\lambda = r / R \quad (1.12)$$

Vyjádřením maximálního ohybového momentu pomocí relativního obdržíme:

$$m_{\max} \cdot \sigma_T \cdot W = P_R \cdot t / 2$$

$$\text{odkud } m_{\max} = \frac{P_R \cdot t}{2 \cdot \sigma_T \cdot W} \quad (1.13)$$

kde W - hodnota průhybu

Pro maximální křivost trubky v místě pod tlakovou rolnou byla přijata tato rovnice [2]:

$$\chi_{n/2-1} + \chi_{n/2} - \chi_{y.n/2-1} = \frac{\sigma_T}{E \cdot R \cdot k_{\min}} \quad (1.14)$$

kde: n – celkový počet střídavých deformací v procesu rovnání trubky

$$\chi_{y.n/2-1} = \frac{1}{\rho_{y.n/2-1}} - \text{zpětná elastická křivost při } (n/2 - 1) \text{-tém cyklu ohybu;}$$

$\rho_{y.n/2-1}$ - poloměr křivosti v $(n/2 - 1)$ -tém cyklu ohybu;

$$\chi_{n/2} = \frac{1}{\rho_{n/2}} \text{ a } \chi_{n/2-1} = \frac{1}{\rho_{n/2-1}} - \text{křivost při daném cyklu ohybu a křivost při cyklu}$$

jemu předcházejícím;

R – poloměr rolny

Předpokládá se, že rozdíl mezi křivostí výrobku v sousedních cyklech ohýbaní je malý, proto rovnici (1.14) lze zapsat ve formě [17]:

$$2\chi_{n/2} - \chi_{y.n/2} = \frac{\sigma_T}{E \cdot R \cdot k_{\min}} \quad (1.15)$$

Znalost k_{\min} umožňuje určit křivost výrobků při elastické vydatnosti podle zákona o odlehčení a potom i jeho křivost při maximálním cyklu plastických deformací z následujících rovnic [17]:

$$\left. \begin{aligned} \chi_{y.n/2} &= m\sigma_T W/R \\ \chi_{n/2} &= \frac{\sigma_T}{2ERk_{\min}} + m_{\max} \frac{\sigma_T}{2ER} \end{aligned} \right\} \quad (1.16)$$

Je třeba brát v úvahu, že křivost počátečního stavu trubky definuje hodnotu ohybového momentu, který následně definuje průhyb jednotlivých částí trubky v každém cyklu plastické deformace [2]:

$$\chi_{n/2} = \chi_{en/2} = \frac{\sigma_T}{ERk_{en/2}} \quad (1.17)$$

kde: $k_{en/2}$ – koeficient elastické zóny při ohýbání do nastavené hodnoty průhybu.

Po dosazení a vyřešení získaných rovnic dostaneme [2]:

$$k_{en/2} = \frac{2}{\frac{1}{k_{\min}} + m_{\max}} \quad (1.18)$$

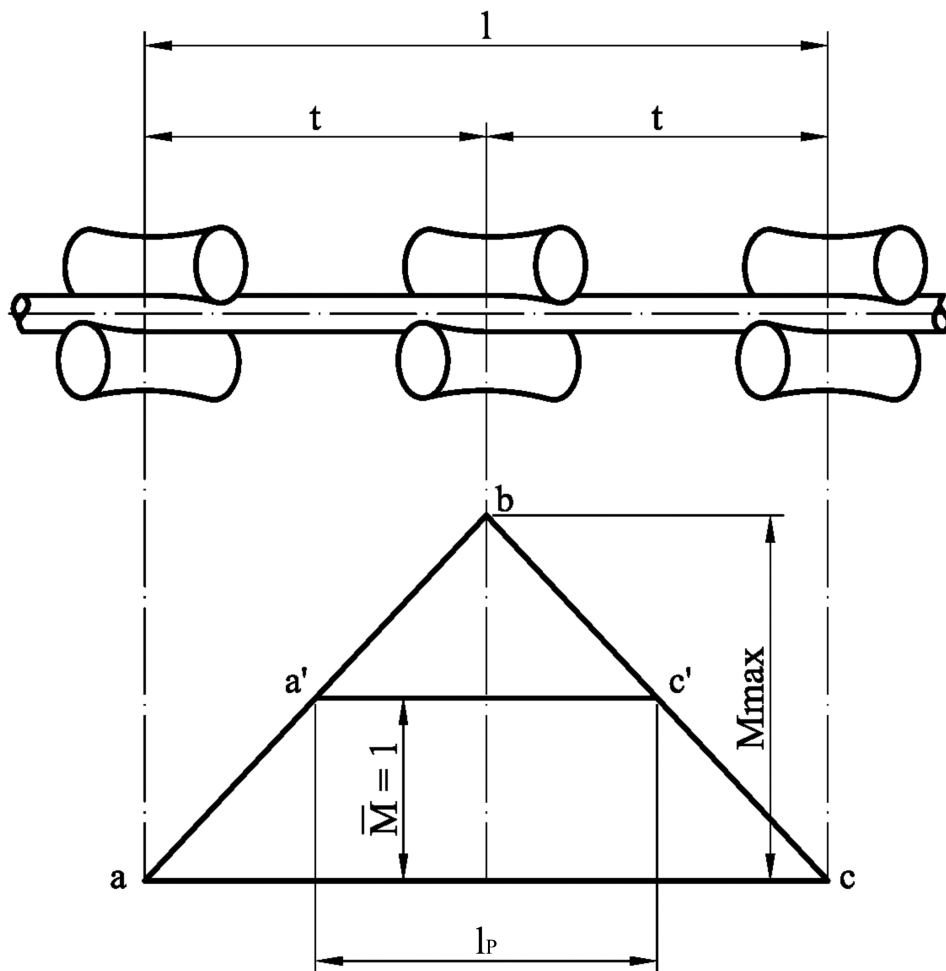
Velmi často se pro správné rovnání volí takové nastavení průhybu, při kterém vlastní obvod rovné trubky je namáhán jen pružnou deformací a zakřivené trubky pružně-plastickou. V tom případě při rovnání rovných trubek nejsou tyto trubky procesem rovnání poškozeny.

Síly rovnání, které jsou orientovány z pohledu rovnicích rolen se definují ze vzorce:

$$P_2 = 2 \cdot \frac{M}{t} = \frac{(2\sigma_T \cdot S)}{t}$$

$$P_1 = P_3 = \frac{M}{t} = \frac{(\sigma_T \cdot S)}{t} \quad (1.19)$$

V případě nejvíce rozšířeného rovnání na šesti-rolnových rotačních rovnačkách diagram ohybovému momentu představuje přibližně trojúhelník *abc* (obr. 22) kde výška trojúhelníku je \bar{M}_{\max} . Krajní body plastické deformace v délce l_p odpovídají hodnotám $\bar{M} = 1$ [19].



Obr. 22 Konstrukční schéma s diagramem ohybového momentu při rovnání trubek na šesti-rolnové rovnačce [2]

Z podobnosti trojúhelníků abc a $a'b'c'$ je délka plastické deformace definována jako

$$l_p = l \cdot \left(1 - \frac{1}{M_{\max}}\right) \quad (1.20)$$

kde l – vzdálenost mezi vstupním a výstupním párem rolen
Délka pružné deformace

$$l_E = \frac{l - l_p}{2} = \frac{l}{2 \cdot \overline{M}_{\max}} \quad (1.21)$$

Rychlost posuvu požadovaná pro zajištění nutného času pro vznik pružné deformace, byla stanovena jako

$$v_E \leq \frac{l - l_p}{2 \cdot t_E} \quad (1.22)$$

kde t_E - doba narůstání pružné deformaci.

Při rovnání $t_E = 0,001 \div 0,01$ sec [17-19].

Rychlost posuvu, potřebná pro zajištění nutného času pro vznik plastické deformace, byla stanovena vztahem

$$v_p = 0,5 \cdot l_p \cdot \frac{u_p}{\varepsilon} \quad (1.23)$$

kde u_p - rychlost růstu plastické deformace

ε - poměrná deformace krajních vláken

V tomto případě se předpokládá, že rychlost růstu $u_p = 0,01 \div 1$ sec⁻¹ [19].

Vzhledem k tomu, že pro rovnání trubek z legované oceli (s nižší tvárností) je nutná delší doba narůstání deformací než v případě uhlíkových, je doporučeno takové trubky rovnat při nižších rychlostech. Kromě toho bylo zjištěno, že v malých rychlostech se musí provádět rovnání trubek z titanových a hořčíkových slitin, které disponují malou tvárností a bortí se při rovnání za zvýšených rychlostí.

Z podmínky $v_E = v_p$ vyplývá, že

$$l = l_p \left(1 + t_E \frac{u_p}{\varepsilon}\right). \quad (1.24)$$

Za předpokladu průměrných hodnot $t_E = 0,005$ sec; $u_p = 0,5$ sec⁻¹ a $\varepsilon = 0,005$, podle (1.24) byla získána průměrná hodnota $l = 1,5 \cdot l_p$

V případě, že

$$l = n \cdot t$$

kde n – počet roztečí párů rolen

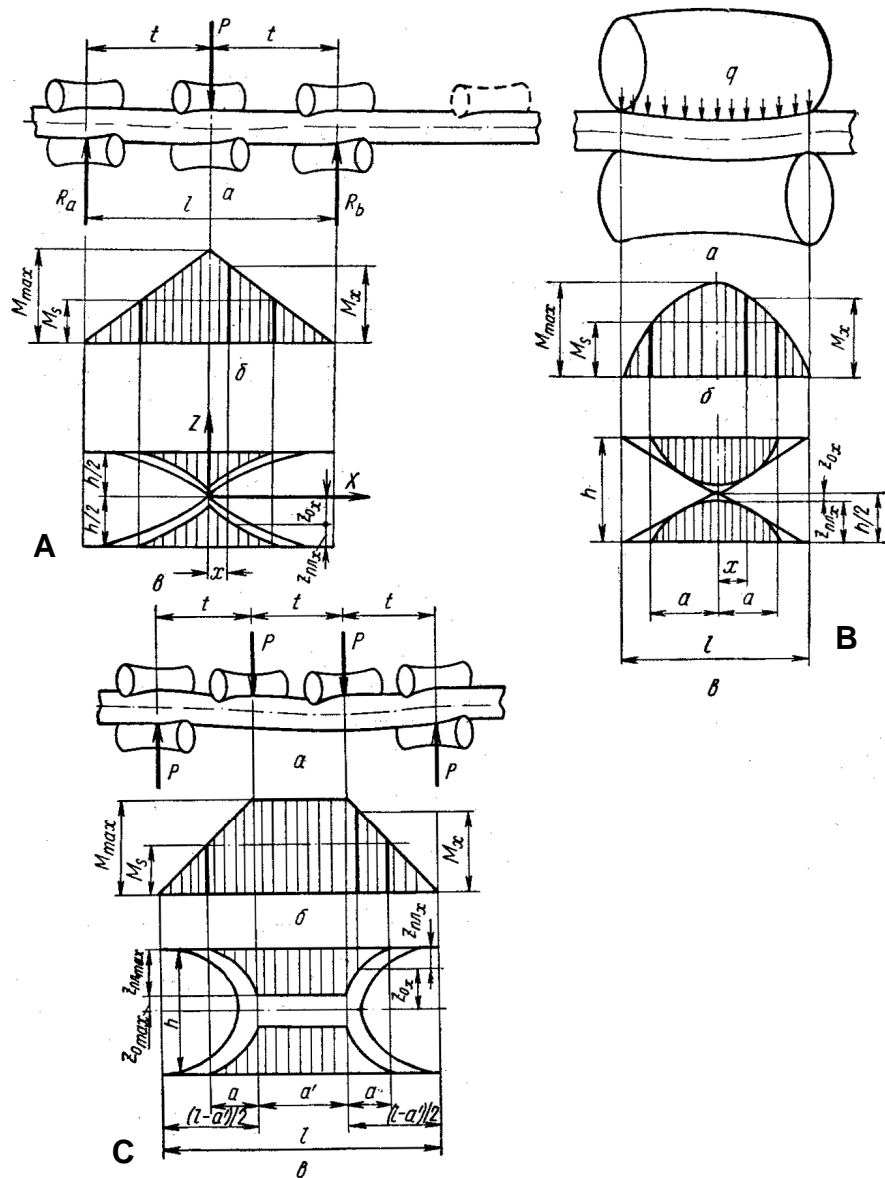
t – rozteč párů rolen

K zajištění rovnání s požadovanou rychlostí deformace musí rozteč rolen být:

$$t = \frac{l}{n} = \frac{1,5 \cdot l_p}{n} \quad (1.25)$$

Pro stroje s $n = 2$

$$t = 0,75l_p \quad (1.26)$$



Obr. 23 Schéma zatěžování při rovnání na rotačních rovnačkách - rozmístění rolen, diagram ohybového momentu a diagram rozložení zón plasticity [21].

A – rovnání soustředěnými silami,

B – rovnání rovnoměrně rozloženým zatížením,

C – rovnání čistý obloukem

Obr. 23 znázorňuje grafy délky úseku plastické deformace v závislosti na průměru kruhového profilu $l_p = f(D)$, ze kterých je zřejmé, že se zvětšujícím se průměrem roste požadovaná délka úseku plastické deformace.

Znázorněné grafy na obr. 23 se používají k nalezení optimální hodnoty rozteče roln. Efektivnost rovnání kruhových výrobků na rotačních rovnačkách (přesnost a rychlost rovnání) záleží hlavně na množství střídavých pružně-plastických deformací ohybem a poměru plastické a elastické zóny v centru rovnání.

Jsou známá tři principiální schémata působení sil na kruhové trubky při rovnání mezi rolnami pod nastaveným úhlem: multi-rolnové rovnání jednou nebo několika soustředěnými silami, dvou-rolnové rovnání rovnoměrně rozloženým zatížením a multi-rolnové rovnání čistým obloukem (obr .23).

Počet střídavých ohybů při rovnání je pak:

$$n_{STR} = \frac{2 \cdot l_p}{\pi \cdot D \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (1.27)$$

kde l_p - délka zóny pružně-plastické deformace v centru rovnání

D - průměr ocelové trubky

α - úhel sklonu roln k ose rovnání

Při rovnání na multi-rolnových rovnačkách soustředěnými silami je počet střídavých ohybů:

$$n_{STR} = \frac{2 \cdot t \cdot (n_R - 1) \cdot \left(1 - \frac{1}{\overline{M}_{\max}}\right)}{\pi \cdot D \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (1.28)$$

zde t - rozteč párů roln;

n_R - počet párů roln;

\overline{M}_{\max} - maximální ohybové moment rovnání M_{\max} v podílu nejvyšším momentu pružného ohybu M_s .

V případě rovnání na rovnačkách se třemi páry roln ($n_R = 3$) je počet střídavých ohybů [19]

$$n'_{STR0} = \frac{4 \cdot t \cdot \left(1 - \frac{1}{\overline{M}_{\max}}\right)}{\pi \cdot D \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (1.29)$$

Při rovnání na dvou-rolnových rovnačkách s jednou konkávní a druhou konvexní (nebo válcovou) rolnou při rovnoměrně rozloženém zatížení je počet střídavých ohybů:

$$n''_{STR} = \frac{2 \cdot l \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{\bar{M}_{\max}}}}{\pi \cdot D \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (1.30)$$

kde l – pracovní délka konkávní podpěrné rolny

Při rovnání čistým obloukem na čtyř-rolnových rovnačkách s rovnoměrně rozloženými rolnami je počet střídavých ohybů:

$$n''_{STR} = \frac{2 \cdot t \cdot \left[2 \cdot \left(1 - \bar{M}_{\max}^{-1} \right) + 1 \right]}{\pi \cdot D \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (1.31)$$

Pro porovnání efektivnosti rovnání na nejrůznějších rovnačkách podle množství střídavých ohybů byl zaveden koeficient množství střídavých ohybů:

$$k_{STR} = \frac{n_{STR}}{n_{STR0}} \quad (1.32)$$

kde n_{STR} – počet střídavých ohybů na daném typu rovnačky

n_{STR0} – počet střídavých ohybů na rovnačce se třemi páry roln [19]

Podle rovnice (1.32) pak pro multi-rolnové rovnačky při rovnání soustředěnými silami

$$k'_{STR} = 0.5 \cdot (n - 1) \quad (1.33)$$

Pro dvou-rolnové rovnačky s vypuklými i konkávními rolnami při rovnání rovnoměrně rozloženým zatížením, dostaneme (vzhledem k $l = 2 \cdot t$ a počítáním úhlu sklonu roln jako polovinu úhlu sklonu válců multi-rolnových rovnaček, jehož hodnota je $\alpha_D = 30^\circ$) vztah:

$$k'_{STR} = 2,5 \cdot \bar{M}_{\max} / \bar{M}_{\max} - 1 \quad (1.34)$$

Pro stroje se čtyřmi rovnoměrně rozloženými rolnami při rovnání čistým ohybem

$$k''_{STR} = 2 + \bar{M}_{\max} / \bar{M}_{\max} - 1 \quad (1.35)$$

Přehled hodnot k_{STR} pro případ rovnání trubek kruhového průřezu v dokonalém stavu ($\bar{M}_{\max} = 1,7$) je uveden v tabulce 1.1.

Jak vyplývá z (1.33) – (1.35) počet střídavých ohybů při rovnání na rotačních rovnačkách narůstá se zvětšováním rozteče roln a počtu párů roln a se zmenšováním úhlu natočení roln k ose rovnání.

Zvětšení rozteče párů roln t je omezeno předpokladem přechodu kruhových trubek z jednoho páru roln do druhého, kdy je kladen požadavek na dostatečně malý průhyb vyložené části a tím i malé rozteče s tím, aby se zajistil dostatečně velký

maximální ohybový moment rovnání \overline{M}_{\max} . Proto je zvětšení rozteče párů roln neracionální. A navíc je vhodné zmenšovat rozteče párů roln, což vede k zvyšování maximálního ohýbacího momentu rovnání.

Zvýšením počtu párů roln, jak je zřejmé z tabulky 1.1, se značně zvyšuje počet ohybů a tudíž i přesnost rovnání. To souvisí i s optimálním rozestavením roln v rovnáče u většího počtu párů roln.

Proces rovnání kruhového válcovaného materiálu spočívá v působení postupně stoupajícího a následně klesajícího ohýbacího momentu. Na obr. 1.21 je ukázán sled změny deformace vláken v jednom z průřezů [2] při různých schématech rovnání.

Způsob rovnání	Počet párů roln n	Koeficient počtu střídavých ohybů k_{STR}
Multi-rolnové rovnáčky s jednou nebo několika soustředěnými silami	3	1,0
	4	1,5
	5	2,0
	6	2,5
	7	3,0
	8	3,5
Dvou-rolnové rovnáčky s rovnoměrně rozloženým zatížením	1	2,0
Čistý obloukem ve stejně vzdálených rolnách	4	2,8

Tabulka 1 Přehled hodnot k_{STR} pro případ rovnání trubek kruhového průřezu

v dokonalém stavu pro $\overline{M}_{\max} = 1,7$

Metodika pro stanovení předpokládaného zatížení vychází z těchto základních předpokladů [21]:

- rovnaný materiál je ideálním pružně-plastickým, tj. při napětí vyšší meze kluzu je ideálně plastický.
- hypotéza plochých Bernoulli průřezů zevšeobecněná pro pružně-plastické deformace. V tomto případě rovinný příčný průřez se zachovává plochý po ohybu a prodloužení vláken se mění úměrně jejich vzdálenosti od neutrální osy.
 - ohybová čára kulatých výrobků se shoduje s jeho neutrální osou.
- rovnaný kruhový výrobek má tvar dokonalého kruhu a trubky mají stejnou tloušťku stěny v celém průřezu.

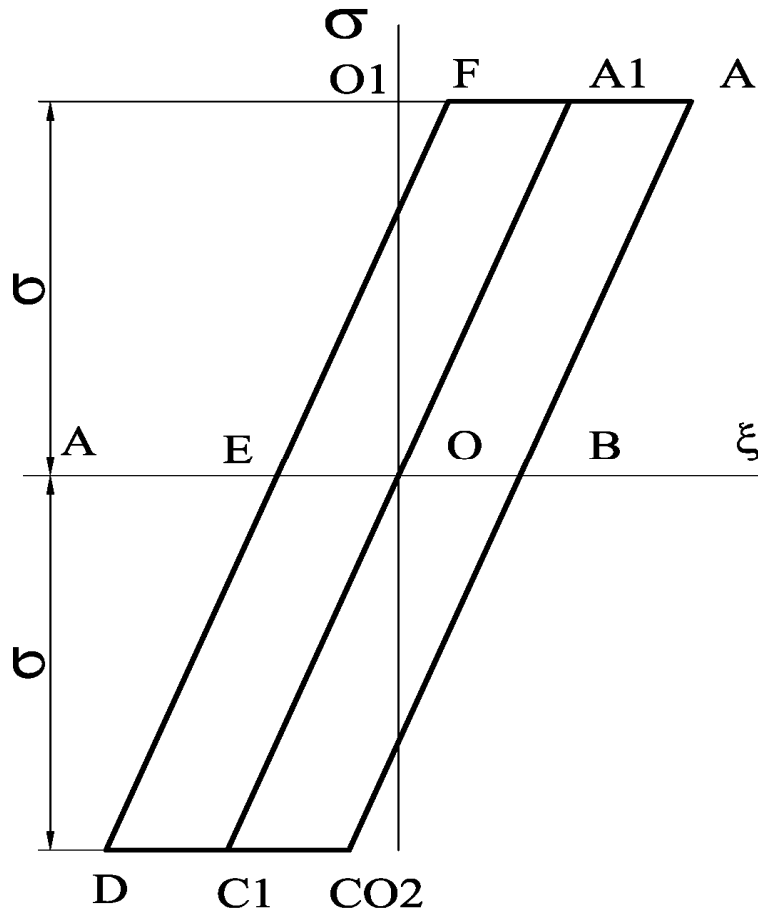
V souladu s přijatým předpokladem hysterezní křivky při opakujícím se prodloužení a kontrakci ideálně pružně-plastického materiálu jsou zobrazeny na obr. 24. V grafu čára O1A1 ohraničuje poměrné pružné deformace a čára O1A – celkové relativní prodloužení této vrstvy. Po odlehčení se pružné deformace ztrácí a zůstávají jen plastické [2].

$$OB = O_1A - O_1A_1 = \varepsilon_z - \varepsilon_s \quad (1.36)$$

Relativní deformace vlákna o základní křivosti $\frac{1}{\rho_1}$ při zpětném ohybu z rádiusu

ρ_2 bude [21]:

$$\varepsilon = O_1 A + O_2 D = \varepsilon_{z1} + \varepsilon_{z2} \quad (1.37)$$



Obr. 24 Hysterezní diagram cyklicky se opakujícího prodloužení a kontrakce ideálně plastického materiálu [2].

Obrázek 1.22 ukazuje, že

$$\varepsilon_z = \frac{\Delta L}{L} = \frac{z}{\rho} \quad (1.38)$$

pak

$$\varepsilon = \frac{z}{\rho_1} + \frac{z}{\rho_2} = z \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \quad (1.39)$$

což odpovídá teoretickému odvození [21].

označující

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \quad (1.40)$$

$$\varepsilon = \frac{z}{\rho} \quad (1.41)$$

pro souřadnice z_0 :

$$\varepsilon_0 = \frac{z_0}{\rho} \quad (1.42)$$

Vzhledem k tomu, že $\varepsilon_0 = \frac{\sigma_T}{E}$ a $z_0 = k \cdot R_{TR}$ úpravou získáme vzorec:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\sigma_T}{E \cdot k \cdot R_{TR}}; \varepsilon = \frac{z \cdot \sigma_T}{E \cdot k \cdot R_{TR}}; \omega_z = \frac{z \cdot \sigma_T}{k \cdot R_{TR}}, \quad (1.43)$$

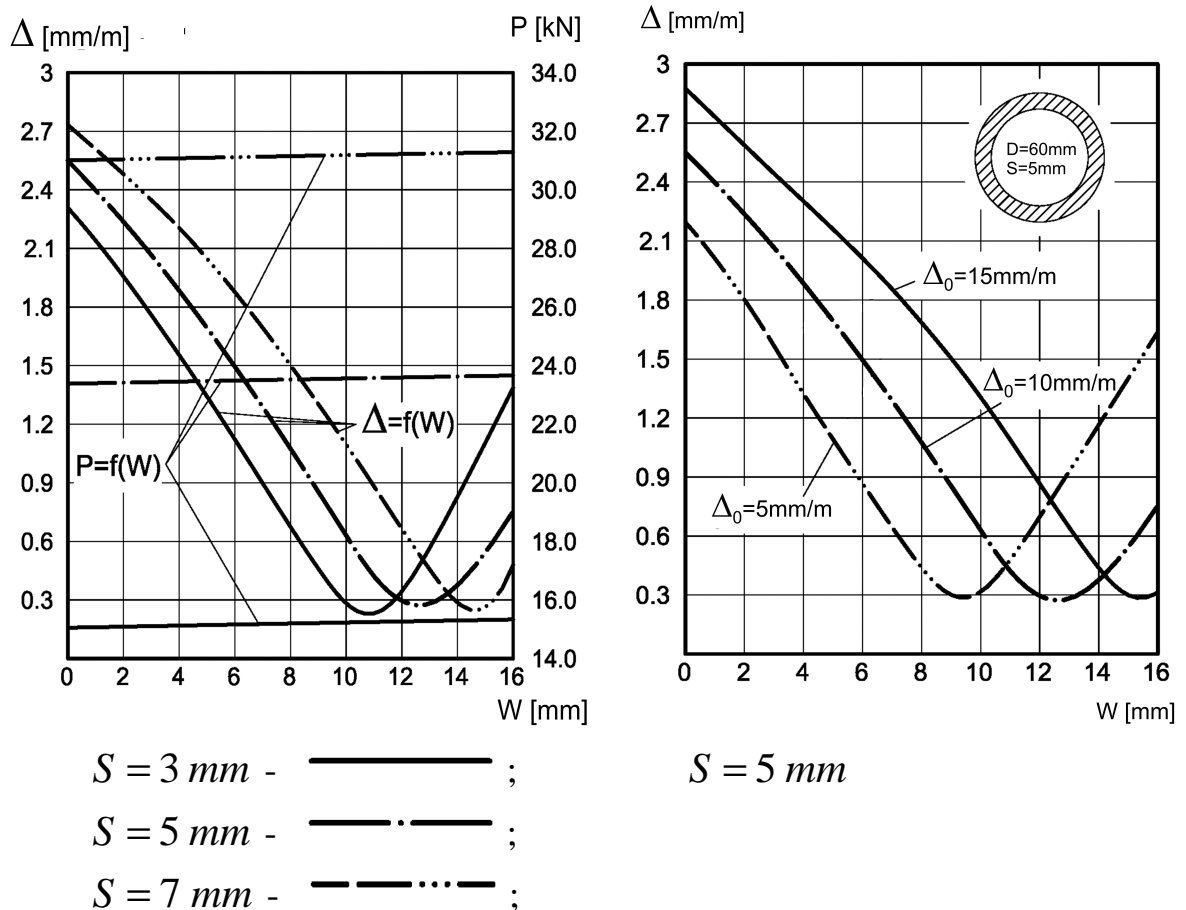
kde: k – koeficient pronikání plastické deformace

Je nutno poukázat, že výše uvedené výsledky teoretických studií našly svoje uplatnění především při výběru typu rovnaček a navržení počtu páru roln používaných pro kvalitní rovnání. Nicméně tyto výsledky neodráží v plné míře otázku volby parametrů nastavení roln rovnaček na jeden nebo druhý typ rovaných kruhových trubek a také problém návrhu profilu roln rovnaček zvoleného typu.

2.7. Konstrukční požadavky na rovnačky vymezené technologickými podmínkami procesu rovnání

Jak je patrné z výsledků technicko-ekonomické analýzy uskutečněných v rámci předchozích výzkumů [2], jedním z nejvíce perspektivních technologických schémat rovnání trubek a trubkových polotovarů je proces rovnání na multi-rolnových rotačních rovnačkách. Zde je klíčová právě změna nastavené hodnoty přesazení tlakových roln W , při které se jako následek příslušné změny mění též poloměr křivosti ρ , která zajišťuje požadovanou konečnou křivost χ rovaných produktů po celé jejich délce.

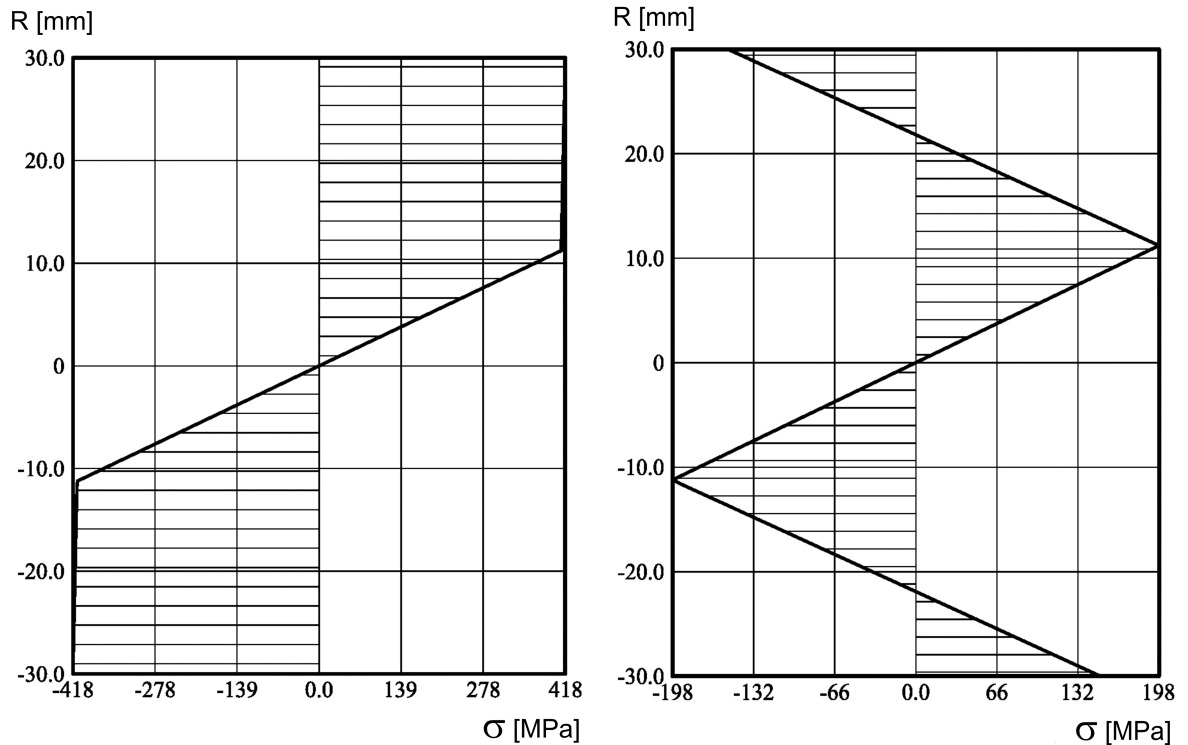
Konkrétně jsou tyto výsledky kvantitativní analýzy daného výrobního schématu představeny na obr. 25 - 29 ve formě vypočtených konečných křivostí Δ , hodnot síly P , rozložení napjatosti v průřezu trubky při rovnání v závislosti na počáteční křivosti rovaných produktů Δ_0 , přesazení tlakové rolny W a také množství střídavých ohybů v rolnách rovnačky n_{STR} .



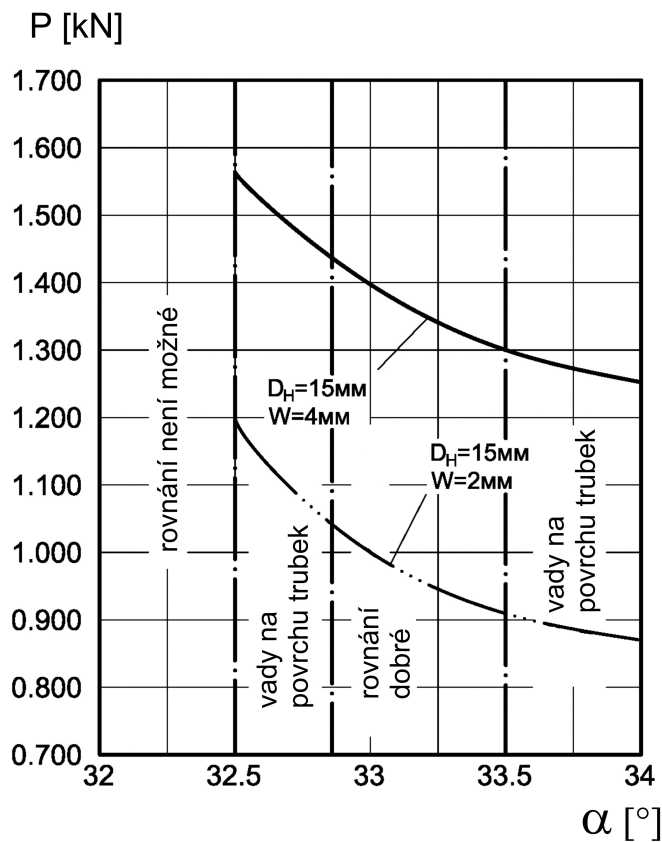
Obr. 25 Závislost výsledné křivosti trubky Δ a síly rovnání P od přesazení prostředního páru roln W pro případ rovnání trubky průměru $D = 60 \text{ mm}$ z nerezové oceli 1.4305 na rozteči 560 mm při různých tloušťkách stěny S i rozdílnou počáteční křivostí Δ_0 [2]

Zpracováním, analýzou a zobecněním těchto představitelů získaných výsledků v rámci vědeckého i experimentálního výzkumu lze konstatovat následující [2]:

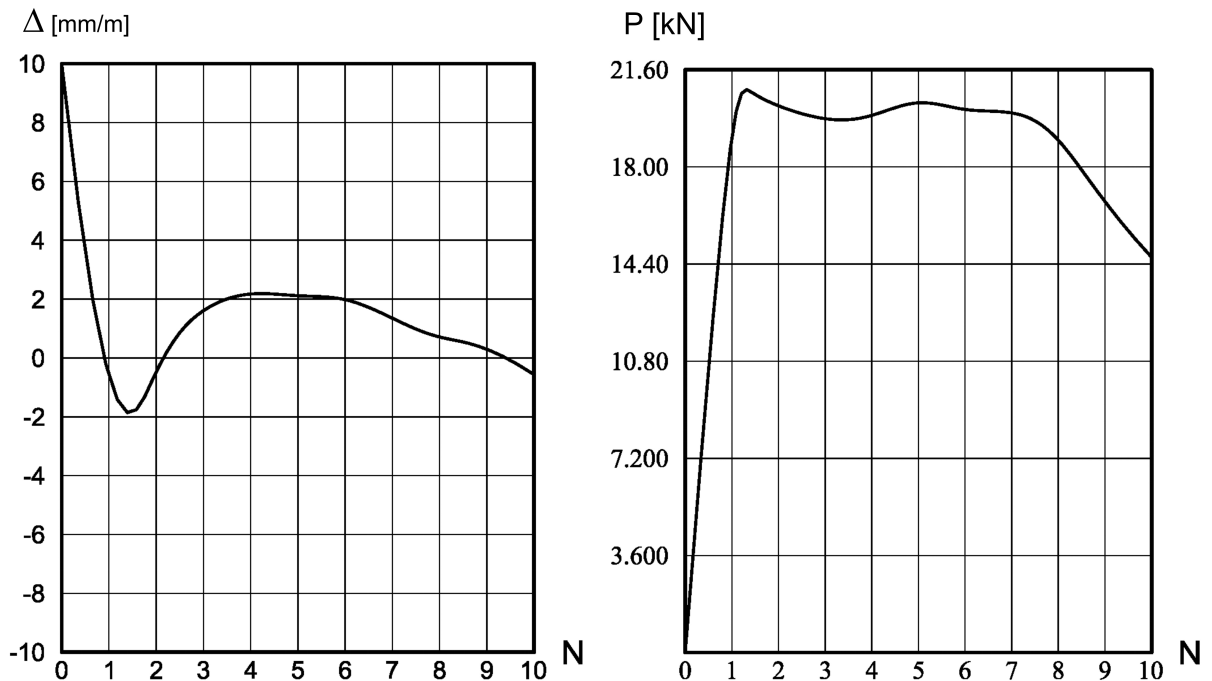
- zvětšení přesazení tlakových roln a také zvětšení počáteční křivosti rovnaných trubek jednoznačně vede ke zvyšování energeticko-silových parametrů procesu rovnání trubek;
- uplatnění schématu rovnání uvnitř roln umožňuje zvýšit kvalitu rovnání, nicméně to zároveň tímto vede k velmi podstatnému zvyšování energeticko-silových parametrů;
- změna úhlu nastavení roln u rotačních rovnaček v rozmezí $-0,5^\circ \dots +1^\circ$ determinuje značnou změnu síly rovnání (obr. 27);
- změna množství cyklů střídavých ohybů při rovnání znamená velmi podstatný vliv na konečnou křivost rovnané trubku (obr.28)



Obr. 26 Vypočtené rozložení základních složek stavu napjatosti kovu při procesu rovnání trubky $D = 60\text{mm}$ z nerezové oceli 1.4305 na rozteči rolen 560 mm [2]



Obr. 27 Empiricky zjištěná závislost síly rovnání P na úhlu nastavení rolen α u rotační multi-rolnové rovnačky při procesu rovnání trubek [2]



Obr. 28 Závislost výsledné křivosti Δ rovnané trubky a síly rovnání P na množství střídavých ohybů při realizaci procesu rovnání trubky $D = 60\text{mm}$ z nerezové oceli 1.4305 na rozteče 560 mm [2]

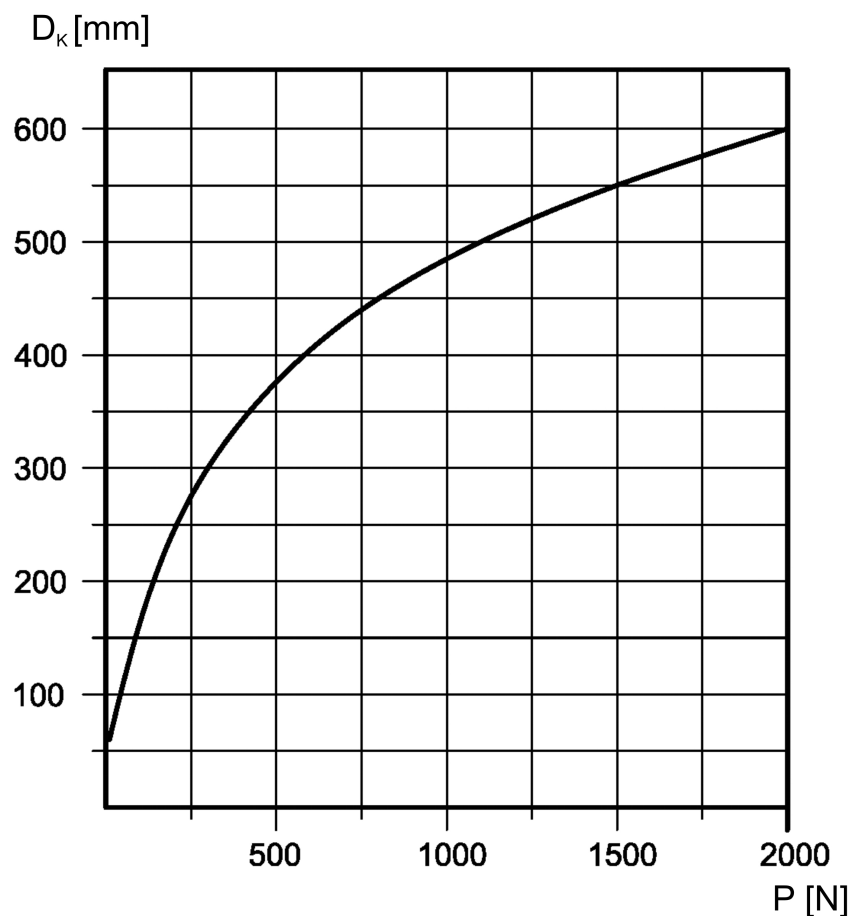
Na základě posouzení výše uvedených vztahů *příčiny - důsledek* lze vzhledem k navrhování nové technologie a zařízení pro realizaci procesu rovnání trubek a trubkových polotovarů konstatovat jako nezbytné pro správnou funkci rovnání, splnění následujících posloupností pro jednotlivé operace:

- zpřesnění základních údajů pro geometrické dispozice rovnání trubek a trubkových polotovarů,
- určení a rozbor základních materiálových hodnot jako je např. napětí na mezi kluzu σ_T nebo zpevnění materiálu;
- evidence počáteční a konečné geometrické charakteristiky, konstrukční parametry zařízení pro realizaci procesu rovnání trubek a trubkových polotovarů;
- matematická simulace místních a integrálních geometrických charakteristik stavu napětí-deformace kovu rovnané trubky a trubkového polotovarů;
- volba nejúčelnějšího schématu rovnání, evidence požadavků k rozsahu a kvalitě rovnání výrobků;
- návrh profilu rovnacích rolen na základě spektra sortimentu rovnaných trubek a trubkových polotovarů;
- výpočet úhlového nastavení rolen s respektováním získaných profilů na průměru i úhlu nastavení přijatého na základě požadované kvality kruhových výrobku, vnějšího průměru konkrétního rovnaného kruhového výrobku a také nastavení průhybu;
- návrh technologických režimů rovnání, zahrnující v sobě výpočet průhybu páru rolen na základě požadavků ke kvalitě rovnání výrobků, průhyb uvnitř rolen;
- návrh vlastní konstrukce používané rovnačky dle výše uvedených požadovaných specifik.

Uváděné výsledky a získaná řešení byly zpracovány na základě konkrétních praktických doporučení z technologického i konstrukčního záměru. Jako takové doporučení, které je třeba jmenovitě uvést pro návrh rovnačky, je v principu konstrukční a pevnostní omezení průměru rovnacích rolen.

Jak ukazují vědecké i experimentální výzkumy, průměr v krčku rovnacích rolen sám o sobě nemá zásadní vliv na kvalitu rovnání. Nicméně maximální dovolené energeticko-silové parametry stroje, především zátěžná charakteristika stroje, bezprostředně závisí na průměru krčku rolen, protože právě od navrženého průměru rolen v krčku je závislá geometrická velikost i zatížitelnost valivých ložisek v opěrných rolnách. Ložiska rolen během rovnání jsou zatěžována značnými dynamickými silami, což je zapříčiněno jejich střídavým zatěžováním při rotaci rovnaných trubek v rolnách rovnačky a také rázy zakřivené trubky a trubkových polotovarů do instalací vstupních válečkových dopravních žlabů. Toto je v plné míře potvrzeno teoretickými i experimentální výzkumy provedenými v rámci dříve zpracovaných studií [2] a také zkušenostmi obsluhy podílející se na provozování rovnaček předních výrobců rotačních rovnaček.

Obvykle se v ložiskách rolen používá dvou nebo čtyřřadých kuželíkových ložisek, v omezené míře je možné použití dvouřadých soudečkových ložisek. Z analýzy projektové dokumentace rovnacích strojů od předních výrobců ("Kieserlig", "Bronx", "SKMZ") se v běžných strojích s roztečí rolen o velikosti do 800 mm v drtivé většině případů nachází dvě kuželíková ložiska, v rovnačkách s roztečí více než 800 mm čtyři kuželíková ložiska.



Obr. 29 Závislost průměru rolen v krčku na síle rovnání [2]

Z hlediska konstrukce je řešeno uložení rolen v ložiskách tak, že průměr rolen v krčku přesahuje asi o 50 mm – 120 mm vnější dosedací průměr vnějších kroužků montovaných v podpěrném ložisku. V závislosti od druhu a rozměru rovnačky potom větší hodnoty odpovídají rovnačkám s velkou roztečí rolen).

Vzato ze zkušenosti s provozem rovnačích strojů činí průměrná - statistická životnost rolen jeden rok. A proto životnost provozu ložiskových uložení v opěrných rolnách musí odpovídat životnosti rovnačích rolen do fyzikálního opotřebení, což činí dle požadavků metalurgických podniků 6900 hodin ročně pro třísměnný provoz. Byly provedeny analýzy s cílem optimalizovat hodnoty průměru rolen v krčku pro rotační rovnačky se zohledněním shora uvedených faktorů. Jako výsledek provedení této analýzy lze uvést křivku určující závislost průměru krčku rolen na síle rovnání (viz obr. 29). Je nutno poukázat, že volbu průměru rolen v krčku je nutno provádět na základě spektra sortimentu pro trubky s maximálním průměrem, tloušťkou stěny i mezí kluzu materiálu pro danou rotační rovnačku, čili z nejvíce „těžké“ trubky.

Jako u jiných technických řešení návrhu strojů je třeba poukázat na vhodnou volbu účelného technologického schématu rovnání na základě požadavků na kvalitu rovnaných produktů. Při výběru tohoto schématu rovnání je nezbytné také respektovat konkrétní mechanické vlastnosti materiálu trubky a trubkových polotovarů podrobujících se rovnání.



Obr. 30 Ukázka opotřebení zejména střední části rolen při procesu rovnání

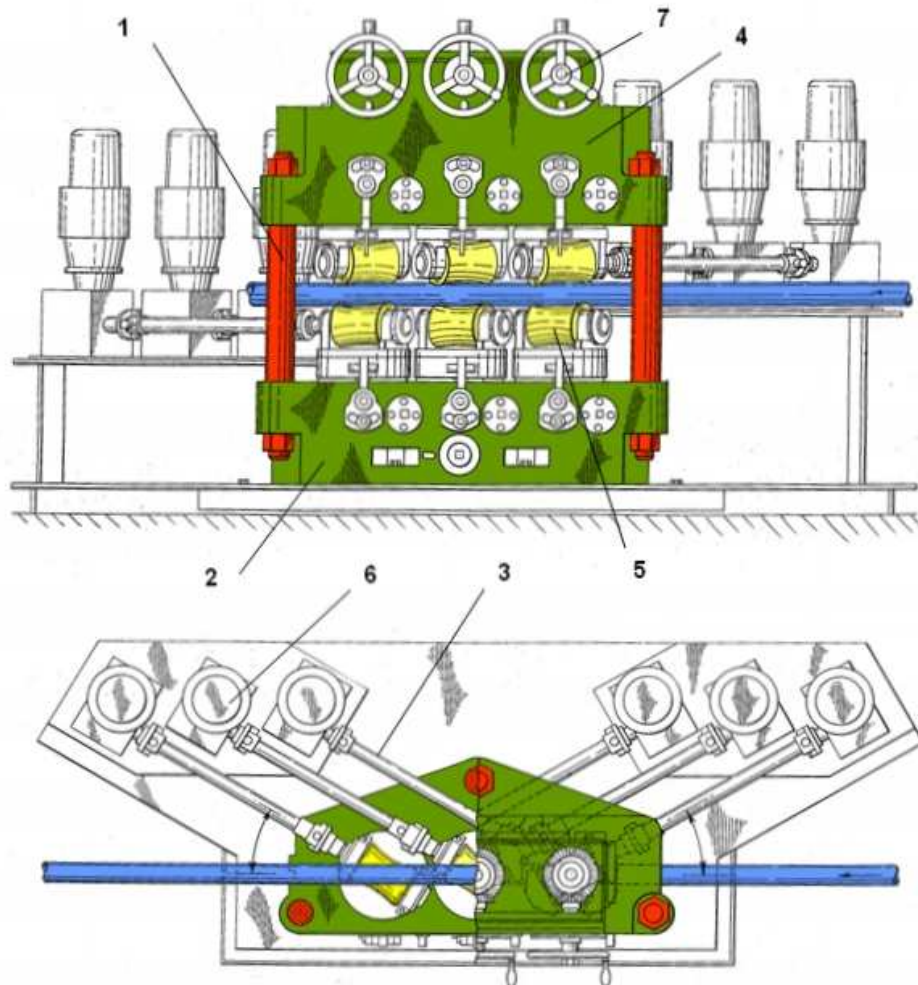
Jedním z důležitých cílů při řešení problému zdokonalování technologie a zařízení procesu rovnání trubek na rotačních rovnačkách je rozšíření rozsahu sortimentu trubek rovnání na jednom stroji, což je neoddelitelně spojeno s úsporami finančních nákladů na organizaci úseku úpravy trubek. Pro vyřešení úlohy rozšíření rozsahu sortimentu trubek rovnaných na jednom stroji je nutné optimalizovat zatížitelnost stroje, čili schopnost hlavních částí i soustrojí stroje absorbovat zátěžné síly, které vznikají při rovnání trubek především u „nejtěžších“ představitelů trubek.

Snížení zátěže na rovnačku je možné zvětšením rozteče rolen, čili zvětšením vzdálenosti mezi dvěma páry rolen. Nicméně řešení jednoduchým zvětšením rozteče rolen má i negativní vlastnost – se zvětšením rozteče se zhoršuje kvalita rovnání trubek s malým průměrem z požadovaného sortimentu a což je zejména důležité, zvětšuje se délka nerovnaných koncových částí.

Při rovnání širokého spektra rozměrů trubek na jedné rovnačce se pak trubky malého průměru dotýkají prvního i třetího páru rolen v prostředním úseku profilů rolen a na krajních částech profilů rolen kontakt chybí. Analogicky pak při rovnání trubek velkého průměru z celého rozsahu, se rolny prvního i třetího páru dotýkají s trubicí krajními částmi rolen a mezi prostředním úsekem profilů rolen a trubicí kontakt chybí. Tyto skutečnosti se pak negativně projevují na nestejném opotřebením profilů rolen (obr. 30).

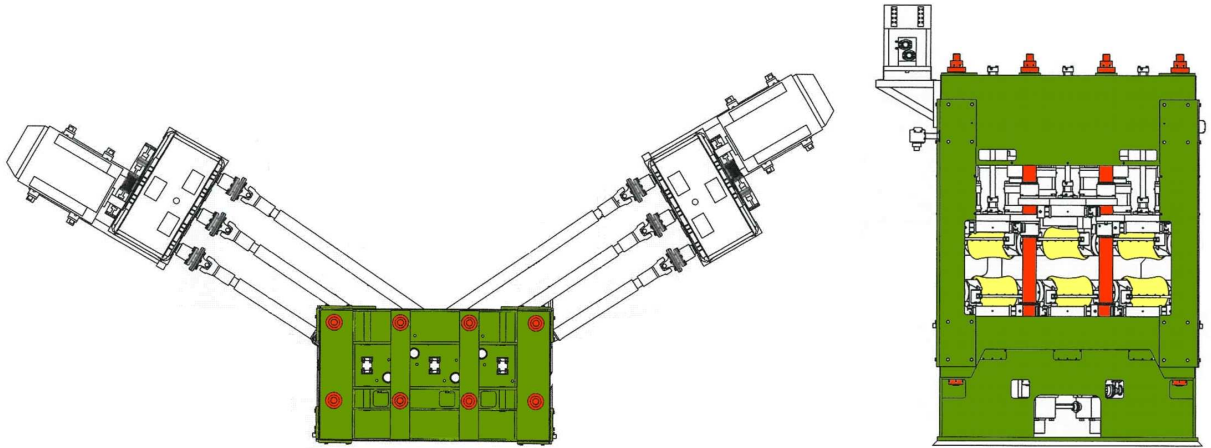
2.8. Konceptní řešení konstrukce rámu rotačních multi-rolnových rovnaček

Z konceptního hlediska se konstrukce multi-rolnových rovnaček skládá z několika základních komponentů zachycených na obr. 31. Jedná se o spojovací sloupy 1; spodní rám 2; kardany pohonů rolen 3; horní rám 4; rolny 5; motory s převodovkou 6; mechanismy pro nastavování 7 - natočení a výškové nastavení rolen; řídicí systém se senzory pro snímání polohy a rychlosti trubky; silové buňky pro řízení tlaku rolen; hydraulické, pneumatické a elektrické příslušenství.

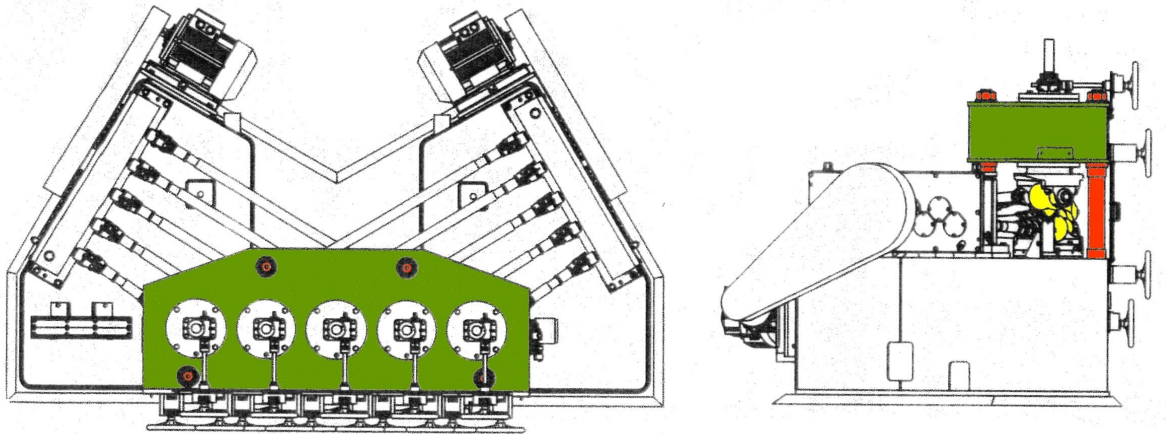


Obr. 31 Konceptní schéma multi-rolnové rovnačky trubek s děleným rámem a třemi sloupy do trojúhelníku – v horní části pohled z boku, v dolní části půdorys.

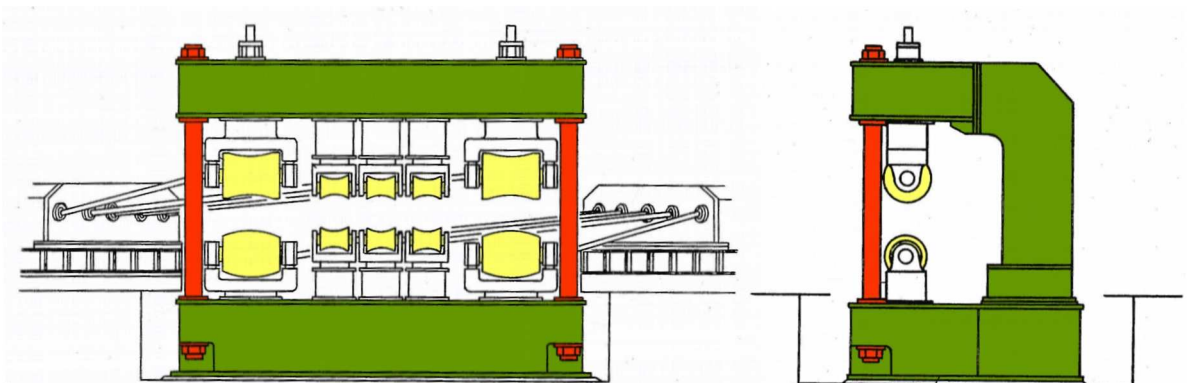
Rámy multi-rolnových rovnaček se vyrábějí v různých provedeních, která mají vliv na chování celého stroje z hlediska tuhosti, což ovlivňuje dosahované přesnosti při rovnání. Základní rozdělení rámu je na dělené a nedělené. Mezi představitele dělených rámu patří provedení se třemi sloupy do trojúhelníku (obr. 31), se čtyřmi sloupy do lichoběžníku (obr. 33) a rámy více-sloupové s pravidelným uspořádáním dvojic sloupů kolmé k rovině rovnání (obr. 32) nebo šikmé k rovině rovnání (obr. 36). Nedělené rámy lze rozdělit na rámy typu C s výztužnými sloupy (obr. 34) a rámy uzavřené (obr. 35).



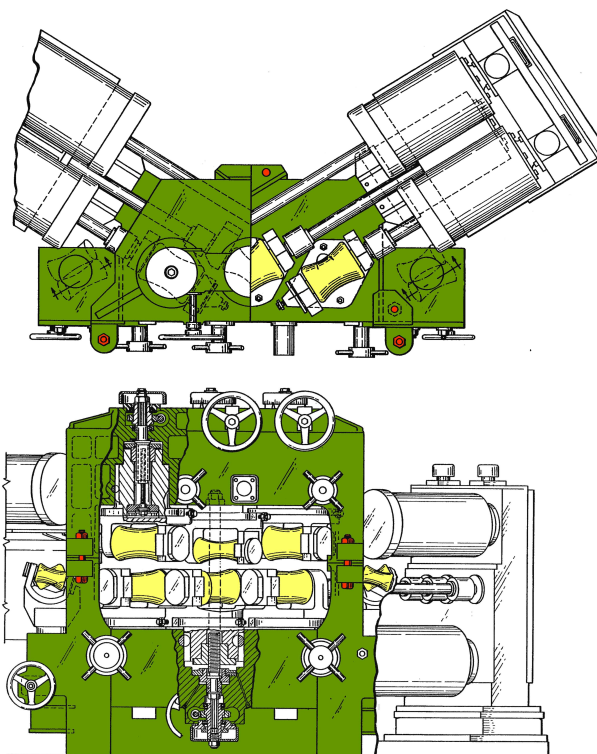
Obr. 32 Multi-rolnová rovnačka trubek s děleným rámem a pravidelným uspořádáním osmi sloupů kolmo k rovině rovnání.



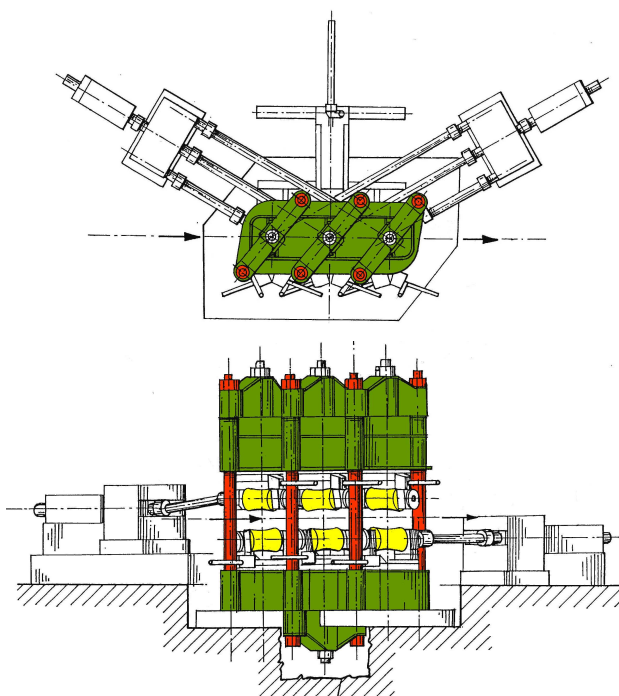
Obr. 33 Multi-rolnová rovnačka trubek s děleným rámem a čtyřmi sloupy do lichoběžníku.



Obr. 34 Multi-rolnová rovnačka trubek s neděleným rámem typu C se dvěma výztužnými sloupy.



Obr. 35 Multi-rolnová rovnačka trubek s neděleným uzavřeným rámem.



Obr. 36 Multi-rolnová rovnačka trubek s děleným rámem a pravidelným uspořádáním šesti sloupů šikmo k rovině rovnání.

2.9. Shrnutí poznatků ke směru vývoje technologie a zařízení pro úpravu trubek

Hlavní úkol při projektování nových a rekonstrukci stávajících strojů a zařízení pro výrobu trubek spočívá ve vytvoření automatizace strojů a procesů, v nichž je velká pozornost věnována nejenom zdokonalování vlastního rovnacího stroje a zařízení, ale také zdokonalování technologie směřované na snížení pravděpodobnosti zkřivení trubek během výroby [2,17,19].

Z nejméně perspektivních směrů zdokonalování technologie a zařízení pro výrobu trubek je třeba uvést následující:

- zdokonalení konstrukce protlačovacích stolice u válcování za tepla za účelem vyloučení různých tloušťek stěny trubek na výstupu;
- zdokonalení konstrukce válcovací stolice pracující za tepla i technologie válcování, kalibrování a redukce za účelem naprosto eliminovat nerovnoměrnost vnitřních napětí v trubce, což umožňuje dalekosáhle snížit jejich deformace při dalším zpracování kovu;
- zdokonalení zařízení i technologie na svařování trubek za účelem eliminace různorodosti mechanických vlastností v průřezu trubky a to zejména v zóně okolí svaru, což umožňuje dalekosáhle snížit a v některých materiálech i zamezit jejich deformaci při dalším zpracování kovu;
- zdokonalení tepelného zařízení a procesů technologie tepelného zpracování za účelem eliminovat deformace trubky během tohoto procesu zpracování;
- zdokonalení zařízení chladíren i procesů ochlazování trubek za účelem eliminace deformace trubky při chladnutí;
- zdokonalení konstrukce rovnacího zařízení a technologie rovnání za účelem dosažení co nejvyšší kvality trubky.

Co se týká zdokonalení technologie rovnání i konstrukce rovnaček je třeba zdůraznit následující oblasti:

- analýza plastických deformací, při kterých je prováděno rovnání bez zásadních koncentrací napětí;
- zdokonalení teorie a zpracování matematických modelů stavu napjatosti trubky při procesu rovnání;
- zdokonalení metodik profilování roln rovnaček;
- zpracování spolehlivých teoretických principů matematických výpočtů úhlového nastavení roln rovnaček při procesu rovnání;
- zdokonalení metody rovnání trubek po celé jejich délce,
- zdokonalení metodiky inženýrských výpočtů pevnostních charakteristik hlavních součástí rovnaček a také metodika výpočtu parametrů nastavení strojů na základě optimální metodiky matematické analýzy stavu napjatosti trubky během rovnání;
- zdokonalení konstrukce rovnacích strojů s cílem zvýšení jejich tuhosti;
- zdokonalení konstrukce a uspořádání hlavního pohonu strojů za účelem snížení zaujímané plochy rovnacího stroje;
- zdokonalení technologie výroby hlavních částí včetně soustrojí rovnacích strojů s cílem dosažení jejich vyšších provozních vlastností, funkční spolehlivosti a životnosti stroje i roln v provozu;
- uplatnění moderních snímačů kontroly parametrů nastavení strojů a operativní kontrola energeticko-silových parametrů během rovnání;
- provedení softwarového zpracování a nastavení procesů strojů, on-line zpracování informací o procesu deformace, režim nastavení a optimalizace parametrů pomocí počítače.

2.10. Zlepšení kvality trubek jako hlavní směr výzkumu v oblasti technologií a zařízení pro jejich výrobu

V podmínkách tržní ekonomiky se prakticky ve všech odvětvích na první místo dostávají požadavky na zefektivnění pracovního výkonu, maximální kvality a zároveň uspokojení vzrůstajících nároků na spokojenost odběratelů v nejrůznějších oblastech výroby. V hutnictví a ve strojírenství se to projevuje v požadavcích na rozšiřování sortimentu zpracovávaném na jednom stroji, rovnače, válcovací stolici atd. Zejména se to v plné míře týká procesů rovnání trubek a trubkových polotovarů. V současné době je většina trubek a trubkových polotovarů podrobena rovnání na rotačních rovnačkách. Přitom toto technologické schéma má své nedostatky. K nim lze zmínit nedostatečná kvalita opravy koncových částí trubek a trubkových polotovarů v délce přibližně poloviny rozteče rolen stroje (jak již bylo uvedeno výše).

Ve světle argumentů uvedených výše se jako nejvíce účelným jeví rovnání trubek a trubkových polotovarů na rotačních rovnačkách se zpřesněným profilováním rovnic rolen (viz. kapitola 2.5). Podmínky realizace takovéto úpravy technologie umožňují při poměrně malých měrných investičních nákladech a provozních nákladech podstatně rozšířit sortiment a zlepšit základní ukazatele jakosti rovnání trubek a trubkových polotovarů dané typové velikosti.

Přitom různorodost možných technologických schémat i konstrukce zařízení pro jejich realizaci spolu s nedostatečným výzkumem, resp. nedostatkem výsledků porovnávacích analýz, činí potřebným uskutečnit další komplexní teoretické a experimentální výzkumy procesů rovnání trubek a trubkových polotovarů. Přičemž jejich realizace se musí uskutečňovat v co nejkratších časech a s minimálními výdaji materiálních zdrojů.

Z analýzy možných způsobů řešení těchto problémů a jako hlavní směry těchto teoretických a experimentálních výzkumů je třeba definovat následující [2]:

- výzkum technologických zvláštností a zpracování doporučení k nejúčinnějším rozsahům podmínek realizace procesů rovnání trubek a trubkových polotovarů;
- zpracování, výzkum a ověření opatření zaměřených na zdokonalení stávajících a vyvinutí nových technologií a strojů na rovnání trubek, které by zajistily jejich přechod na kvalitativně novou úroveň rovnání trubek s minimálními investičními náklady a dobou průmyslového zavedení.

Rozsah samotného prováděného vědeckého výzkumu, v souladu s výše uvedenými skutečnostmi, by měl zahrnovat:

- vývoj (zpracování) výpočtových metod a rozpracování souboru numerických matematických modelů procesu rovnání trubek a trubkových polotovarů, zajišťujících korektní zohlednění všech technologických zvláštností a dávajících nezbytné informace v potřebném rozsahu;
- zpracování souboru matematických modelů procesu rovnání trub a trubkových polotovarů;
- unifikaci metod výzkumu, která zajistí potřebný stupeň přesnosti a vědecké podloženosti, srovnávací analýzy různých technologických schémat a konstrukčních řešení;
- vypracování praktických doporučení ke zdokonalení technologických režimů práce a konstrukčních parametrů mechanického zařízení realizujícího zkoumané procesy;
- řešení úkolu optimalizace příslušných technologií a zařízení na základě výsledků předchozích analýz s použitím kritériového hodnocení, zobecňujících kvalitativní a kvantitativní vliv různých technickoekonomických ukazatelů.

Jak již bylo dříve zmíněno, je nezbytné minimalizovat vynaloženou práci a dobu na provedení vlastního vědeckého výzkumu. Z tohoto pohledu je účelné zvýšit podíl teoretického výzkumu v poměru k experimentálnímu, který vyžaduje značné materiálové náklady a dobu provedení. Současně ale úroveň rozvoje výpočetní techniky a možnosti aplikace příslušných matematických modelů, které dostatečně adekvátně odrážejí zkoumaný fyzický objekt, umožňují získat potřebné výsledky v dostatečném rozsahu. To otevírá nové možnosti například v prognóze celé řady ukazatelů v různých etapách projektování technologií a zařízení, možnosti diferencovaného hodnocení vlivu jednotlivých faktorů nebo parametrů na proces, zhodnocení a verifikace ukazatelů jakosti hotové produkce atd. Kromě toho doba numerické realizace matematických modelů a jim odpovídajícího softwarového řešení je značně kratší než doba vynaložená na provedení stejného objemu experimentálního výzkumu na reálném fyzickém objektu. Nicméně úloha experimentálního výzkumu zůstává dostatečně významná zejména při upřesnění výchozích předpokladů, hodnocení adekvátnosti teoretických řešení a získaných informací, které není možné zohlednit v teoretických modelech simulace.

3 Experimentální měření chování trubky při vybraném zatěžování

Další rozvoj procesu průmyslové výroby trubek, trubkových polotovarů a kruhových válcovaných výrobků je kontinuálně spojen s provedením širokého okruhu komplexních vědeckých výzkumů, jejichž základními směry jsou rozšíření sortimentu, zvýšení jakosti a snížení výrobní ceny hotové produkce. Realizace komplexního přístupu předpokládá zdokonalení výpočtových metod, jejich experimentální ověření a také zpracování konkrétních praktických doporučení ke zdokonalení příslušných technologií a zařízení.

Upřesnění výchozích předpokladů, hodnocení stupně hodnověrnosti získaných teoretických řešení a rozšíření rozsahu získaných výsledků musí být uskutečněno na základě experimentálního výzkumu. Obecným cílem těchto experimentů je posouzení stupně hodnověrnosti použitých matematických modelů a upřesnění vstupních údajů za účelem jejich správné numerické realizace. Za tímto účelem byla vytvořena nová metodika pro definování vstupních materiálových parametrů pro pokročilé simulace procesu rovnání a jejich validace. Součástí této metodiky je realizace zkušebního zařízení pro modifikovanou zkoušku ohybem, která umožňuje lépe validovat chování materiálu trubky při procesu rovnání. Vlastní experimentální měření za účelem zvýšení objemu informací o chování materiálu byla provedena v laboratorních podmínkách katedry mechaniky na Západočeské univerzitě v Plzni.

Jako konkrétní vzorek pro experimentální vyhodnocení (resp. i pro matematické modelování) energeticko-silových parametrů byla zvolena trubka o vnějším průměru 14mm a tloušťce stěny od 1mm do 3mm. Všechny tyto přesné bezešvé trubky jsou vyrobeny z materiálu o jakosti ČSN 41 1353.1, u kterých je výrobcem garantovaná minimální mez kluzu 225 MPa. Pro zjištění materiálových vlastností, které lze využít jako vstupní hodnoty do modelu matematické simulace procesu rovnání trubek, byly provedeny následující experimenty.

3.1. Tahová zkouška

Pro zjištění materiálových charakteristik testovaného materiálu, jako je mez kluzu a průběh zpevnění, byla provedena tahová zkouška. Pro tuto zkoušku byly připraveny testovací vzorky (obr. 37) pro vybrané tloušťky trubky průměru 14mm – v tomto případě se jednalo o tloušťky 1,5mm, 2mm a 3mm.



Obr. 37 Testovací vzorek trubky s vyfrézovaným vrubem

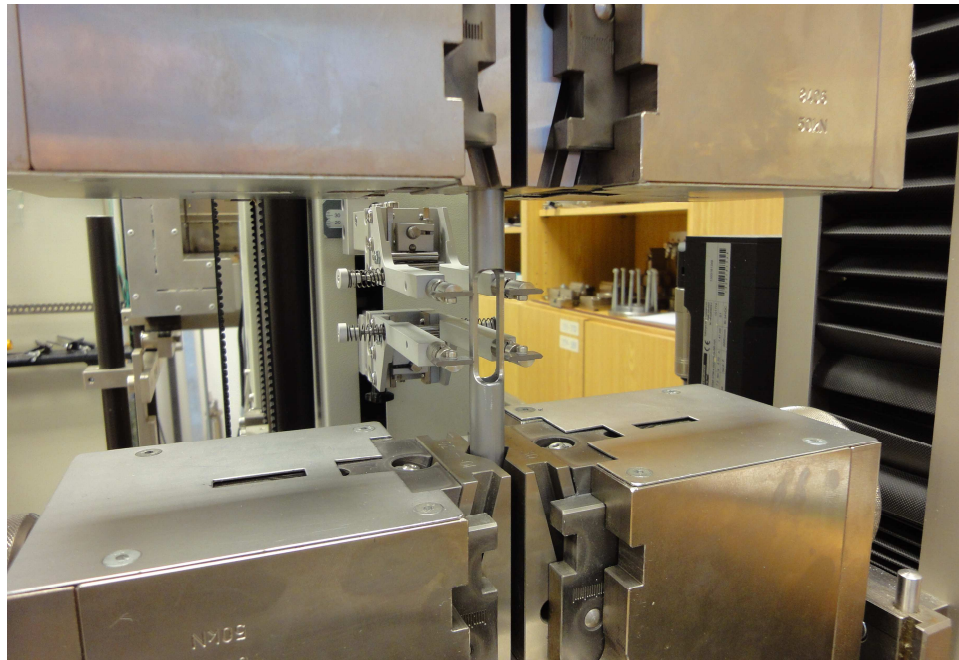
Pro každou tloušťku byly připraveny tři testovací vzorky, kdy do trubek byl vyfrézován vrub nominální šířky 4mm do tvaru jenž je ukázán na obr. 37. Tím byl získán jakýsi zdvojený tahový vzorek snadno upnutelný do kruhových čelistí. Tabulka s přehledem testovaných vzorků s označením a skutečnými rozměry vrubů je zobrazena níže.

Číslo měření	Označení vzorku	Zatěžovací rychlost [MPa/s]	Rozměr trubky [mm]	Šířka vrubu* 1.měření [mm]	Šířka vrubu* 2. měření [mm]	Šířka vrubu* 3. měření [mm]	Průměrná šířka vrubu [mm]
1	11	6	14x1,5	4,16	4,21	4,29	4,22
2	21	6	14x2	4,23	4,18	4,14	4,18
3	31	6	14x3	4,08	4,07	4,09	4,08
4	12	30	14x1,5	4,13	4,28	4,21	4,21
5	22	30	14x2	4,16	4,23	4,21	4,2
6	32	30	14x3	4,08	4,07	4,09	4,08
7	13	60	14x1,5	4,18	4,13	4,12	4,14
8	23	60	14x2	4,16	4,19	4,13	4,16
9	33	60	14x3	4,33	4,31	4,35	4,33

* Nominální šířka vrubu pro zkušební vzorek je 4mm

Tabulka 2 Přehled zkušebních vzorků pro tahovou zkoušku

Připravené vzorky byly podrobeny tahové zkoušce na trhacím stroji ZWICK/ROEL - Z050. Zkouška probíhala při různých zatěžovacích rychlostech (6, 30 a 60 MPa/s), nastavena jedna rychlost zatěžování pro každou tloušťku stěny trubky až do porušení.

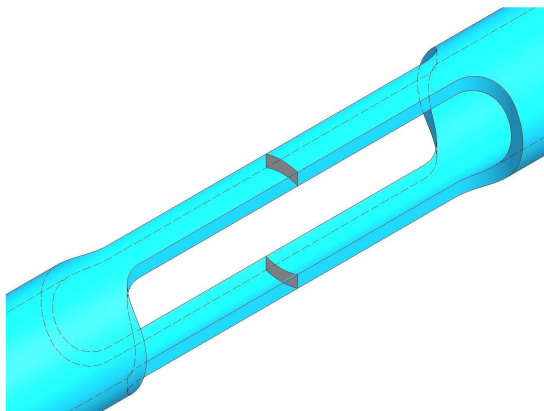


Obr. 38 Vzorek trubky upnutý v čelistech trhačky ZWICK/ROEL Z-050 při zkoušce tahem

Jako výstup z tahových zkoušek byly získány pracovní diagramy závislosti zátěžné síly na prodloužení vzorku. Pro získání napětí meze kluzu je třeba naměřené hodnoty přepočítat podle vzorce

$$\sigma_T = F/S \quad (1.44)$$

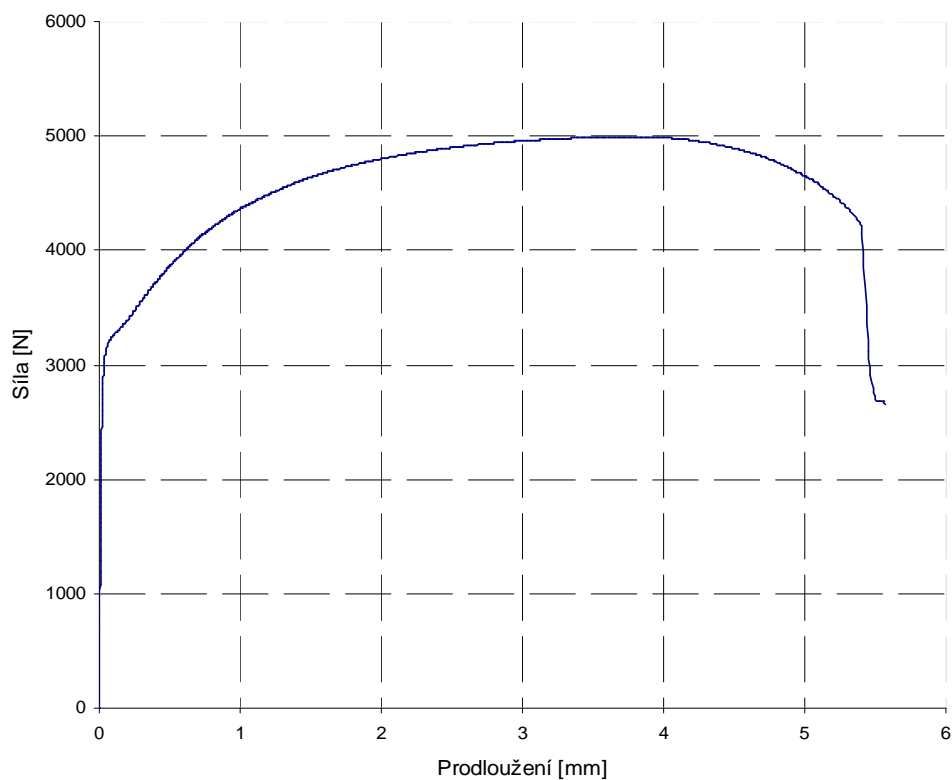
kde F zátěžná síla v oblasti meze kluzu
 S průřez testovaného vzorku v místě vrubu



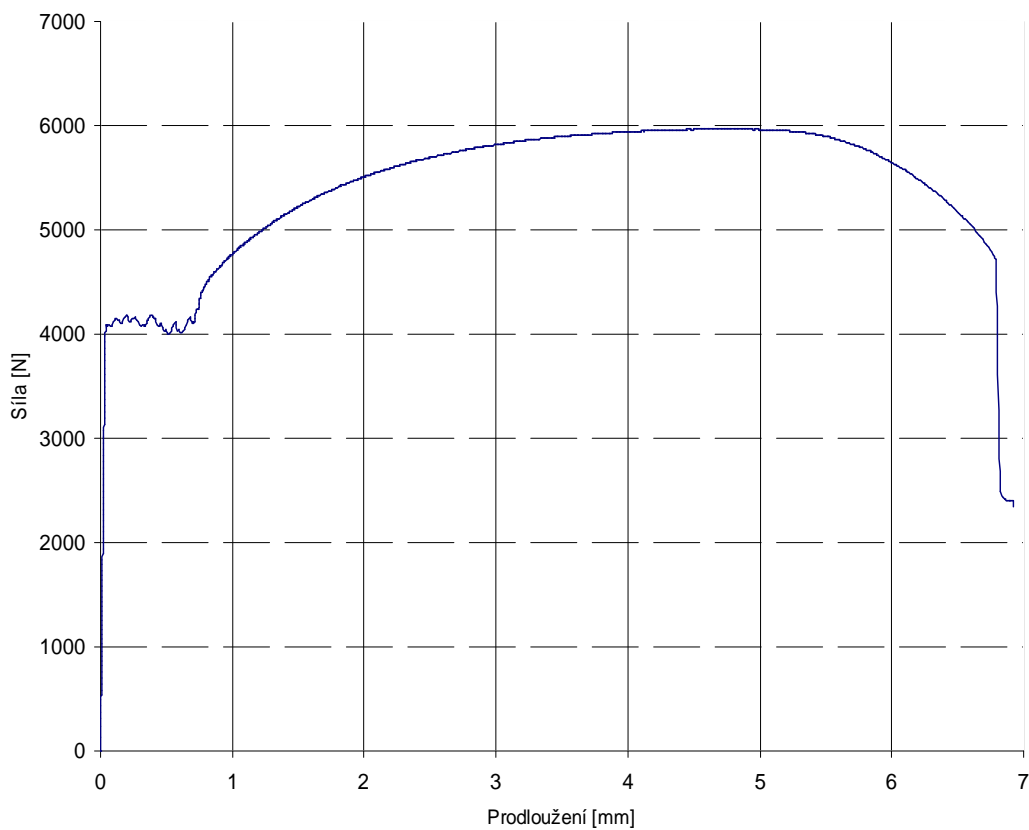
Trubka	S [mm ²]
14x1.5	12.2
14x2	16,3
14x3	24.6

Obr. 39 Model testovacího vzorku s označením nejmenšího průřezu šedou barvou a tabulka vypočítaných teoretických ploch průřezu

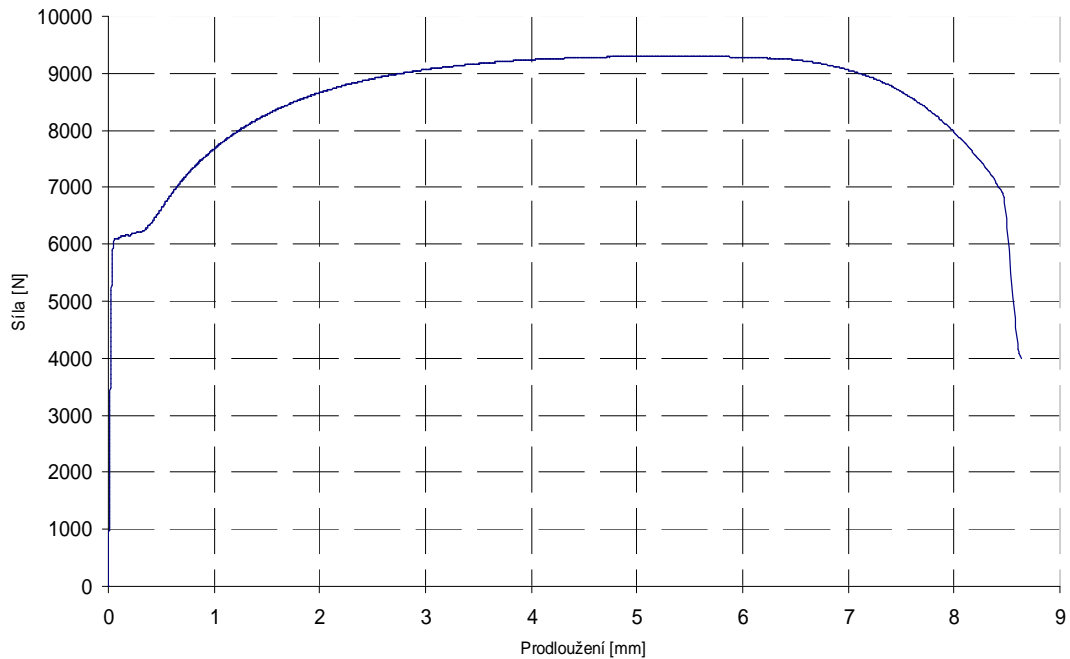
Velikost zátěžné síly byla odečtena z pracovního diagramu pro jednotlivé vzorky a podle vzorce 1.44 byly dopočítány meze kluzu materiálu, které jsou shrnuty v tab. 3.



Obr. 40 Pracovní diagram tahové zkoušky pro testovací vzorek 11, velikost síly na mezi kluzu 3100N



Obr. 41 Pracovní diagram tahové zkoušky pro testovací vzorek 21, velikost síly na mezi kluzu 4070N



Obr. 42 Pracovní diagram tahové zkoušky pro testovací vzorek 31, velikost síly na mezi kluzu 6150N

Číslo měření	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Označení vzorku	11	21	31	12	22	32	13	23	33
Průřez v místě vrubu [mm ²]	12,9	17,1	25,1	12,9	17,2	25,1	12,7	17,0	26,8
Síla na mezi kluzu [N]	3100	4070	6150	3000	4250	6000	3100	4100	6650
Mez kluzu [MPa]	240	238	245	233	247	239	244	241	248

Tabulka 3 Odečtené hodnoty sil na mezi kluzu a dopočtená mez kluzu pro jednotlivé testované vzorky

Z tahových zkoušek lze dovodit, že mez kluzu pro materiál jakosti ČSN 41 1353.1 je cca 240MPa. Tato zjištěná hodnota byla použita v popisu materiálového modelu při simulacích procesů cyklického ohybu a rovnání trubek.

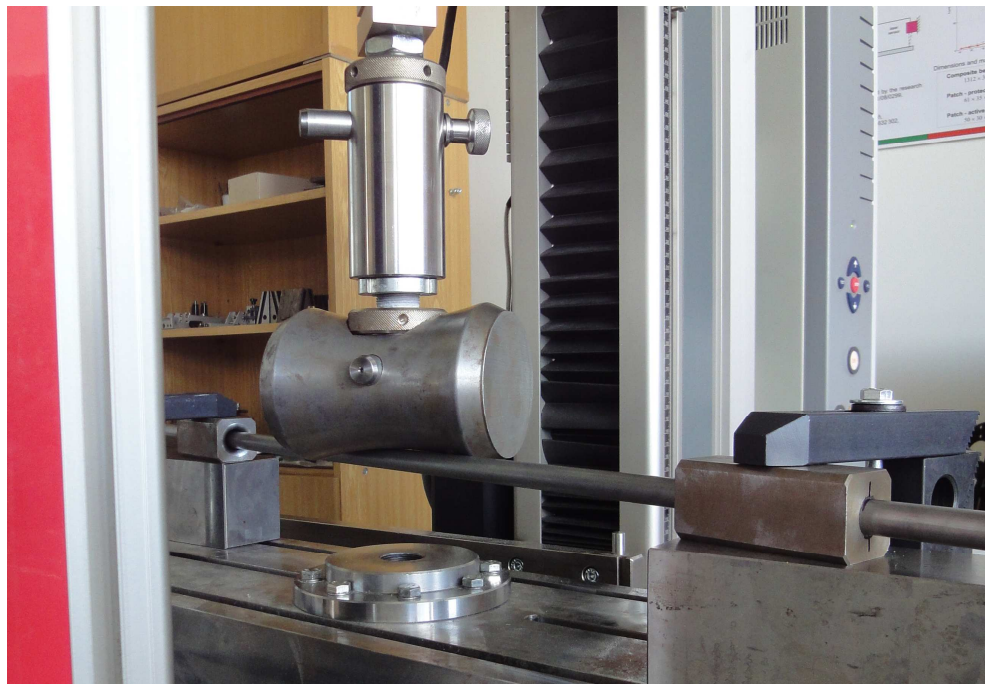
3.2. Zkouška ohybem

Jak již bylo výše uvedeno, rovnání trubek na šesti-rolnových rovnačkách se uskutečňuje dle trojúhelníkového schématu, kdy se ohybový moment vytváří na délce rozteče rovnačky (vzdálenost mezi dvěma po sobě následujícími páry roln), přesazením středního páru o specifickou hodnotu vůči rovině krajních párů roln.



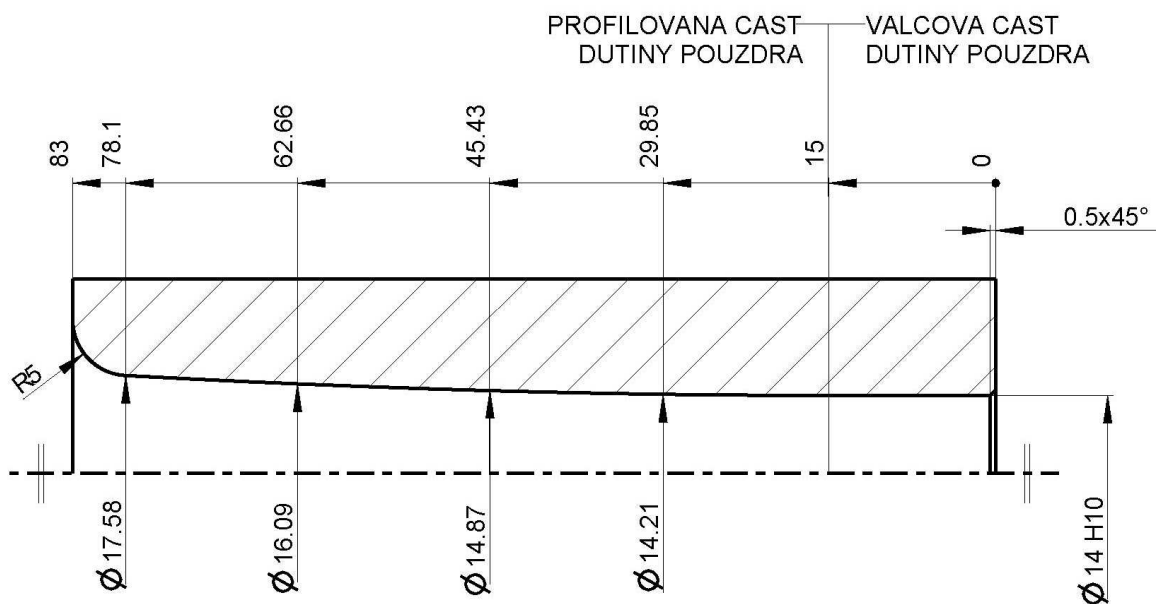
Obr. 43 Deformace trubky při rovnání na šesti-rolnové rovnačce

Pro zjištění sil potřebných k opakovanému ohybu trubky bylo sestaveno zkušební zařízení pro modifikovanou zkoušku ohybem trubek vnějšího průměru 14mm a tloušťky stěny 1,5mm a 3mm. Materiál trubek je stejný jako u zkoušky tahem, tj. jakost ČSN 41 1353.1. Za zmínku stojí fakt, že nebylo možné provést normovanou zkoušku tří-bodového ohybu a to z důvodu zborcení stěn u tenkostěnných trubek. Další důvod modifikace zkoušky ohybem spočíval v tom, že se nejedná o klasický tříbodový ohyb, protože ve skutečnosti je trubka prohnutá několikrát a v oblastech mezi horní a spodní rolnou se stav trubky blíží spíše vetknutí než podepření. Proto bylo nutné pro získání reálnějších výsledků navrhnout některé specifické části zařízení. Jedná se o tlakovou rolnu a zejména pak dvě opěrná, rotačně symetrická, pouzdra (obr. 44). Vlastní zkouška cyklickým ohybem byla provedena na trhačce ZWICK/ROEL Z-050.

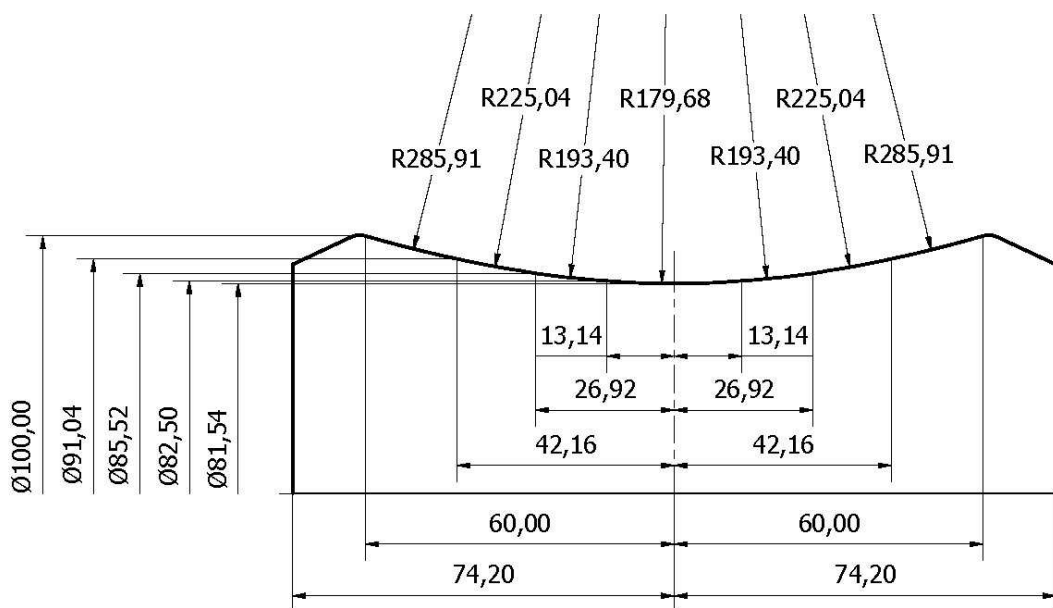


Obr. 44 Zkouška ohybem na trhačce ZWICK/ROEL Z-050

V principu je možné na tuto konfiguraci modifikované ohybové zkoušky nahlížet jako na zjednodušený model šesti-rolnové rovnačky. Krajní páry roln jsou nahrazeny pouzdry, která drží testovanou trubku v ose tak, že lícovaná válcová část pouzdra drží trubku ve vodorovné pozici. Tvarová část dutiny pouzdra vyplývající z dotykové křivky rolny a trubky umožňuje určitou deformaci prohnutím ohýbané trubky (profil dutiny pouzdra je zakótován na obr. 45). Tlakový pár roln je nahrazen jednou rolnou uchycenou v čelistech trhačky, jejíž profil odpovídá skutečnému profilu rolnacích roln pro trubky tohoto rozměru. Náhled základních rozměrů profilu rolny je na obr. 46 a postup profilování ctí metodiku popsanou v kapitole 2.5.

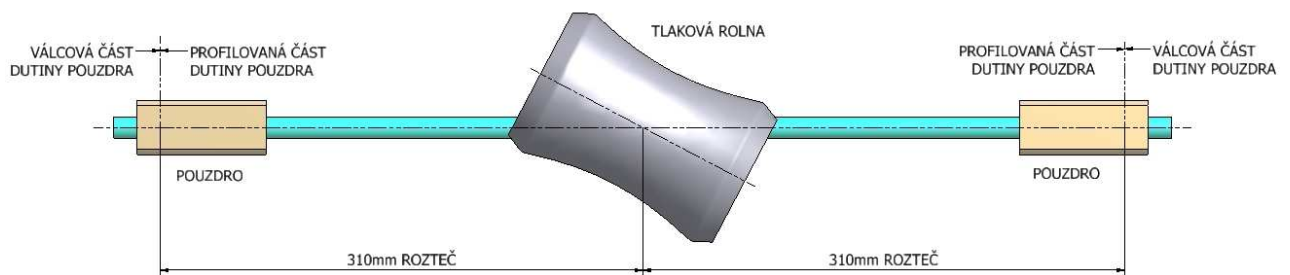


Obr. 45 Profil dutiny pouzdra se základními rozměry



Obr. 46 Profil tlakové rolny se základními rozměry

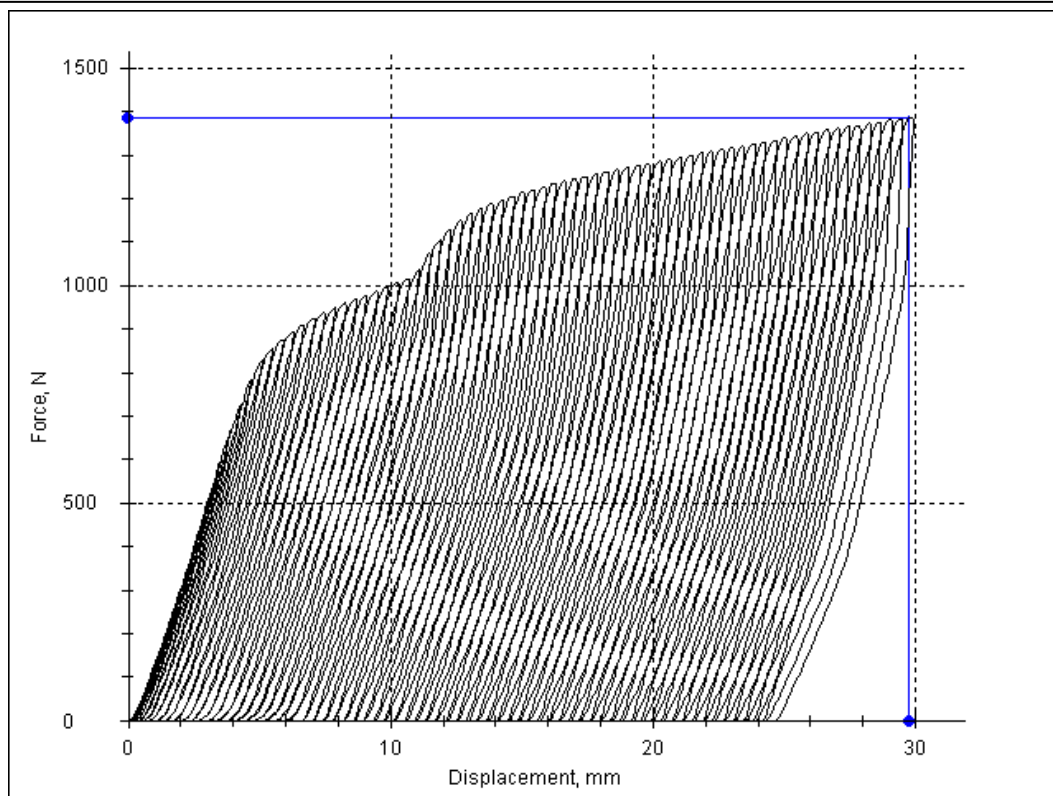
Tlaková rolna byla upnuta do příčnicku trhačky zatím jen na volno s možností rotačního pohybu. Na stůl trhačky byly položeny broušené distanční kostky, na které byla položena vlastní pouzdra. Ta byla nastavena tak, aby jejich vzájemná vzdálenost korespondovala s osovou vzdáleností rovnacích roln 310mm, jak je ukázáno na schématu koncepčního uspořádání (obr. 47). Tato rozteč odpovídá vzdálenosti os roln u šesti-rolnových rovnaček pro rovnání trubek takovýchto rozměrových parametrů. Skrz pouzdra byla protažena testovaná trubka. Poté byla pouzdra připevněna ke stolu trhačky pomocí upínek přes T-drážky ve stolu trhačky. Následně byla tlaková rolna spuštěna dolů na dotyk s testovanou trubkou. V této fázi byla tlaková rolna natočena tak, aby profil jejího povrchu přiléhal po celé délce k válcovému povrchu trubky, aby nedošlo k zdeformování lokálními zborcením stěny. Následně byla pozice tlakové rolny zajištěna pomocí aretační matice v pozici odpovídající úhlu nastavení rovnacích roln při rovnání.



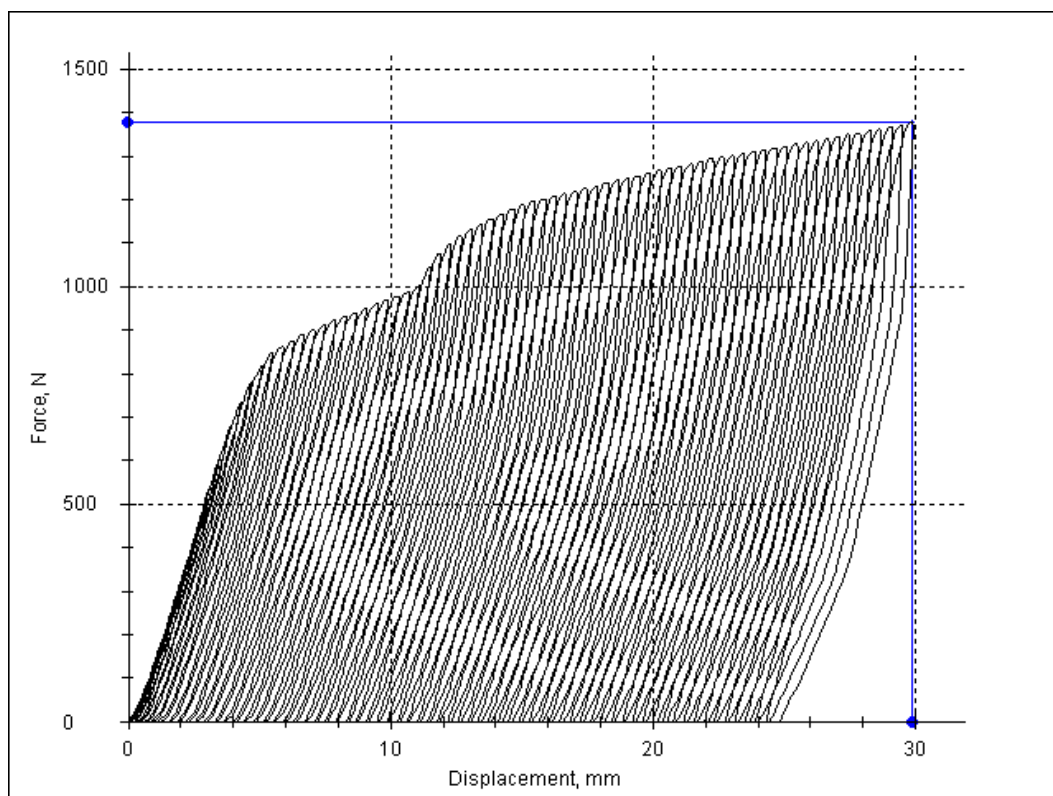
Obr. 47 Koncepční uspořádání tlakové rolny a pouzder při zkoušce ohybem

Zkouška probíhala formou cyklického zatěžování, kdy každý cyklus začínal na nulové pozici tlakové rolny a po fázi zatížení do přednastavené velikosti průhybu pokračoval zpět fází odlehčení formou návratu do nulové pozice. Jako nulová vertikální pozice tlakové rolny byla uvažována taková pozice, při které síla dotyku rolny a rovné trubky nepřevyšuje 5N. Pro rovnání trubek vnějšího průměru 14mm a dané tloušťky stěny je predikováno přesazení tlakové rolny o cca 4,5mm. Toto je doporučená teoretická hodnota přesazení, kterou je nutné nastavit na rovnače pro zajištění dostatečné míry rovnací schopnosti stroje. Nicméně cílem prováděné zkoušky ohybem není jen zjistit síly pro průhyb do hodnoty přesazení, ale zjistit chování trubky (resp. materiálu) při deformaci za mez elasticity. Proto bylo zvoleno přesazení několikrát větší, konkrétně 30mm od počáteční nulové pozice. Jednotlivé cykly zatěžování byly nastaveny tak, aby každý další cyklus navyšoval předchozí průhyb o 0,4mm až do 30mm. Rychlost zatěžování byla nastavena na 50mm/min, rychlost odlehčování byla z důvodů urychlení trvání zkoušky zvýšena na 150mm/min. Frekvence zaznamenávání měřících bodů byla nastavena na jeden bod po 0,1mm posuvu. Zkouška byla provedena pro dva vzorky pro každou tloušťku stěny trubky. Výsledky ze zkoušky, tj. závislost síly zatěžování na průhybu, jsou znázorněny na následujících diagramech (obr. 48 až obr. 52). Viditelná, téměř skoková, změna jinak plynulého průběhu zatěžování (v oblasti cca 11mm průhybu) je způsobena dosednutím povrchu trubky na vnitřní plochu profilované části pouzdra.

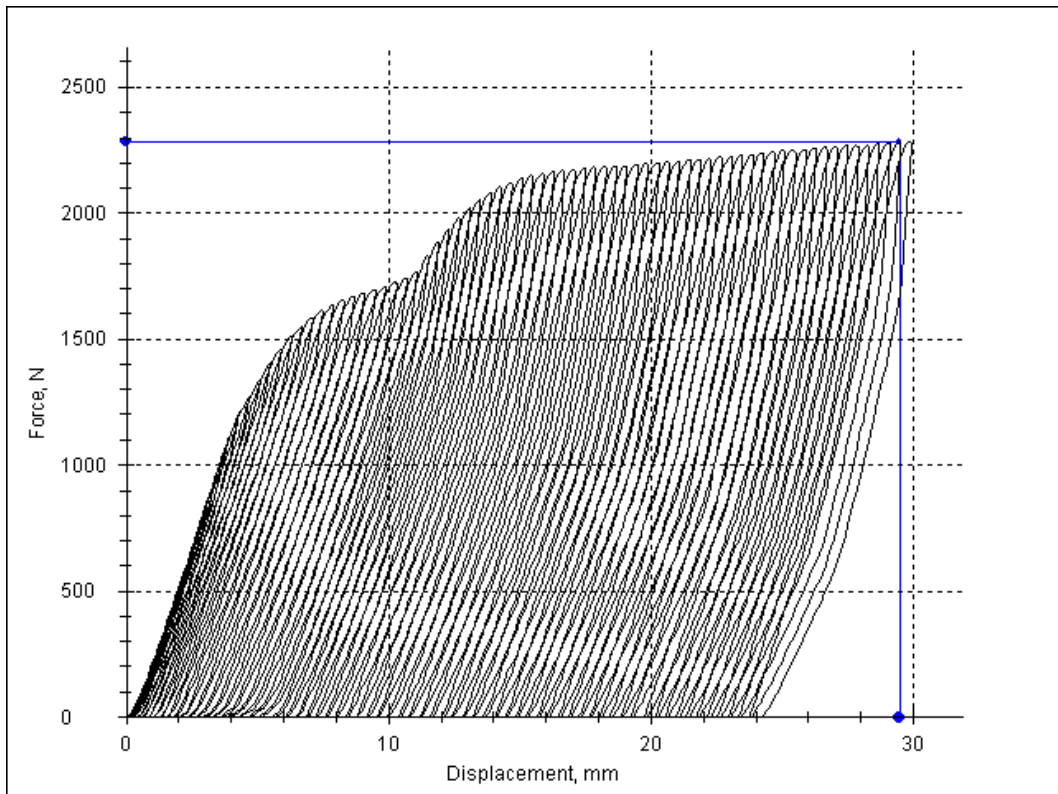
V rámci otestování materiálových vlastností testovaných trubek byla provedena i zkouška ohybem při zkrácené rozteči 250mm. U této zkoušky ohybem trubky rozměru 14x1,5 byl zmenšen i maximální průhyb z 30mm na 25mm. Definice a nastavení cyklického zatěžování zůstaly stejné jako u výše popsaných zkoušek.



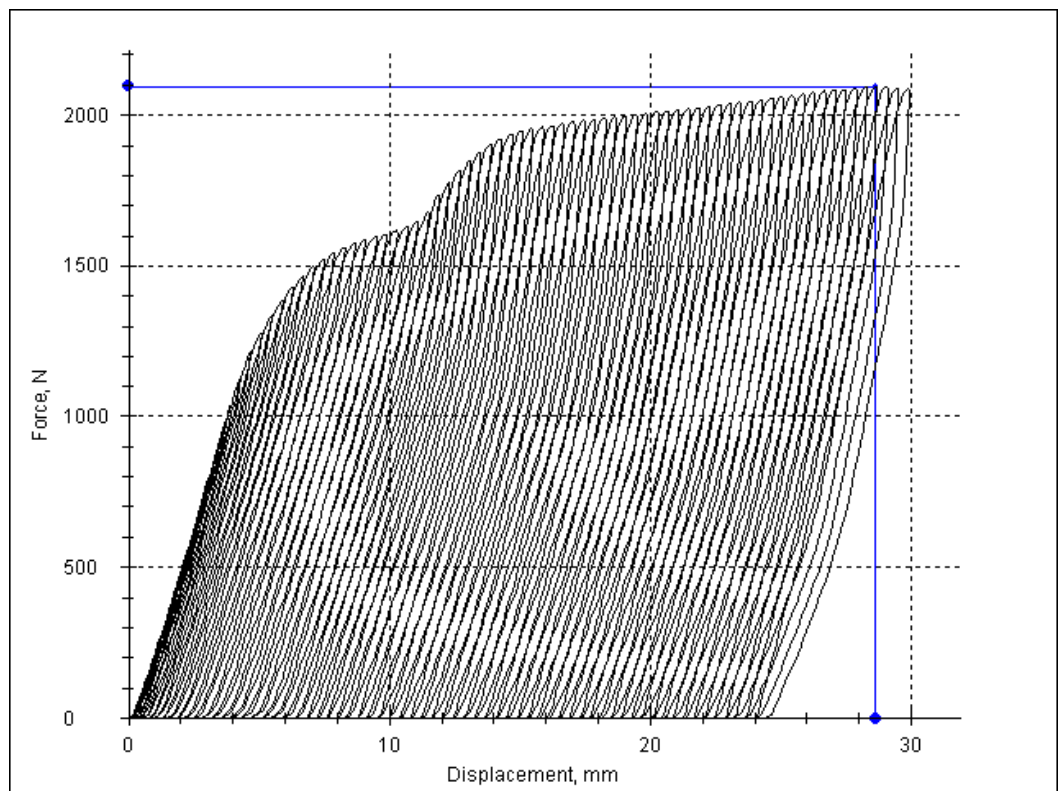
Obr. 48 Křivky zatěžovacích cyklů u prvního vzorku trubky rozměru 14x1,5mm při zkoušce ohybem trubky do maximálního průhybu 30mm



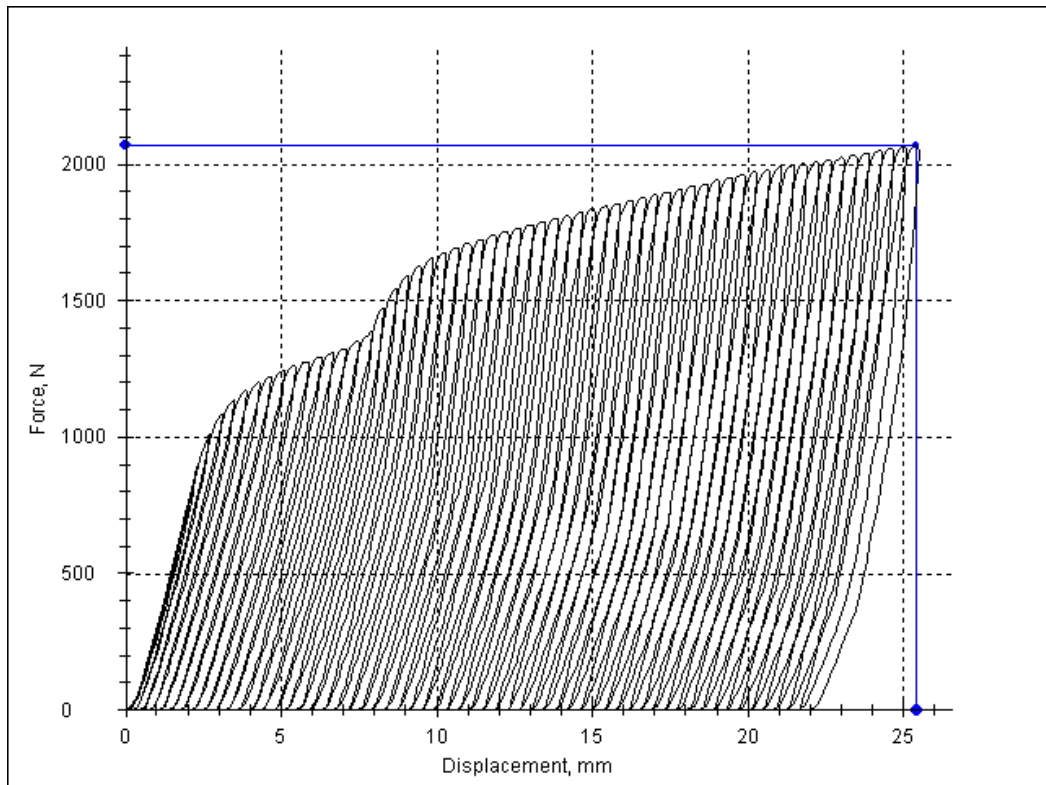
Obr. 49 Křivky zatěžovacích cyklů u druhého vzorku trubky rozměru 14x1,5mm při zkoušce ohybem trubky do maximálního průhybu 30mm



Obr. 50 Křivky zatěžovacích cyklů u prvního vzorku trubky rozměru 14x3mm při zkoušce ohybem trubky do maximálního průhybu 30mm

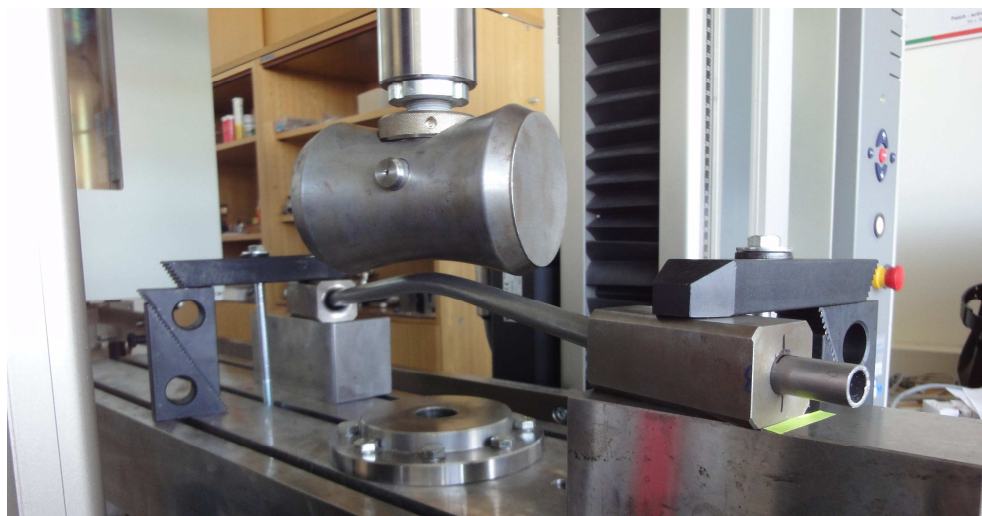


Obr. 51 Křivky zatěžovacích cyklů u druhého vzorku trubky rozměru 14x3mm při zkoušce ohybem trubky do maximálního průhybu 30mm

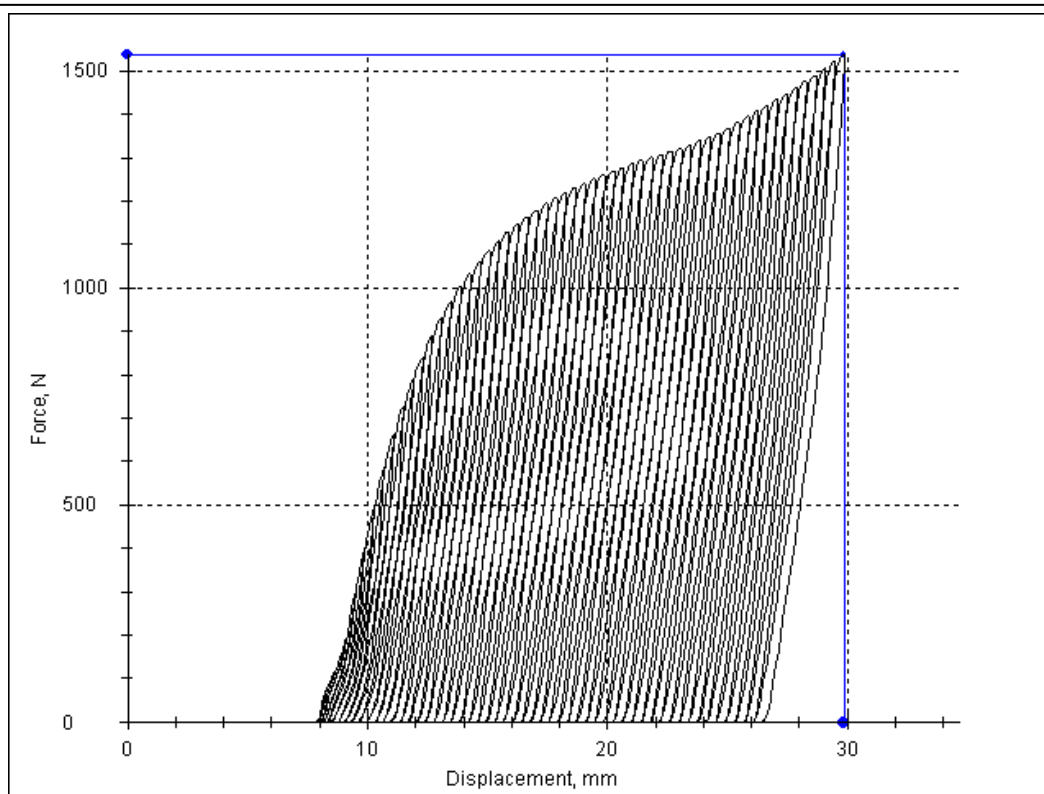


Obr. 52 Křivky zatěžovacích cyklů u prvního vzorku trubky rozměru 14x1,5mm při zkoušce ohybem trubky do max. průhybu 25mm, vzdálenost rozteče pouzder 250mm

Pro zjištění chování trubky při rovnání již zdeformované trubky byla provedena ještě jedna zkouška a to rovnání trubky ohnuté při zkoušce ohybem. Jedná se v principu o rovnání trubek na lisech při hrubovacím rovnání velkých ohnutí. Ohnutá trubka byla natočena největší deformací proti tlakové rolně. Jako výchozí pozice pro tlakovou rolnu bylo nastavení 30mm nad nulovou pozicí. Zatěžovací cykly probíhaly ve stejném nastavení jako předchozí s tím, že poslední cyklus měl nastavenou pozici na nulové ose. Schéma z pozičního uspořádání a záznam z této zkoušky jsou na obr. 53 a obr. 54.



Obr. 53 Zkouška ohybem při rovnání zdeformované trubky v předchozí fázi zkoušky na trhačce ZWICK/ROEL Z-050



Obr. 54 Křivky zatěžovacích cyklů pro případ rovnání vzorku trubky rozměru 14x1,5mm při zkoušce ohybem trubky z maximálního průhybu 30mm do 0mm, vzdálenost rozteče pouzder 250mm

4 Numerické výpočty procesu rovnání a namáhání rovnaček

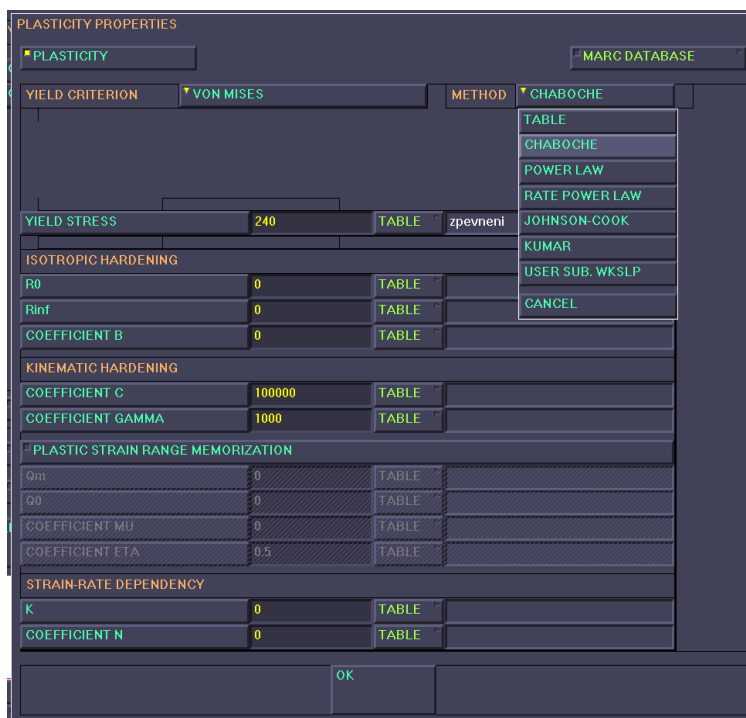
Při návrhu konstrukce nebo konstrukčních úpravách rovnaček je nutné vycházet z kritérií, která vychází z důsledků vlastního procesu rovnání. Z toho vyplývá, že logicky prvním krokem je pochopení a verifikace dějů, které nastávají při rovnacím procesu. Je běžnou praxí, že simulace vlastního rovnání a analýzy chování rovnačky jsou prováděny odděleně.

4.1. Možnosti MKP řešiče MSC.Marc

V této kapitole jsou představeny vybrané možnosti řešiče MSC.Marc, které byly s výhodou využity při simulacích rovnacího procesu a výpočtech deformací rámu rovnaček. V případě zájmu o podrobnější popis možností tohoto programu odkazují na dokumentaci k MSC.Marc, zejména Volume A: Theory and User information [11].

4.1.1 Knihovna materiálových modelů

MSC.Marc je uznávaným programem, který disponuje širokými možnostmi pro popis materiálového chování. Nezbytností u popisu plastického chování materiálu během rovnacího procesu je implementace izotropního zpevnění i nelineárního kinematického zpevnění (často označovaného jako Bauschinger Effect). Oba výše zmíněné způsoby zpevnění materiálu lze snadno zahrnout např. v rámci Chabochova modelu pro popis cyklické plasticity (v menu MSC.Marc pro popis plasticity je tato možnost zpřístupněna po volbě Chaboche method v menu definující plastické vlastnosti materiálu – viz obr. níže). Materiálové modely sloužící k popisu cyklické plasticity jsou schopny asi nejlépe vystihnout chování materiálu během rovnacího procesu. Detailní popis materiálových modelů je nad rámec této disertační práce a zájemce o matematický rozbor nejčastěji využívaných modelů pro cyklickou plasticitu lze odkázat na prameny [22, 23, 24, 25], kde jsou samotným matematickým popisům těchto modelů věnovány desítky stran.



Pro přiblížení je zde uvedena pouze rovnice základního modelu nelineárního kinematického zpevnění implementovaného v Chabochově modelu pro cyklickou plasticitu:

$$\dot{\mathbf{X}} = \left[\frac{\mathbf{C}}{\mathbf{R} + \mathbf{k}} (\boldsymbol{\sigma} - \mathbf{X}) - \gamma \mathbf{X} \right] \lambda$$

Materiálové koeficienty \mathbf{C} a γ zde obsažené jsou přímo zadávány v příslušných řádcích menu (viz výše). Koeficient \mathbf{C} má rozměr napětí a koeficient γ je bezrozměrný a určuje míru odchýlení od lineárního kinematického zpevnění (to bychom dostali pro $\gamma = 0$).

Zbývající členy vystupující v tomto vztahu představují následující veličiny:

\mathbf{X} ... „backstress“ reprezentující střed plochy plasticity popsané rovnicí

$$f = J(\boldsymbol{\sigma} - \mathbf{X}) - \mathbf{R} - \mathbf{k} \leq 0$$

J ... von Misesova vzdálenost v prostoru deviatorů napětí

\mathbf{R} ... evoluce plochy plasticity

\mathbf{k} ... počáteční velikost plochy plasticity

λ ... plastický multiplikátor

Podrobnější popis je možné nalézt buď v pramenech prameny [22, 23, 24, 25] nebo částečně i v manuálu k MSC.Marc, oddíl „Theory and User Information“.

4.1.2 Efektivně implementované kontaktní algoritmy

Program MSC.Marc vyniká díky výborně propracovaným implementacím kontaktů. Pro potřeby simulace rovnicích procesů lze využít jak tuhých (tvořených geometrickými entitami, tj. křivkami a plochami), tak deformovatelných těles (tvořených konečnými prvky). Velmi bohaté jsou taktéž volby pro nastavení pravidel pro způsob detekce kontaktu i podmínek pro rozpojení již existujícího kontaktu. Vlastní definování existence a typu kontaktu mezi jednotlivými díly analyzované sestavy je realizováno specifikací kontaktní tabulky (viz níže). Zde je možné pro každou kontaktní dvojici zvolit typ kontaktu (T ... „touching contact“, G ... „glue contact“), parametry pro efektivní detekci a chování vzniklého kontaktu, jakož i součinitel tření.

CONTACT TABLE PROPERTIES			SECOND												
	BODY NAME	BODY TYPE	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
FIRST	1	valec_h1	deformable					T							
	2	valec_h2	deformable					T							
	3	valec_s1	deformable						T						
	4	valec_s2	deformable							T					
	5	horni_pricknik	deformable												
	6	stul	deformable												
	7	sloup1	deformable						G	G		G	G		
	8	matice_sloup1_spodni	deformable							G					
	9	matice_sloup1_horni	deformable						T						
	10	sloup2	deformable						G	G				G	G
	11	matice_sloup2_spodni	deformable							G					
	12	matice_sloup2_horni	deformable							T					

ALL ENTRIES: CONTACT TYPE: NO CONTACT, TOUCHING, GLUE
DETECTION METHOD: DEFAULT, AUTOMATIC, FIRST->SECOND, SECOND->FIRST, DOUBLE-SIDED

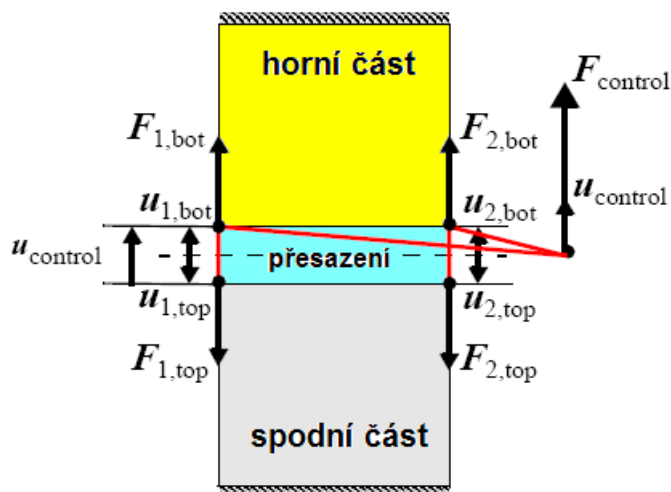
OK

4.1.3 Diskrétní prvky a vazby mezi jednotlivými stupni volnosti

Rozsáhlá knihovna konečných prvků je u MSC.Marc doplněna bohatou množinou diskrétních prvků a vazeb mezi jednotlivými stupni volnosti. Pro představu je možné zmínit diskrétní prvky typu pružina, tlumič či tuhé linky, nebo speciální vazby, mezi které lze zařadit např. vazby typu „*overclosure*“ pro snadné zavedení předepnutí ve šroubech či provázání posuvů a sil mezi různými uzly ve smyslu implementace RBE2 i RBE3 elementů z NASTRANu. Některých z těchto prvků bylo s výhodou využito ve výpočtech v této disertační práci pro vytvoření výpočtového modelu rámu rovnaček. Analyzovat tuhost různých koncepcí rovnaček pak bylo možné bez nutnosti používat detailně vysíťovaných upínacích a předepínacích komponent.

Jako příklad je zde popsána vazba typu „*overclosure*“, která byla využita při definici výpočtových modelů rámu rovnaček, a to jak v provedení s předepnutými závity na sloupech, tak v provedení s tlakově předepnutými dutými sloupy pomocí předepnutí táhel, které prochází celou délkou sloupů. Realizaci vazby „*overclosure*“ lze představit pomocí následující posloupnosti:

- Celistvě vysíťovaný šroub nebo táhlo určené pro předepnutí je ve zvoleném místě rozděleno „*řezem*“ na dvě sousedící části (např. horní a dolní) se shodným rozmístěním uzlů na ploše „*řezu*“. K rozdělení vysíťovaných dílů lze využít automatizovanou operaci v menu „MATCHING BOUNDARIES“.
- Mezi vzájemně si odpovídajícími uzly jsou pak automaticky definovány jednotlivé vazby typu „*overclosure*“, které mají jeden společný řídicí uzel. V tomto uzlu je třeba zavést příslušnou okrajovou podmínku buď požadovanou předepínací sílu F (vztaženou společně na všechny uzly „*řezu*“) nebo požadované virtuální přesazení obou částí rozděleného táhla u , čímž se vlastně opět zavede tomu příslušující předepínací síla do obou částí táhla či šroubu.



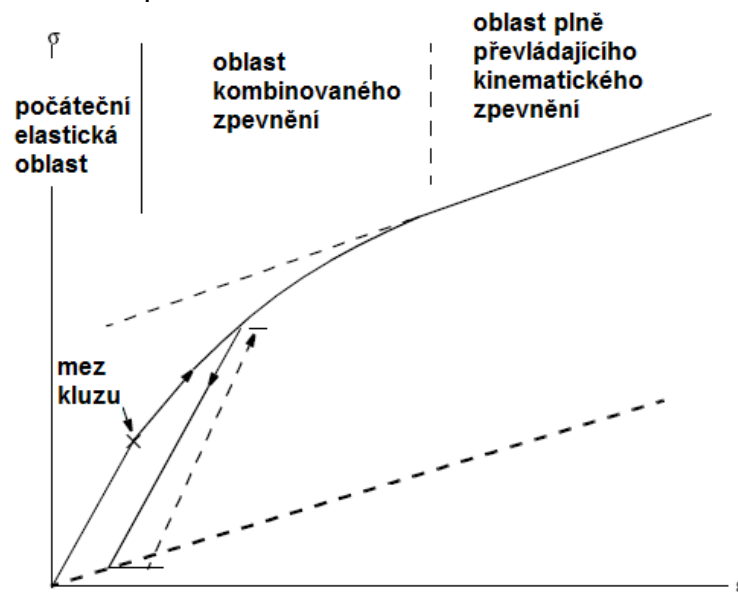
Obr. 55 Schematické znázornění předepnutí šroubu pomocí síly nebo přesazení

V principu je samozřejmě možné zavést předepnutí nejen v oblasti reprezentované konečně-prvkovou sítí, ale i např. mezi dvěma vzdálenými uzly, k nimž jsou vhodnými vazbami připojeny uzly vysíťovaných dílů. Tímto způsobem byla v dále prezentovaných výpočtech nahrazena předepínací táhla u osmisloupové varianty rovnačky s dutými sloupy.

4.2. Výpočet cyklického ohybového namáhání trubky

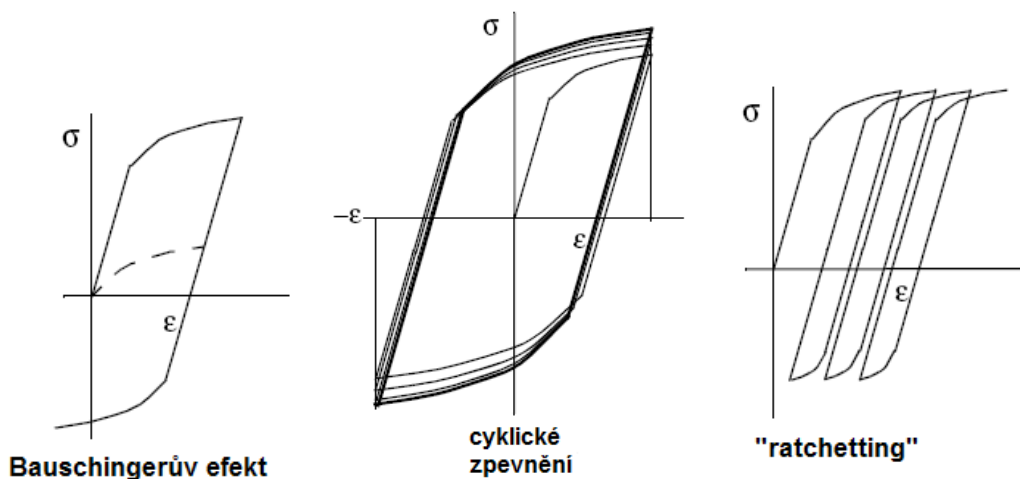
Tento odstavec shrnuje základní jevy vyskytující se při cyklickém zatěžování nad mez kluzu a konfrontuje výsledky simulace cyklického ohýbání trubky se záznamy experimentální realizace modifikované zkoušky ohybem. V žádném případě není ambicí této práce představit podrobnou studii chování materiálu při plastickém cyklickém zatěžování. Cílem je pouze upozornit na typické rysy v odezvě materiálu na cyklické namáhání a poukázat na nezbytnost použití materiálového modelu, který zahrnuje i kinematické zpevnění.

V úvodu je třeba připomenout, že během rovnacího procesu dochází k opakovanému namáhání materiálu nad mez kluzu. Jelikož ale počet těchto zatěžovacích cyklů dosahuje řádu nanejvýš několika desítek, budeme se pohybovat v oblasti kombinovaného zpevnění – viz obr. 56.



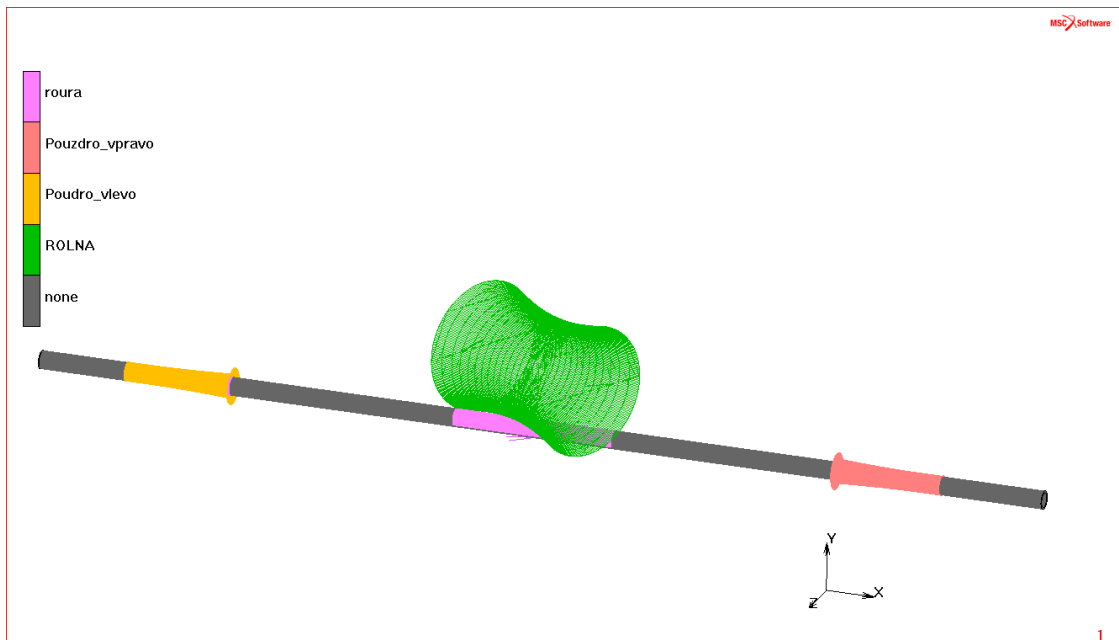
Obr. 56 Schematické znázornění vývoje převahy kinematického zpevnění při cyklickém namáhání

V případě cyklického zatěžování nad mez kluzu s časově narůstající střední hodnotou výchylky je namísto očekávat kombinaci několika základních jevů – Bauschingerova efektu, cyklického zpevnění a „ratchetting“ (jakýsi pohyb západkového mechanismu), viz. obr. 57.



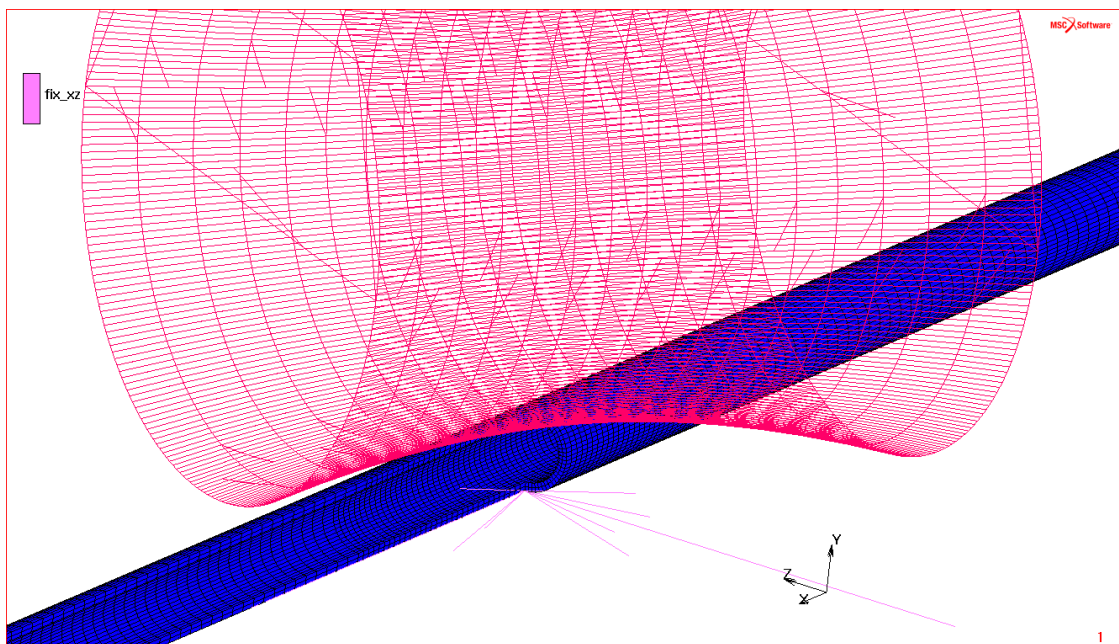
Obr. 57 Základní jevy pozorované při cyklickém plastickém namáhání materiálu

Experiment modifikované cyklické ohybové zkoušky byl nasimulován ve výpočtovém programu MSC.Marc. Geometrické parametry testovacího zařízení byly detailně popsány v oddíle 3.2. Definovaná kontaktní tělesa byla všechna typu „rigid“, tedy tuhá tělesa reprezentovaná plochami – viz obr. 58



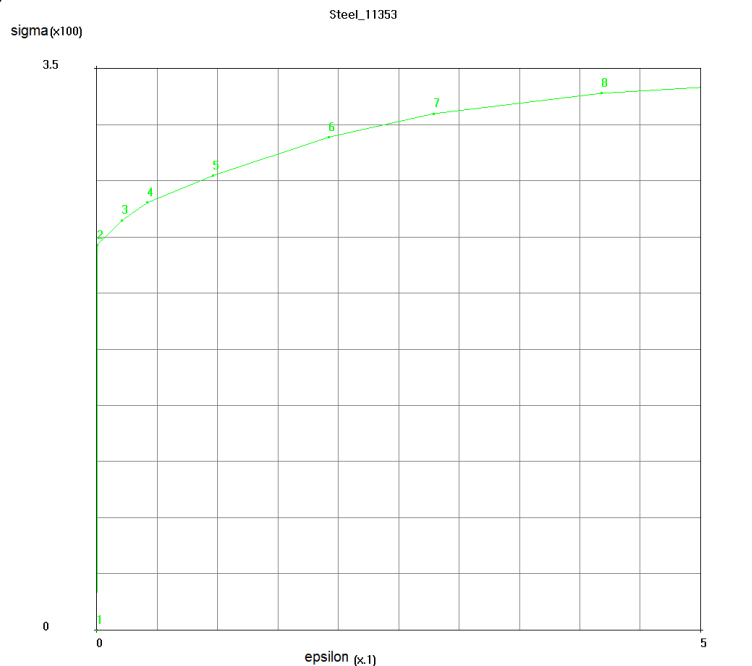
Obr. 58 Definice kontaktních těles – Pouzdra i rolna byla definována jako „rigid“

Pouze pro potřeby stability numerického řešení na počátku ohybové zkoušky bylo třeba zavést pomocnou okrajovou podmínku – omezené posuvy ve směrech **X** a **Z** středového uzlu na spodní linii trubky. Uzel těsně sousedící s tímto přidrženým uzlem byl zvolen pro vykreslení historie x -ových složek $\sigma - \epsilon$, viz obr. 59 níže. Jelikož úlohy byly řešeny v režimu velkých deformací, představuje graf x -ových složek $\sigma - \epsilon$ závislost mezi složkami Cauchyho (skutečného) napětí a skutečné deformace.

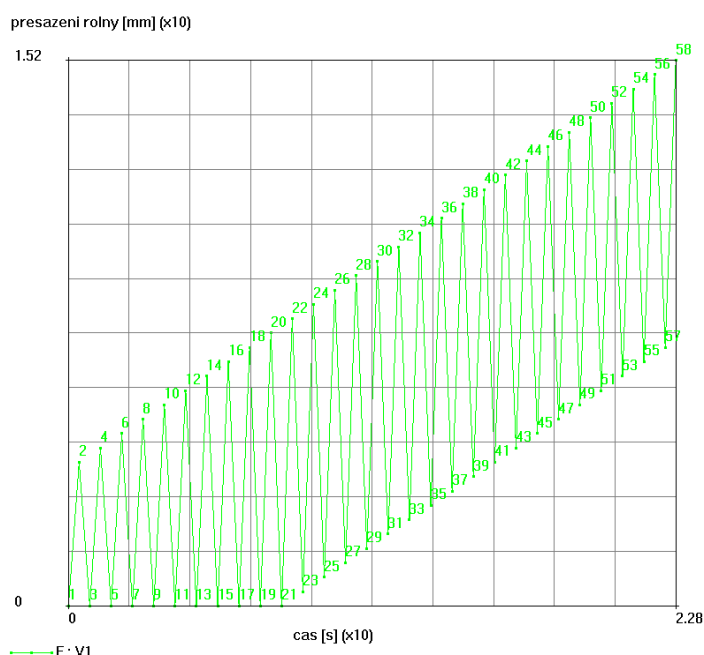


Obr. 59 Pomocná okrajová podmínka – přidržení středového uzlu na spodní linii trubky

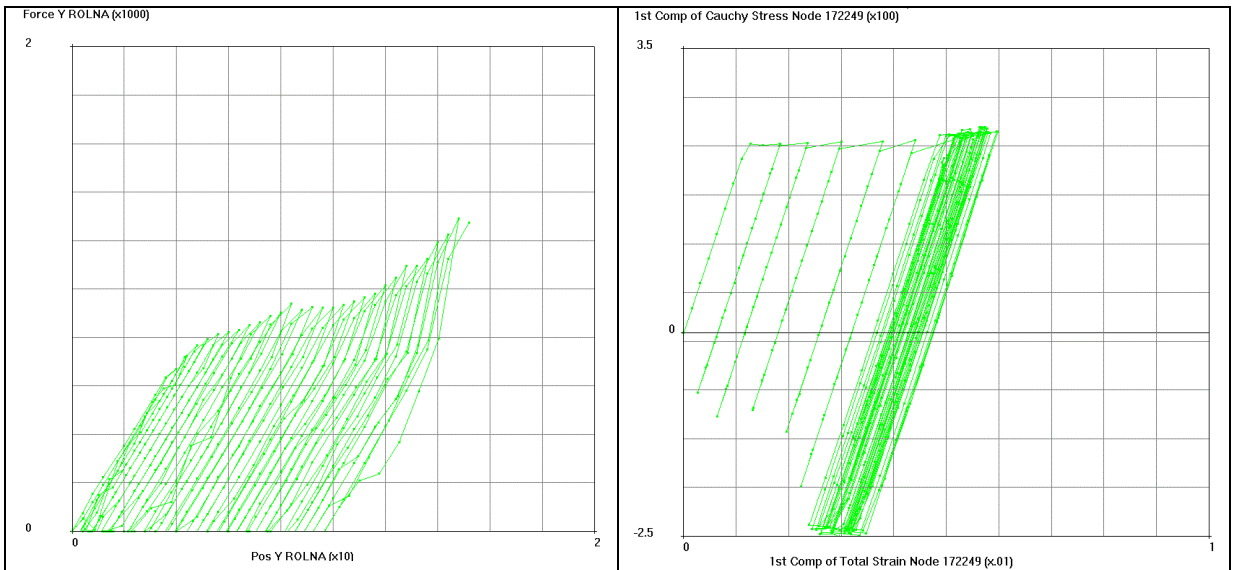
Následující obr. 60 ukazuje závislost mezi ekvivalentním von Misesovo napětím a ekvivalentní plastickou deformací. Tato závislost byla zadána v souladu s naměřenými tahovými zkouškami a popisuje vlastně izotropní složku zpevnění materiálu. Kinematická složka zpevnění materiálu byla zadána prostřednictvím materiálových koeficientů C a γ Chabochova modelu pro cyklickou plasticitu (viz odstavec 4.1.1) a jejich hodnoty byly hledány pomocí přiblížení k experimentálně zjištěným závislostem $F-d$ (síla působící na tlakovou rolnu versus průhyb trubky pod rolnou) při cyklickém ohýbání trubky podle časové závislosti zobrazené na obr. 61. Nejlepší shody s experimentálním záznamem bylo dosaženo při volbě koeficientů $C = 40000 \text{ MPa}$, $\gamma = 800$.



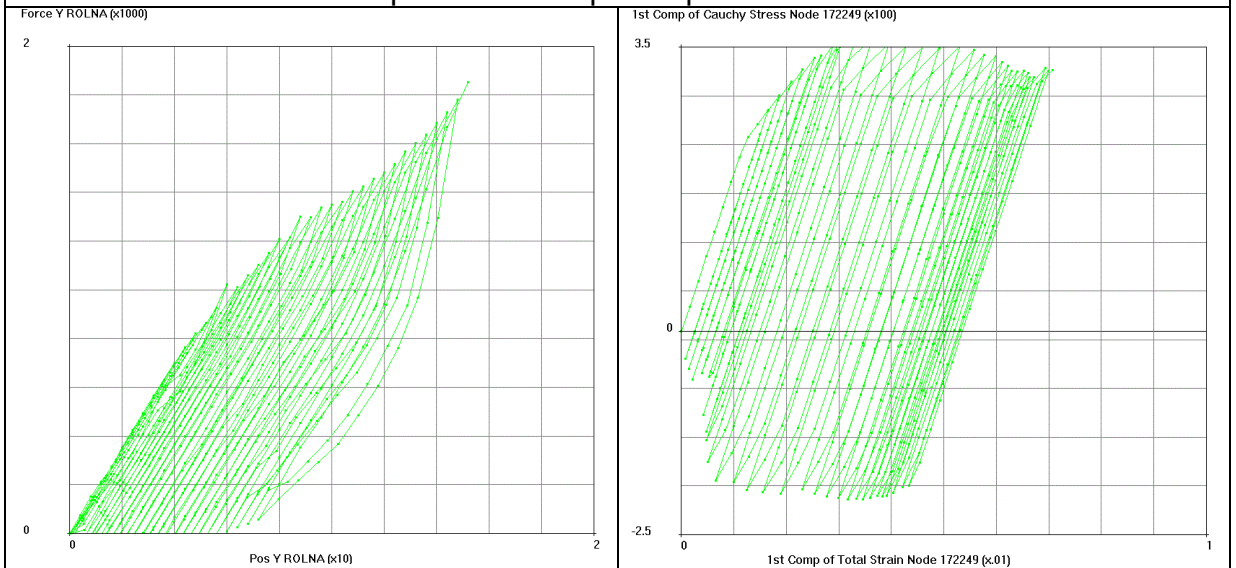
Obr. 60 Závislost ekvivalentního von Misesova napětí na ekvivalentní plastické deformaci - materiál 11353, mez kluzu 240 MPa (bod 2 v grafu)



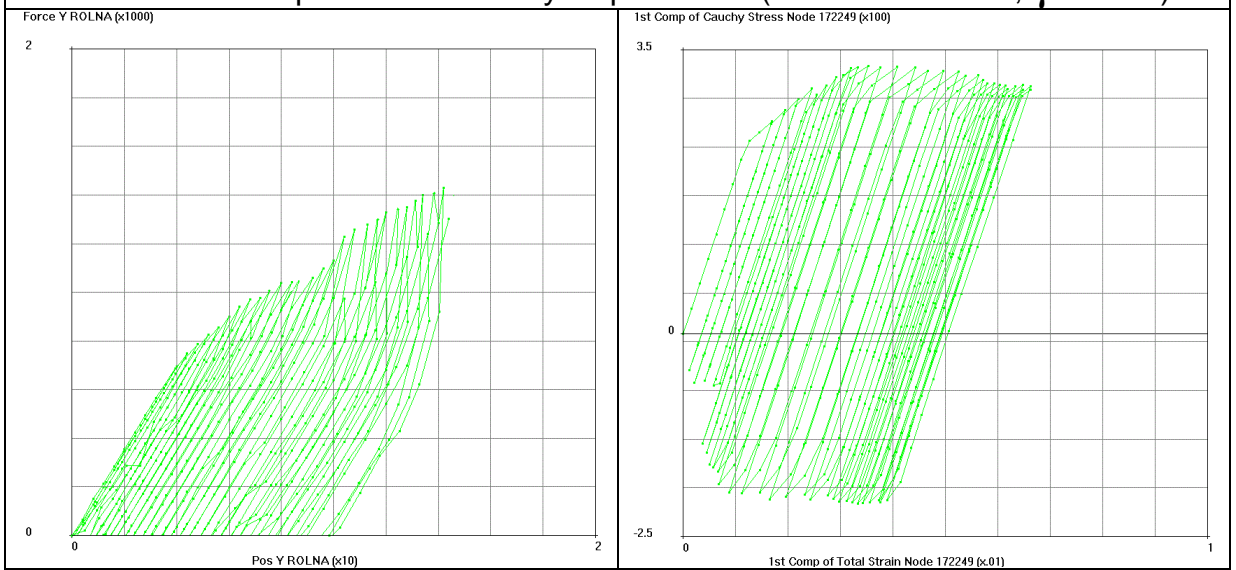
Obr. 61 Definice zatížení – časová závislost přesazení rolny vůči pouzdrům



Varianta pouze s izotropním zpevněním materiálu



Varianta s izotropním i kinematickým zpevněním ($C = 200000$ MPa, $\gamma = 1000$)



Varianta s izotropním i kinematickým zpevněním ($C = 40000$ MPa, $\gamma = 800$)

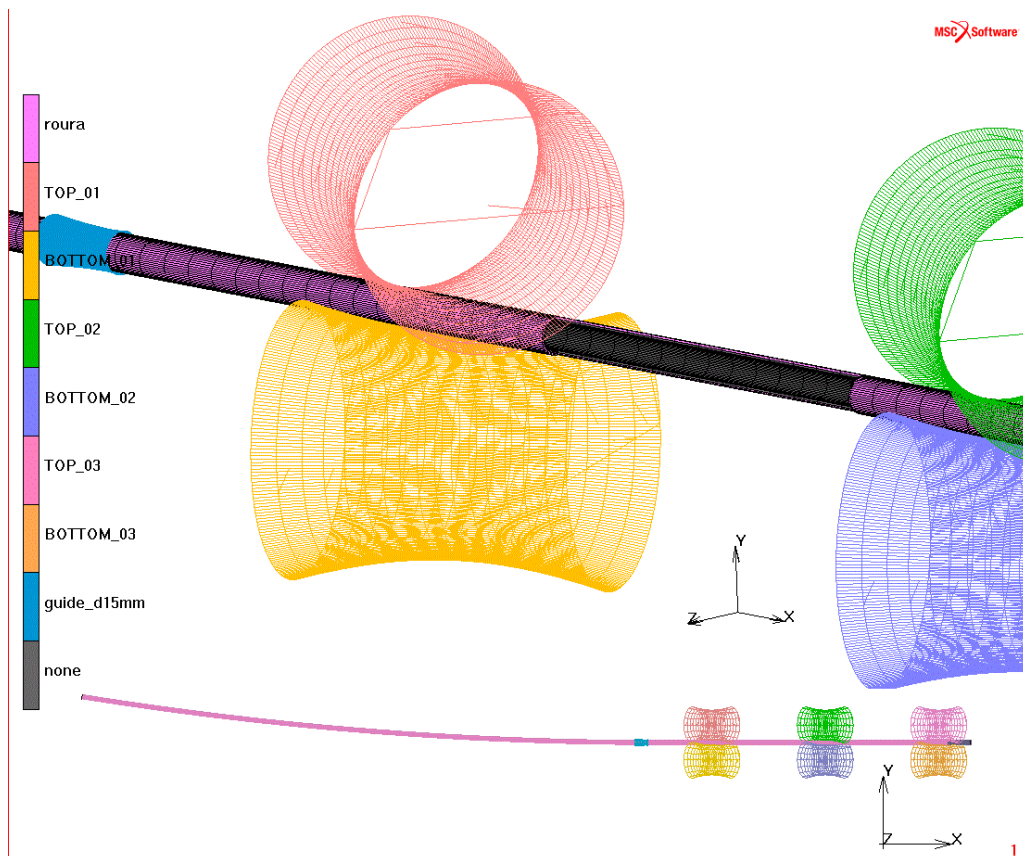
Obr. 62 Ukázky závislostí $F-d$ (vlevo) a $\sigma - \epsilon$ (vpravo) u vybraných řešených variant

4.3. Simulace rovnacího procesu v šesti rolnové rovnačce

Cílem simulace rovnacího procesu mezi šesti rolnami bylo získat odhad reakčních sil působících na rolny při průchodu deformované trubky rovnačkou, aby bylo možné alespoň přibližně odhadnout vhodnou úroveň zatížení výpočtových modelů rámu a kvalitativně srovnat tuhost několika různých koncepcí. Této problematice je věnován následující oddíl této kapitoly.

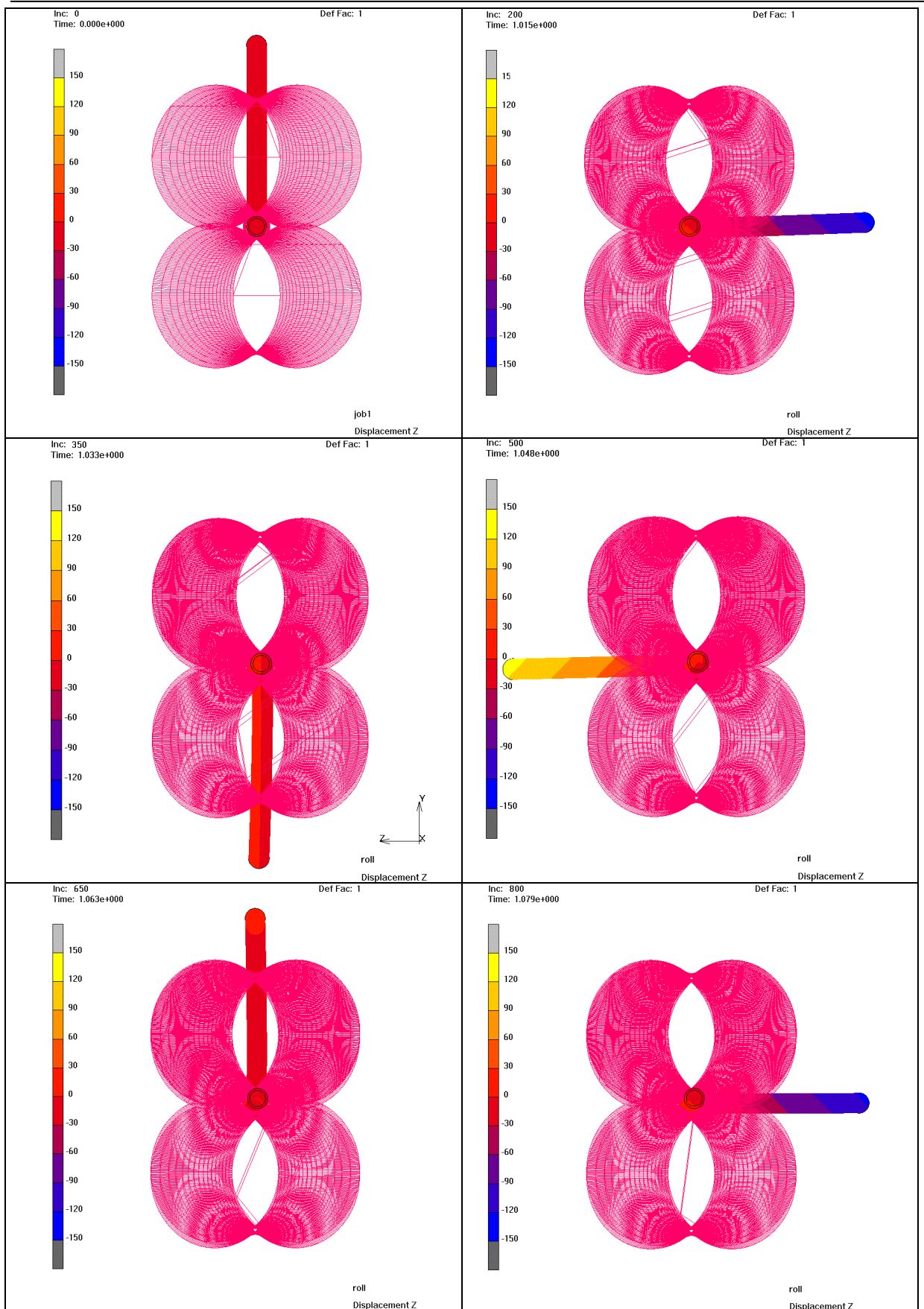
Neboť každá rovnaná trubka je v zásadě originál, byl pro numerickou simulaci zvolen geometricky jednoduchý reprezentant zakřivené trubky – trubka o konstantní křivosti v úseku před rolnami – viz spodní část obr. 63. Konkrétně byla zvolena typová trubka s průřezem 14x1.5 a poloměrem křivosti 10000 mm.

Co se týče konfigurace výpočtového modelu, byly všechny rolny reprezentovány kontaktními tělesy typu „rigid“, podobně jako v případě simulace modifikované ohybové zkoušky. Prostřední dvojici roln bylo předepsáno přesazení 4 mm vůči rolnám krajním a všem rolnám byly předepsány příslušné rotace kolem svých os. Pro jednoduchost byly úlohy řešeny jako kvazistatické a tudíž rychlost rotace trubky neměla vliv na setrvačné účinky, neboť ty byly zanedbány. Tuhé rolny byly kolem svých lokálních svislých os (tj. ve směru Y) natočeny tak, aby dosedaly k trubce v maximální možné své délce.



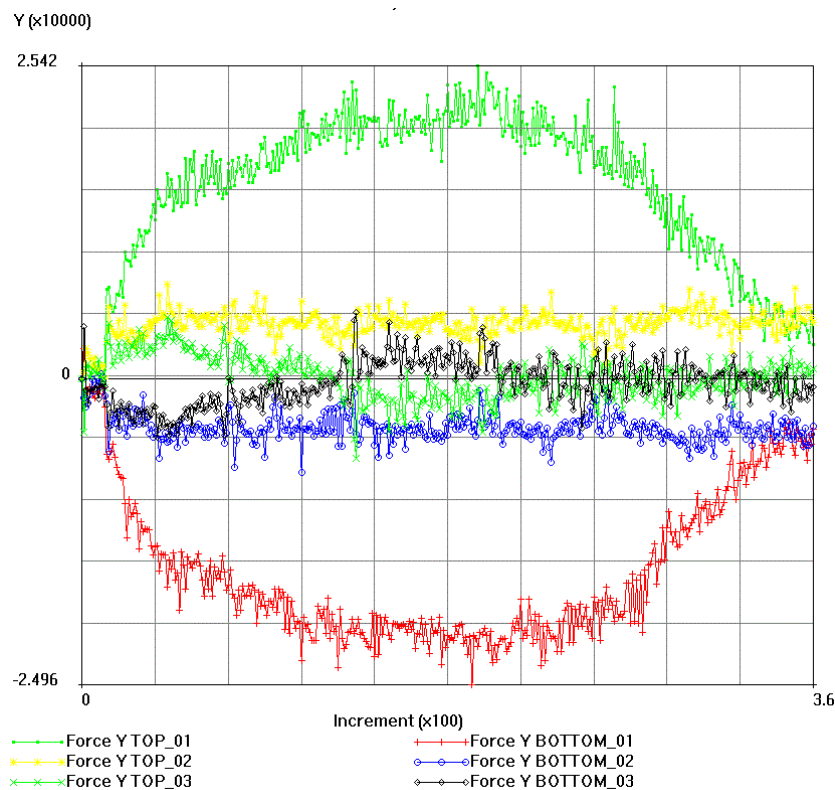
Obr. 63 Definovaná kontaktní tělesa a detail konečně-prvkové sítě rovnané trubky (v dolní části obrázku je boční pohled na celý výpočtový model)

Výpočet potvrdil, že i při relativně malém součiniteli tření 0.1 je zakřivená trubka bez potíží vtahována mezi rovnací rolny a unášena šroubovicovým pohybem – sekvence časových okamžiků s krokem o velikosti 150 výpočtových inkrementů je ukázána na obr. 64.



Obr. 64 Rovnaná trubka byla rovnoměrně unášena rotujícími rolnami – rozsah barevné škály odpovídá vzdálenosti konce zakřivené trubky od podélné osy rovnačky

Na obr. 65 jsou ukázány časové průběhy reakčních sil na příslušných rolnách při průchodu zakřivené trubky. Z těchto průběhů je možné vyvodit, že k významnému zvýšení reakcí na vstupních rolnách došlo v důsledku těsného sevření trubky mezi rolnami. Takováto situace by tedy v praxi vlastně odpovídala tomu, že dvojice roln funguje nejen jako podpěra při rovnání trojúhelníkovým schématem, ale jako jakási dvou-rolnová rovnačka, v níž dochází k lokálnímu rovnání trubek pouze na délce rolny. Tuto domněnku by potvrdzovalo i zobrazení stykových ploch mezi rolnami a trubkou – viz obr. 66. Když srovnáme velikost reakčních sil na rolnách při tomto „lokálním rovnání“ se silami zaznamenanými při modifikované ohybové zkoušce, dostáváme o řád vyšší hodnoty. Tedy konkrétně, při modifikovaném tříbodovém ohybu trubky 14x1.5 se pohybují reakční síly na střední rolně na úrovni 1 kN, avšak při vstupu do šesti-rolnové rovnačky se při těsném přimknutí roln k trubce na vstupních rolnách objevují reakční síly v řádu 25 kN (viz obr. 65), kde pozice inkrementů 350, 500 a 650 odpovídají vyobrazení z obr. 64).



Obr. 65 Síly působící na rolny ve svislém směru – rovnání trubky 14x1,5xR10000

Do jaké míry jsou tyto výstupy zvoleného výpočtového modelu slučitelné s reálnými silovými poměry ve skutečné rovnačce je nejspíš významně závislé na konkrétním typu rovnačky, na poměru tuhosti rovnačky ve srovnání s průřezem, na počátečním zakřivení vstupující trubky, na těsnosti přimknutí rovnačích roln k trubce, na síle v přidržovacích hydraulických válcích, které přidržují rolny na stavitelných dorazech a možná i na dalších faktorech.

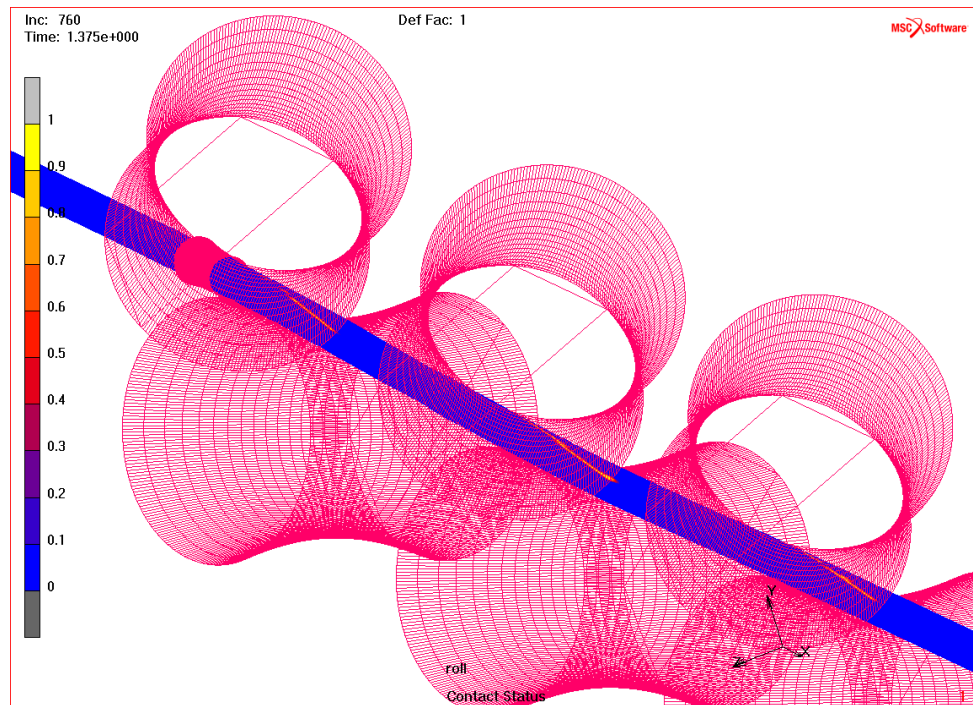
Navíc, vlastní simulace rovnačícího procesu ve více-rolnové rovnačce byla extrémně výpočtově náročná hned z několika příčin:

- počet elementů trubky musel být velmi vysoký (řádově 50.000 elementů), aby průřez trubky mohl dostatečně přesně popisovat kruhový průřez
- taktéž počet segmentů na plochách kontaktních těles reprezentujících rolny musel být značný (řádově 720)

- úloha musela být řešena s malým krokem (na jednu otáčku rolny cca 700 inkrementů), neboť s každým pootočením trubky docházelo k aktualizaci nových kontaktních ploch

- a ještě byla v modelu přítomná silná materiálová nelinearita

Nemělo by tedy být příliš překvapivé, že úloha velmi špatně konvergovala a výpočtové časy se pohybovaly při spouštění na jednom procesorovém jádru v řádech týdnů. Možná i proto nebyly nikde nalezeny prameny publikující numerické simulace podobných procesů.



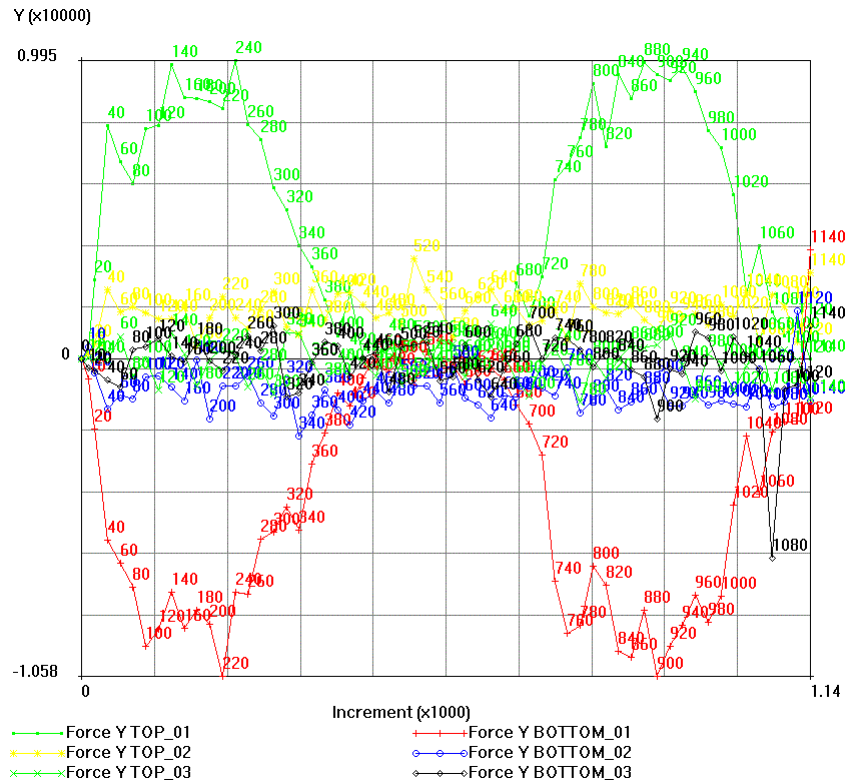
Obr. 66 Stykové plochy mezi trubkou a rolkami mají podobu souvislých kontaktních linií

Když byly uváženy numerické komplikace takto postavené numerické simulace i výrazná nejednoznačnost v zadání vstupních podmínek pro simulaci, byly jako reprezentativní zatížení pro stanovení tuhosti srovnávaných koncepcí šesti-rolnových rovnaček nakonec zvoleny dvě varianty zatížení. První varianta zatížení (analyzovaná v oddíle 4.4) reprezentuje maximální možné přídržné síly na všech hydraulických válcích - pro běžný provozní tlak oleje 150 bar vycházelo, pro dané průřezy pístů srovnatelně velkých rovnaček se základní roztečí roln 310 mm, zatížení 100 kN na každou z dvojic roln. Druhá varianta zatížení (shrnutá v oddíle 4.5) předpokládá zatížení od reakčních sil stanovených při simulaci rovnání trubky 14x1.5, tj. zatížení 25 kN na vstupní dvojici roln a 2 kN pro zbylé dvě dvojice roln.

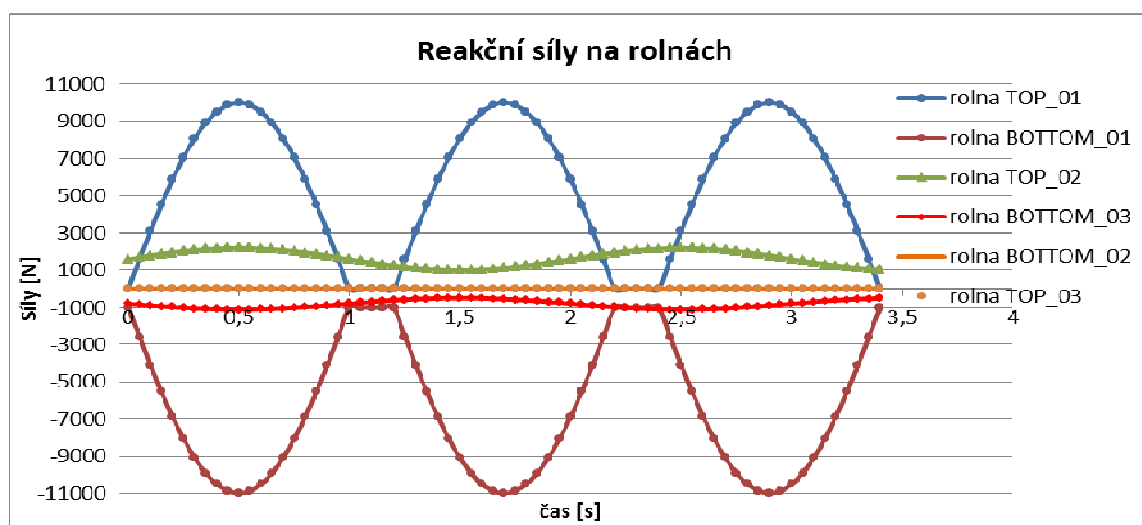
Ještě pro představu připojme, že pro jiný výpočet průchodu trubky šesti-rolnovou rovnačkou, konkrétně pro trubku s průřezem 14x1 a poloměrem křivosti 5000 mm, byly zaznamenány reakční síly na rolnách v podobě, která je vidět na obr. 67.

Je třeba upozornit na to, že všechny vyhodnocené časové závislosti reakčních sil na rolnách jsou v zásadě zatíženy kolísáním způsobeným častou změnou v detekci kontaktních uzlů a kontaktních segmentů výpočtového modelu. Toto „kontaktní kolísání“ je řádově srovnatelné nebo dokonce převyšuje úroveň reakčních sil, které by odpovídaly pouhému tříbodovému nebo modifikovanému tříbodovému ohybu trubky. Proto jsou pro větší názornost na obr. 68 zkonstruovány idealizované reakční

sil, aby bylo možné vysvětlit řádový rozdíl mezi reakčními silami při „lokální rovnání“ a při rovnání pomocí tříbodového ohybu. Samozřejmě zde není zahrnut efekt prostorového průhybu trubky ani setrvačných účinků. Navíc, v případě střední a výstupní dvojice roln je sevření trubky mezi rolnami uvažováno nulové, tj. z těchto dvojic roln má nenulovou reakci vždy jen jedna rolna (viz obr. 68, kde TOP_02 funguje jako razník a BOTTOM_03 funguje jako prostá podpěra.)



Obr. 67 Síly působící na rolny ve svislém směru – simulace rovnání trubky 14x1xR5000



Obr. 68 Idealizované reakční síly na rolnách šesti-rolnové rovnačky pro případ „lokálního rovnání mezi vstupními rolnami (tj. TOP_01 a BOTTOM_01) a tříbodového rovnání s pomocí zbylých dvojic roln

4.4. Výpočet deformací hlavních koncepcí 6-ti rolnových rovnaček

Všechny níže prezentované varianty 6-ti rolnové rovnačky mají rozteč sousedních roln 310 mm. Z důvodu jednoznačného srovnání tuhosti byla u všech variant zavedena „*rovnací síla*“ 100 kN v místě každé z roln. U všech analyzovaných variant byl uvažován jako konstrukční materiál běžná ocel. Vzhledem k malým hodnotám napětí ve všech řešených konstrukcích nebylo třeba specifikovat mez kluzu ani křivku zpevnění.

Prezentovány jsou čtyři běžně se vyskytující koncepce, přičemž je vždy vyhodnoceno stávající konstrukční provedení a k tomu jedna modifikace, viz tabulka níže. Ve většině výpočtů bylo využito roviny symetrie ve směru X.

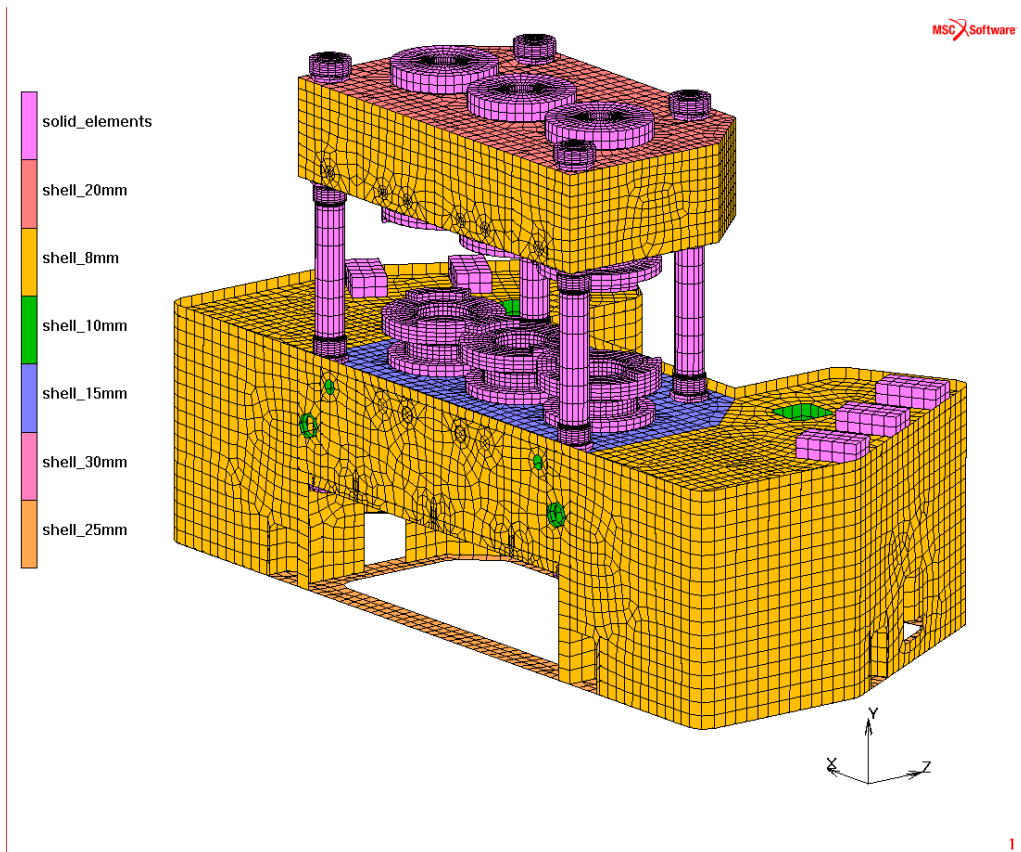
Udávané oddálení základů roln při síle 100 kN je vyhodnoceno jako rozdíl mezi oddálením základů jen při předepnutí sloupů a při zavedení síly 100 kN na všechny rolny.

Komentované závěry k výsledkům analyzovaných variant jsou na konci kapitoly.

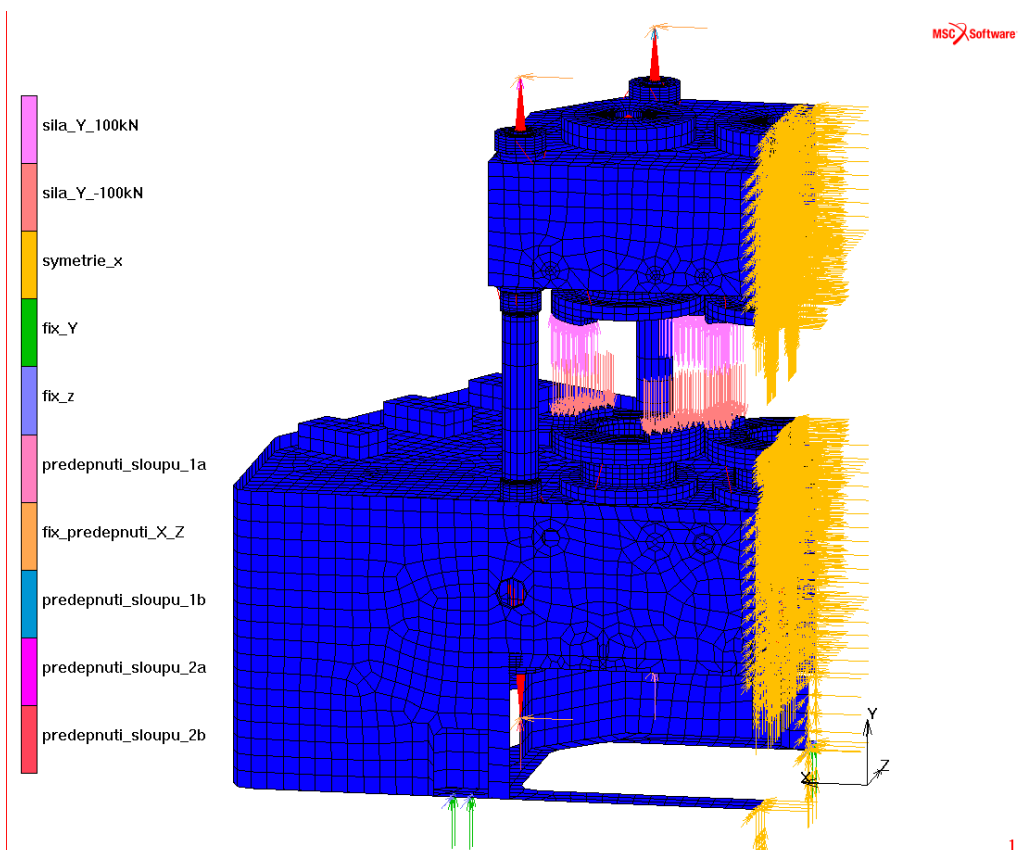
Analyzované varianty rovnaček:

Varianta	Popis varianty
01a	Čtyř-sloupová varianta, sloupy D50x3, geometrie celého modelu převzata z existující varianty, průměr sloupů D70, sloupy předepnuty silou 100kN
01b	Modifikace čtyř-sloupové varianty se zesíleným dnem horního a spodního „ <i>hrnce</i> “ z 25 mm na 50mm
02a	Varianta C-lisu vyztužená dvěma sloupy, tloušťky plechů svařence byly převzaty z existující varianty, průměr sloupů D70
02b	Modifikace varianty C-lisu se dvěma sloupy, tloušťky plechů svařence redukovány na max. 10 mm , dna „ <i>hrnců</i> “ a příruby zesíleny na 50 mm
03a	Rámová konstrukce lisu, v níž jsou sloupy nahrazeny ocelovými plechy tloušťky 20 mm, geometrie opět převzata z existující varianty.
03b	Rámová konstrukce lisu, v níž jsou sloupy nahrazeny ocelovými plechy tloušťky 20 mm, šířka rohových plechů zvýšena ze 140 na 210 mm .
04a	Osmi-sloupová varianta, tloušťky plechů svařenců byly převzaty z existující varianty, průměr sloupů D50x2.5, sloupy předepnuty silou 60 kN
04b	Osmi-sloupová varianta, tloušťky plechů svařenců redukovány na 10 mm z důvodu úspory materiálu

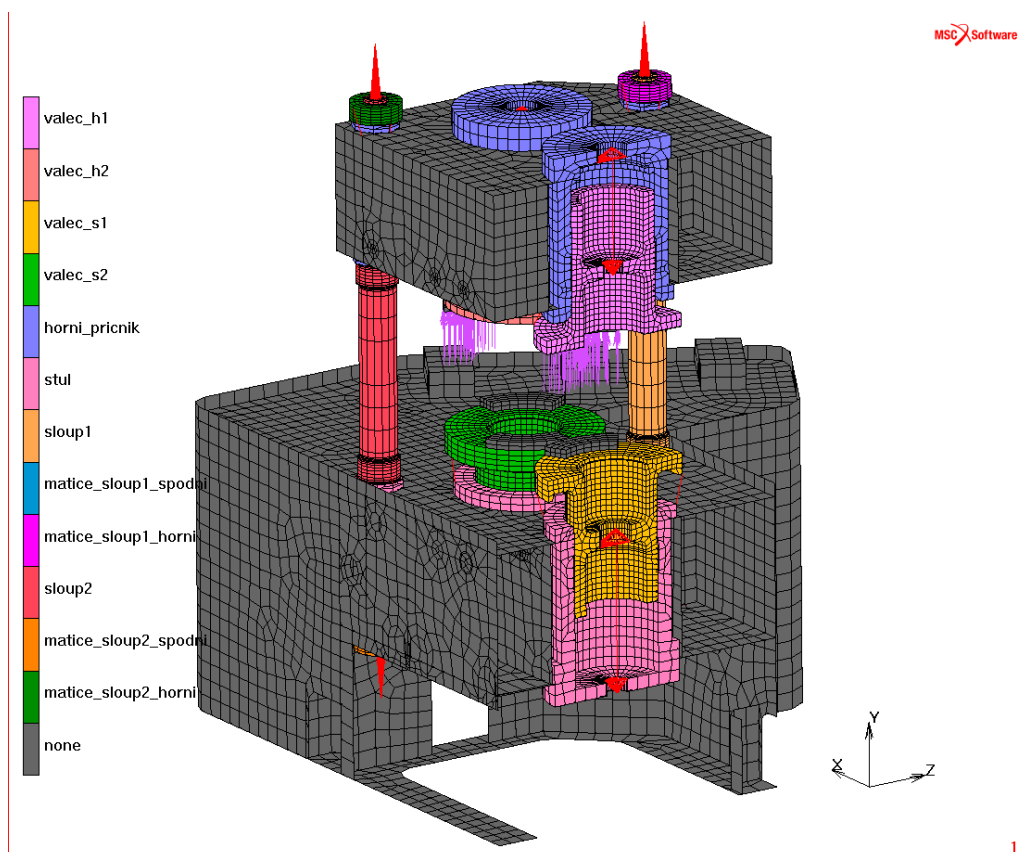
Varianta 01a – Čtyř-sloupová varianta, převzatá geometrie



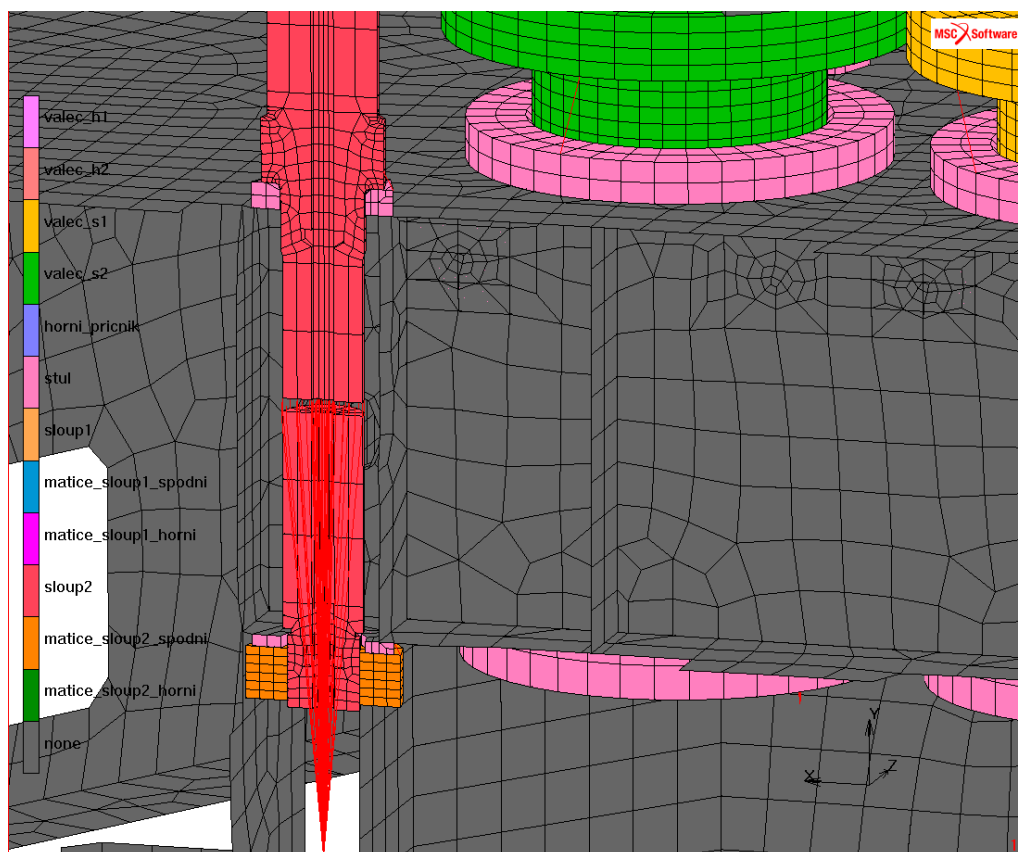
Obr. 69 Geometrické vlastnosti MKP modelu



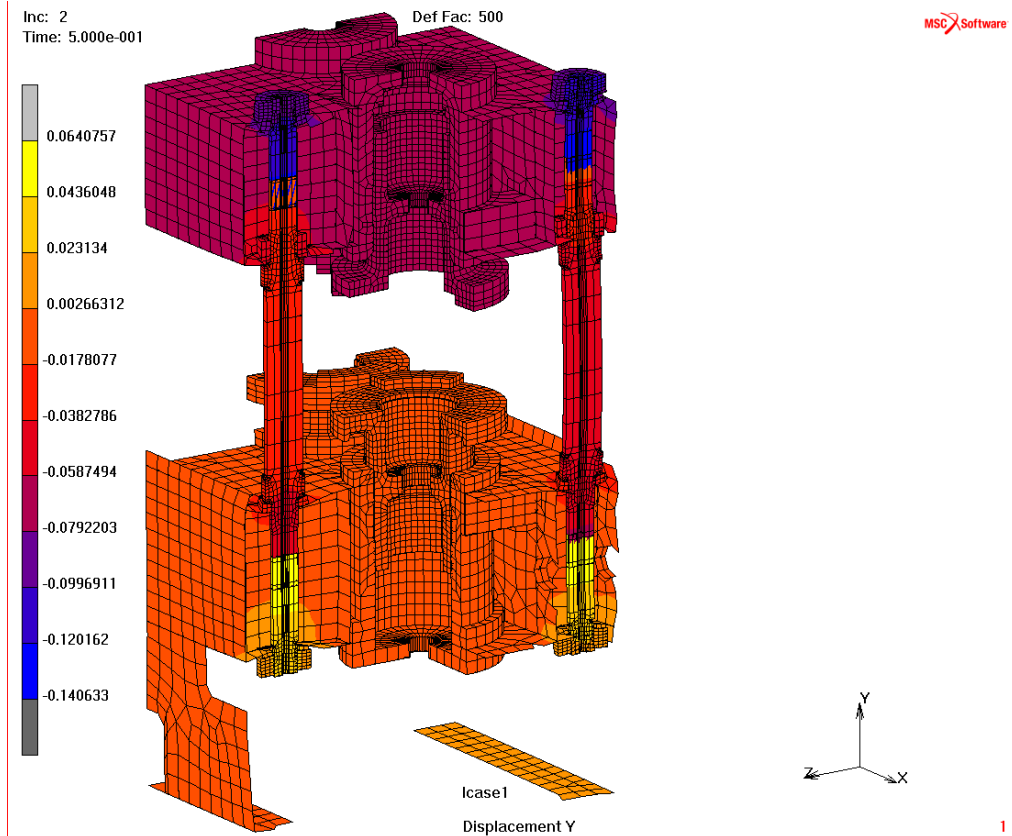
Obr. 70 Aplikované okrajové podmínky na polovině modelu



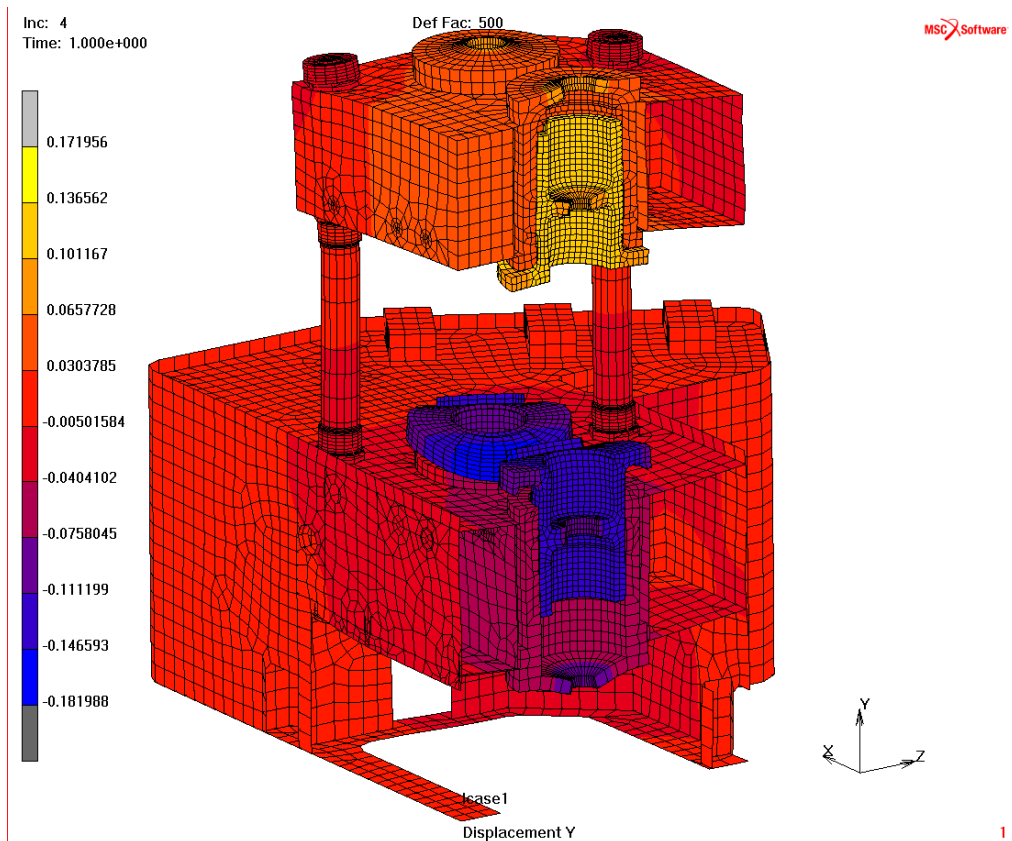
Obr. 71 Definice kontaktních těles a pomocných „tuhých linků“ a pružin



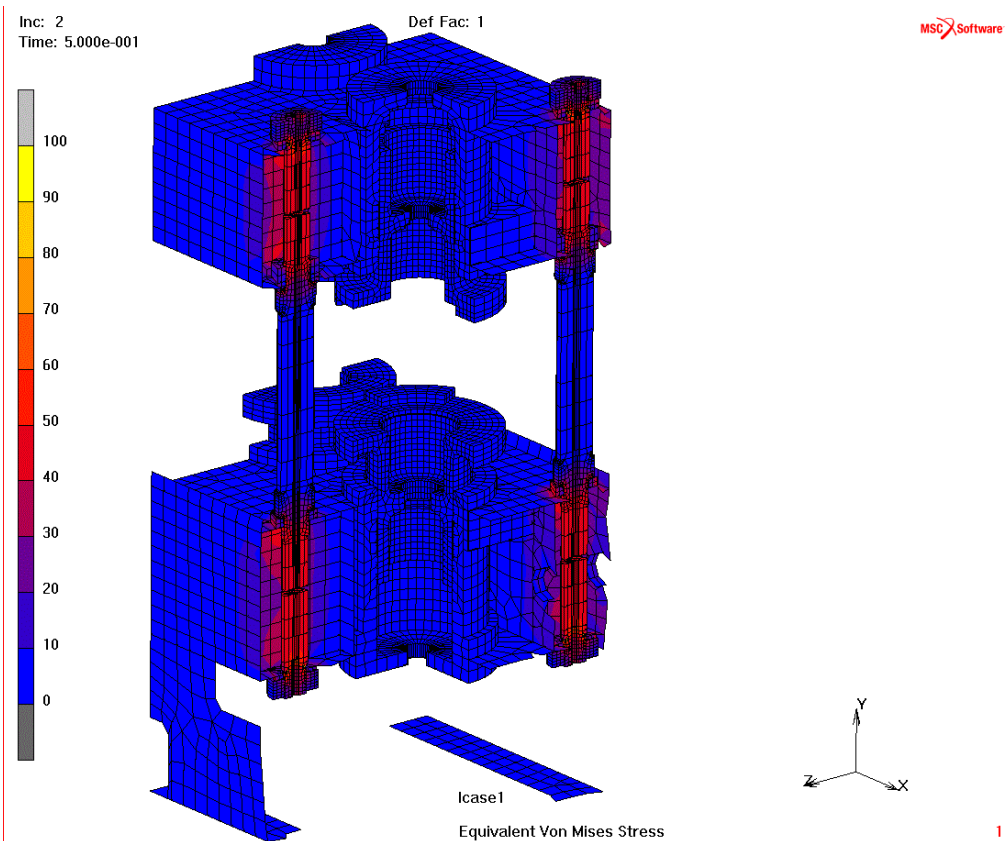
Obr. 72 Detail realizace předepnutí sloupů pomocí speciálních „linků“, typ „overclosure“



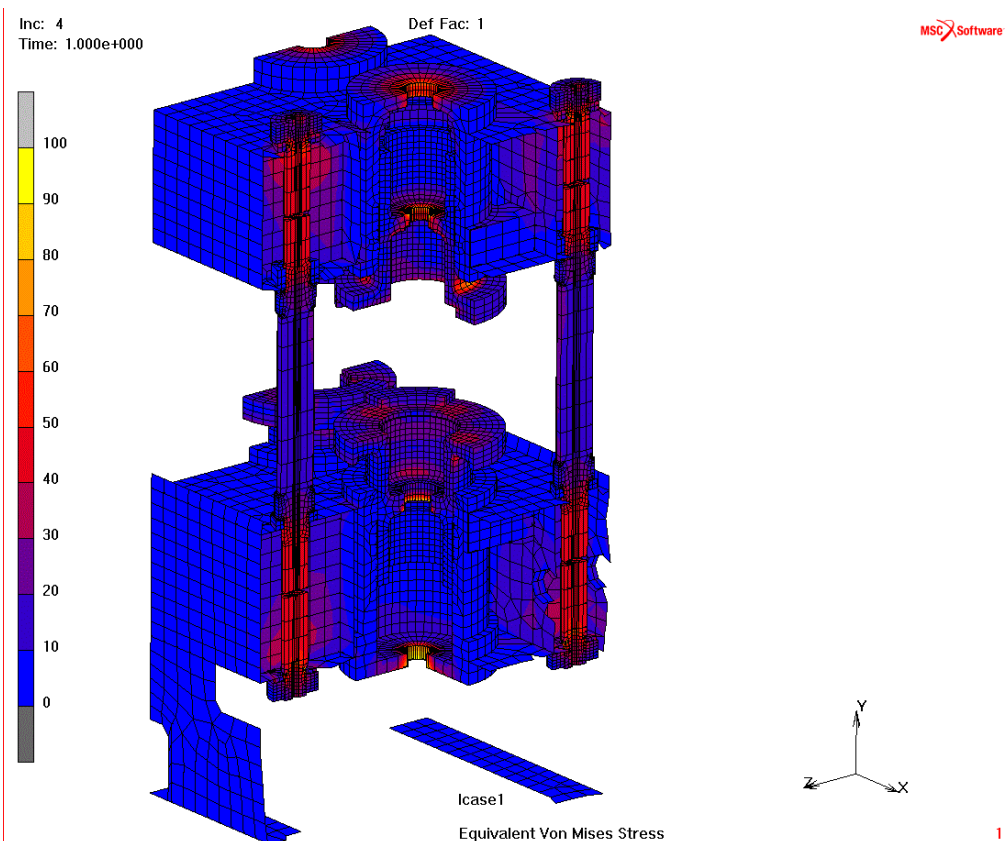
Obr. 73 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 100kN



Obr. 74 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN

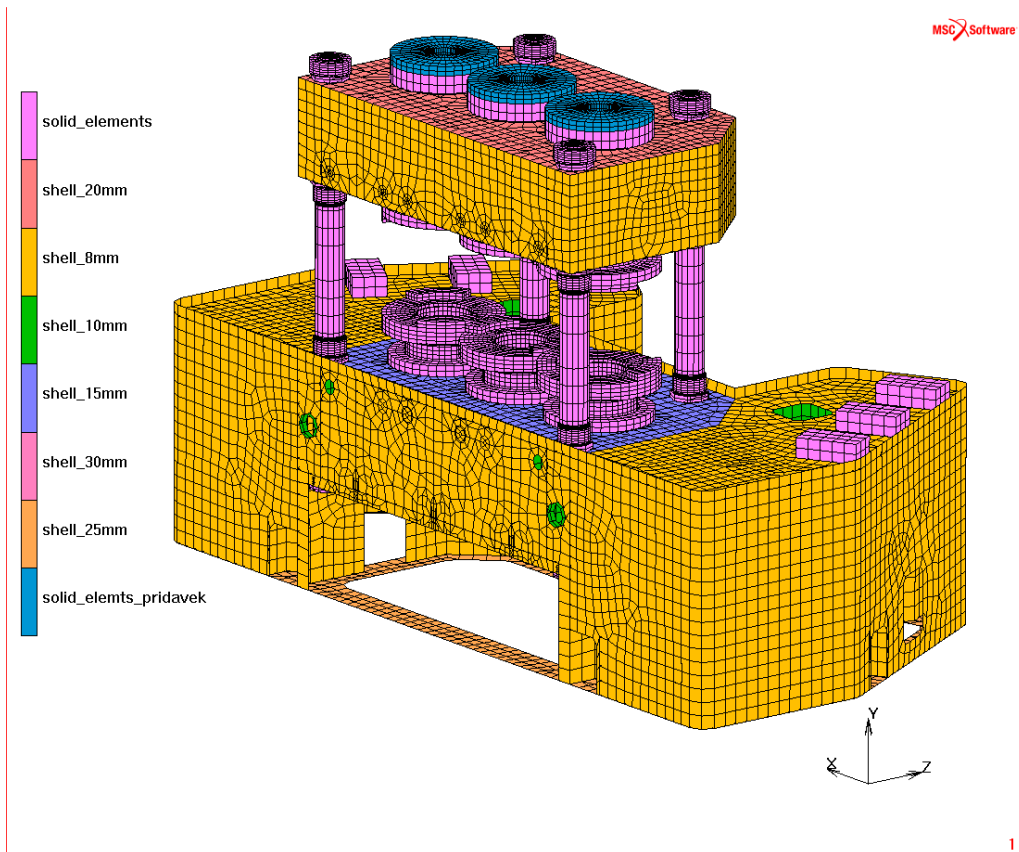


Obr. 75 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN

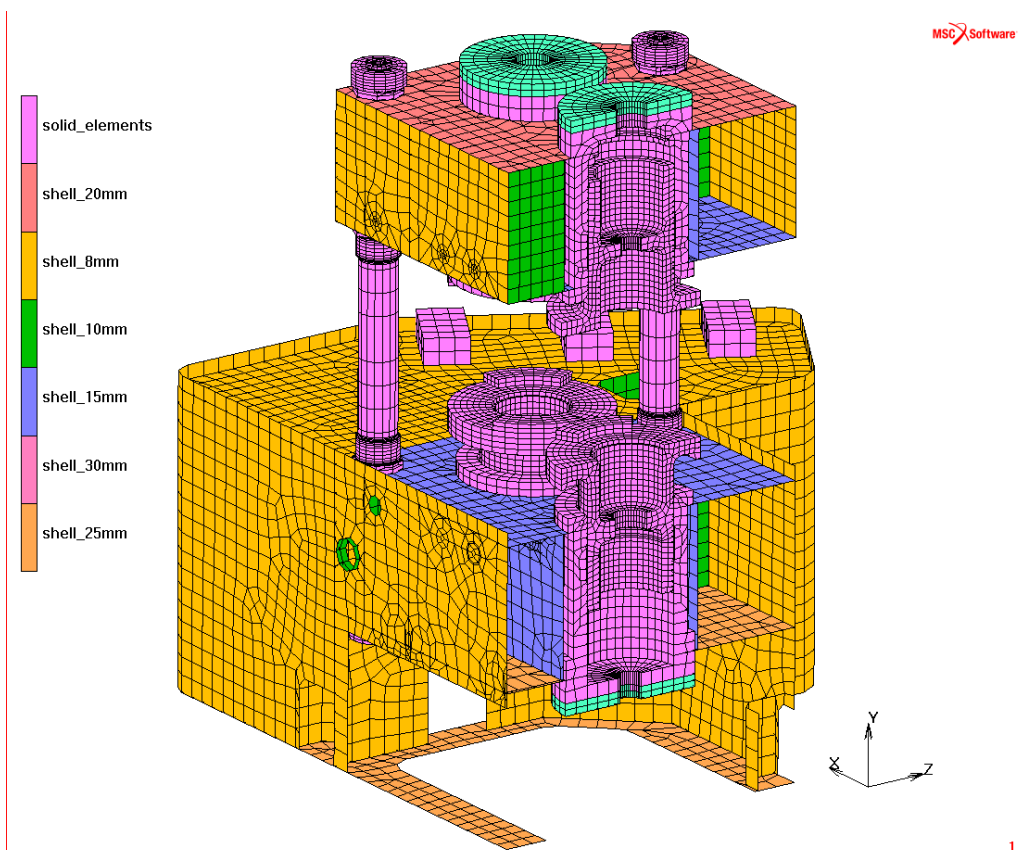


Obr. 76 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN

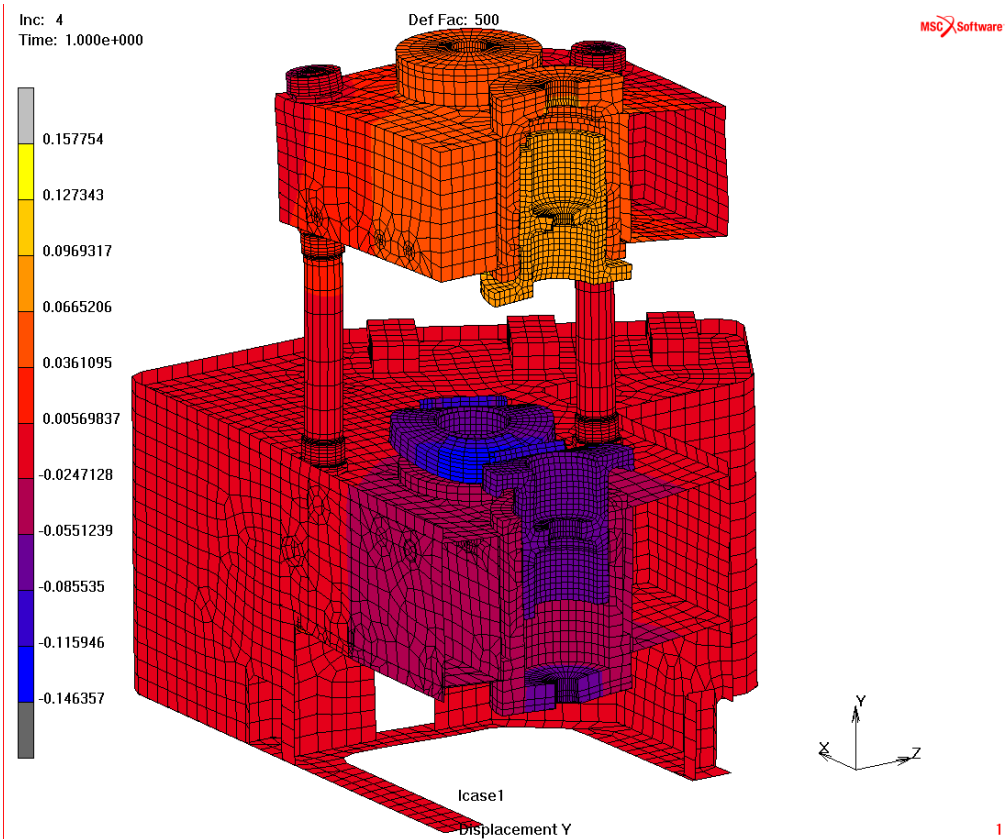
Varianta 01b – Čtyř-sloupová varianta, zesílené dno „hrnců“ na 50 mm



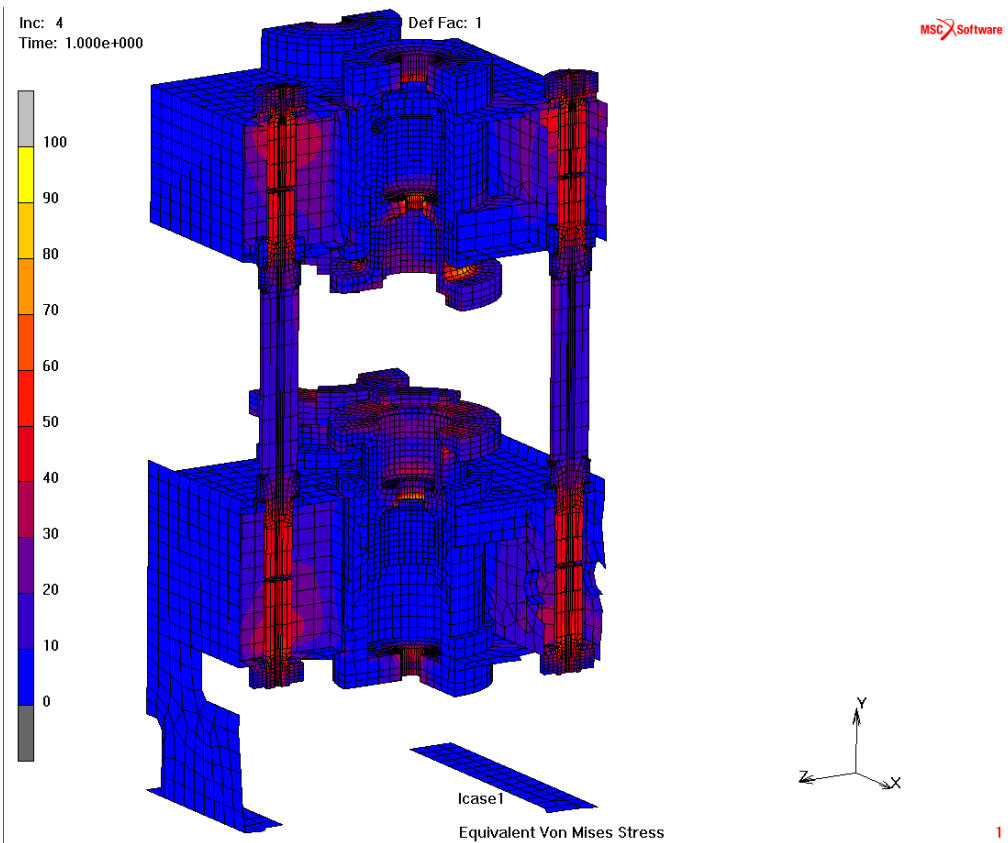
Obr. 77 Geometrické vlastnosti MKP modelu



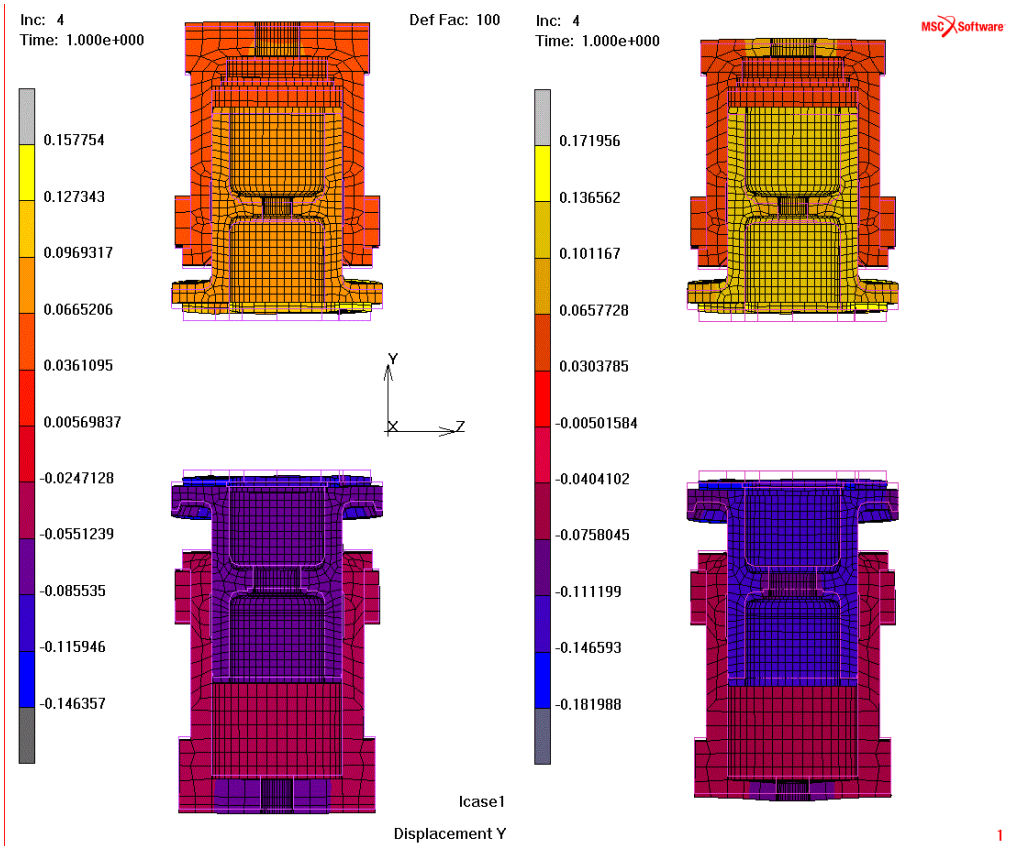
Obr. 78 Geometrické vlastnosti MKP modelu – zeleně zvýrazněny přídavky materiálu



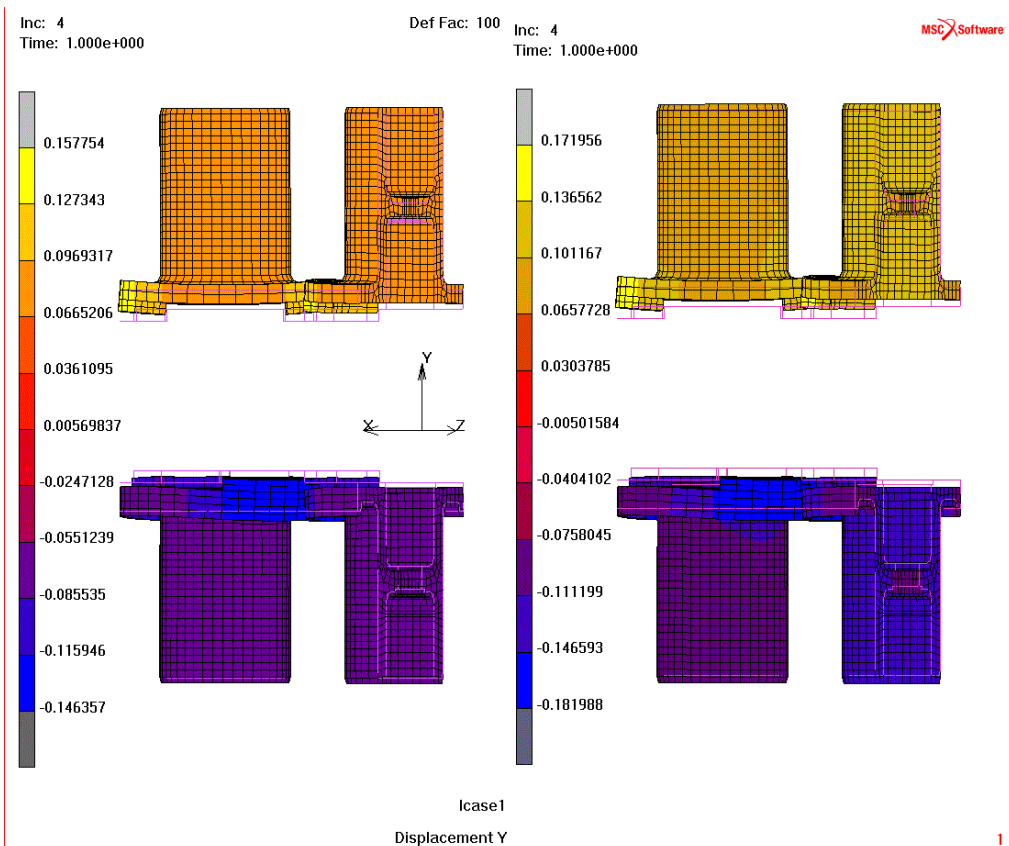
Obr. 79 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN



Obr. 80 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN

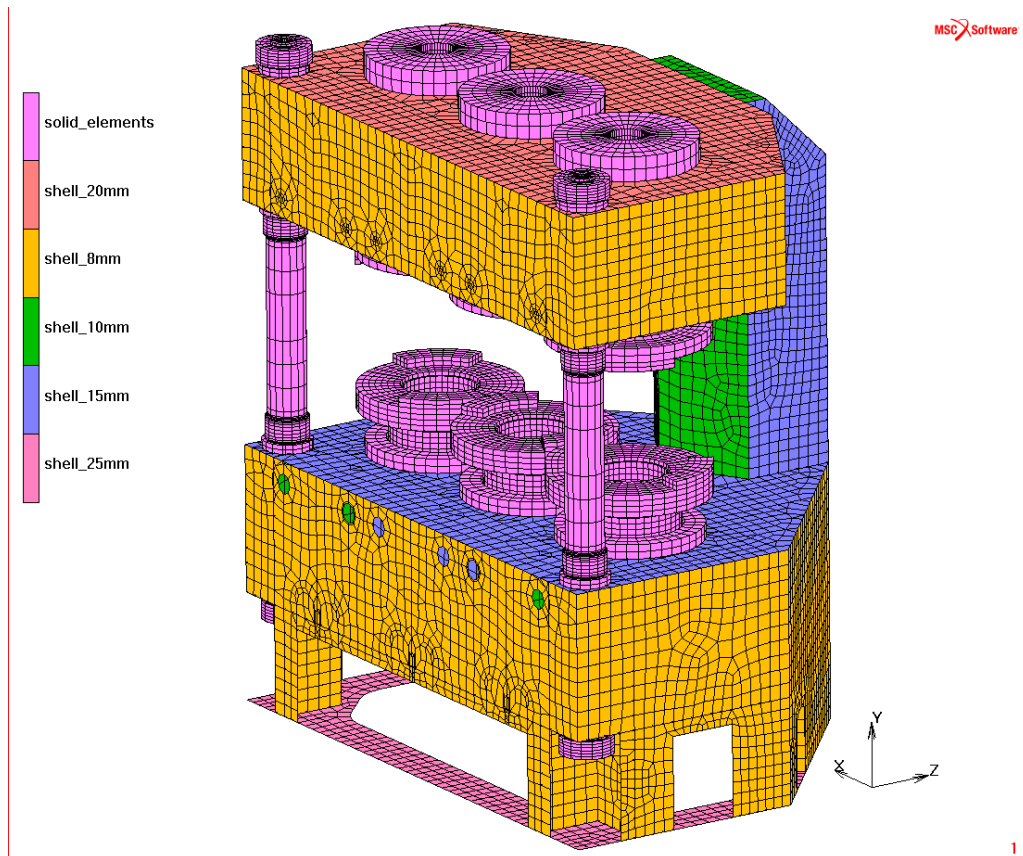


Obr. 81 Posuvy základen rolen a hrnců při 100 kN [mm] – boční pohled na rovinu symetrie, zesílené dno hrnce na 50 mm (vlevo) versus původní geometrie (vpravo)

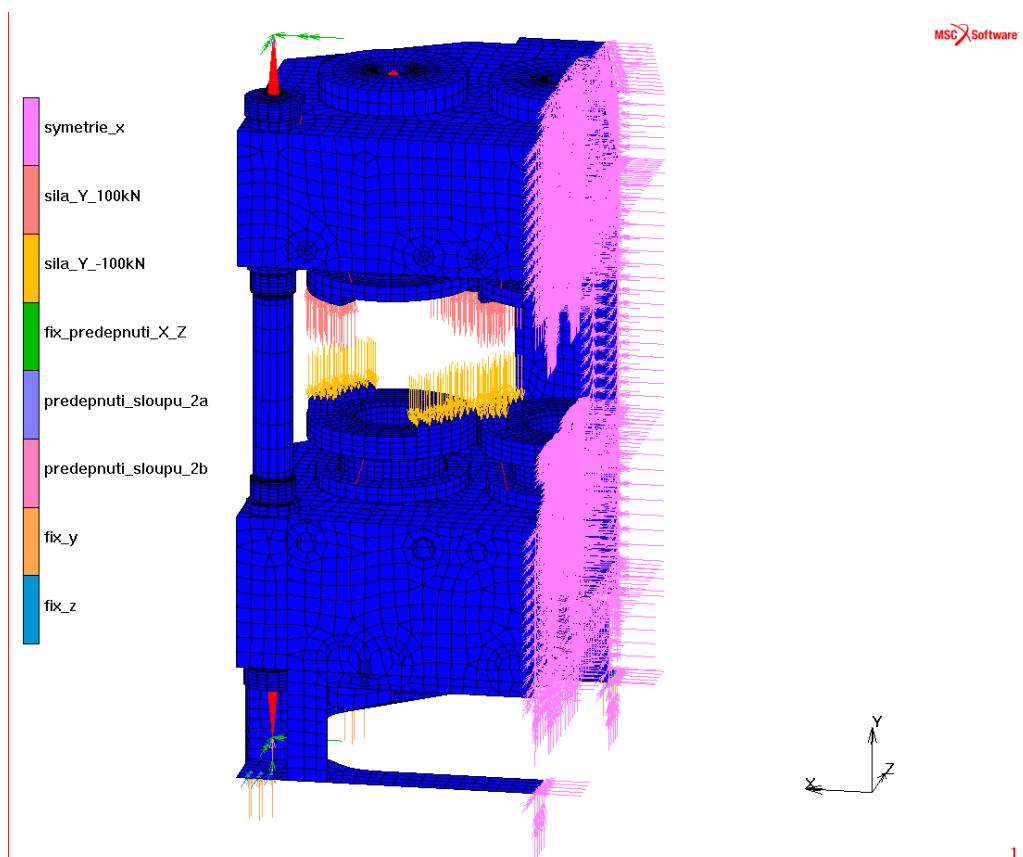


Obr. 82 Posuvy základen rolen při 100 kN [mm] – zesílené dno hrnce na 50 mm (vlevo) versus původní geometrie (vpravo)

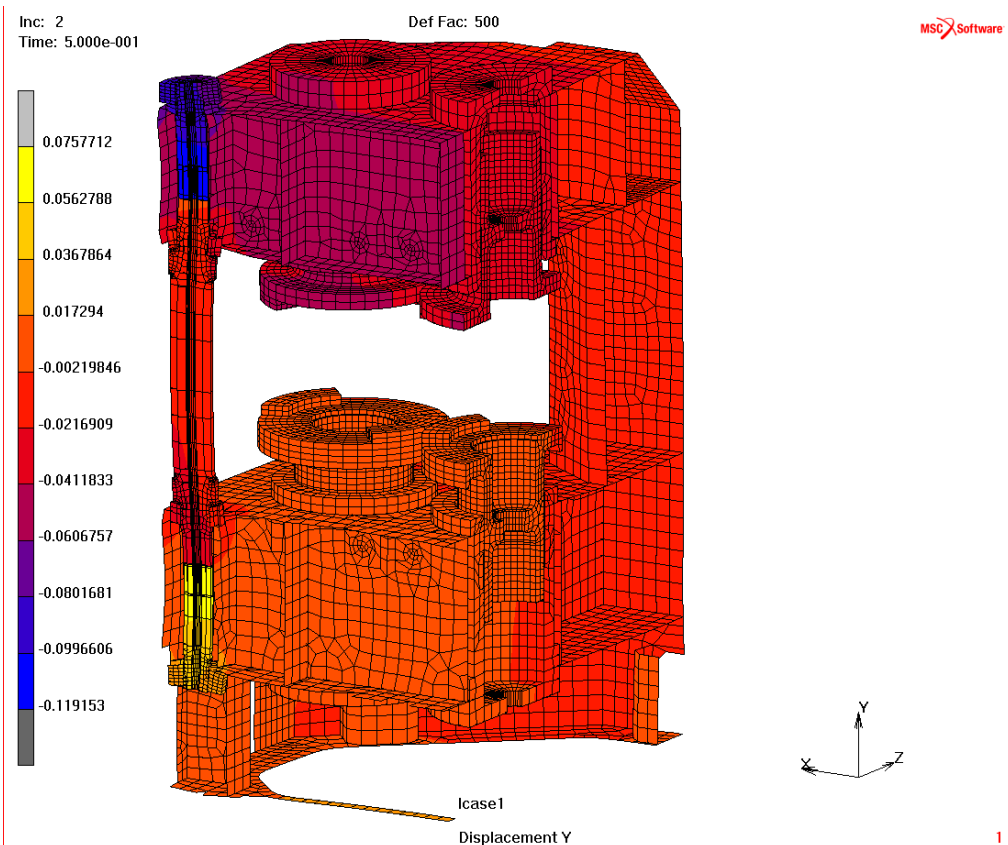
Varianta 02a – Dvou-sloupová varianta C-koncepce, převzatá geometrie



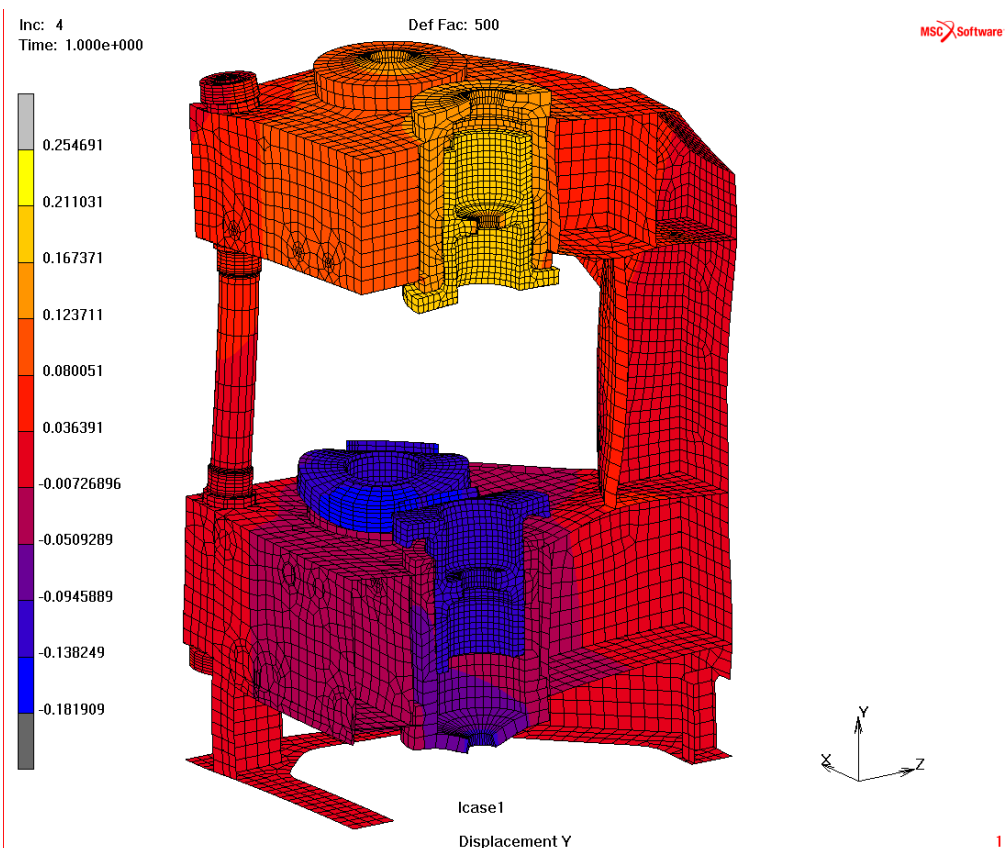
Obr. 83 Geometrické vlastnosti MKP modelu



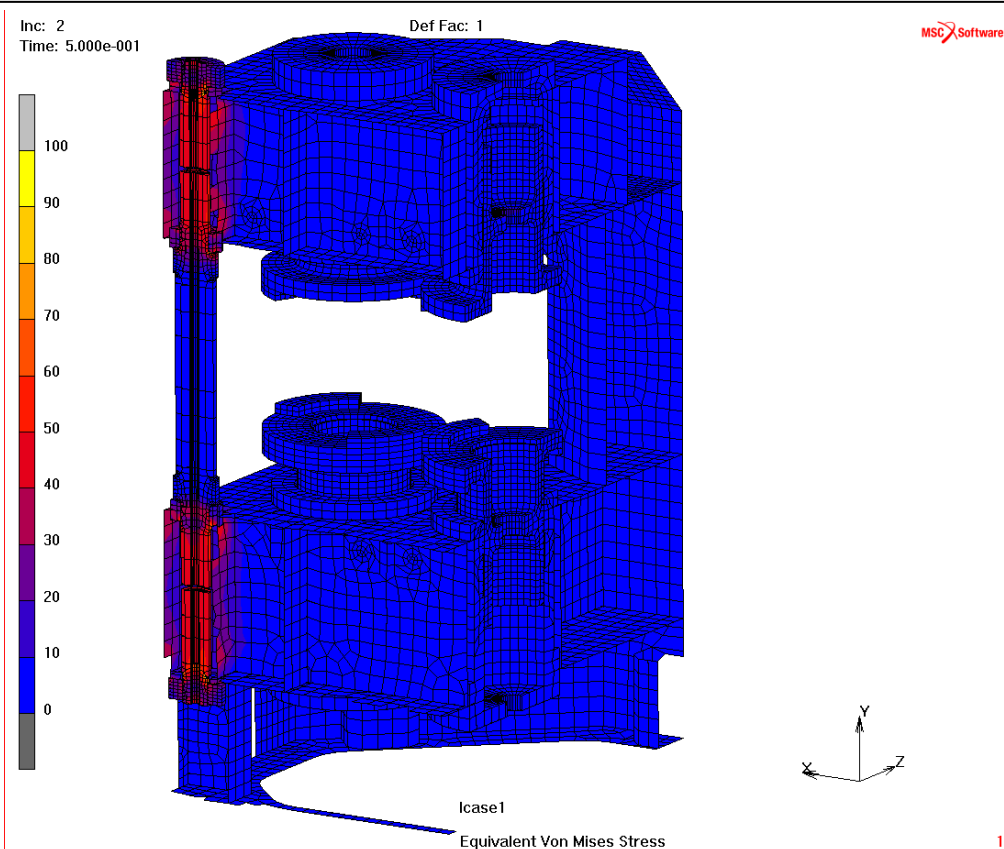
Obr. 84 Aplikované okrajové podmínky na polovině modelu



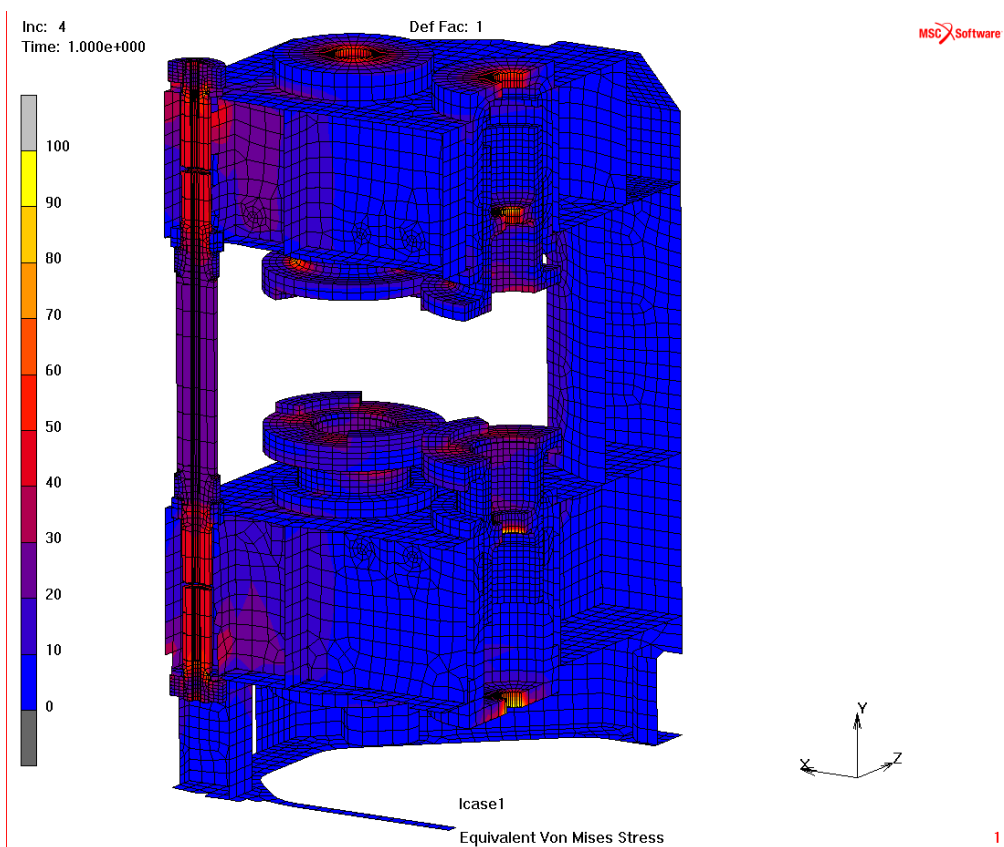
Obr. 85 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 100kN



Obr. 86 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN

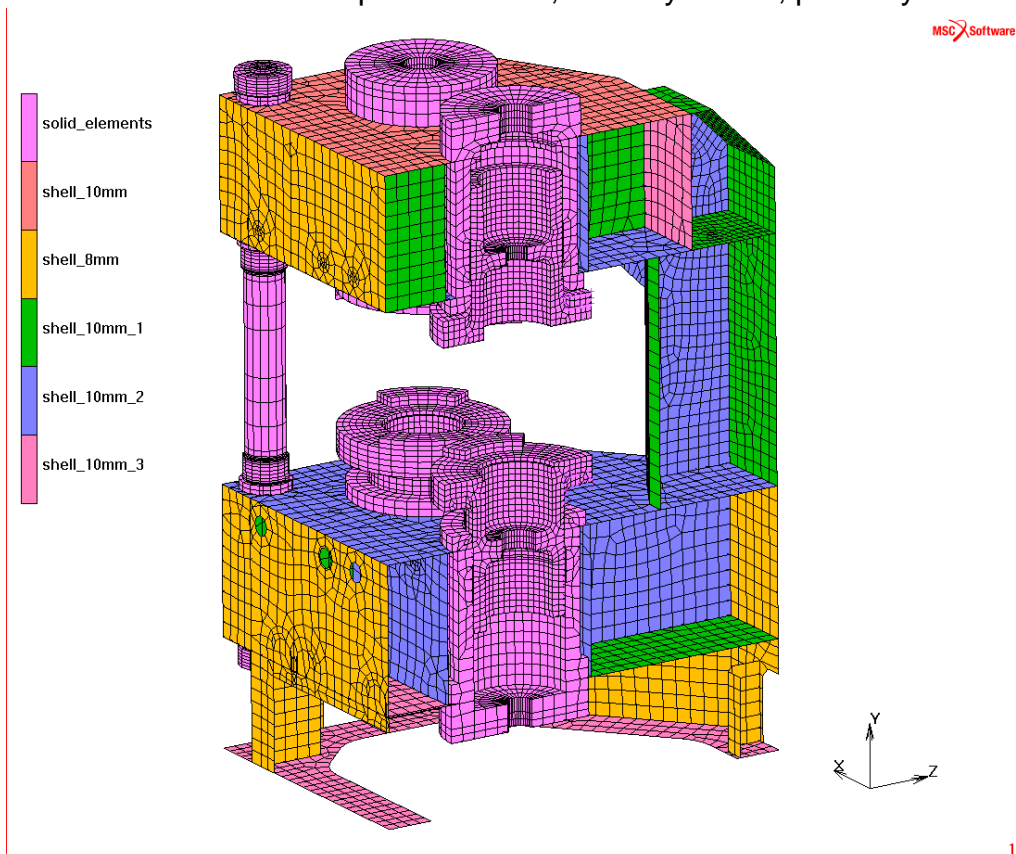


Obr. 87 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN

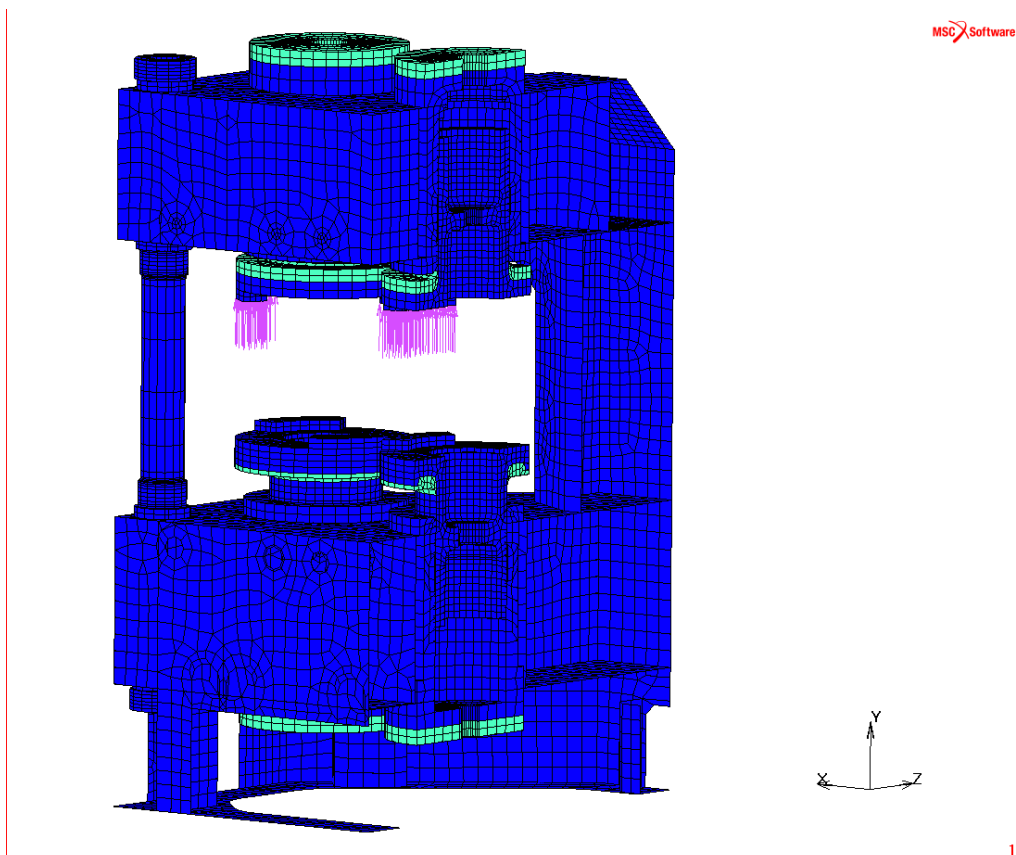


Obr. 88 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN

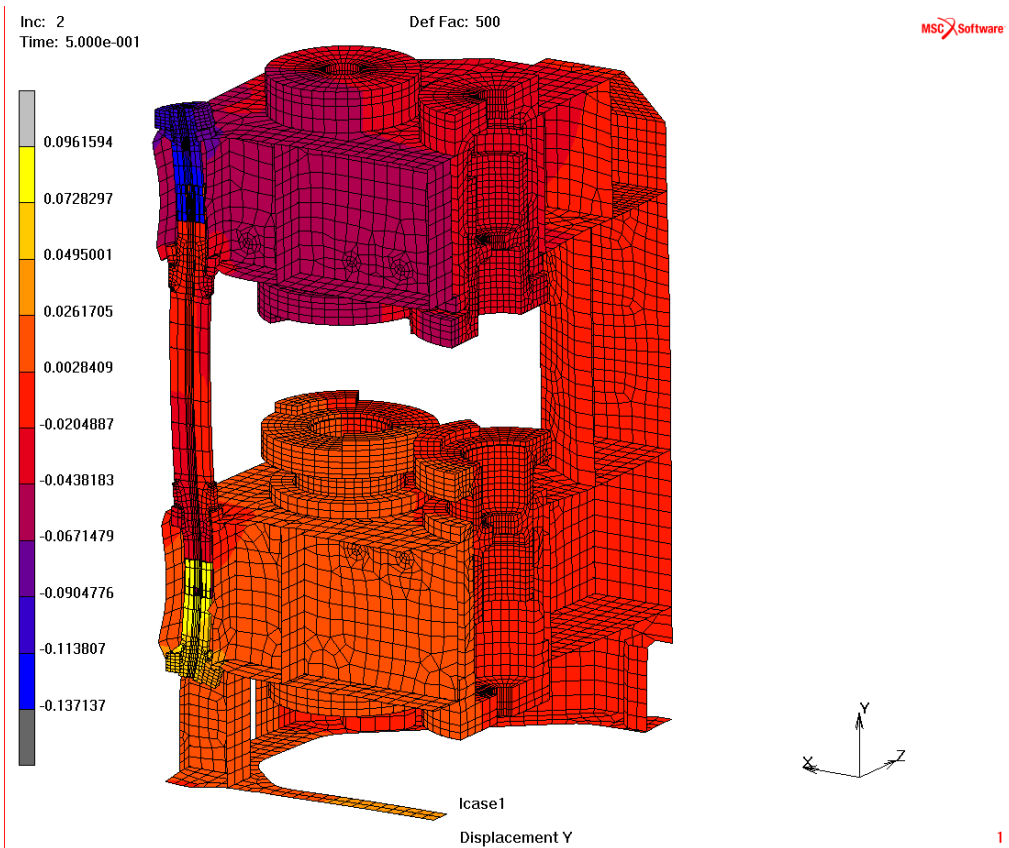
Varianta 02b – Dvou-sloupová varianta, tloušťky 10mm, přídavky materiálu



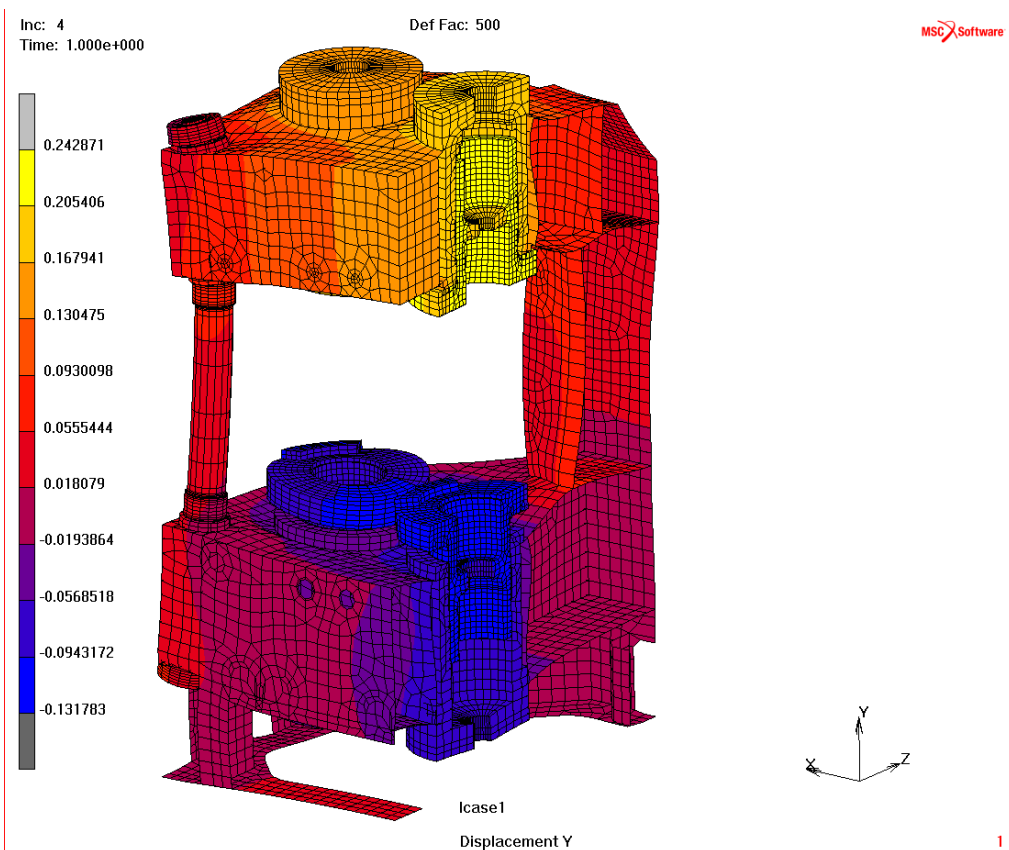
Obr. 89 Geometrické vlastnosti MKP modelu



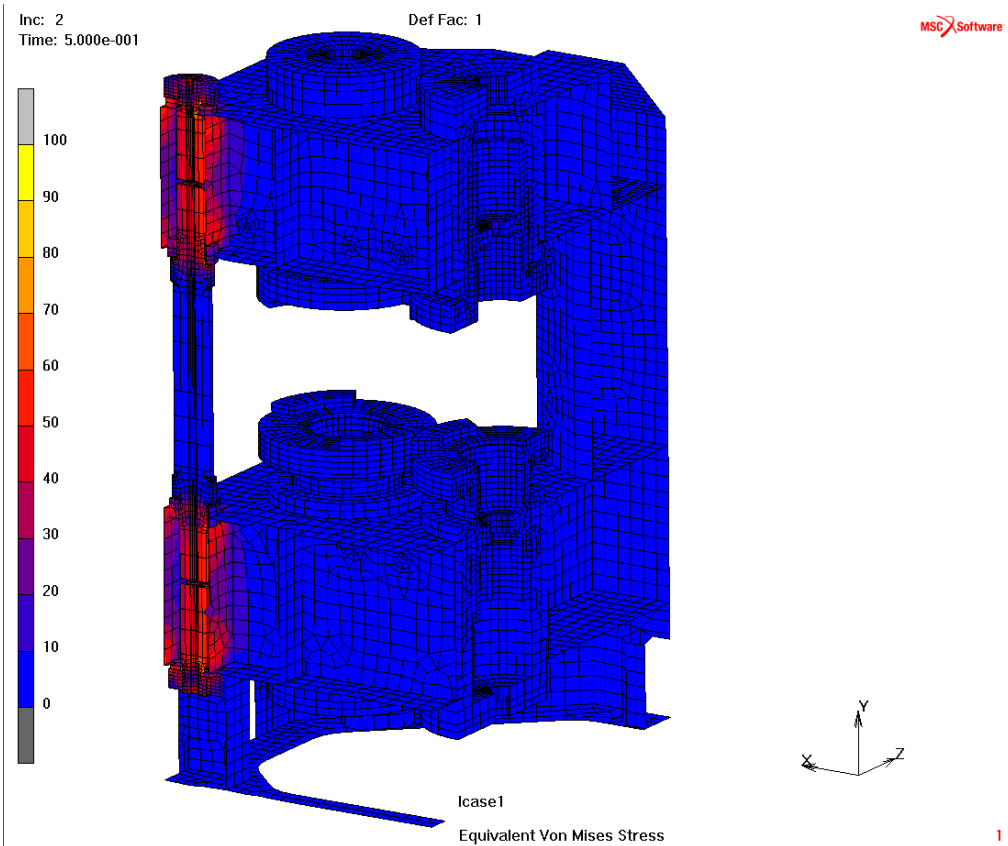
Obr. 90 Zeleně zvýrazněny přídavky materiálu



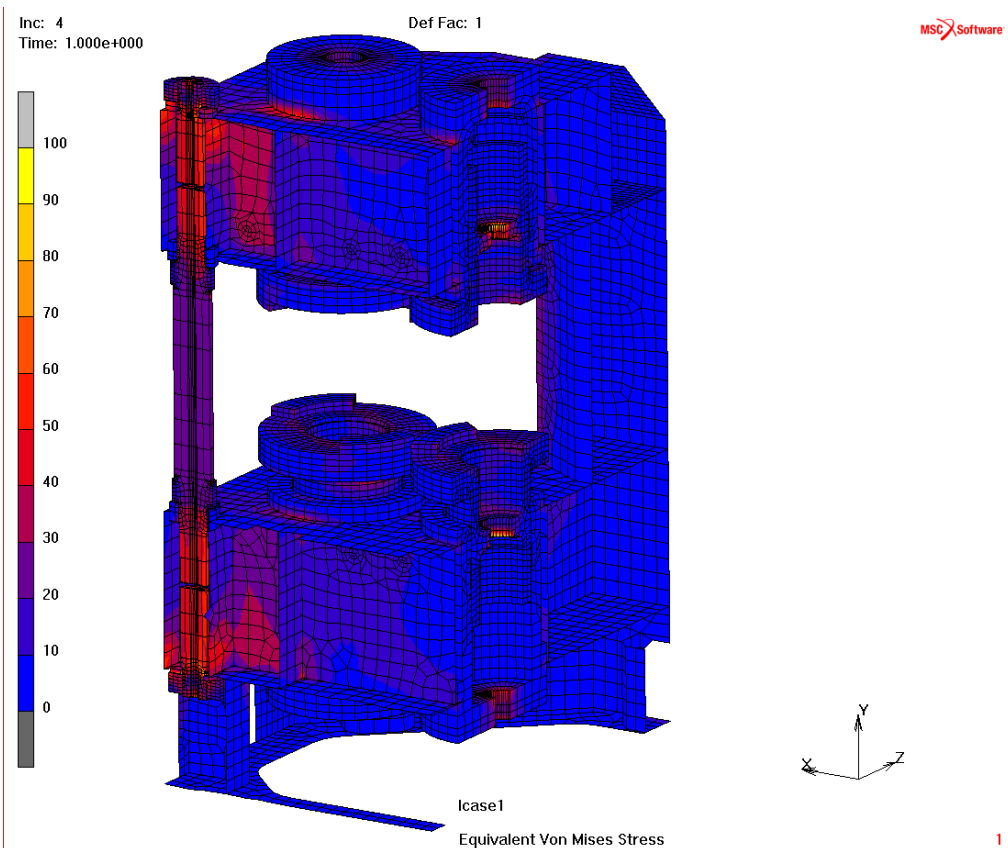
Obr. 91 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 100kN



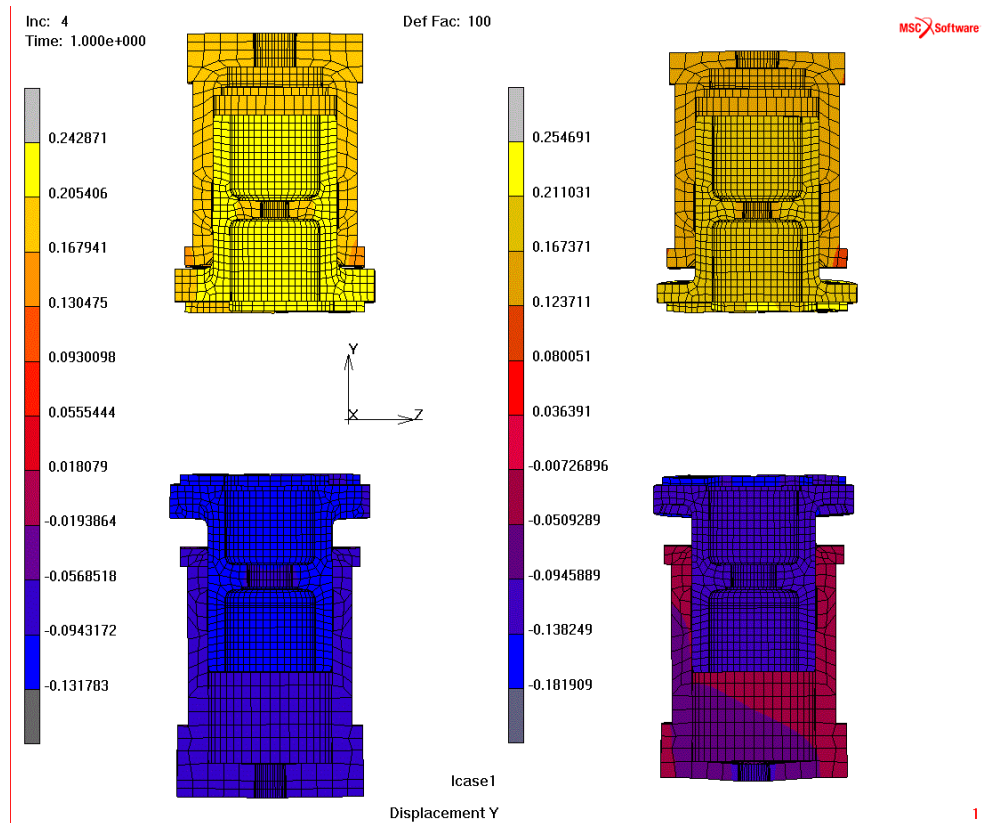
Obr. 92 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN



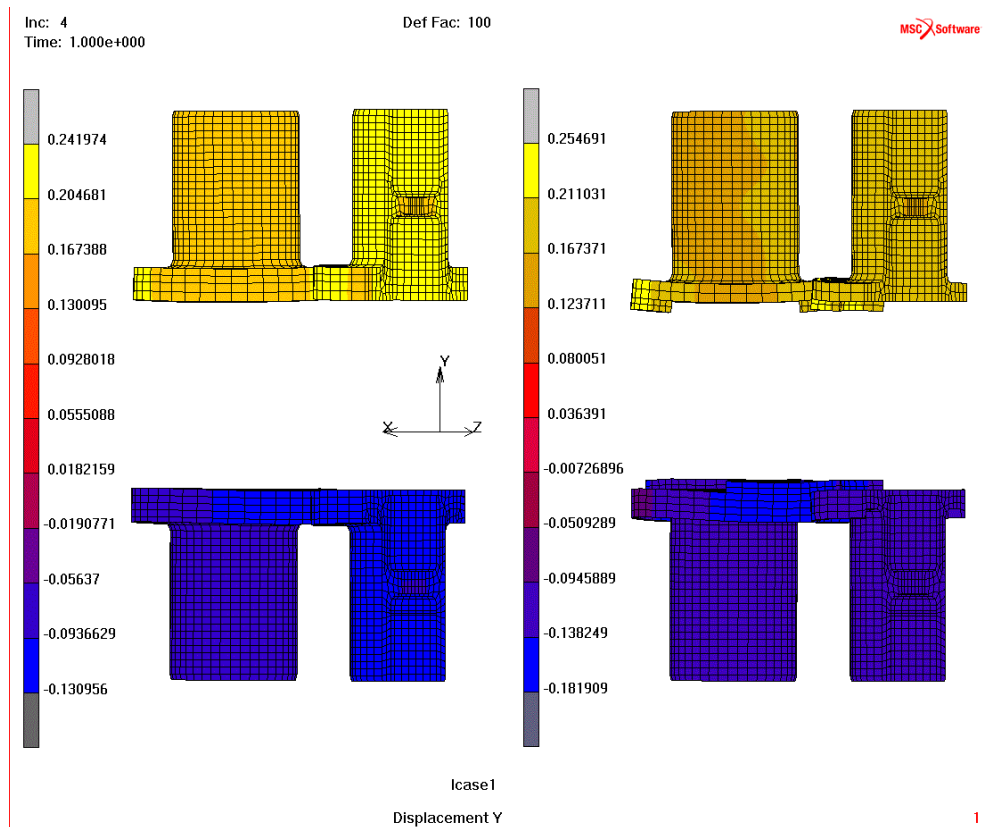
Obr. 93 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN



Obr. 94 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 100kN a zatížení rolen silou 100 kN

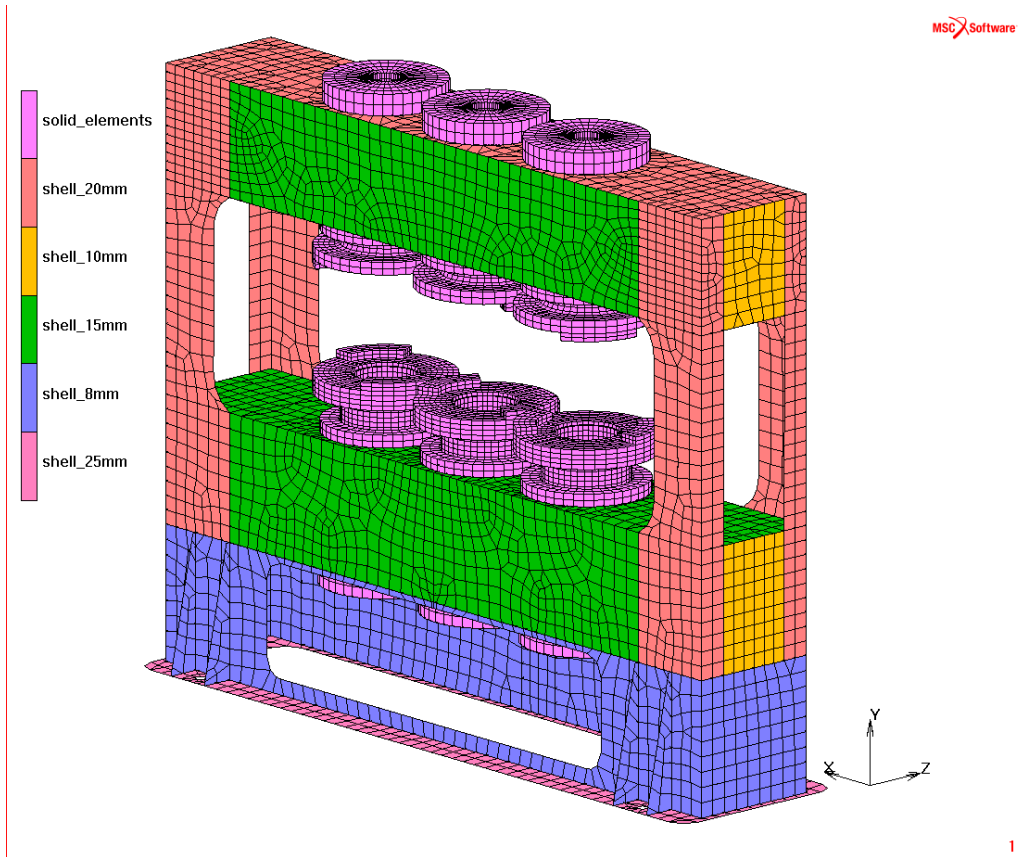


Obr. 95 Posuvy základen rolen a hrnců při 100 kN [mm] – boční pohled na rovinu symetrie, zesílené dno hrnce a příruba na 50 mm (vlevo) versus původní geometrie (vpravo)

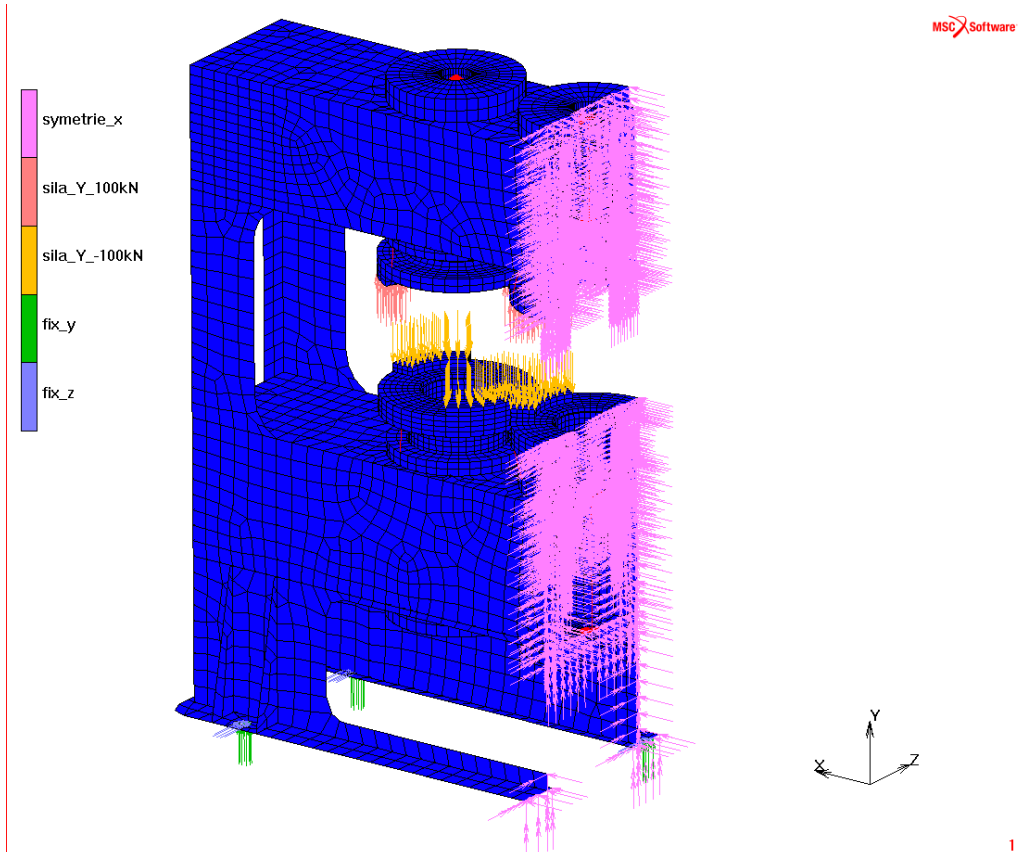


Obr. 96 Posuvy základen rolen při 100 kN [mm] – zesílené dno hrnce a příruba na 50 mm (vlevo) versus původní geometrie (vpravo)

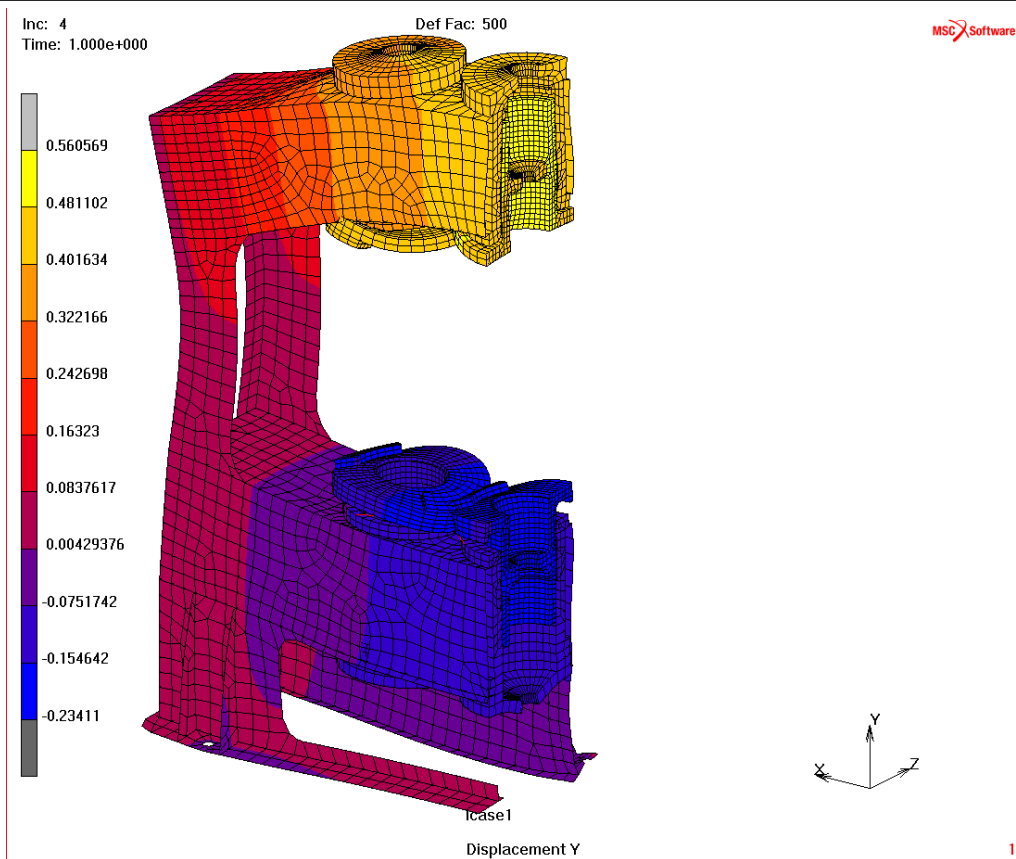
Varianta 03a – Desková varianta, převzatá geometrie



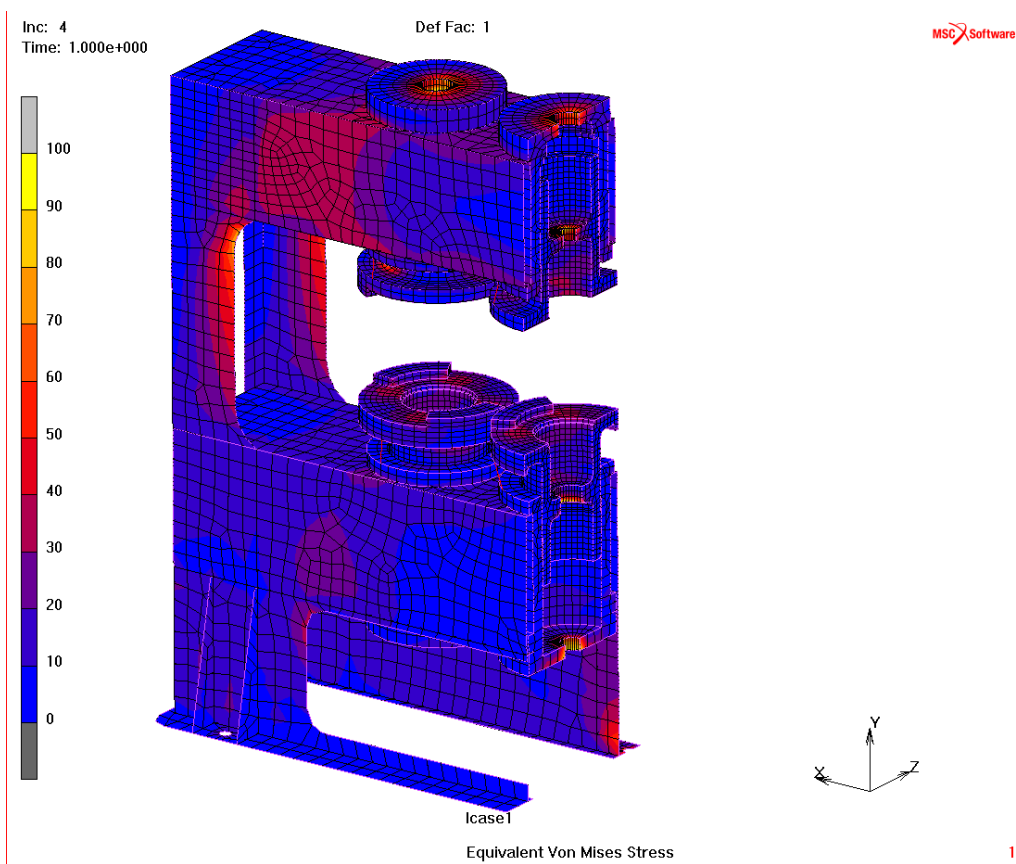
Obr. 97 Geometrické vlastnosti MKP modelu



Obr. 98 Aplikované okrajové podmínky na polovině modelu

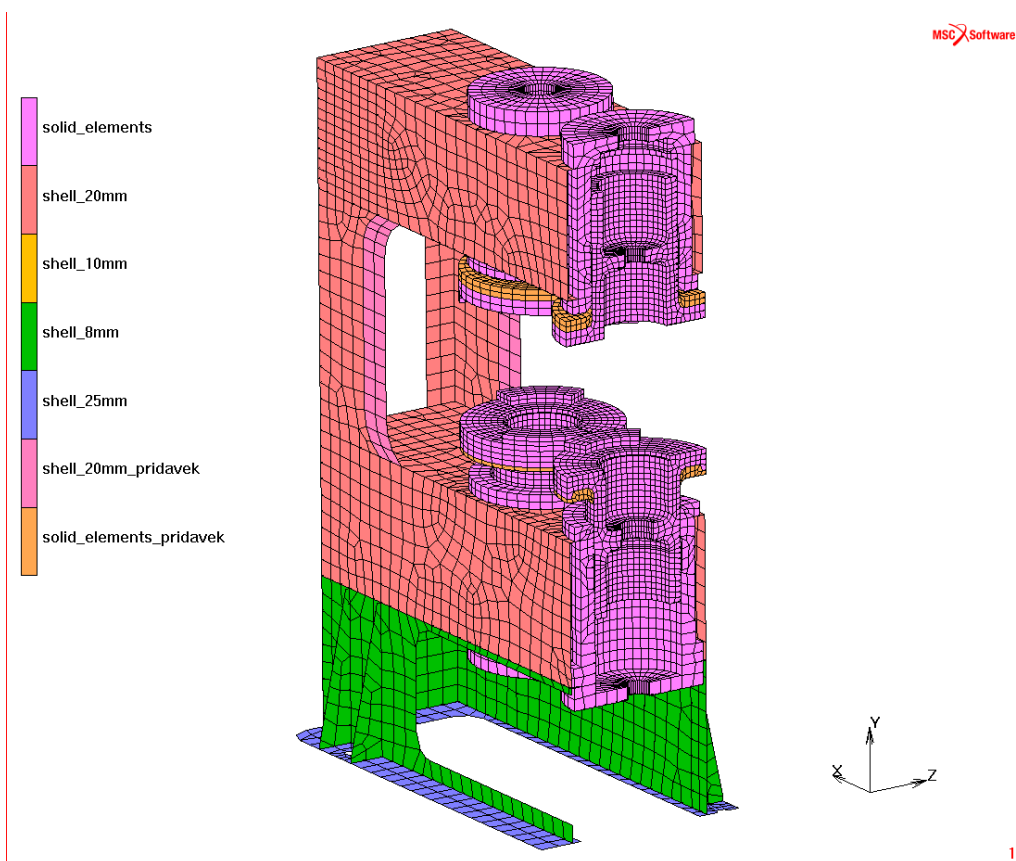


Obr. 99 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při zatížení rolen silou 100 kN

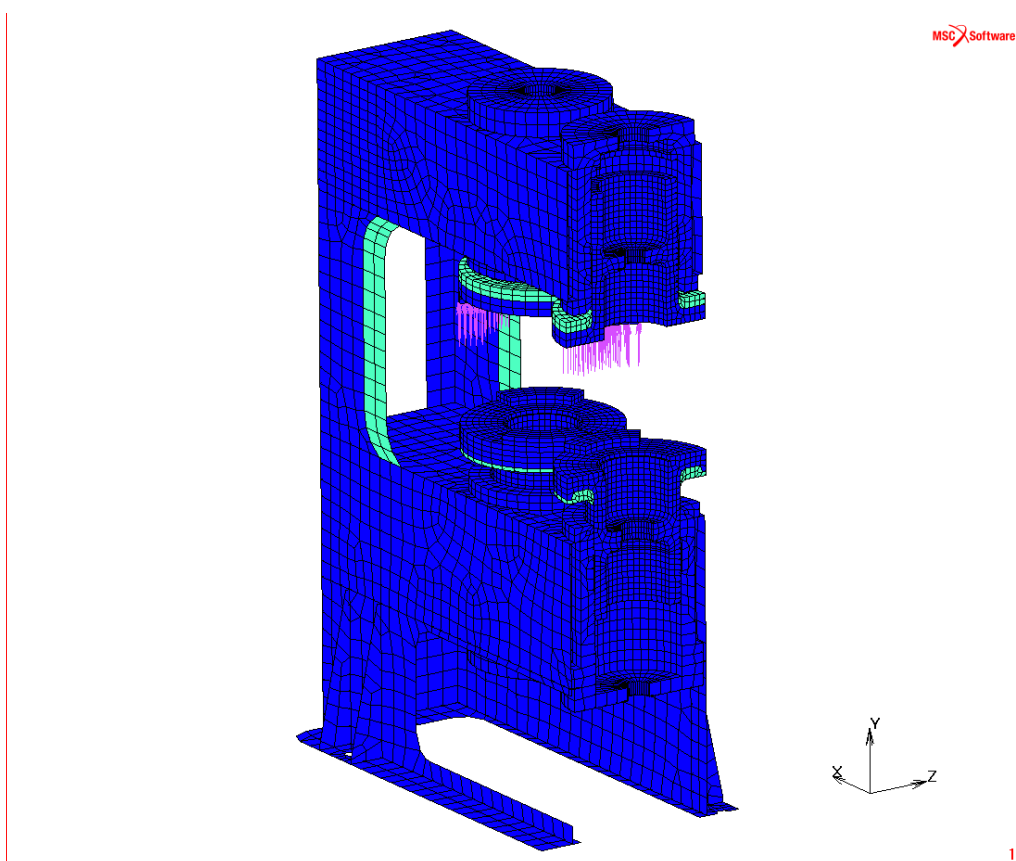


Obr. 100 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při zatížení rolen silou 100 kN

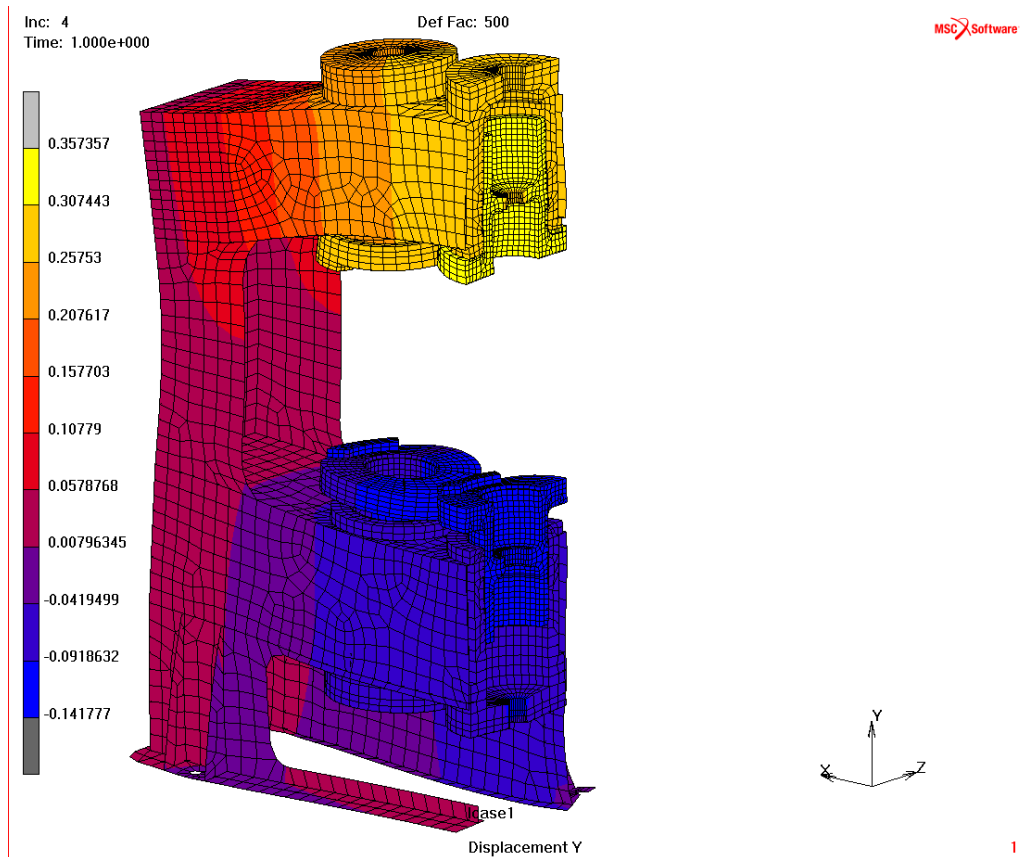
Varianta 03b – Desková varianta, modifikované tloušťky, přídavky materiálu



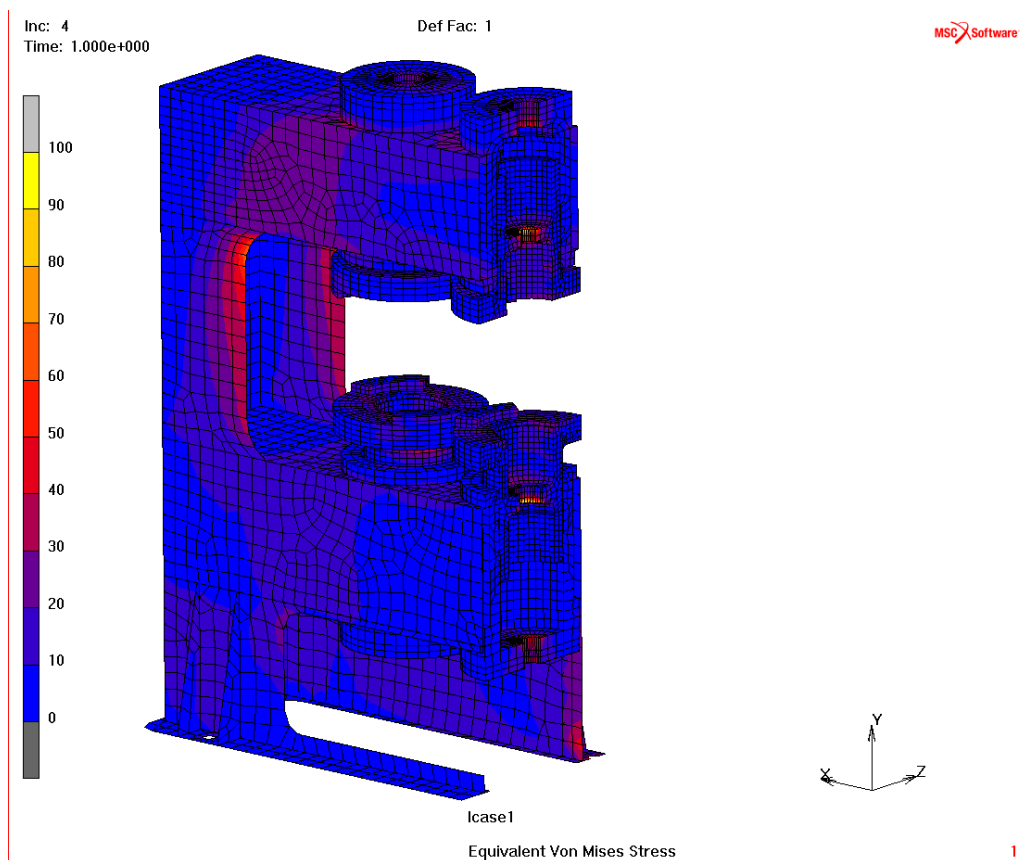
Obr. 101 Geometrické vlastnosti MKP modelu



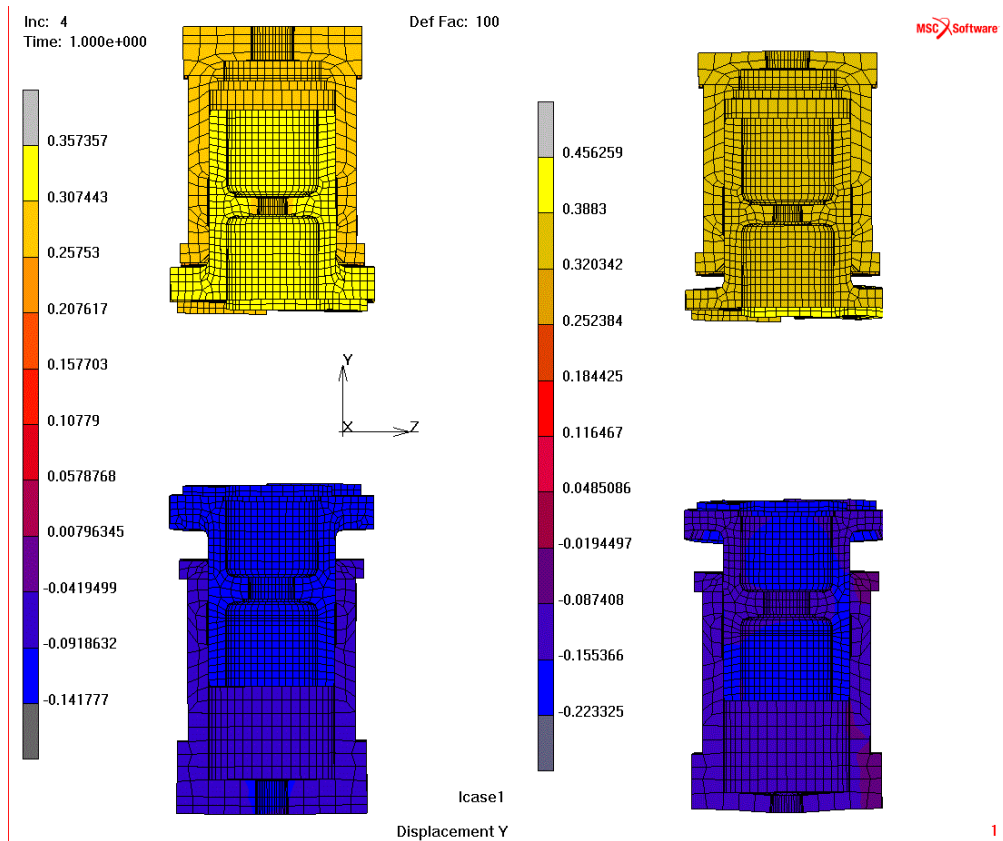
Obr. 102 Zeleně zvýrazněny přídavky materiálu



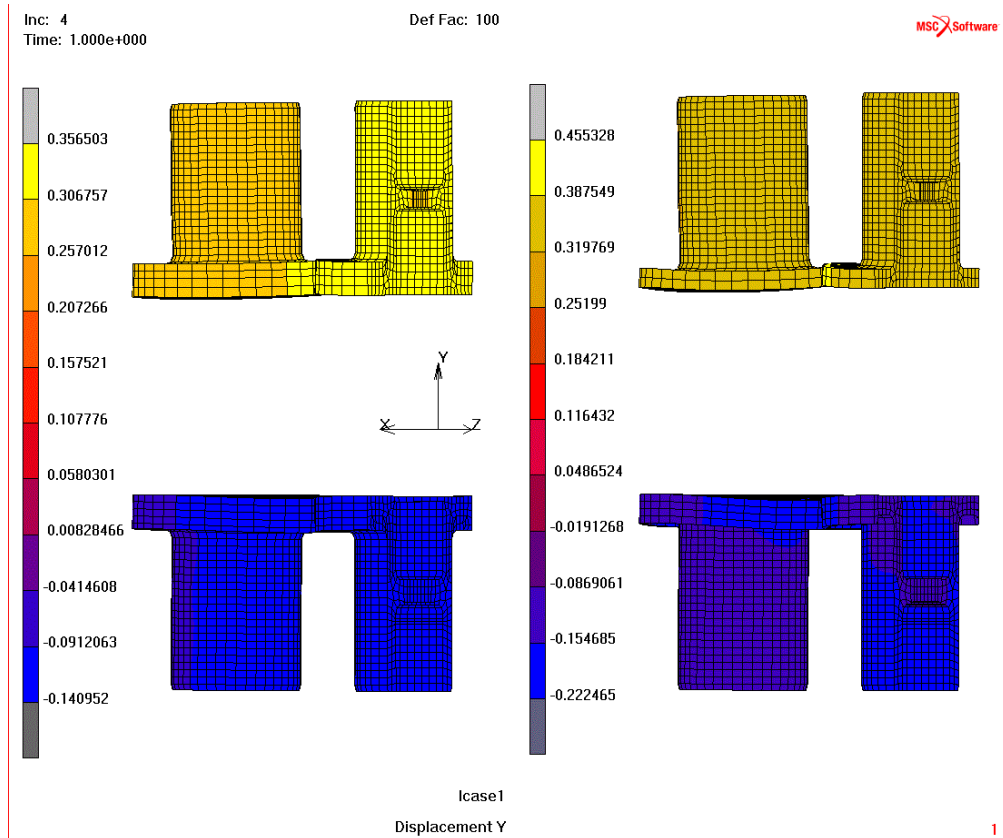
Obr. 103 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při zatížení rolen silou 100 kN



Obr. 104 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při zatížení rolen silou 100 kN

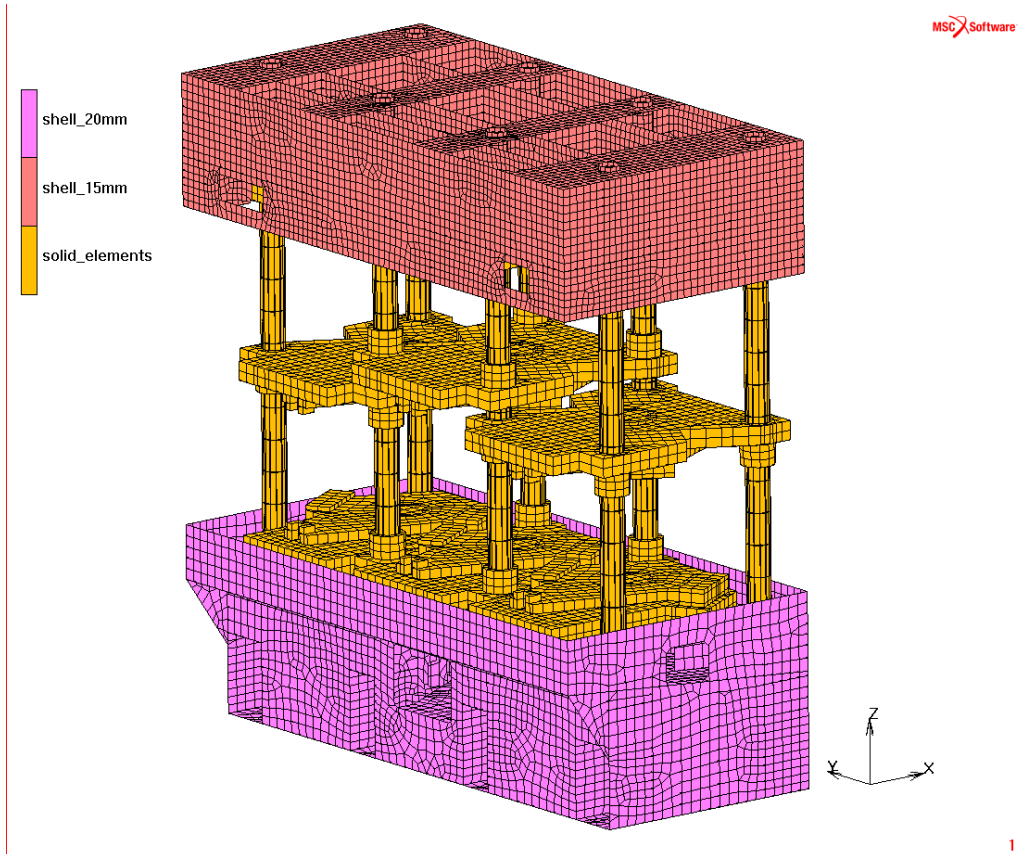


Obr. 105 Posuvy základů rolnů a hrnců při 100 kN [mm] – boční pohled na rovinu symetrie, zesílená geometrie (vlevo) versus původní geometrie (vpravo)

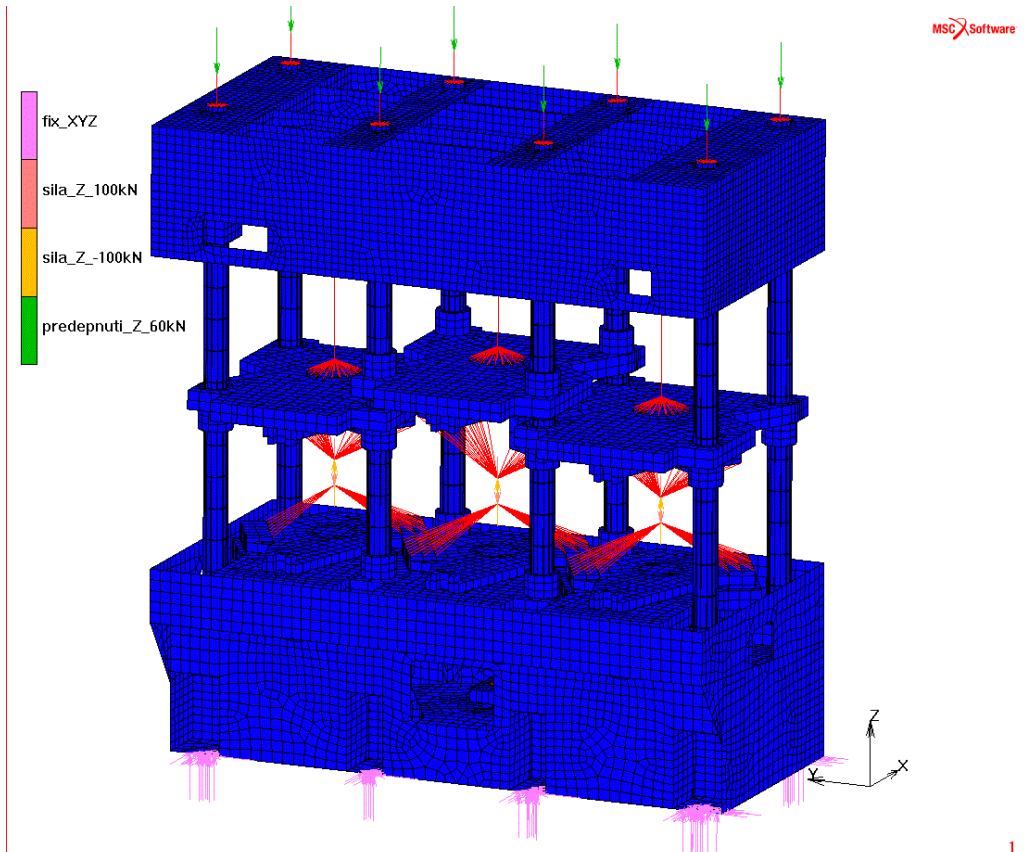


Obr. 106 Posuvy základů rolnů při 100 kN [mm] – zesílená geometrie (vlevo) versus původní geometrie (vpravo)

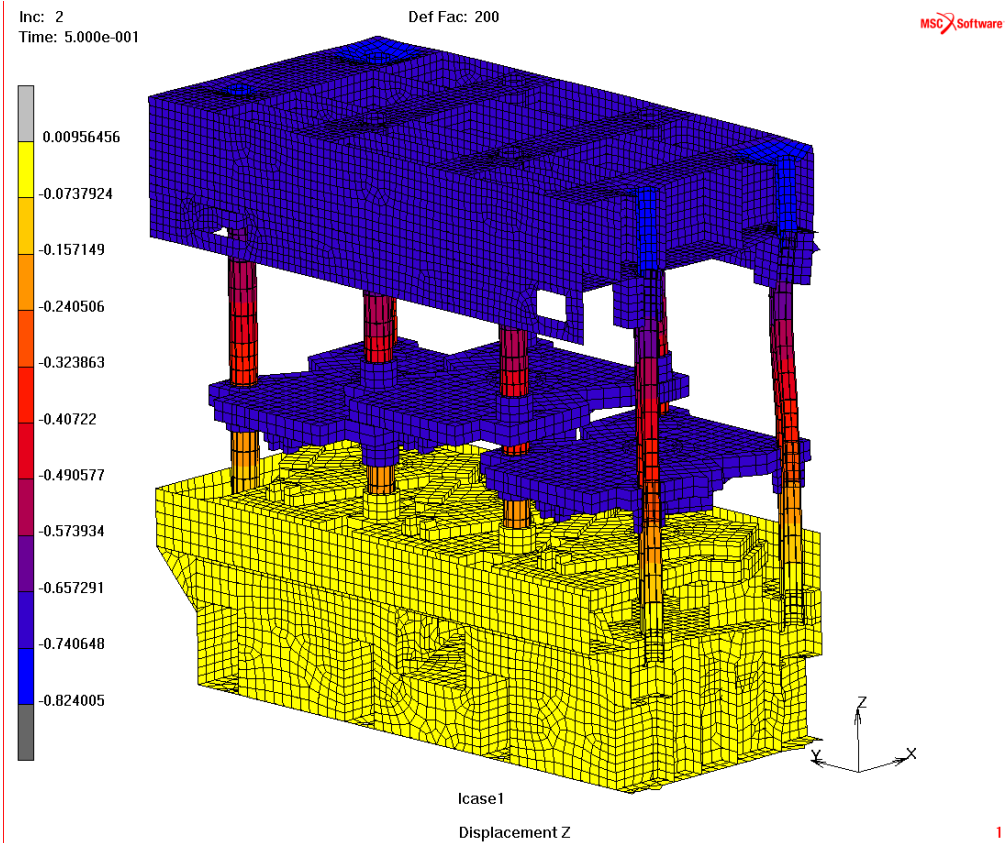
Varianta 04a – Osmi-sloupová varianta, převzatá geometrie



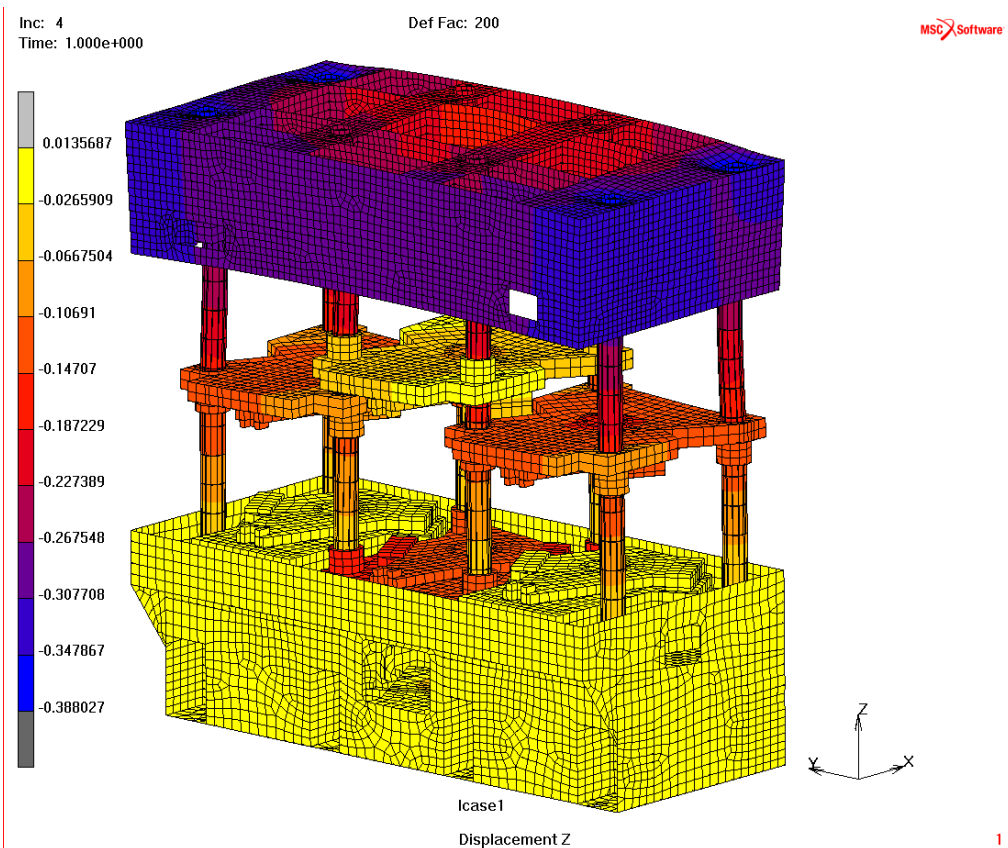
Obr. 107 Geometrické vlastnosti MKP modelu



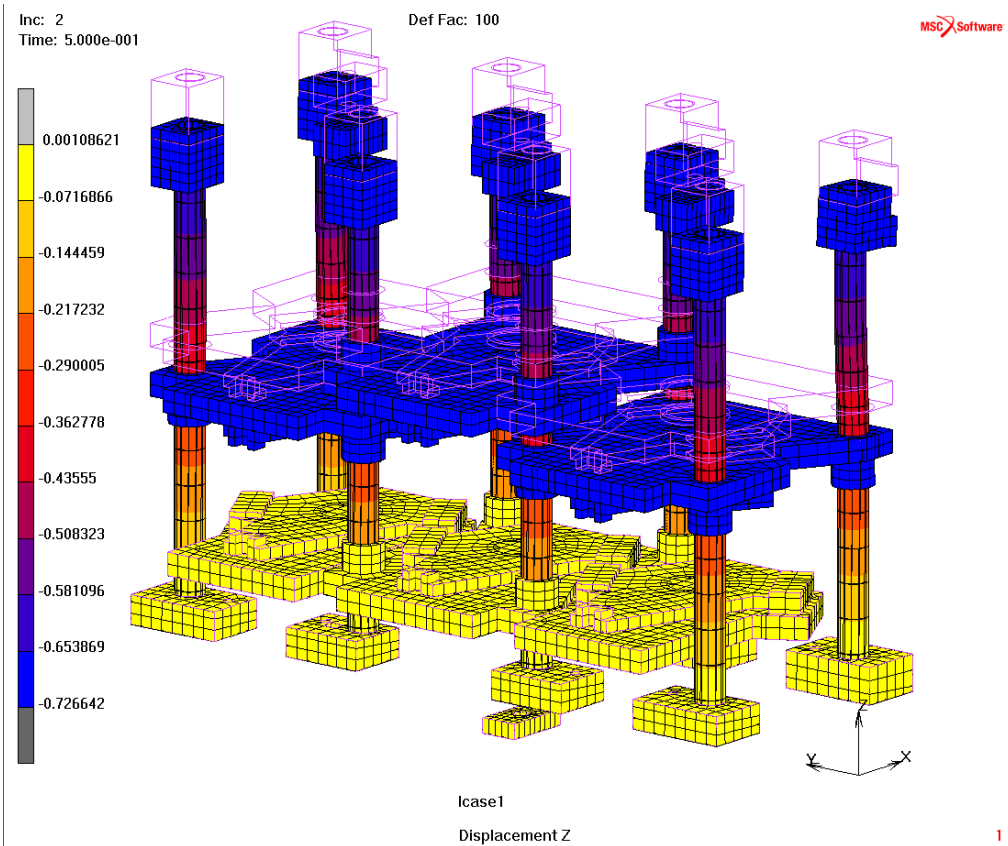
Obr. 108 Aplikované okrajové podmínky na modelu celé rovnáčky



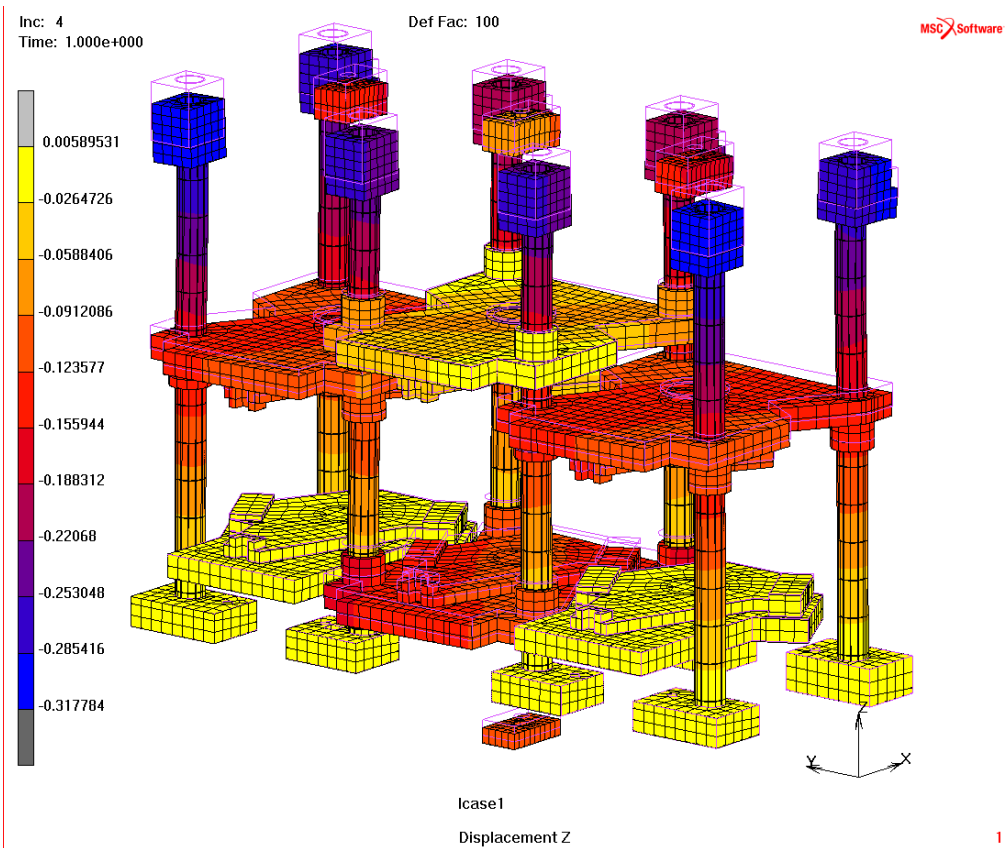
Obr. 109 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 60kN



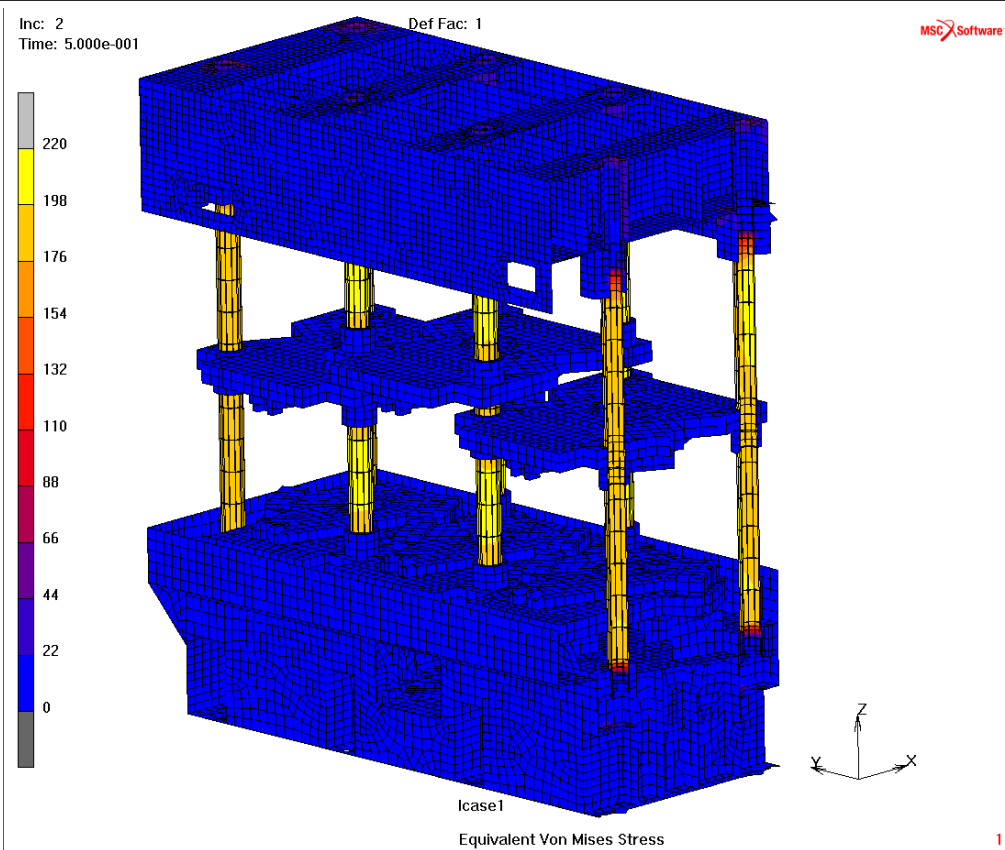
Obr. 110 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN a zatížení rolen silou 100 kN



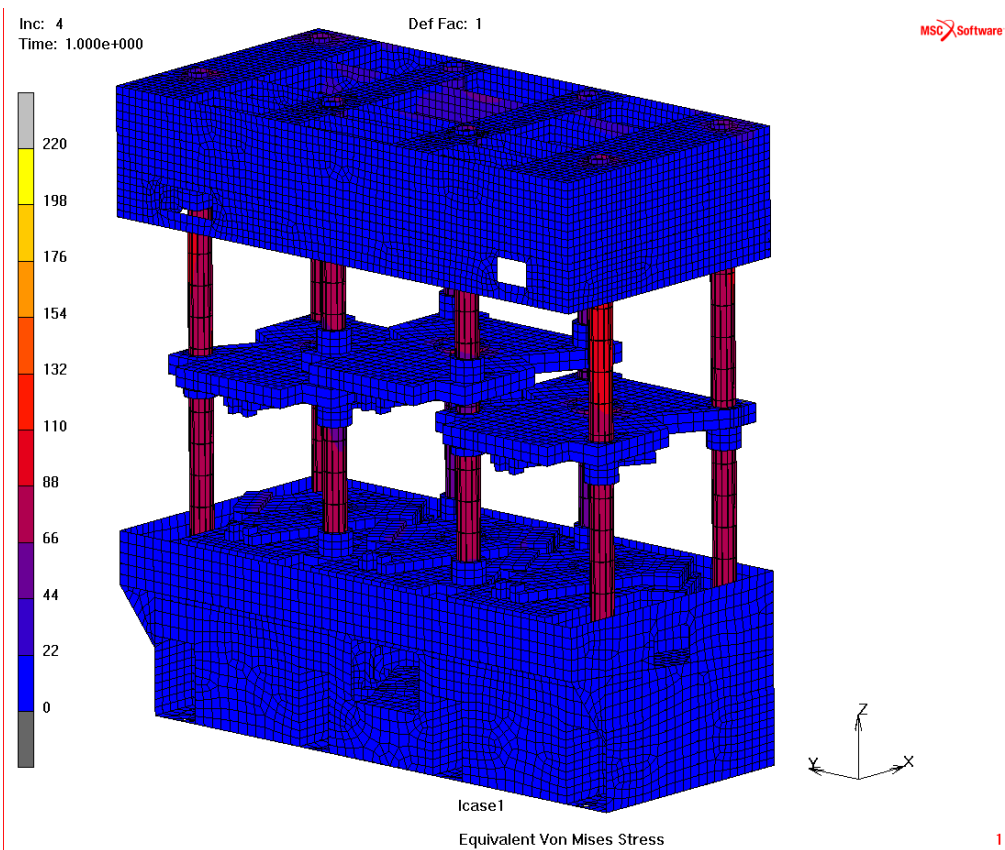
Obr. 111 Posuvy sloupů a platformem ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 60kN



Obr. 112 Posuvy sloupů a platformem ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN a zatížení rolen silou 100 kN

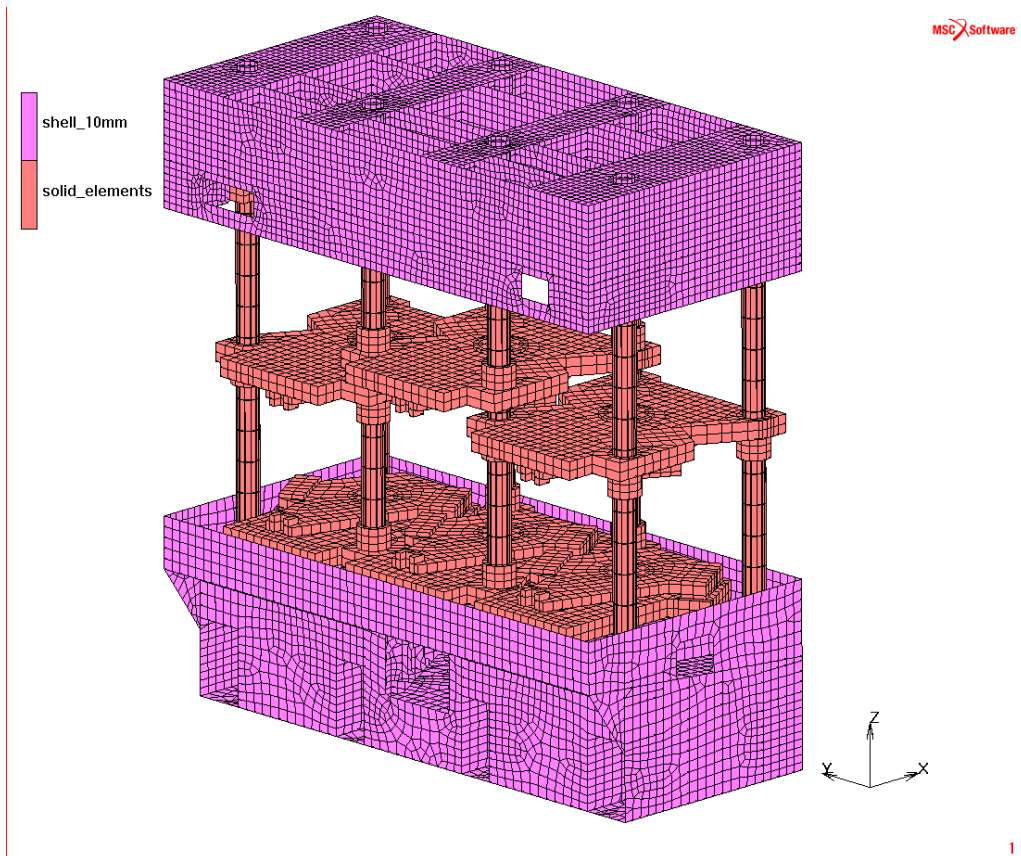


Obr. 113 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předeptnutí sloupů silou 60kN

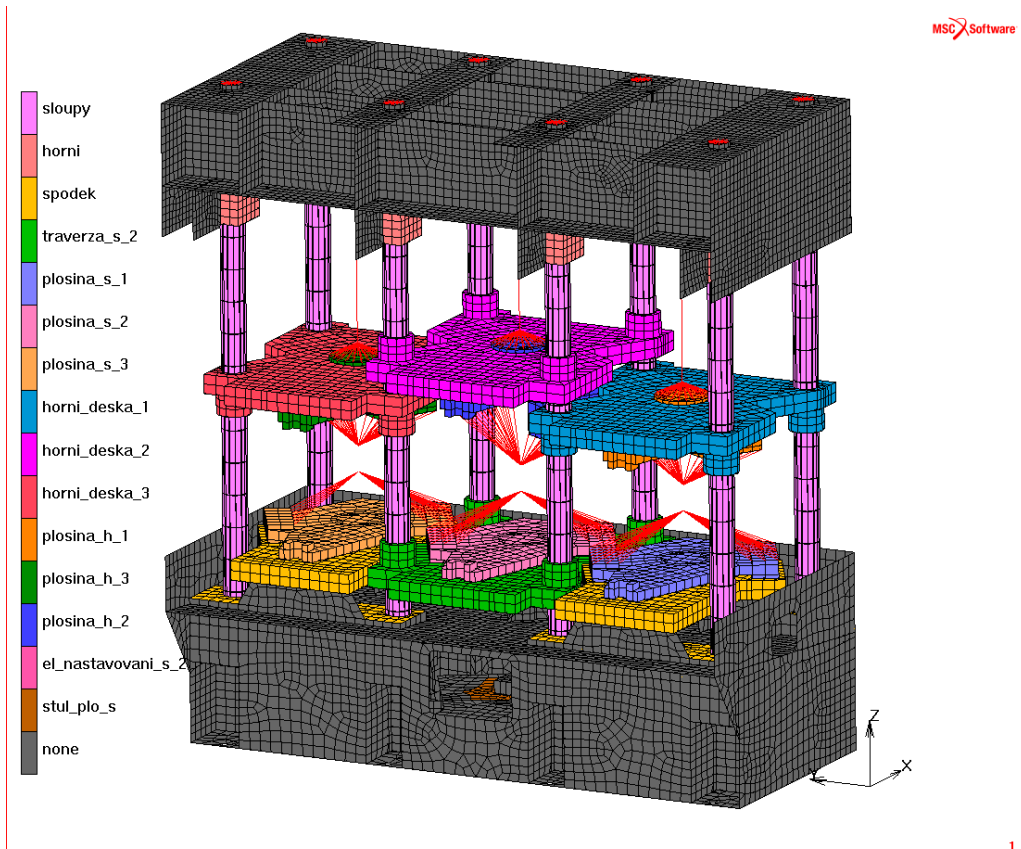


Obr. 114 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předeptnutí sloupů silou 60kN a zatížení rolen silou 100 kN

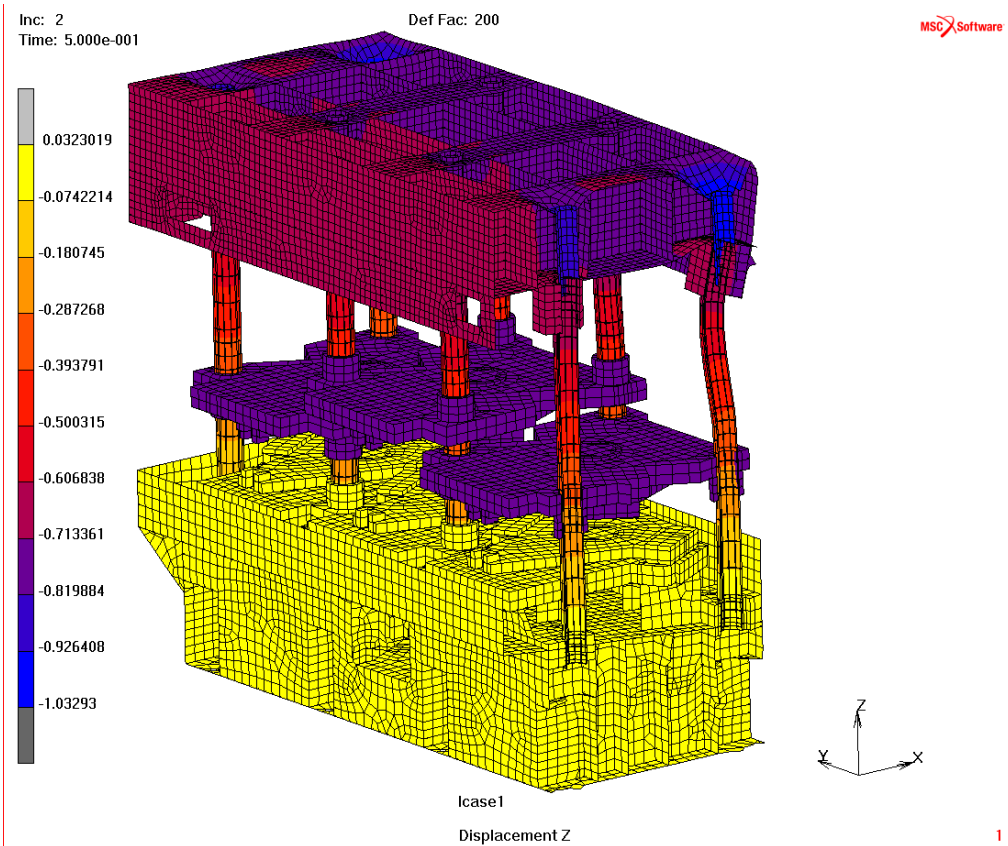
Varianta 04b – Osmi-sloupová varianta, zmenšené tloušťky na 10 mm



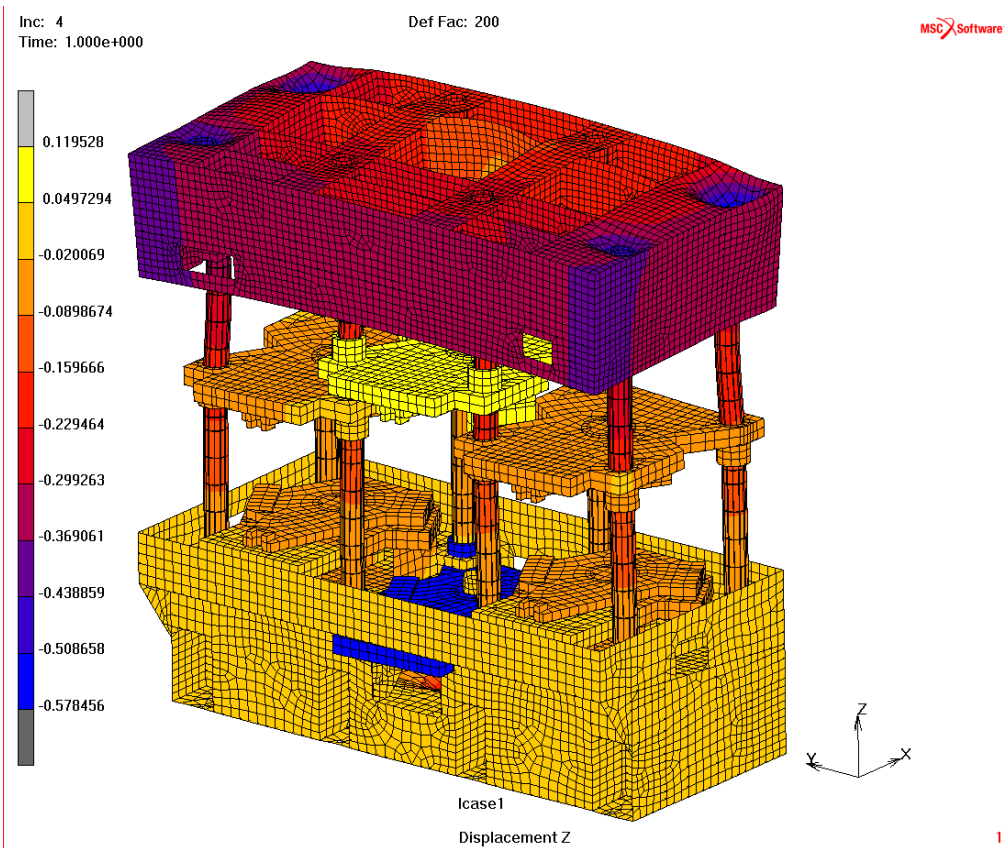
Obr. 115 Geometrické vlastnosti MKP modelu



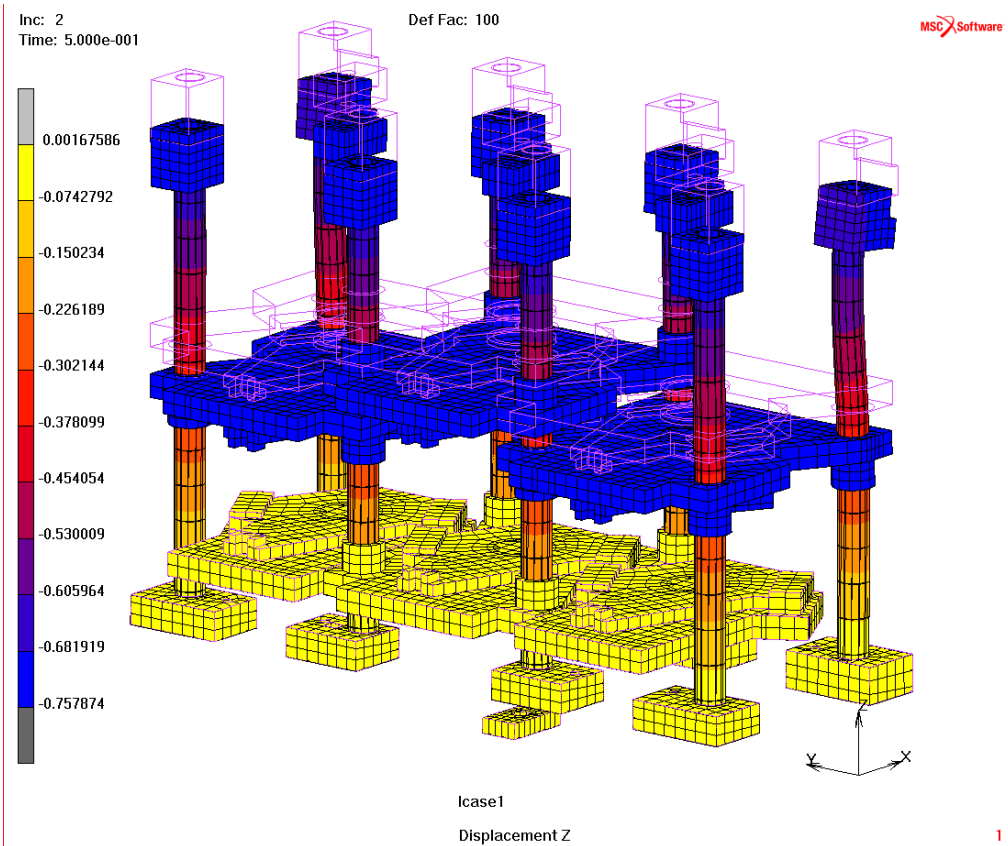
Obr. 116 Definice kontaktních těles a pomocných „tuhých linků“ a pružin



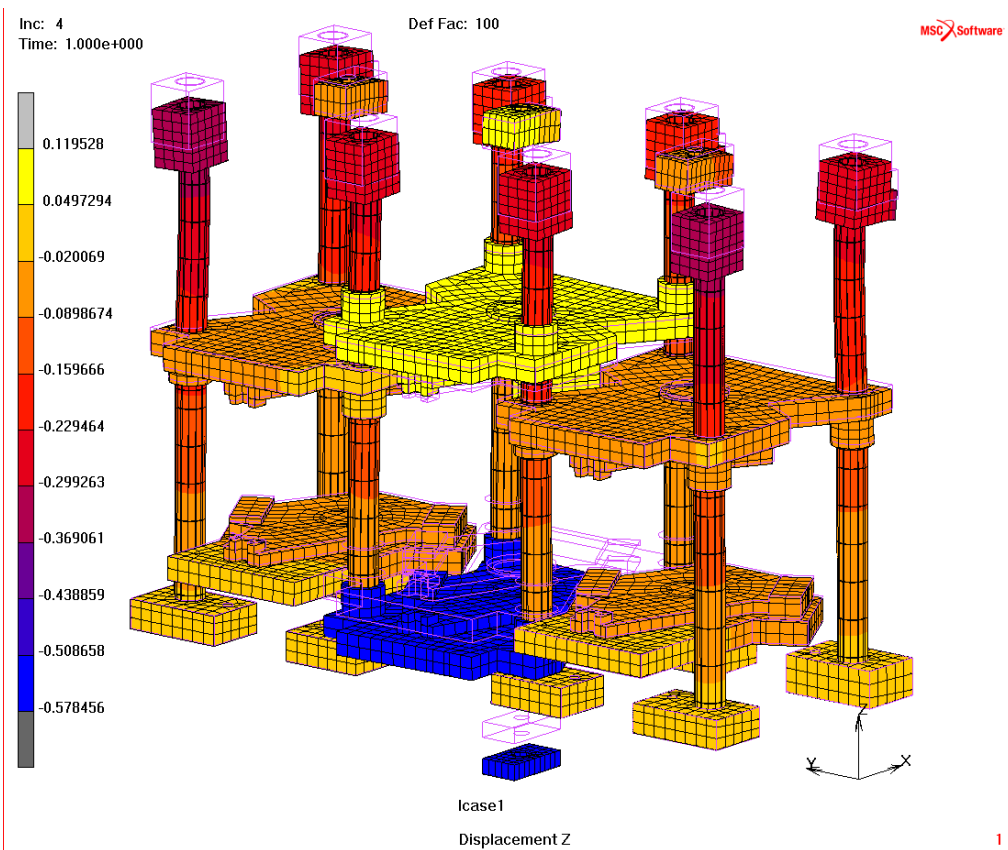
Obr. 117 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 60kN



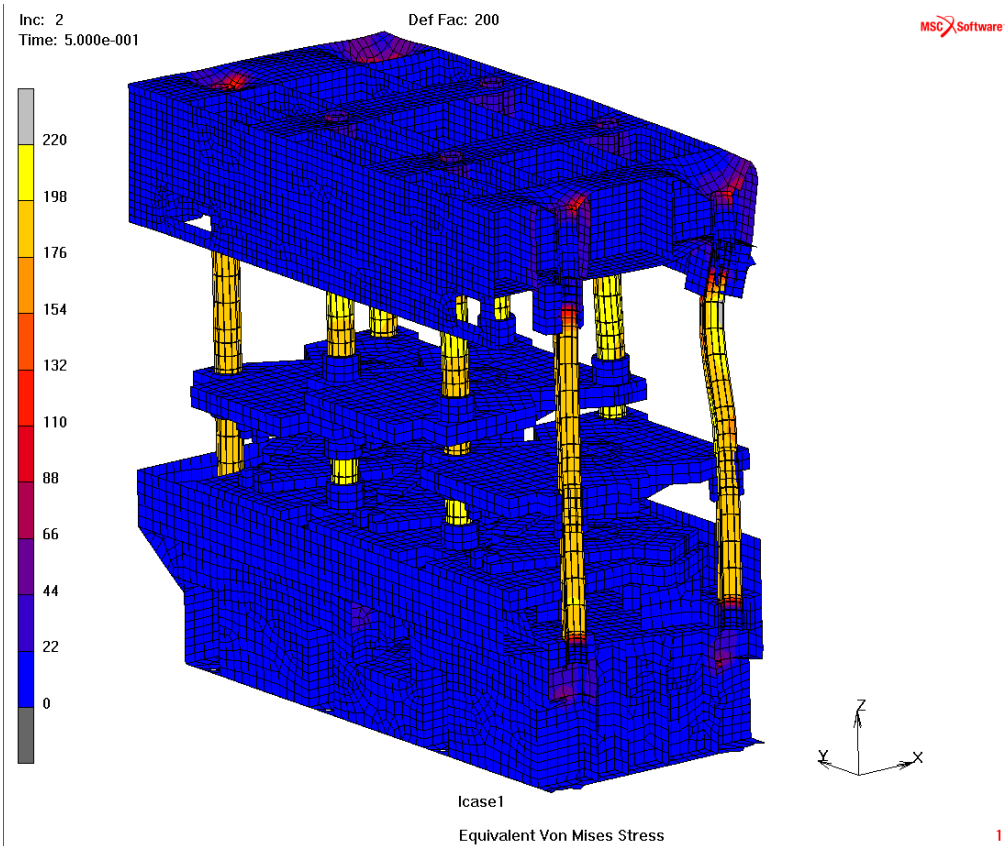
Obr. 118 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN a zatížení rolen silou 100 kN



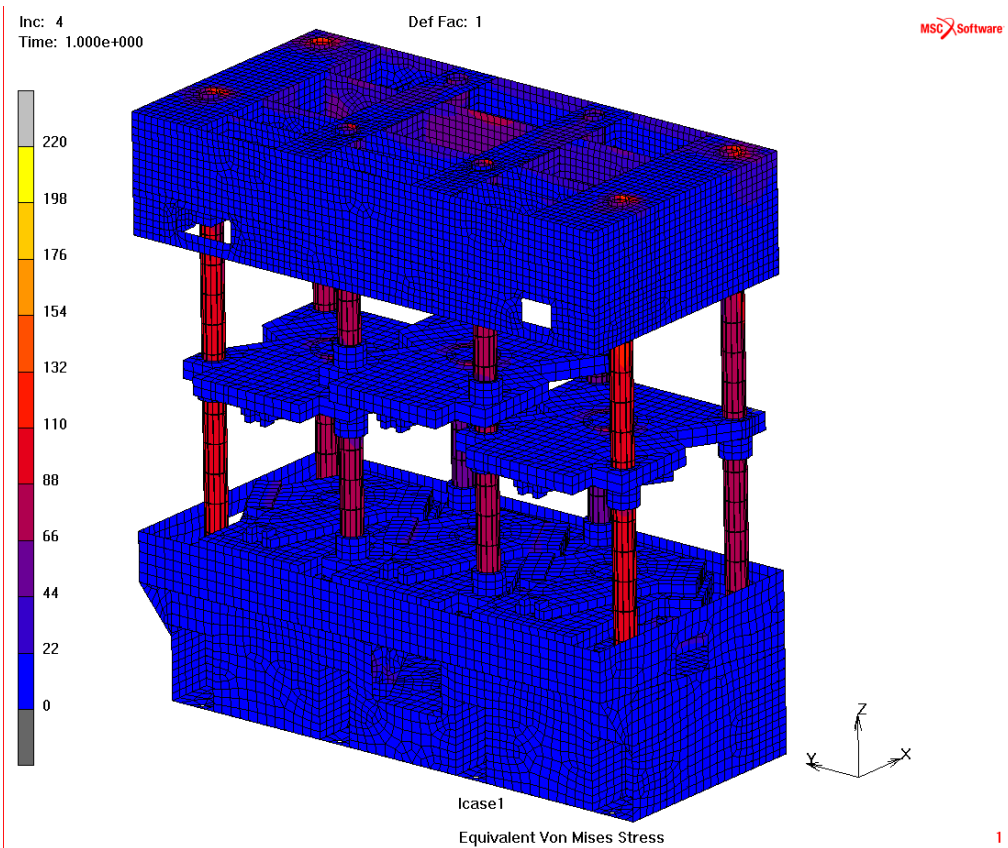
Obr. 119 Posuvy sloupů a platformem ve svislém směru [mm] – stav při samotném předepnutí sloupů silou 60kN



Obr. 120 Posuvy sloupů a platformem ve svislém směru [mm] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN a zatížení rolen silou 100 kN



Obr. 121 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN



Obr. 122 Ekvivalentní von Misesovo napětí [MPa] – stav při předepnutí sloupů silou 60kN a zatížení rolen silou 100 kN

Srovnání kvantitativních výsledků analyzovaných variant rovnaček:

Varianta	Oddálení krajních rolen při síle 100kN [mm]	Oddálení středních rolen při síle 100kN [mm]	Max. napětí v hlavních dílech [MPa]	Hmotnost MKP modelu celého lisu [kg]
01a	0.26	0.29	< 100	1998
01b	0.18	0.23	< 100	2006
02a	0.38	0.41	< 100	1536
02b	0.31	0.37	< 100	1422
03a	0.75	0.79	< 100	1372
03b	0.44	0.50	< 100	1518
04a	0.61	0.82	220	1166
04b	0.72	1.38	230	814

Závěry k analyzovaným variantám 6-ti rolnových rovnaček:

Varianta 01 (čtyř-sloupová varianta) – Rovnačka ve čtyř-sloupovém provedení vykazuje největší celkovou tuhost konstrukce ze všech srovnávaných variant, zejména v kritériu „Oddálení krajních rolen při síle 100 kN“. Nicméně z výsledků je dobře patrné, že navržené uložení rolen je ve srovnání se zbylou konstrukcí nedostatečně tuhé a malým přídavkem materiálu „na dnech hrnců“ lze docílit zlepšení zmiňovaného kritéria o více než 30% (srovnání 01a versus 01b).

Varianta 02 (dvou-sloupová varianta) – Dvou-sloupová varianta kombinující C-koncepci a sloupové provedení je používána hlavně z důvodu příznivější prostorové dispozice. Co se týče kritéria „Oddálení krajních rolen při síle 100 kN“, vykazuje tato varianta poněkud horších výsledků než čtyř-sloupové provedení. I zde je však možné dosáhnout při vhodně zvolených přídavcích materiálu snížení oddálení rolen a to i při dalších úsporách materiálu plynoucích ze sjednocené tloušťky svařovaných plechů na 10 mm (srovnání 02a versus 02b).

Varianta 03 (desková varianta) – Z důvodu usnadnění výroby je někdy místo sloupové varianty zvolena desková. Samozřejmý výskyt ohybového namáhání v bočních deskách nahrazujících sloupy se projevuje nerovnoměrným tahovým namáháním těchto desek a tudíž se zde nevyužije celý průřezový potenciál těchto desek. U této koncepce se kromě přídavků v oblasti hrnců a přírub rolen jeví jako vhodné zesílit hlavní desky svařence, které jsou namáhány na ohyb. Bude záležet na konkrétních požadavcích na konkrétní lis jakou prioritu u této koncepce bude mít tuhost v oblasti krajních rolen a materiálová úspora.

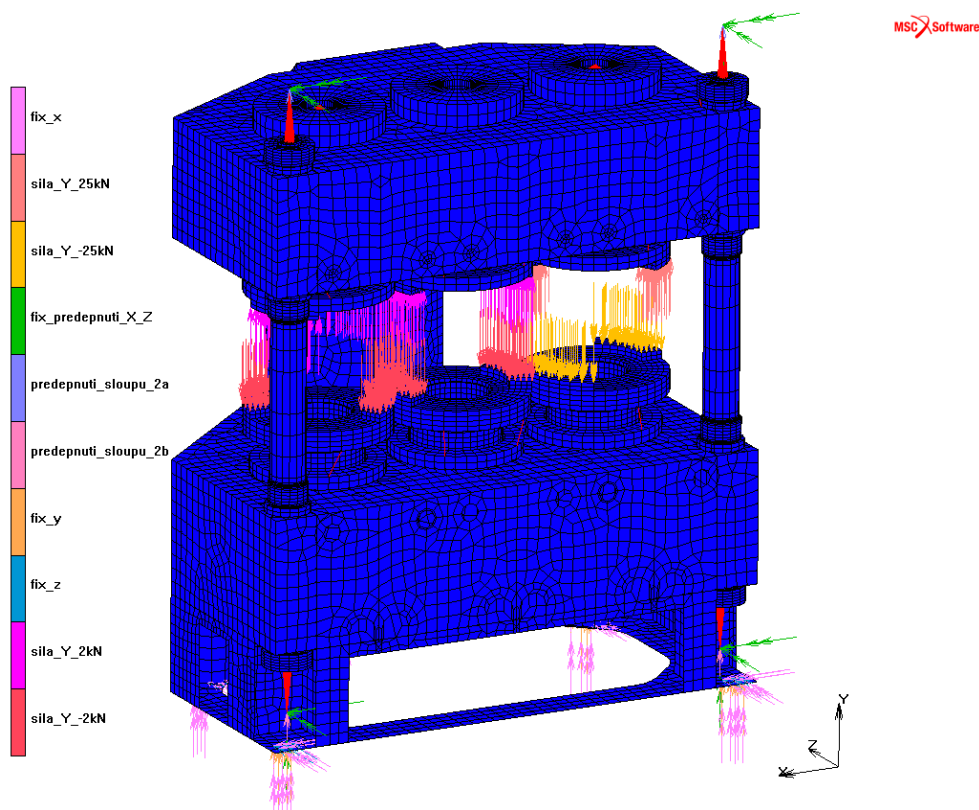
Varianta 04 (osmi-sloupová varianta) – Tato koncepce se nejčastěji používá pro rovnačky velkých trubek. Oproti variantám 01 a 02 jsou zde používány sloupy duté, které jsou předepínány pomocí táhel procházejících celou délkou dutých sloupů. Zatímco spodní platformy krajních rolen jsou pevně spojeny se spodním svařencem, je spodní platforma střední rolny vedena na vnitřní čtveřici sloupů, aby bylo možné volit přesazení střední rolny vůči rolnám krajním. Uvědomíme-li si, že tuhost v oblasti střední rolny je tak podstatná, neboť „lokální rovnání“ mezi horní a dolní rolnou by mělo být realizováno jen v krajních dvojicích rolen, lze výrazně slevit z požadavků na ohybovou tuhost svařenců a dosáhnout materiálových úspor i nákladů na svaření. Nutno ale zdůraznit, že maximální pozornost si zasluhuje vyžebrování v nejbližším okolí uchycení sloupů ve svařencích, aby předepnutí sloupů nezpůsobovalo v důsledku nesymetrických deformací okolního svařence významné průhyby hlavních sloupů (viz výsledky 04a i 04b).

4.5. Srovnání koncepcí 6-ti rolnových rovnaček při reálném zatížení

V tomto oddílu jsou opět porovnány dříve představené varianty šesti-rolnové rovnačky.. Zatížení zde vychází z výsledků simulace rovnání v šesti-rolnové rovnačce, tedy u vstupní dvojice roln byla uvažována reakční síla od „lokálního rovnání“ o velikosti 25 kN a u střední a výstupní dvojice roln reakční síla o velikosti 2 kN. Z důvodu nesymetrie zatížení byly všechny varianty řešeny na kompletních modelech lisů. Ukázka zadaných okrajových podmínek v případě varianty 02 je obsahem obr.123.

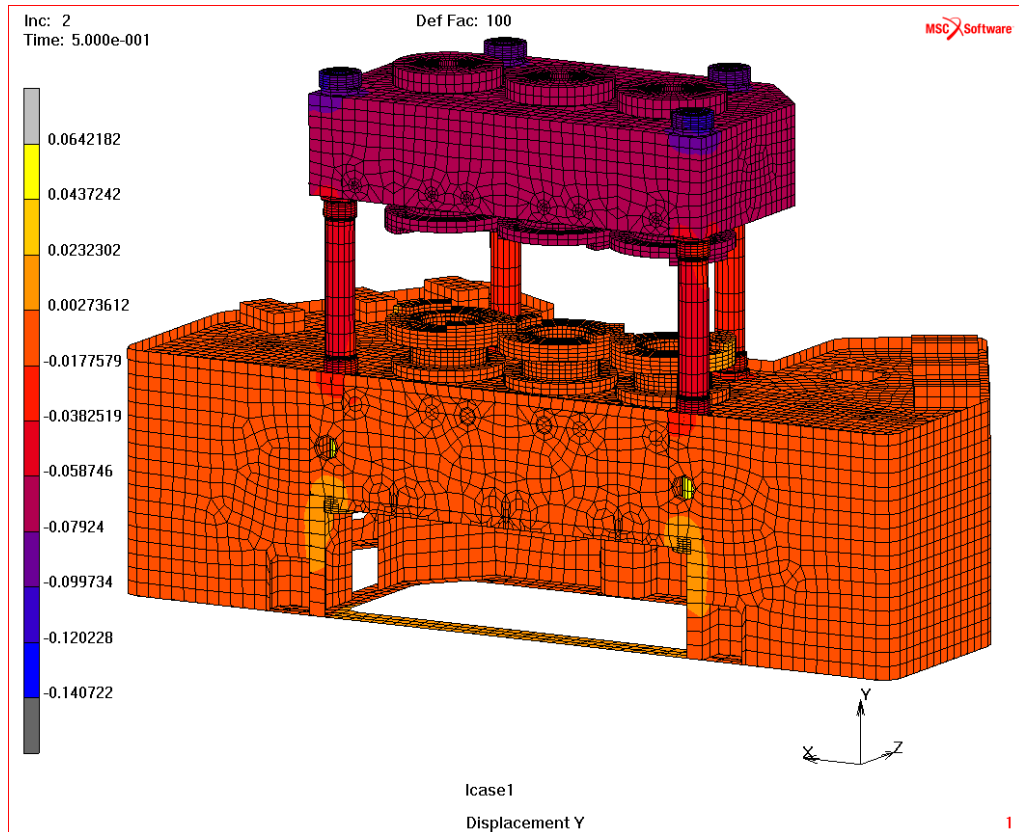
Analyzované varianty rovnaček:

Varianta	Popis varianty
01	Čtyř-sloupová varianta, sloupy D50x3, převzatá geometrie celého modelu
02	Převzatá varianta C-lisu vyztužená dvěma sloupy, průměr sloupů D70
03	Převzatá rámová konstrukce lisu, sloupy nahrazeny plechy tloušťky 20 mm
04	Převzatá osmi-sloupová varianta, tloušťky průměr sloupů D50x2.5

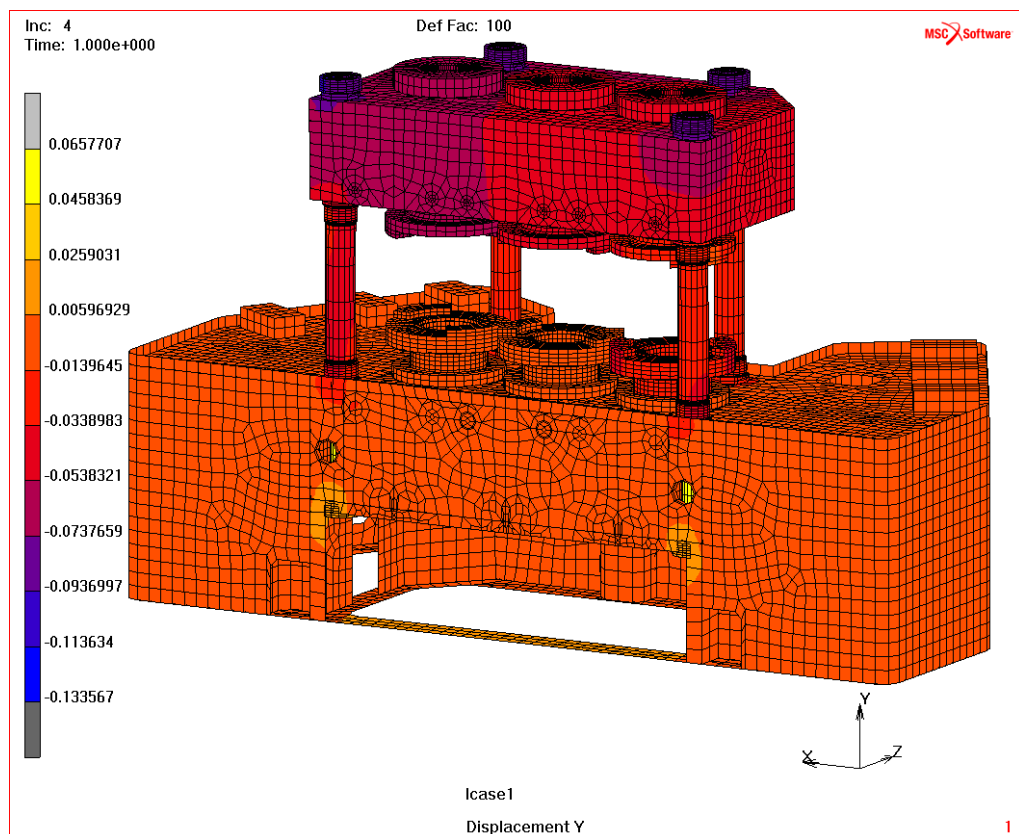


Obr. 123 Okrajové podmínky výpočtového modelu varianty 02 – reálné zatížení

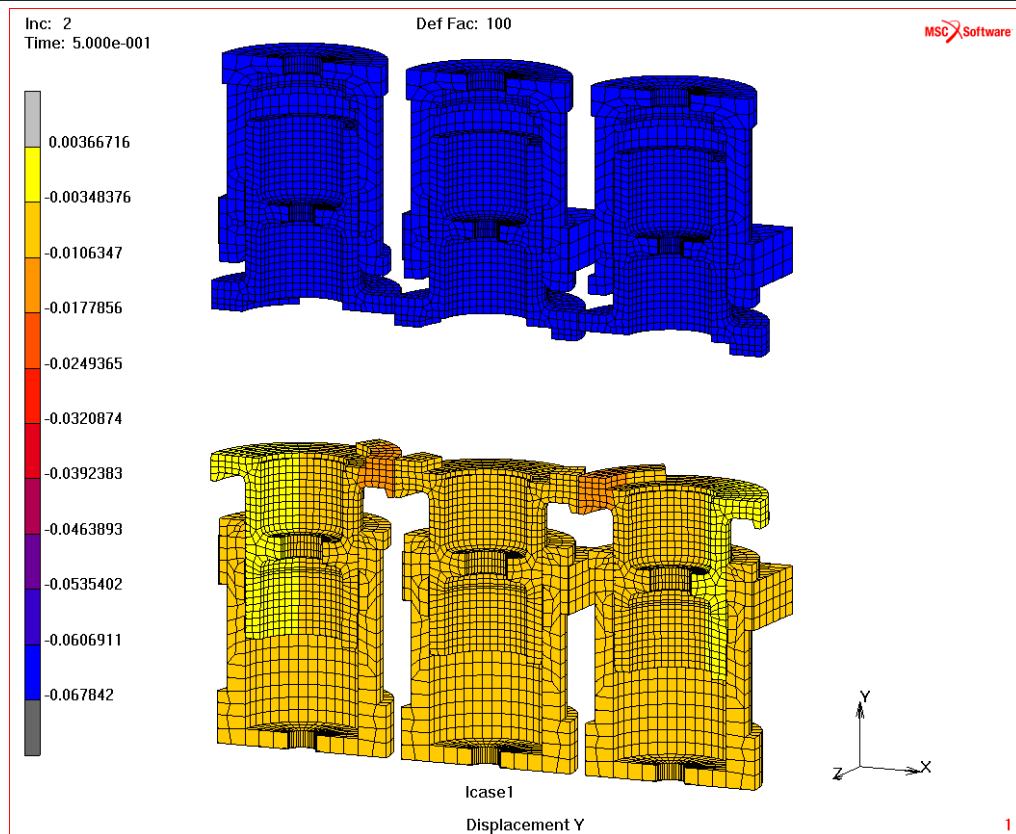
Varianta 01 – Čtyř-sloupová varianta, převzatá geometrie, reálné zatížení



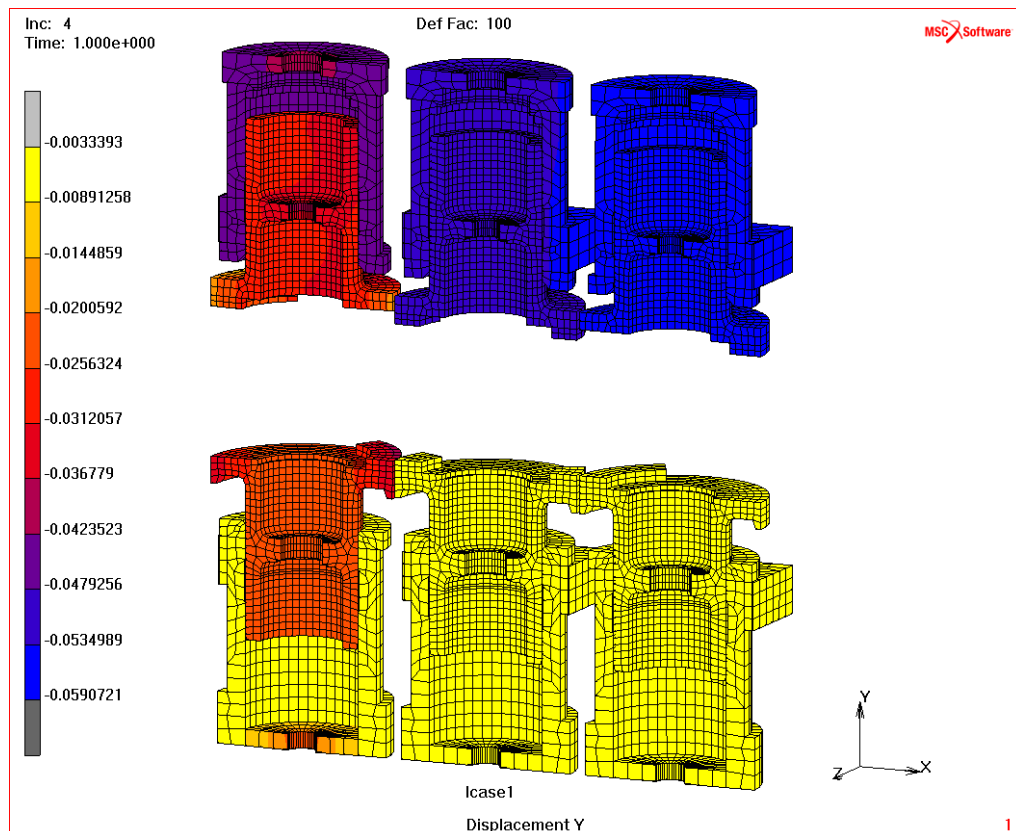
Obr. 124 Posuvy ve svislém směru [mm] – pouze předepnuté sloupy



Obr. 125 Posuvy ve svislém směru [mm] – předepnuté sloupy a reálné zatížení

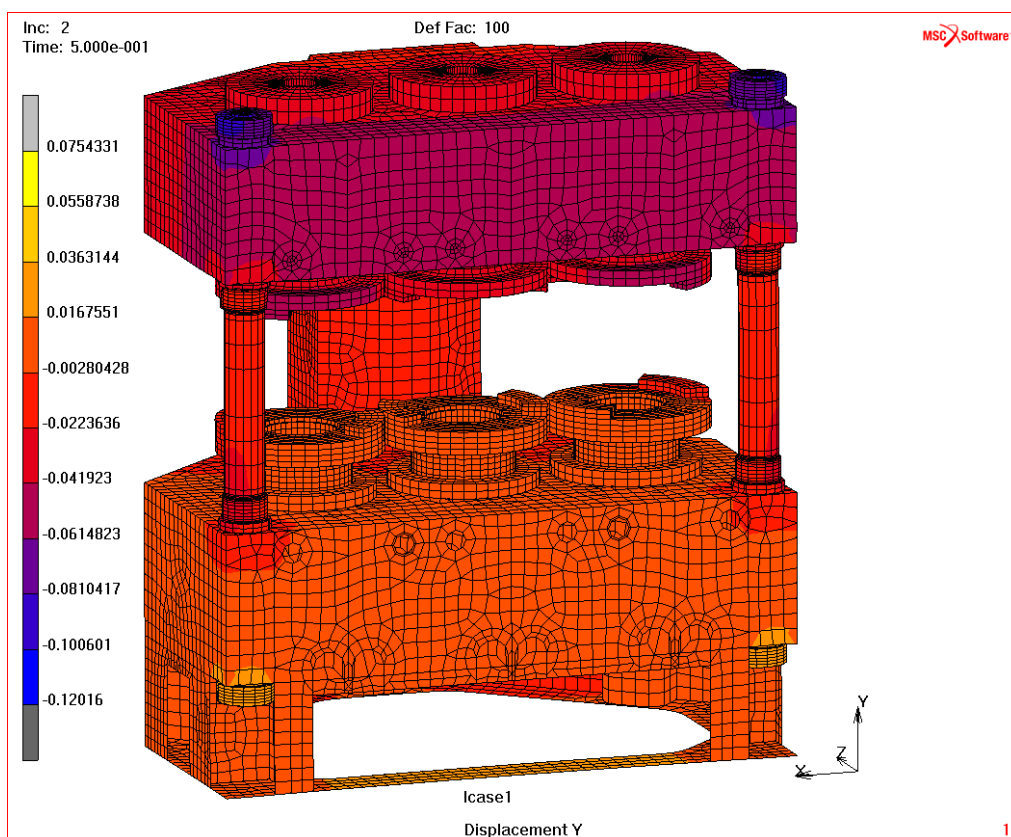


Obr. 126 Svislé posuvy hydraulických válců [mm] – pouze předepnuté sloupy

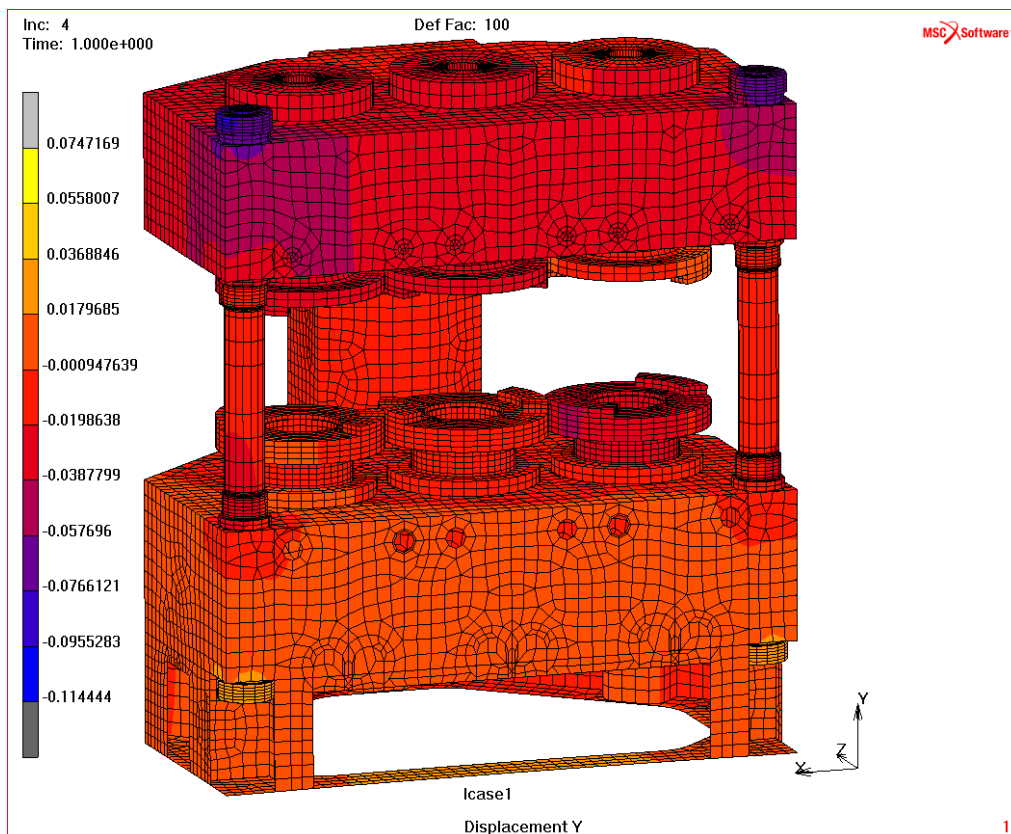


Obr. 127 Svislé posuvy hydraulických válců [mm] – předepnuté sloupy a reálné zatížení

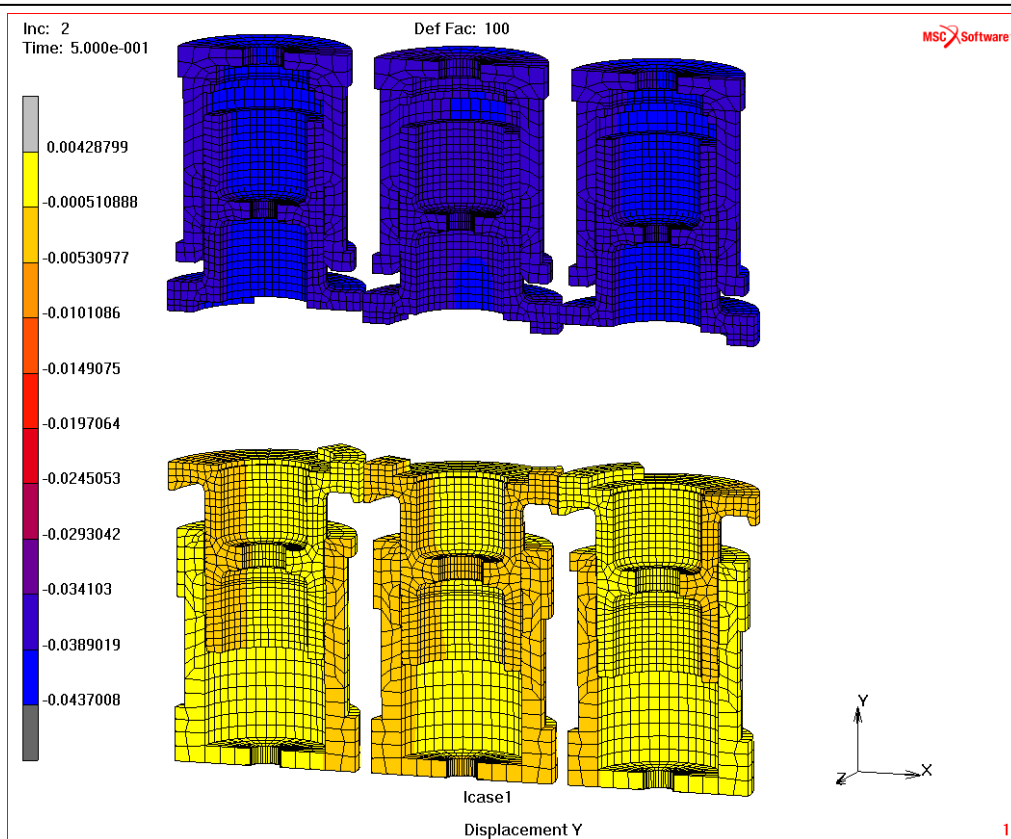
Varianta 02 – Provedení C-lis, převzatá geometrie, reálné zatížení



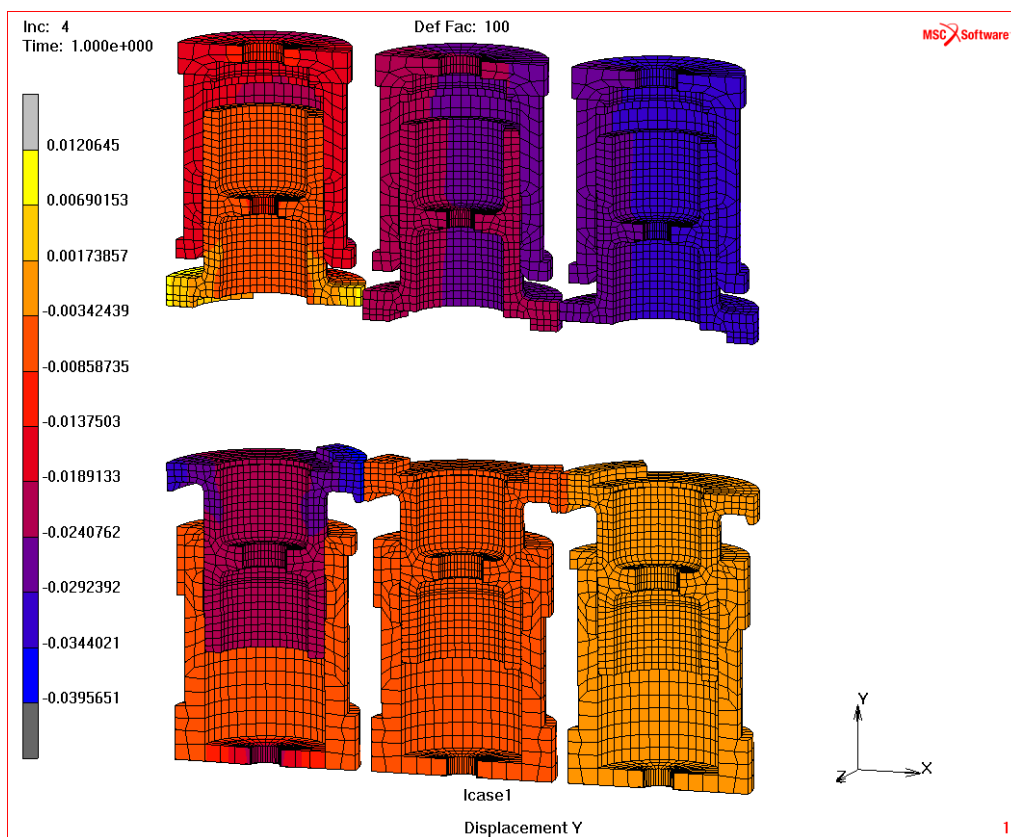
Obr. 128 Posuvy ve svislém směru [mm] – pouze předepruté sloupy



Obr. 129 Posuvy ve svislém směru [mm] – předepruté sloupy a reálné zatížení

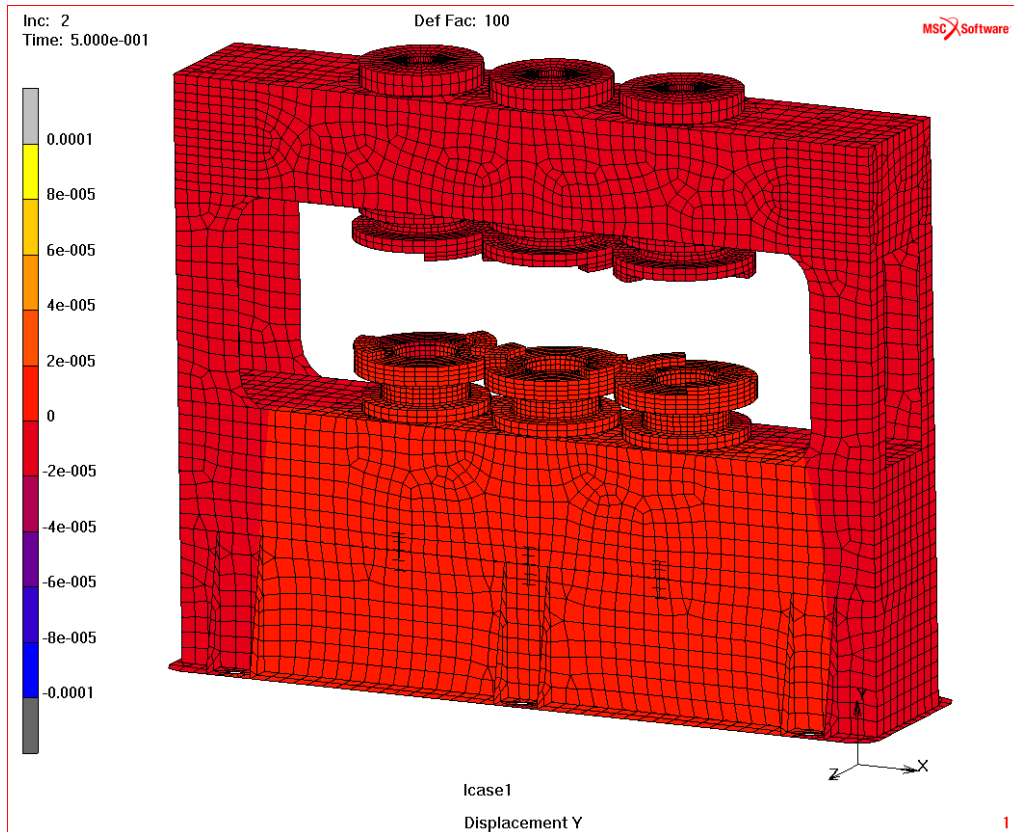


Obr. 130 Svislé posuvy hydraulických válců [mm] – pouze předepnuté sloupky

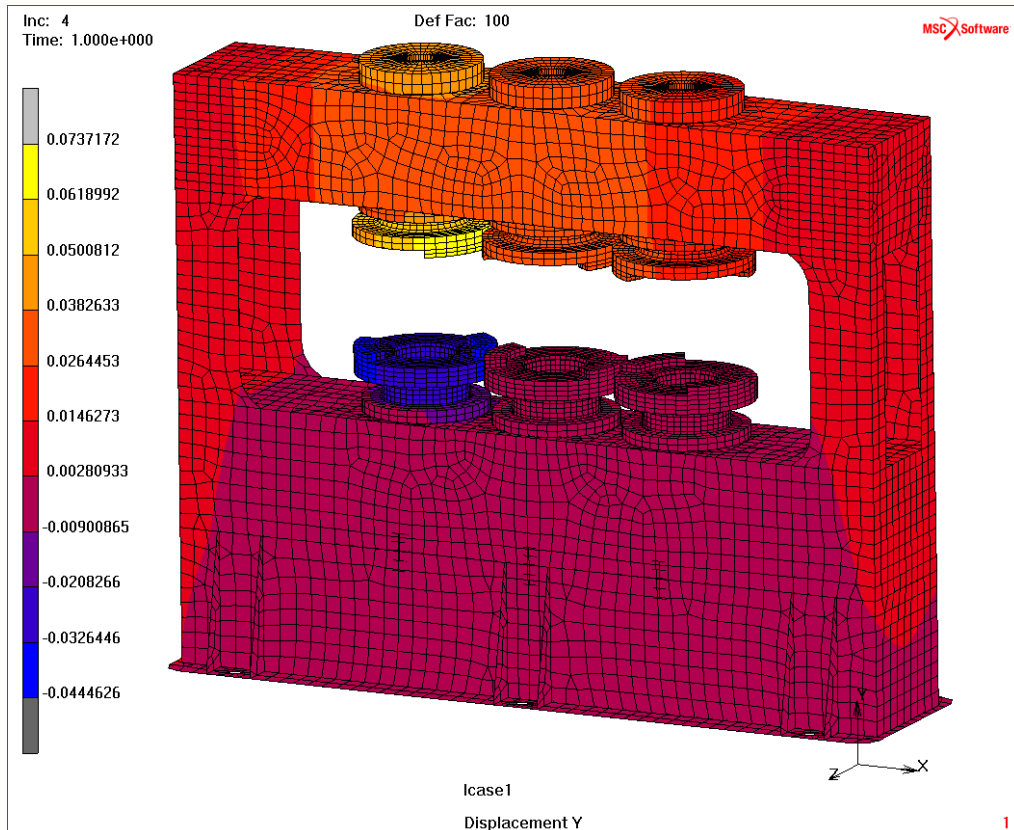


Obr. 131 Svislé posuvy hydraulických válců [mm] – předepnuté sloupky a reálné zatížení

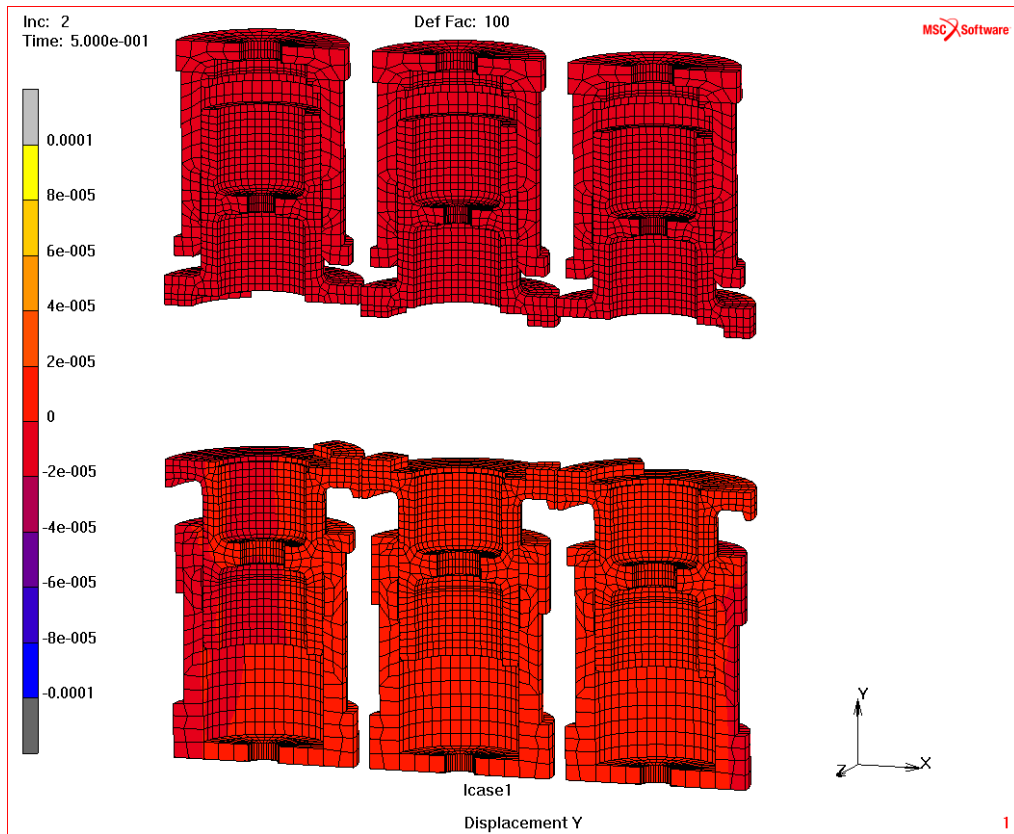
Varianta 03 – Rámová konstrukce, převzatá geometrie, reálné zatížení



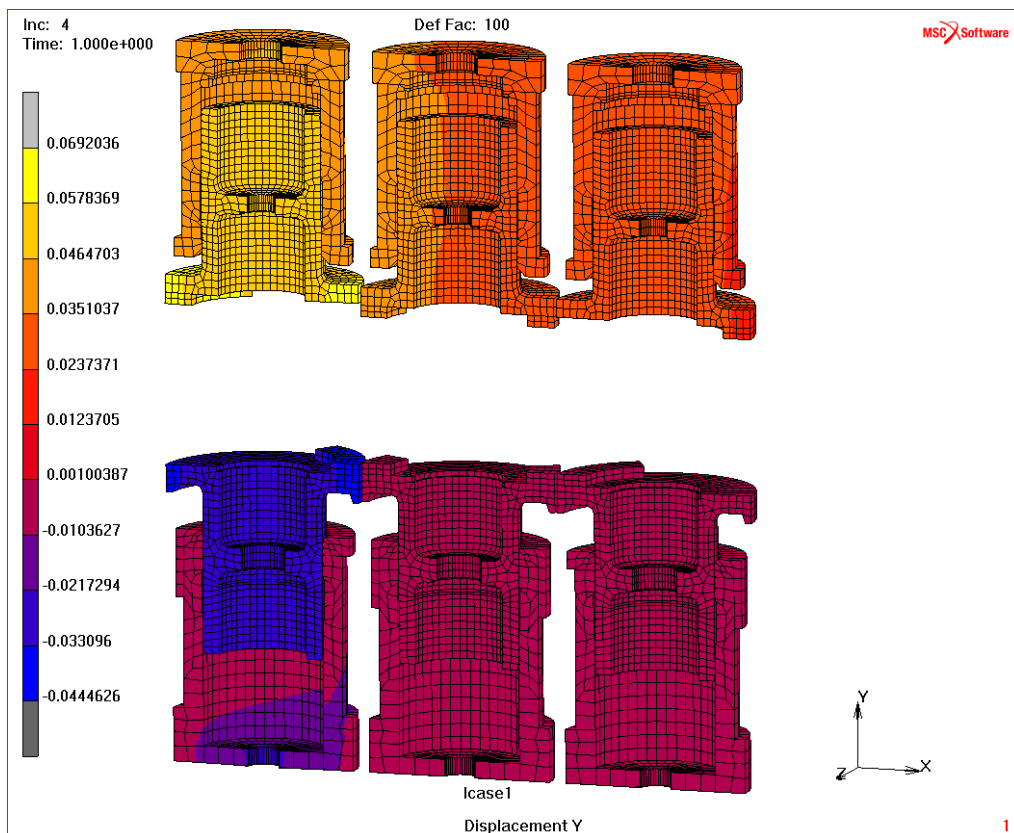
Obr. 132 Posuvy ve svislém směru [mm] – stav bez zatížení



Obr. 133 Posuvy ve svislém směru [mm] – reálné zatížení

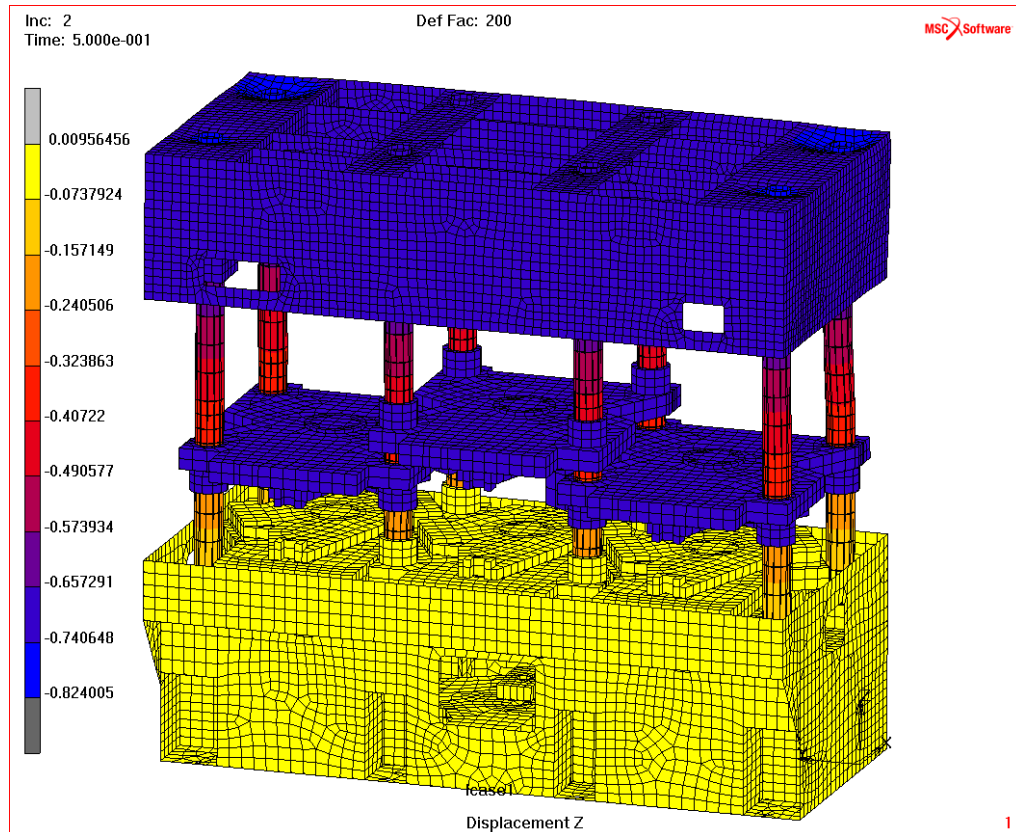


Obr. 134 Svislé posuvy hydraulických válců [mm] – stav bez zatížení

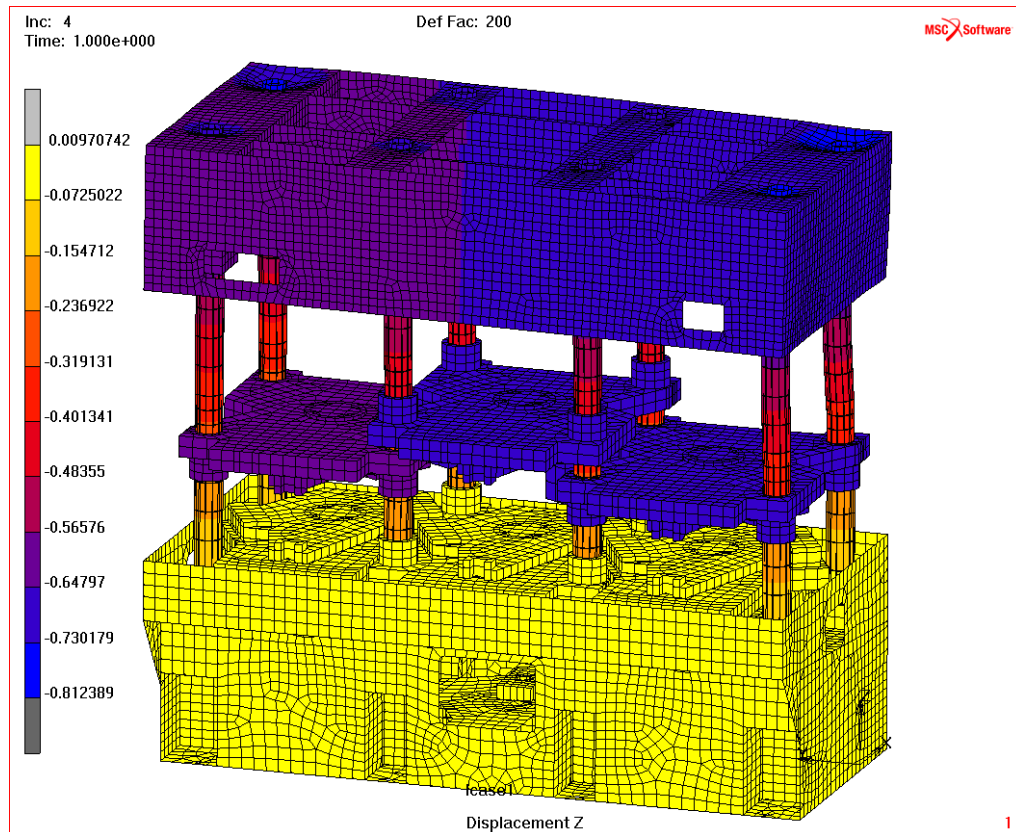


Obr. 135 Svislé posuvy hydraulických válců [mm] – reálné zatížení

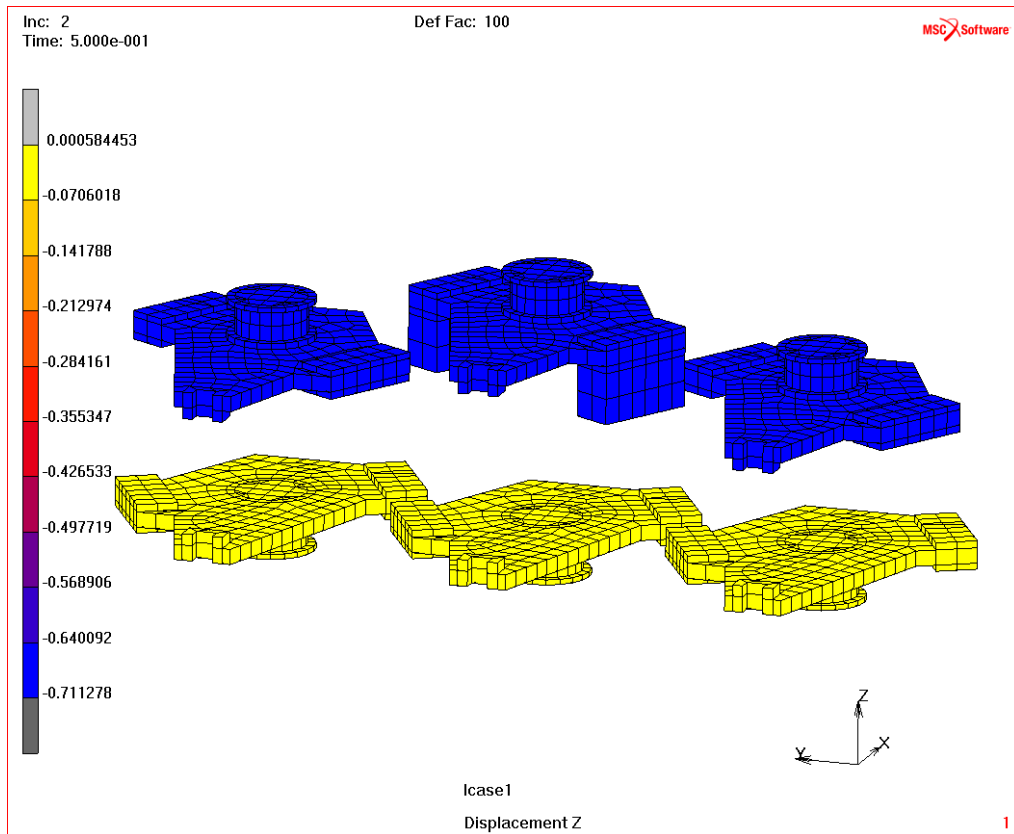
Varianta 04 – Osmi-sloupová konstrukce, převzatá geometrie, reálné zatížení



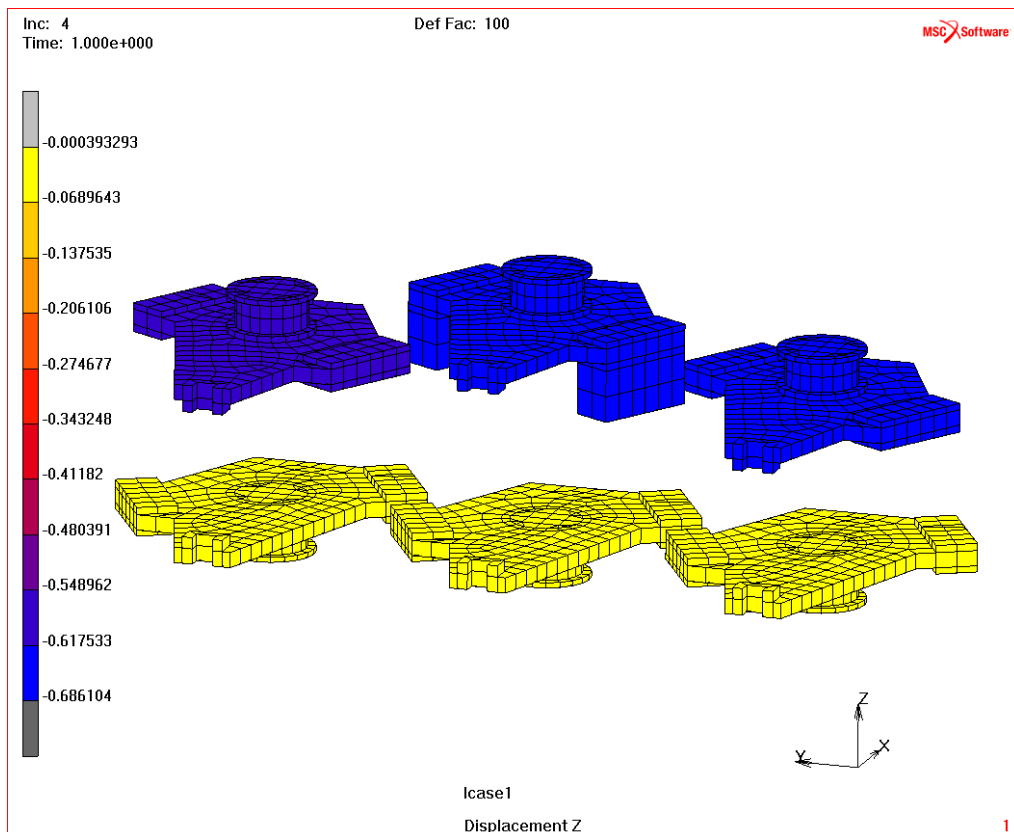
Obr. 136 Posuvy ve svislém směru [mm] – pouze předepnuté sloupy



Obr. 137 Posuvy ve svislém směru [mm] – předepnuté sloupy a reálné zatížení



Obr. 138 Svislé posuvy plošin [mm] – pouze předepnuté sloupy



Obr. 139 Svislé posuvy plošin [mm] – předepnuté sloupy a reálné zatížení

Srovnání kvantitativních výsledků analyzovaných variant rovnaček

(oddálení rolen je vyhodnoceno jako rozdíl mezi oddálením rolen jen při předeprnutí sloupů a při následném zavedení síly příslušných reakčních sil)

Varianta	Oddálení vstupních rolen při síle 25kN [mm]	Oddálení středních rolen při síle 2kN [mm]	Oddálení výstupních rolen při síle 2kN [mm]
01	0.09	0.03	0.02
02	0.09	0.03	0.02
03	0.11	0.05	0.04
04	0.09	0.02	0.02

Závěry k analyzovaným variantám 6-ti rolnových rovnaček:

Dosavadní konstrukce rovnaček vycházejí z koncepce, kdy uložení rolen v rámu má stejné konstrukční a tuhostní specifika. To vyplývá i z výsledků analýz uvedených v kapitole 4.4, kdy uložení všech rolen v rámu je tuhostně relativně na stejné úrovni při unifikovaném zatížení jednotlivých rolen. Tento předpoklad při dimenzování konstrukce nevychází z reálných potřeb realizace rovnačného procesu, ale z dimenzování na rovnoměrnou tuhost celého stroje. Jedná se tudíž o jakýsi způsob předdimenzování konstrukce stroje, kdy se tuhost celého stroje (zejména místa uložení všech rolen) odvozuje od maximálních sil vyvozených hydraulickými přítlačnými válci, které bývají pouze na vstupním páru rolen. Tento předpoklad dimenzování rovnačky na maximální zatížení vychází z toho, že tyto válce jsou určeny pro sevření a udržení nastavené polohy rolen při rovnání a zároveň pro utlumení dynamických reakcí od rovnání a plní také funkci pojištění proti přetížení stroje, tudíž větší zatížení by nemělo na rovnače nastat.

Analýzy uvedené v této kapitole vychází z okrajových podmínek, které se více blíží reálnému zatížení (reakční síly na středních a výstupních rolnách jsou řádově menší než na rolnách vstupních). Tyto více reálné okrajové podmínky vyplývají z výsledků simulací rovnačného procesu popsanych v kapitole 4.3. Je zřejmé, že tuhost uložení středních a výstupních rolen v rámu nemusí být na stejné úrovni jako na rolnách vstupních právě z důvodu řádově menších reakčních sil, a tudíž i několikanásobně menších hodnot měřeného oddálení rolen. Z toho lze dovodit několik doporučení pro inovaci. Např. úpravou konstrukce zaměřenou na zmenšení předdimenzované tuhosti uložení rolen (střední a výstupní) bude znamenat snížení materiálových nároků na konstrukci při relativně stejné rovnací schopnosti stroje. Z hlediska tohoto doporučení se jeví jako nejvhodnější koncepční varianta 04 pro aplikování konstrukčních změn. Tato osmi-sloupová koncepce nemá oproti ostatním variantám 01, 02 a 03 vzájemně provázanou tuhost uložení párů rolen v rámci rámu a lze tuhosti jednotlivých rolen řešit samostatně podle specifických požadavků rovnačného procesu. Tudíž by takovýto zásah do konstrukce nemusel být příliš rozsáhlý a celkové změny nebudou navíc ani finančně nákladné. Právě z důvodu nesvázané tuhosti uložení rolen přes rám by s výhodou šlo využít i pro multi-rolnové rovnačky s více než třemi páry rolen. Oproti tomu u variant 01, 02 a 03 se sice jedná o celkem jednoduchou konstrukci rámu, u kterých právě díky této jednoduchosti by ovšem jakákoli větší změna či zásah do koncepce mohl znamenat zvýšení nákladů na konstrukci nebo výrobu (prakticky vznikne nová koncepce rámu) a ve výsledku by snížení materiálových nároků nemuselo znamenat zásadní snížení celkových nákladů.

U všech výše provedených analýz bylo také předpokládáno, že profil všech rolen je stejný, nicméně i změnou profilu jednotlivých rolen lze dosáhnout rozdílných rozložení rovnicích sil mezi rolnami rovnačky. Stejně tak markantním způsobem ovlivňuje proces rovnání rozmístění rolen v rovnačce. V kapitole 2.10. jsou uvedeny ještě další faktory, které nelze opomíjet a mají zásadní vliv při návrhu konstrukce rovnaček. Tudiž podrobnější analýzy, které by již znamenaly verifikaci dosažených materiálových úspor, je nutné provádět už na konkrétním jednom případě rovnacího procesu a s tím spojenou koncepční variantu dimenzované rovnačky v kontextu s dalšími omezujícími požadavky vyplývající z praxe (zástavba v provozu, energetické zdroje apod.).

5 Splnění cílů disertační práce

1) Shrnutí teoretických poznatků potřebných pro pochopení dané problematiky a vybraná teorie z oblasti rovnání a rovnaček.

V kapitole 2.1 až 2.9 je zachycená teorie rovnání trubek se základními vztahy nutnými pro vlastní návrh, jak konstrukčních a geometrických parametrů rovnaček, tak i kritéria pro vlastní technologický proces rovnání. Dále jsou v kapitole 2.9 shrnuty dosavadní teoretické poznatky s praktickými doporučeními a v kapitole 2.10 je nastíněn směr vývoje oblasti technologie rovnání trubek.

2) Přehled a možnosti technických a softwarových prostředků využitelných pro návrh, výpočty a zpracování výsledků, především materiálových modelů používaných v MKP řešičích a vlastní příprava konečně-prvkového modelu.

V kapitole 4.1 jsou technické možnosti realizace numerických výpočtů procesu rovnání, které jsou shrnuty formou výčtu možností zvoleného MKP řešiče MSC Marc. Pro vlastní výpočty a potřeby zpracování výsledků je zde zdůvodněna volba použití vyzdvihnutím přednosti tohoto softwaru, zejména v oblastech materiálových modelů, efektivně implementovaných kontaktních algoritmů a možnosti definice diskrétních prvků – podkapitoly 4.1.1 – 4.1.3.

3) Pochopení rovnačích procesů, jak v teoretické rovině na základě analýz MKP, tak i v experimentální rovině formou ověření vybraných hodnot.

V kapitole 3 jsou experimentálně zjištěny materiálové vlastnosti vybraného představitele trubky při zatěžování. Pro zjištění těchto materiálových vlastností byla navržena nová metoda založená na modifikované zkoušce ohybem. Naměřené hodnoty materiálových vlastností jsou potom využity pro „*nafitování*“ chování materiálu při numerických simulacích v řešiči MSC Marc uváděných v kapitole 4..2.

V následující kapitole 4.3. je již použité nastavení zjištěných materiálových konstant pro vlastní simulaci rovnačích procesu na nejpoužívanějším typu rovnačky, tj. šesti-rolnové.

4) Z poznatků získaných z předchozích kroků by měly vyplynout vztahy mezi konstrukcí a probíhajícími rovnačími procesy, které jsou analyzovány a navrženy konstrukčními doporučeními na základě provedených analýz a vyhodnocení závěrů práce.

Kapitola 4.4. je věnována analýze typických koncepcí rámu rovnaček při zatížení maximálními možnými silami na rovnačí rolny, tj. zatížení definované silou přítlačných hydraulických válců při tlaku 150 bar.

Také v kapitole 4.5. je prezentována analýza stejných koncepcí rámu jako v kapitole 4.4. s tím, že tentokrát jsou rámy zatíženy „reálnými silami“ při rovnání typového představitele trubky, tj. těmi silami, které byly zjištěny z numerické simulace rovnačích procesu v kapitole 4.3.

Na základě analýz jsou v závěru kapitol 4.4. a 4.5. dílčí vyhodnocení výsledků s ohledem na naměřené hodnoty oddálení roln všech řešených variant koncepcí rámu rovnaček.

6 Závěr

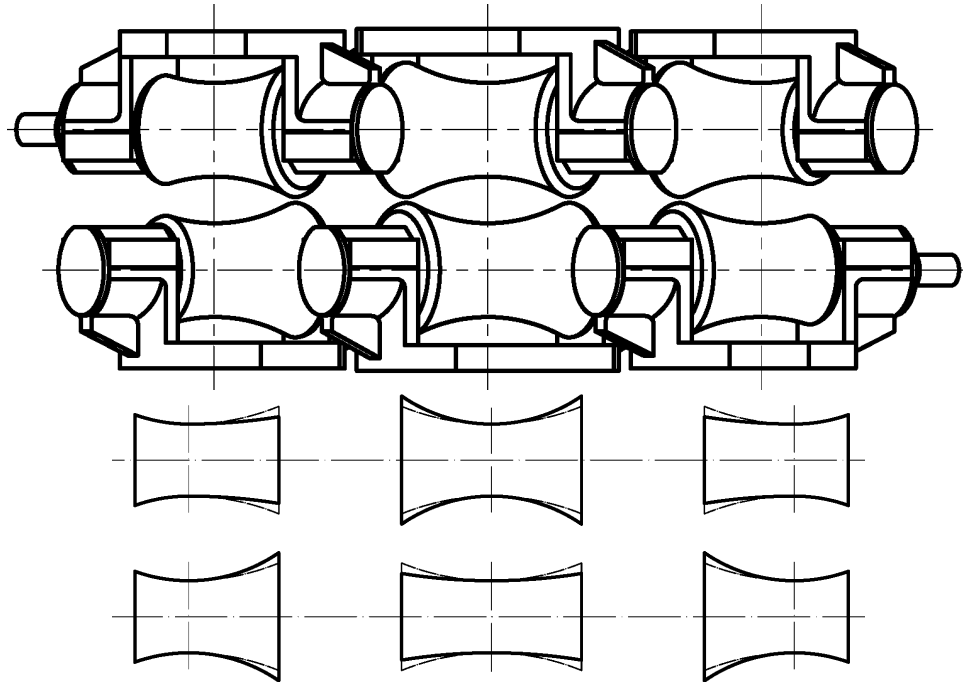
V této práci byla provedena řada experimentů a výpočtů, na jejichž základě byly stanoveny závislosti koeficientů tuhosti rámu rovnaček. Ty byly dále graficky znázorněny pro jednotlivé známé koncepce konstrukce rámu rovnaček, přičemž byla vytvořena nová metoda založená na analýze provozních podmínek podpořenou experimentálním ověřením potřebných hodnot. Dále pak porovnáním požadovaných závislostí graficky znázorněných koeficientů tuhosti je pak možné predikovat vhodnou stavební strukturu rovnačky ještě před samotným ověřovacím výpočtem a následnou optimalizací výsledné konstrukce. To bude v praxi znamenat úsporu nejen vývojového času včetně testování provozu, ale i s tím spojené vynaložené finanční prostředky.

Vědecký přínos práce tak spočívá v nalezení metodiky, která umožňuje tvorbu virtuálních prototypů s jejichž pomocí je možné docílit přesnější a komplexnější simulace. Vytvořená nová metodika simulace chování materiálu při rovnání spočívá v použití experimentální modifikované zkoušky na tří-bodový ohyb s následným „nařítováním“ materiálového modelu na výsledky těchto zkoušek. Právě získání parametrů a vlastní definice materiálového modelu je při simulacích jedním z nejtěžších úkolů a má zásadní vliv na kvalitu a věrohodnost obdržených výsledků. V předložené metodice matematického modelování a výpočtu rovnačích procesu a rovnaček je dominantní snahou přesně simulovat jejich relevantní vlastnosti a vytvořit jejich vhodné výpočtové náhrady – matematický submodel. Toto virtuální „prototypování“ finálních produktů, jako je celý stroj či pohybová skupina, je poměrně složité a náročné na zpracování, jak je zřejmé z publikovaných výsledků práce. Nicméně je obrovským přínosem při vývojových a konstrukčních pracích.

Za praktický přínos lze považovat možnosti zohlednění poznatků z analýzy rovnačích procesu při konstrukci nových rovnaček. Tyto nové konstrukce budou směřovat ke snížení materiálových nároků při konstrukci rovnaček optimalizací tuhosti jednotlivých částí dle potřeb plynoucích z důsledků rovnačích procesu a to vše při zachování stejné rovnačí schopnosti stávajících strojů. Právě na základě optimální metodiky matematické analýzy stavu napjatosti trubky během rovnání lze zdokonalit metodiku inženýrských výpočtů pevnostních charakteristik hlavních součástí rovnaček. Tyto skutečnosti klasické konvenční přístupy zatím nezahrnují (předimenzování unifikovanou tuhostí v uložení všech rolen v rámu). Dosud nebyla zpracována tato oblast tak, aby závěry a doporučení byly použitelné pro potřeby konstruktérů a reflektovala by důsledky rovnačích procesu. Výsledky celé této práce ukazují na řešených příkladech koncepčních variant vlastnosti konstrukčních řešení rovnaček (zejména koeficienty tuhosti v podobě oddálení rovnačích rolen při rovnání) a měly by sloužit jako návod jak v obdobných případech vytvořit studie a analyzovat rovnačí stroje, jež umožní vznik nových či kvalitativně inovovaných koncepcí strojů.

Při výzkumu, který by navazoval na závěry uvedené v této práci, by bylo vhodné pokračovat ve zkoumání jevů provázející proces rovnání z hlediska nejen rozdílného profilování jednotlivých rolen (obr. 140), nebo nestejněměrného rozložení rolen v rovnačce, ale zejména i nepříznivého vlivu dynamických účinků provázejících rovnání. V případě této práce výše zmíněné navazující výzkumy přesahují nejen rámec možností, ale hlavně vytyčené cíle. Realizace takovýchto výzkumů vyžaduje stavbu řady „prototypových standů“ rovnaček a jejich částí pro testování při provozu.

Tento postup při vývoji je velmi náročný a to nejen po finanční stránce. Pro řešení tohoto problému vidím jako nezbytně nutné užší propojení vědeckého centra, výrobce rovnaček a zejména zástupce zpracovatelského hutního průmyslu za přispění státu formou grantů jako je např. program TIP v projektech MPO (Ministerstvo průmyslu a obchodu).



Obr. 140 Ukázka jedné z možností rozdílného profilování jednotlivých roln u 6-ti rolnové rovnačky [2]

7 Použitá literatura

- [1] ASM International. Handbook Committee: ASM handbook, Volume 14, Part 1, ASM International, 2006, the University of Virginia
- [2] Завгородний Денис Владимирович; СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ПРОЦЕССА И КОНСТРУКЦИЙ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРАВКИ ТРУБ И ТРУБНЫХ ЗАГОТОВОК; Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук; 2006; Донбасская государственная машиностроительная академия; Краматорск
- [3] B. J. WU, L.C. Chan, T.C. Lee, L.W. Ao: A study on the precision modeling of bars produced in two cross-roll straightening, Journal of Materials Processing Technology 99 (2000) 202 – 206, the University of California
- [4] Manabu Kiuchi: Technology required for protection of the environment in the field of metal forming, Journal of Materials Processing Technology 59 (1996) 239 241, the University of California
- [5] Gregorczyk R.: Theoretical description of the continuous (tandem) rolling mill, Journal of Materials Processing Technology 61 (1996) 338 – 346, the University of California
- [6] Finstermann, G., Fischer, F. D., Shan, G. and Schleinzner, G. Residual stresses in rails due to roll straightening. Metal Working, Steel Res., 1998, 69(7), 272-278.
- [7] Winemann, S. J. and McClintock, F. A. Residual stresses and web fracture in roller straightened rail. In Residual Stress in Rails, 1992, Vol. 2, pp. 1-21 (Kluwer Academic Publishers, London).
- [8] Srimani S.L., Pankaj A.C., Basu J.: Analysis of end straightness of rail during manufacturing, Journal of Materials Processing Technology 47 (2005) 1874 – 1884, the University of California
- [9] Ken-ichi Kawai, Makoto Satake, Yukio Inoue, Haruhiko Sugita: Rotary forming for the Straightening of Tubing, Journal of Materials Processing Technology 48 (1995) 135 – 141, the University of California
- [10] Chen Min, Jiang Xiaomin, Zhao Zuxin, Huang Xiaobo: Innovation in the computing system of straightening force, Chinese journal of mechanical engineering, Volume 23, No. 1, 2010, China
- [11] MSC.Software Corporation, User Documentation, Volume A: Theory and User Information
- [12] Ke-Yang Li, Cha´o-Kuang Chen, Shybe-Cheng Yang: Profile determination of a tube-straightening roller by envelope theory, Journal of Materials Processing Technology 94 (1999) 157 – 166, the University of California
- [13] Розвиток теорії процесів виробництва труб /Під аук. ред. д.т.н. проф. В.М. Данченка. – Дніпропетровськ: Системні технології, 2005. – 260 с
- [14] Turner Machine Company; Operator & Maintenance Training Courses
- [15] Станкевич В.А., Усенко А.П., Павлов А.А. Холодная прокатка труб. - М.: Металлургия, 1982. - 256 с
- [16] Совершенствование прессов и оборудования для производства холоднодеформированных труб / А.А. Шевченко, Е.А. Резников, Л.С. Ляховецкий и др. - М.: Металлургия, 1979. -.240 с.
- [17] Слоним А.З., Сонин А.Л. Машины для правки листового и сортового материала. – М.: Машиностроение, 1975. – 208 с.

-
- [18] Семенов Ю.Л. Машины для правки проката. – М.: Metallurgizdat, 1961. – 207 с.
- [19] Маскилейсон А.М., Сапир В.И., Комиссарчук Ю.С. Трубоправильные машины. Москва, Машиностроение, 1971. – 207 с.
- [20] Грюнер П. Калибровка инструмента для производства бесшовных труб. Metallurgizdat, 1959. – 200 с.
- [21] Семенов Ю.Л. Отделка профилей и труб давлением. - М. Metallurgiya, 1972. - 232 с.
- [22] Chaboche, J.L., Constitutive equations for cyclic plasticity and cyclic viscoplasticity, International Journal of Plasticity, Vol. 5, pp. 247-302, 1989
- [23] Ambroziak, A., Klosowski, P., The elasto-viscoplastic Chaboche model, Task Quarterly 10 No 1, 49 – 61, Department of Structural Mechanics, Faculty of Civil and Environmental Engineering, Gdansk University of Technology, 2006
- [24] Kwangsoo, Ho, A unified constitutive law for cyclic viscoplasticity, International Journal of Solids and Structures 46 (2009) 1007 – 1018
- [25] Mutrux, A., Berisha, B., Hora, P., Prediction of cyclic softening in a medium carbon steel during cross roll straightening, Journal of Materials Processing Technology 211 (2011) 1448 - 1456

Firemní dokumentace s prospekty a www stránky

- [26] www.galliumindia.com
- [27] www.zdas.cz
- [28] www.redstonemachinery.com
- [29] www.TurnerMachineCo.com
- [30] www.machinetools.com
- [31] www.btwcorp.com
- [32] www.ejpmachines.com