

# NÁVRH KONSTRUKCE TVAROVÉHO ZÁMKU PRO UZAVŘENÉ PROFILY

Aleš KEJDANA<sup>A</sup>, Pavel ŠVANDA<sup>B</sup>

<sup>A</sup>Kiekert-CS, s.r.o., Jaselská 593 535 01 Přelouč

<sup>B</sup>Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů, Studentská 95, 532 10 Pardubice, E-mail: pavel.svanda@upce.cz

## Anotace

*Práce se zabývá možnostmi využití tvarových zámků jako dočasné vymezení vzájemné polohy uzavřených pravoúhlých profilů před svařením či slepením. Navržené řešení mechanických zámků umožňuje jednoznačnou vzájemnou orientaci dílů pro jejich sestavení. Vlastní návrh je podroben numerické analýze metodou konečných prvků. Výsledky z numerické analýzy jsou porovnány se zkouškou reálných vzorků. Z výsledků vyplývá, že pro navržený mechanický zámek je možné využití i jako samonosného spoje. Spoj vykazuje dostatečnou únosnost pro použití bez nutnosti dalšího spojení svarem či slepením pro málo zatížené spoje. Navržené konstrukční uspořádání je vhodné pro profily s tloušťkou stěny 3 mm a více.*

## Anotation

*Paper is devoted to the construction mechanical interlocking as the temporary setting of alignment of closed rectangular profiles before welding or gluing. Proposed solution of mechanical interlocking enable explicit alignment of parts for mounting together. Custom design is subjected to numerical analysis by finite elements method. Results of computation of mechanical interlocking are subjected to the test of real samples. Results of computation and practical testing show that proposed mechanical interlocking is possible to use as self-contained joint. The joint reach sufficient carrying-capacity for application for low load joints without another joining by weld or glue. Proposed structural design is suitable for section with wall thickness of 3 mm or more.*

## 1. Úvod

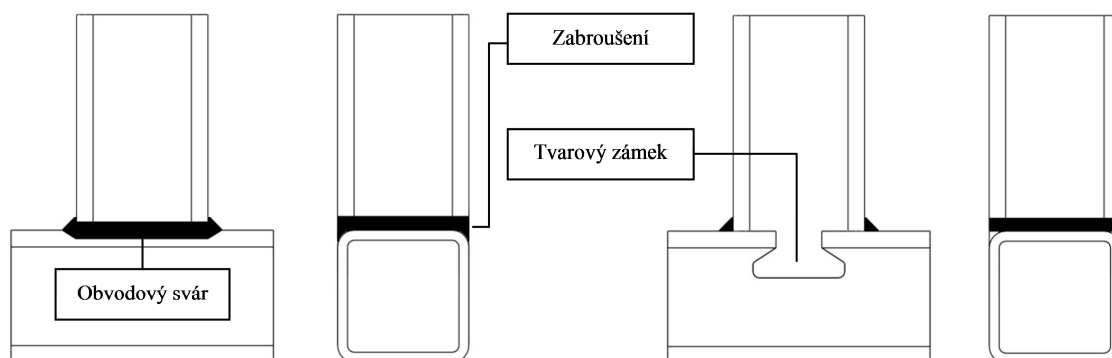
V konstrukční praxi (nejen ve stavbě užitkových vozidel) jsou v současnosti často používány základní nosné konstrukce vytvořené z uzavřených profilů (jackelů). Tyto konstrukce jsou spojovány svařováním, přičemž před a během svařování je nutné precizně kontrolovat správnou polohu jednotlivých dílů pro dosažení požadované rozměrové přesnosti. Současný způsob spojování disponuje řadou nedostatků, jejichž odstranění může představovat právě tvarový spoj ve spojení s laserovou technologií dělení materiálu. Jako hlavní nevýhody současného způsobu lze uvést vznik možných nepřesností během spojování, vyžadující zavedení nápravných opatření a v neposlední řadě i nezbytné zabroušení vnějších (pohledových) stran svaru, z hlediska potřeby rovinného povrchu pro upevnění dalších dílů, které může vést k výraznému oslabení spoje. Tvarový spoj, vhodného provedení, by mohl zmíněné nedostatky odstranit. Hlavní výhodou tohoto řešení představuje zajištění přesné polohy a jednoznačné sestavení.

Pro dosažení potřebné přesnosti hotové konstrukce v opakované výrobě jsou běžně používány pomocné montážní přípravky, během montáže a spojování dílů zajistí jejich požadovanou polohu. Nicméně při jejich nesprávném použití mohou

vzniknout vzájemná posunutí dílů, které pak vyžadují dodatečná nápravná opatření pro přesné slícování dílů. V případě použití jednoznačně orientovaných tvarových mechanických zámků tyto problémy odpadají. S využitím moderních metod laserového dělení materiálu je možné dosáhnout požadované přesnosti ve výrobě dílů a tím i přesnou montáž hotového výrobku.

## 2. Experimentální část

Základním materiálem profilů byla nízkouhlíková konstrukční ocel. Poloha profilů pro svařování byla zajištěna pomocí přípravků. Pro svařování byla použita metoda MAG. Vytvoření tvarových zámků bylo provedeno laserovým dělením ve společnosti SOR Libchavy.

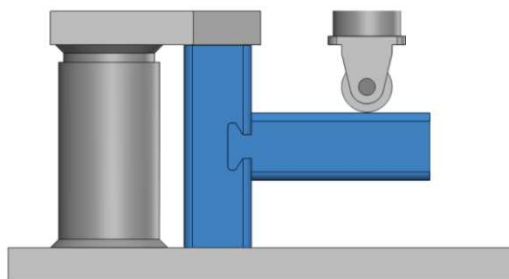


**Obr. 1:** Porovnání spojení tavným svařováním (vlevo) a tvarovým zámek s pojistným svarem (vpravo)

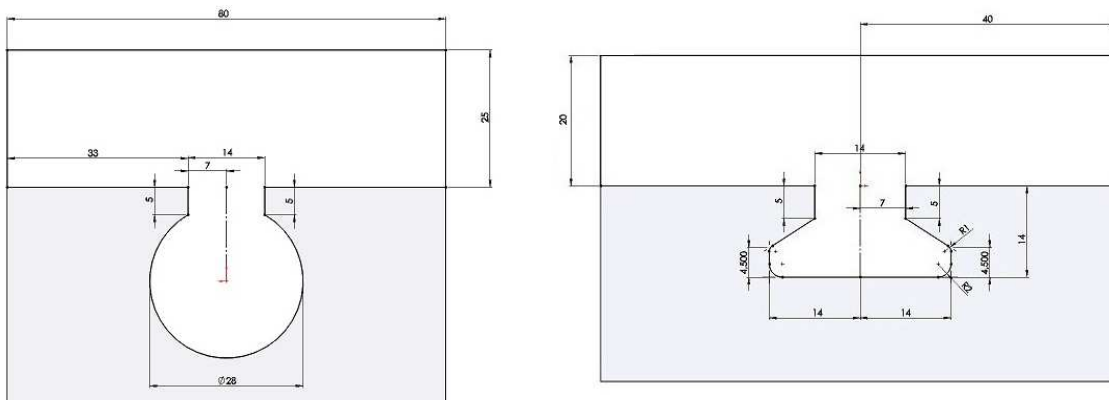
Posouzení navržených tvarových zámků bylo provedeno analýzou pomocí metody konečných prvků, porovnávající dva možné tvary zámkového spoje. Posouzení navrženého spoje bylo postupně provedeno nelineární analýzou, zohledňující materiálovou nelinearitu, geometrickou nelinearitu i kontakt (dále jen GMNA, [1], [2]), při kterých bylo simulováno ohybové a následně tahové zatížení spoje. Pro realizaci analýz bylo použito výpočetního softwaru COSMOS Works, který je součástí programu Solid Works 2010.

Ověření výpočtových modelů bylo provedeno ohybovou zkouškou, odpovídající provedené analýze. Pro realizaci zkoušky byl použit modernizovaný univerzální zkušební stroj ZD10/90 se záznamem a vyhodnocením dat v PC. Zatěžování bylo prováděno ve zkušebním přípravku – schematicky na obr. 2.

Jedna z možností spojení pomocí zámku by navržen tvar „puzzle“ (viz. obr. 3). Jako druhá varianta byl navržen zámeček ve tvaru prizmatu (viz. obr. 3). Pro oba díly byla zvolena nelegovaná ocel obvyklých vlastností 11503 (ČSN 41 1503). Výpočtové modelování i praktické zkoušky probíhaly pro profil o vnějším rozměru 40 x 40 mm, tloušťka stěny 3mm. Pro zohlednění materiálové nelinearity byl volen von Misesův bilineární model chování materiálu. Zatížení během výpočetní analýzy bylo řízeno posuvem. Prostřednictvím pokročilých uchycení vrchních dílů sestav byl nastaven posuv těchto dílů o předem definovanou vzdálenost ( $l = 3$  mm) ve směru souřadné osy Y.



**Obr. 2:** Přípravek pro měření pevnosti dílů svařených resp. opatřených tvarovým zámkem

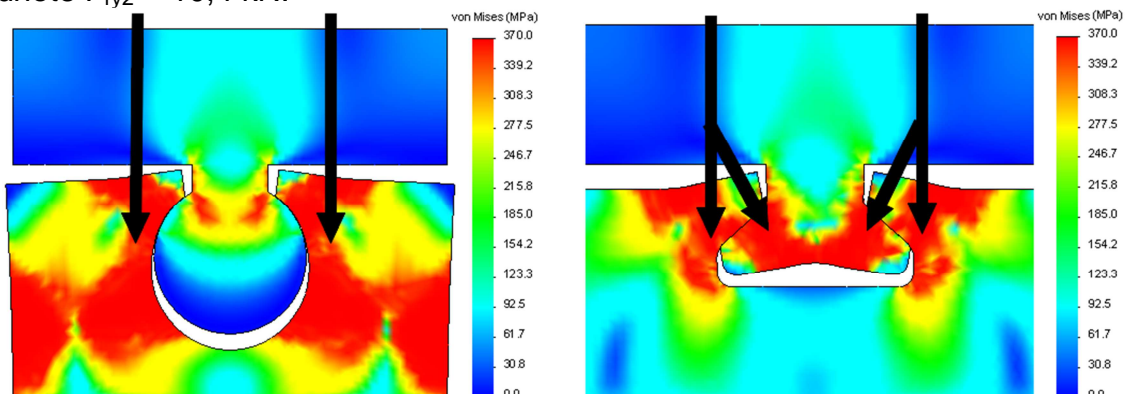


**Obr. 3:** Tvarový zámek „puzzle“ (vlevo) a prizma (vpravo)

### 3. Výsledky měření, diskuse

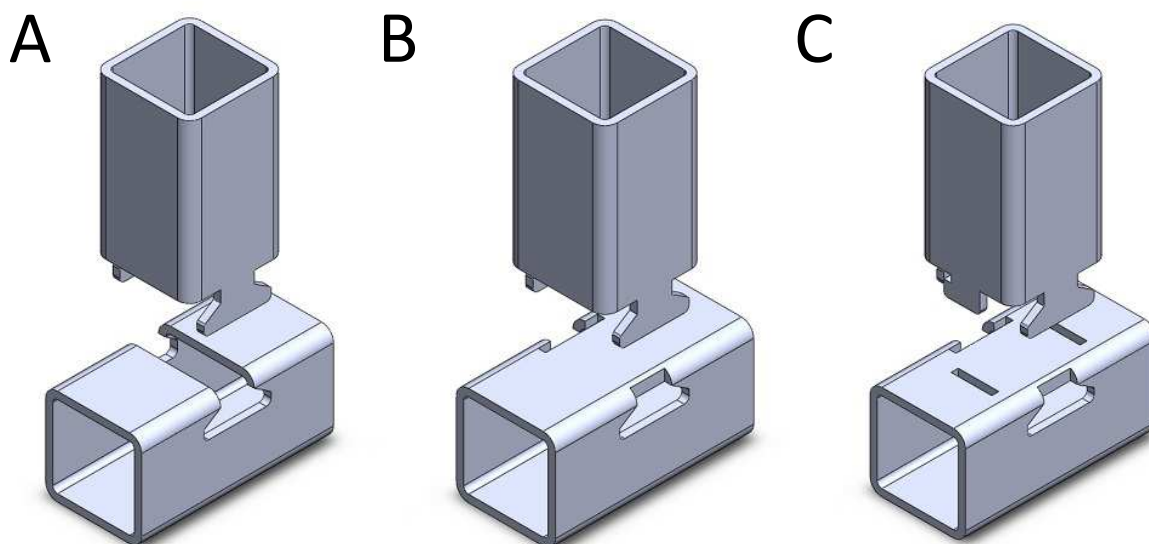
Na snímku 4 je možno pozorovat rozdílné rozložení napětí ve spojkách. Spodní díl sestavy puzzle je značně namáhán. V oblasti vzniká tzv. plastický kloub. Naproti tomu na spodní části spoje (dolní část puzzle) nevzniká žádné napětí. V tomto případě se tedy spodní část puzzle jeví jako zbytečná. Spodní díl sestavy je výrazněji oslaben právě o tuto část. Situace u spoje rybinovitého tvaru je výrazně výhodnější. Oblast není namáhána tak rozsáhle jako v předchozím případě. Obě ramena prizmatu jsou proplastizována. K pravděpodobnému porušení dojde ustříhnutím obou konců prizmatu.

Z výsledných posuvů  $U_y$  (ve směru osy Y) lze vyvodit, že puzzle bude ze spoje vytržen, naproti tomu prizma se pravděpodobně přestříhne. Ze závislosti mezi výslednou reakční silou a časovým krokem analýz byla získána hodnota limitní reakční síly (pro puzzle)  $F_{ry1} = 11,2$  kN. Limitní síla v případě prizmatu odpovídá hodnotě  $F_{ry2} = 10,4$  kN.



**Obr. 4:** Rozložení napětí pro puzzle (zatěžující síla  $F_y = 11,4$  kN), a prizma (zatěžující síla  $F_y = 10,2$  kN); šipky označují plastické klouby

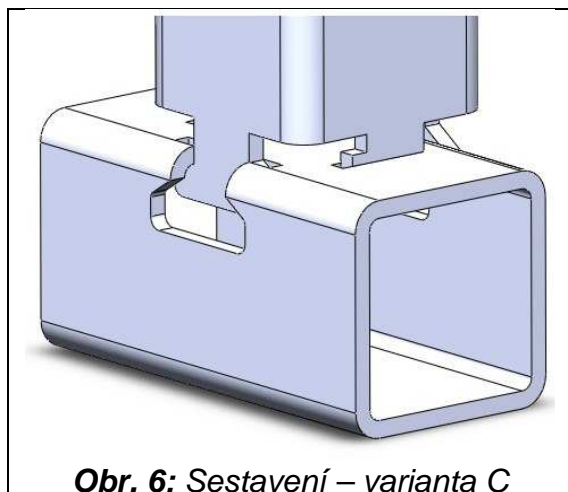
Pro další modifikace tvarového zámku byl dále rozpracován spoj vycházející z rybinového (prizmatu). Tato možnost byla zvolena na základě výsledků provedené analýzy, kde se jako výhodnější varianta jeví právě tento tvar. Nabízí jen nepatrně nižší únosnost v tahu, při výrazně menších rozměrech a možnost mnoha měnitelných parametrů při další optimalizaci.



**Obr. 5:** Varianty spojení čtvercových profilů pomocí navrženého spoje typu prizma

Pro další zkoušení byly navrženy tři varianty tvarového zámku znázorněné na obrázku 5. Sestavy jsou tvořeny vrchním a spodním dílem. Díly jsou vzájemně spojeny prostřednictvím tvarového zámku tvaru prizmatu. Vrchní díl je opatřen dvěma prizmaty, která jsou pro zachování jednoznačnosti sestavení navržena s rozdílnými rozměry. Pro variantu A je ve spodním dílu vyříznut otvor, odpovídající prizmatům vrchního dílu. Sestavení spoje je možné pouze ze strany menšího prizmatu. Ve vhodné poloze se stranou menšího prizmatu zasune vrchní díl do požadované polohy. Nevýhodou tohoto návrhu je způsob vyříznutí požadovaného tvaru do spodního dílu, kdy dochází k výraznému oslabení profilu. Při použití této varianty, je jen částečně zajištěna poloha profilů. Poloha dílů musí být dále zajištěna vhodným způsobem, pro eliminaci možného vysunutí dílu.

U varianty B je horní díl shodný s variantou A. Uprostřed délky spodního dílu jsou vyříznuty z obou stran dva otvory ve tvaru prizmatu. Vrchní stěna spodního dílu je opatřena otvorem příslušných parametrů, odpovídající rozměrům menšího prizmatu. Sestavení spoje je možné pouze jedním způsobem. Otvorem na vrchní straně spodního dílu je nejprve svislým pohybem vsunuto menší prizma vrchního dílu. Při dosednutí vrchního a spodní dílu je příčným pohybem zasunut vrchní díl do sestavené polohy. V porovnání s variantou B není spodní díl výrazně oslaben. Poloha dílů je částečně zajištěna.

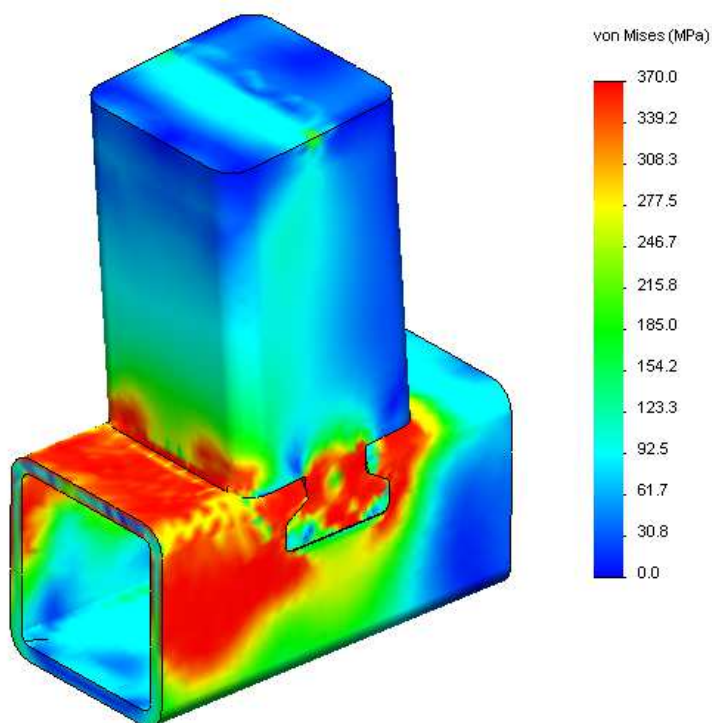


**Obr. 6:** Sestavení – varianta C

Pro sestavu je použit totožný polotovar jako v předchozích případech. Spojení vrchního a spodního dílu realizuje tvarový spoj. Tvar zámku vrchního dílu je, v porovnání s předchozími variantami, komplikovanější. Pro spojení, je použito dvou prizmat odlišných rozměrů stejně jako u předchozích variant. Za účelem zvýšení únosnosti byl vrchní díl opatřen segmenty uzamykající sesazení. Sestavené této varianty je na obrázku 6.

### 3.1 GMNA navrženého spoje B - ohybový moment

Simulováno je zatížení ohybovým momentem ve směru osy Z. Byl zvolen způsob, kdy pomocí nadefinovaného uložení sestavy, lze provést simulaci zatížení prostřednictvím posunu spodního dílu ve směru osy Z. Spodní díl je v tomto směru posunut o hodnotu posunu  $U_z = 5$  mm. Vrchní díl je otočně uložen na rozdělovací křivce. Tímto způsobem je simulován ohyb. Na snímku 7 je zobrazeno rozložení napětí v oblasti spoje v posledním časovém kroku analýzy (při zatížení  $F_z = 6,67$  kN). Vyhodnocením průběhu reakční síly, působící na spodní díl, v závislosti na časovém kroku lze prohlásit, že dochází ke ztrátě stability. Reakční síla nejprve roste, následuje dosažení limitní hodnoty a následná ztráta stability, reprezentovaná poklesem zatížení. Odečtením z vykresleného průběhu je získána tzv. limitní síla  $F_{olim} = 6,96$  kN. Reakční síla představuje velikost zatížení nutného pro posunutí spodního dílu do požadované vzdálenosti.



**Obr. 7:** Ohyb - rozložení napětí (zatěžující síla  $F_z = 6,67$  kN)



### 3.2 Srovnání s experimentem

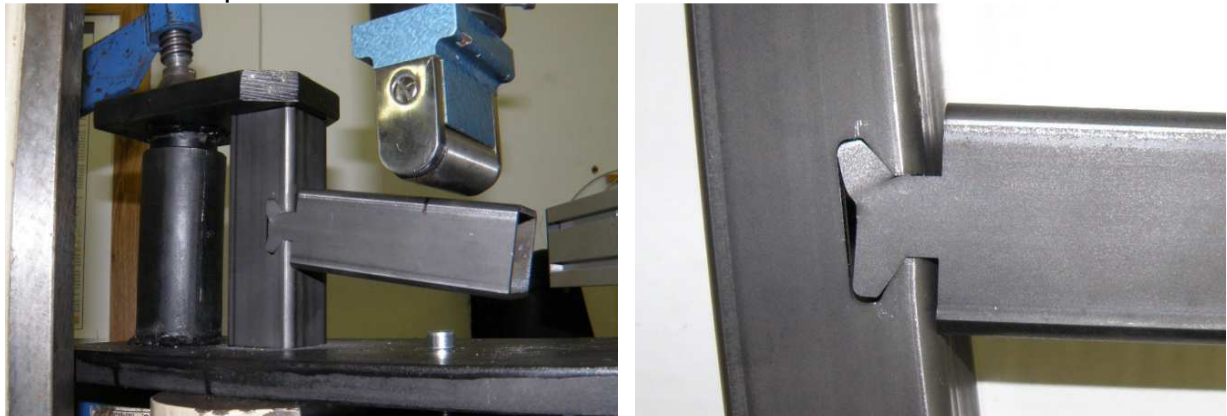
Pro ověření výpočtových modelů byla zařazena zkouška ohybová, odpovídající provedené analýze. Snahou bylo ověřit hodnotu limitní síly, získané pomocí výpočtové analýzy. Zároveň byla porovnána únosnost navrženého spoje a navrženého spoje zajištěného svarem v porovnání s únosností spoje pouze svařeného.

Simulováno bylo ohybové zatížení spoje. Ohybový moment byl reprezentován zatěžující silou  $F_z$ , působící ve směru souřadné osy Y. Zatěžující sílu vyvozuje hlava trhačického stroje, opatřená valivým ložiskem. Zkoušený vzorek je upnutý ve zkušebním přípravku dle obr. 2. Zkušební stroj zatěžuje spoj neustále rostoucí silou  $F_z$ , působící na rameni l, až do porušení spoje, případně výrazné deformace.

Zatěžování probíhalo v souladu s obrázkem 2 resp. dle simulačních výpočtů. Tento děj probíhal až do dosažení maximálního zatížení, které odpovídá síle o velikosti  $F_z = 6,401$  kN. Na snímku 8 je zobrazen deformovaný vzorek po dokončení zkoušky. Detailní pohled zachycuje deformaci tvarového spoje a charakteristické prolomení prizmatu vlivem vzniku stříhového namáhání. Patrný je nežádoucí vliv ostré hrany otvoru zámku ve spodním díle spoje. Analýzou metodou konečných prvků byla získána hodnota limitní síly  $F_{olim} = 6,96$  kN. Dosažená chyba v tomto případě dosahuje hodnoty:

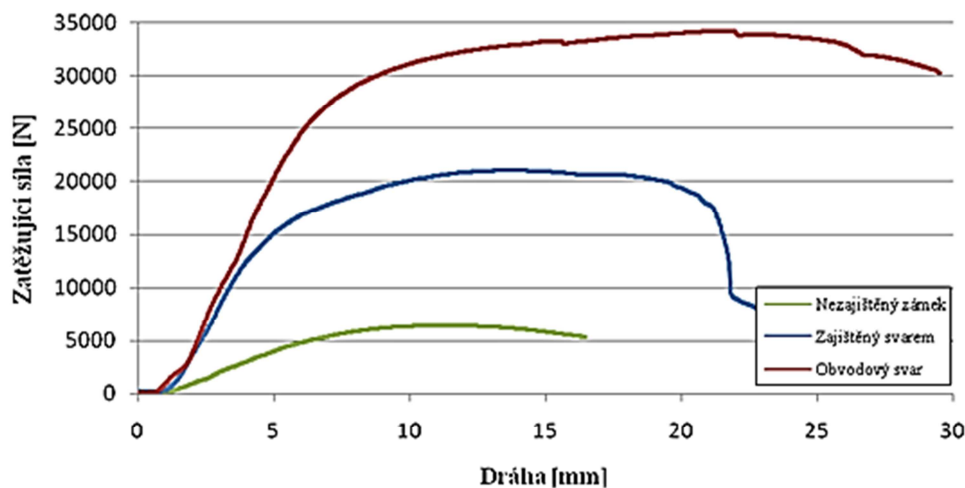
$$\delta = \frac{F_{olim} - F_z}{F_z} \cdot 100 = \frac{6,96 - 6,401}{6,401} \cdot 100 = 8,7\% ,$$

kteřá odpovídá velmi dobré shodě.



**Obr. 8:** Zkušební vzorek ve zkušebním zařízení (vlevo), deformovaný tvarový zámek (vpravo)

Při praktické zkoušce byla též porovnávána únosnost tvarového spoje zajištěného koutovými svary a obvodovým svarem. Zajištění tvarového zámku je realizováno prostřednictvím dvou koutových svarů. Průběh zkoušky je dokumentován prostřednictvím grafu (viz. Obrázek 9), který představuje závislost zatěžující síly na dráze příčnicku zkušebního zařízení. Pro porovnání je v grafu zobrazen také výsledek nezajištěného tvarového zámku. Dle očekávání dosahuje nejvyšší únosnosti spojení obvodovým svarem. Od počátku zatěžování zatěžující síla neustále roste, až po dosažení své nejvyšší hodnoty  $F_{z1} = 34,25$  kN. Únosnost zajištěného tvarového zámku v porovnání s předchozí variantou je nižší. Nejvyšší naměřená hodnota zatěžující síly odpovídá  $F_{z2} = 21,05$  kN. Lze prohlásit, že tento způsob spojení dosahuje, v porovnání s obvodovým svarem, o 38 % nižší únosnosti při tomto způsobu zatěžování.

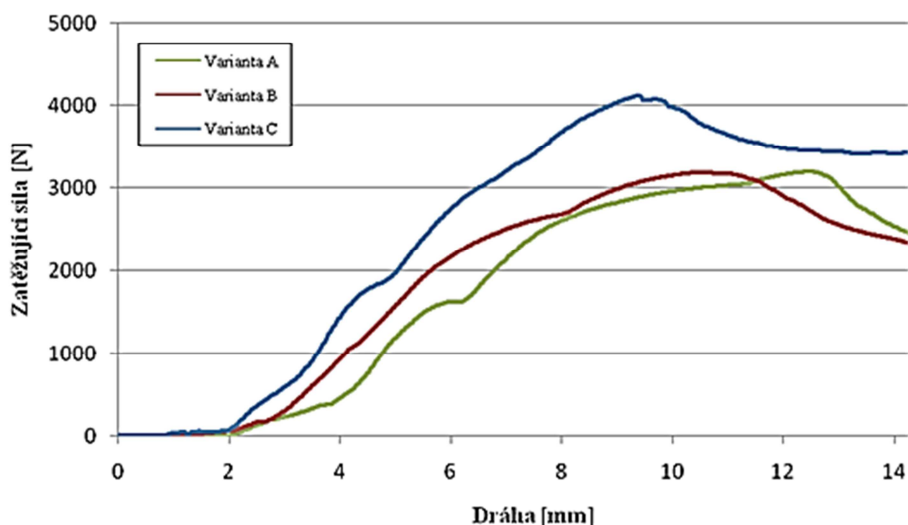


**Obr. 9:** Výsledek ohybové zkoušky: Tvarový zámek a obvodový svar

Vzorky navržených variant tvarového zámku A, B a C byly také vzájemně porovnány pro vzorky z profilu o tloušťce stěny 2 mm. Zkouška těchto vzorků byla zařazena pro posouzení základního chování jednotlivých provedení a ověření vlivu konstrukčního provedení na únosnost spoje. Výsledky jsou zobrazeny v grafu na snímku 10, představujícího závislost zatěžující síly hlavy zkušebního zařízení na dráze posuvu. Na první pohled zkouška potvrdila očekávání. Nejnižších hodnot dosahuje varianta A (oslabený spodní díl spoje). Od počátku zatěžování vykazuje nejnižší únosnost. Vliv oslabení spodního dílu se projevuje zejména při počáteční fázi zatěžování. Naopak zajímavé je výraznější zpevnění na konci zatěžování. Nejvyšší únosnosti dosahuje varianta C. Na průběhu je patrný pozitivní vliv navržených segmentů, prostřednictvím kterých je v tomto případě dosaženo navýšení únosnosti (téměř o 30% v porovnání s ostatními variantami).

Z výsledků měření ohybové pevnosti různých variant tvarových zámků je patrné vysmeknutí prizmatu při maximální deformaci, vycházející z nevhodné tloušťky základního materiálu ( $t = 2$  mm). V tomto případě by bylo nezbytné uvažovat dodatečné zajištění vhodnou technologií (svařením nebo slepením).

**Ohybová zkouška - tvarový zámek ( $t = 2$  mm)**



**Obr. 10:** Výsledky ohybové zkoušky ( $t = 2$  mm)

## Závěr

Práce se zabývá návrhem spoje pomocí tvarového zámku a následnými analýzami metodou konečných prvků. Na základě provedených analýz je nejprve volen vhodný tvar zámkového spoje. Dalším krokem je stanovení limitních hodnot statického zatížení v podobě limitních sil pro ohybové a tahové zatížení. Výsledky numerických analýz jsou porovnány s mechanickými zkouškami vyrobených vzorků. Simulováno bylo ohybové zatížení jednotlivých variant tvarových spojů jednak bez zajištění, dále s možností zajištění svarem a v neposlední řadě porovnání s variantou spojení obvodovým svarem. V této práci nejsou posuzovány dynamické ani únavové vlastnosti navrženého spoje, jeho únosnost požadovaným způsobem zatížení je posuzována pouze ze statického hlediska, a proto všechny provedené analýzy a zkoušky jsou taktéž statického charakteru.

Porovnáním ohybové zkoušky navržené varianty tvarového spoje bez zajištění a výpočtového modelu byla ověřena jeho správnost. Limitní síla  $F_{olim}$ , obdržena na základě výsledků analýzy metody konečných prvků, byla porovnána s hodnotou zatěžující síly  $F_z$ , naměřené při experimentu. Dosažená odchylka nabývá hodnoty 8,7%. Lze tedy prohlásit, že bylo dosaženo kvalitního výsledku.

Další provedená ohybová zkouška prokázala správnou úvahu při stanovení konstrukčních návrhů. Porovnávány byly nezajištěné tvarové zámkové spoje, vyrobené z polotovaru o malé tloušťce stěny, které odpovídají navrženým variantám spoje A, B a C. Nejmenší únosností disponuje navržená varianta A. Naopak nejvýhodnějších parametrů je dosaženo při použití varianty C. V tomto případě navržené segmenty umožní navýšit únosnost spoje, v porovnání s ostatními variantami, téměř o 30 %.

Pro všechny varianty s tenkostěnným profilem je charakteristické vybočení tvarového zámku, ke kterému dochází v důsledku malé tloušťky základního profilu. Proto by pro další úvahy bylo vhodné vycházet minimálně z navržené tloušťky – z provedených experimentů tedy vyplývá, že takto navržený tvarový zámek je vhodný pro profily o tloušťce stěny minimálně 3 mm.

Bylo též provedeno porovnání navržených tvarových zámků, zajištěných svař s obvodově svařovanými díly. Na základě výsledku tohoto experimentu lze konstatovat, že navržený tvarový spoj dosahuje nižší únosnosti. Únosnost navrženého spoje při tomto způsobu zatížení je v porovnání s běžně používaným spojením o cca 38 % nižší. Nabízí se tedy možnost použití tohoto způsobu spojení pro mnoho dalších oblastí, které nejsou čistě nosného charakteru (např. výztuhy).

## Poděkování

*Tento příspěvek vznikl za podpory projektu POSTA - Podpora stáží a odborných aktivit při inovaci oblastí terciárního vzdělávání na DFJP a FEI Univerzity Pardubice, reg. č. CZ.1.07/2.4.00/17.0107*

## LITERATURA

- [1] PASČENKO, Petr. Metoda konečných prvků II. studijní materiály. Dostupné na WWW: <<https://portal.upce.cz/portal/moje-studium/materialy.html>>.
- [2] Technická zpráva – porovnání výpočtových simulací pevnosti nosné konstrukce autobusu [online]. [cit. 26. 04. 2012]. Dostupné na WWW: [http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2005/2005\\_178.pdf](http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2005/2005_178.pdf)