



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

MODELOVÁNÍ KONSTRUKCÍ MECHATRONICKÝCH SOUSTAV S BODOVÝMI SVARY A JEJICH VLIV NA VLASTNÍ FREKVENCE

STRUCTURE MODELING OF MECHATRONIC SYSTEMS WITH SPOT WELDS AND THEIR
INFLUENCE ON THE EIGEN FREQUENCY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MICHAL GAJDÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. PETR VOSYNEK

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá zkoumáním různých provedení bodových svarů v programu Ansys Workbench 13. V první části práce jsou popsány teoretické základy simulačního modelování. Další fází jsou jednotlivé simulační metody. Praktická část práce se zabývá samotnou realizací bodových svarů na vetknutých deskách. Výstupem práce je zkoumání vlivu provedení spoje na modální vlastnosti dané části konstrukce a zjištění vlastních tvarů součásti. Dále se v práci zabývám statickou a harmonickou analýzou. K práci je přiloženo CD s programovými přílohami a projektem v programu Ansys Workbench 13. Cílem práce je analýza různě namodelovaných spojů, zobrazení průběhu rozkmitů a srovnání modálních vlastností jednotlivých variant. Posledním bodem je pak srovnání výsledků s výsledky v programu Adams.

Klíčová slova

bodové svary, modální vlastnosti, frekvenční analýza, simulační metody.

ABSTRACT

This bachelor thesis examines various types of spot welds in Ansys Workbench 13. In first chapter of this thesis are described theoretical foundations of simulation modeling. In following phase are analyzed each methods of simulation modeling. Practical part is about realizing different types of spot welds on shell structures and examining their impact on clamped boards. Outputs of this thesis are modal abilities of each executed type of spot weld and finding eigen modes of part. Also my task is to perform static and harmonic analysis. On attached CD are program annex and project in Ansys Workbench 13. The goal is to analyze differently modeled spot welds, displaying primal deflections and comparison of their modal abilities. Last point of this thesis is comparison of results in Ansys with results in Adams software.

Keywords

spot welds, modal abilities, frequency analysis, simulation methods.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GAJDÍK, M. *Modelování konstrukcí mechatronických soustav s bodovými svary a jejich vliv na vlastní frekvence*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. XY s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Vosynek.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Modelování konstrukcí mechatronických soustav s bodovými svary a jejich vliv na vlastní frekvence vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum:

.....

Michal Gajdík

Poděkování

Děkuji tímto vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Petru Vosynkovi za cenné rady a připomínky při vypracovávání bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Zdeňku Hadašovi. Ph.D za nasměrování v oblasti literatury a cenné rady při převádění modelů do programu Adams.

OBSAH

ABSTRAKT	4
PROHLÁŠENÍ	5
PODĚKOVÁNÍ	6
ÚVOD	8
1. IDENTIFIKACE MODELOVÁNÍ A SIMULACE	9
1.1 Modelování	9
1.1.1 Matematické modely	10
1.2 Simulace	11
1.2.1 Důvody velkého rozmachu simulace	12
1.3 Simulační modelování	13
2. ROZŠÍŘENÉ METODY SIMULAČNÍHO MODELOVÁNÍ	13
2.1 Metoda konečných prvků	14
2.2 Metoda konečných objemů	16
2.3 Metoda konečných diferencí	17
2.4 Multi-body metoda	18
3. MODÁLNÍ ANALÝZA	19
3.1 Experimentální modální analýza	21
3.2 Teoretická modální analýza	21
4. MODELOVÁNÍ BODOVÝCH SVARŮ - ANSYS WORKBENCH	22
4.1 Definice úlohy	22
4.2 Specifikace sítě	24
4.3 Detailní popis kontaktů a volba referenčního provedení	25
4.4 Zkoumané veličiny	26
4.5 Zjištění zkoumaných vlastností a jejich porovnání	26
4.5.1 Přehled variant	27
4.5.2 Modální analýza úlohy.....	28
4.2.3 Statická analýza úlohy	31
4.2.4 Harmonická analýza úlohy	34
4.6 Vliv předpětí na vlastní frekvence v nýtovém spoji	35
4.7 Vlastní tvary kmitání	36
4.8 Export do programu Adams	37
ZÁVĚR	39
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY:	40

ÚVOD

Simulace ovlivňuje lidstvo už několik generací. Za jistý druh simulace se dají považovat i pružnostní a pevnostní výpočty nebo výpočty v oblasti stavebního průmyslu. Její parametry umožňují rychlý test součástí bez nutnosti tyto součásti vyrábět. Důvodem, proč se simulace v technice tak hojně užívá, je schopnost podrobit zátěži libovolné návrhy a zkoumat jejich chování. Snaha podniků vyrábět součásti co nejlevněji především díky použití úspornějších materiálů však vedla k neočekávaným problémům. Lehké součásti mají obecně vyšší tendence dosahovat rezonančních stavů než součásti tuhé a těžké. Cílem modální analýzy je zjistit pásma rezonančních frekvencí a předejít tak používání součástí, které jsou dynamicky namáhané, v nebezpečných oblastech.

Téma simulace je v poslední době velmi diskutovaným tématem jak mezi odbornou tak laickou veřejností. Cílem práce bylo prozkoumání chování svarové konstrukce při statickém i dynamickém zatěžování s různě namodelovanými spojovacími prvky v prostředí Ansys Workbench 13. V práci je rozebrána úloha, na kterou byla aplikována statická, harmonická i modální analýza. Dalším cílem bylo zjištění vlivu předpětí v nýtovém spoji provedeného pomocí skořepinových prvků. Dále vykreslení tvarů vlastních kmitů soustavy a srovnání výsledků se stejnou (exportovanou) úlohou do prostředí Adams.

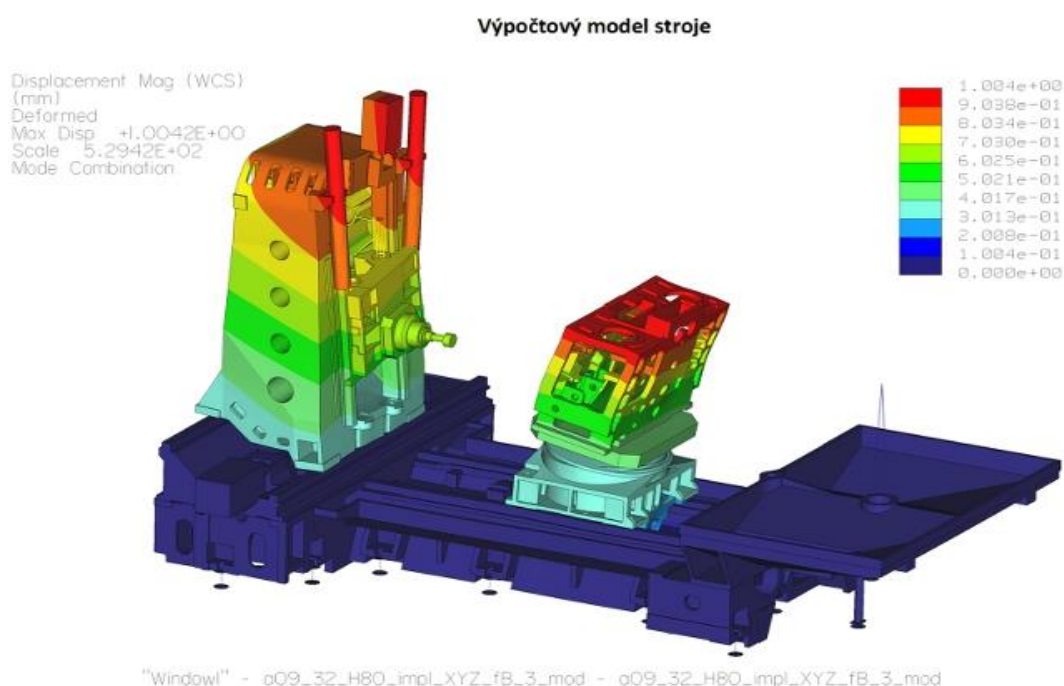
1. IDENTIFIKACE MODELOVÁNÍ A SIMULACE

Tato kapitola pojednává o modelování, simulacích a simulačním modelování. Detailněji také popisuje matematické modely, jimiž se zabývá celá praktická část práce.

1.1 Modelování

Modelování slouží jako prostředek pro porozumění složitých jevů reálného světa, které nás obklopují. Reálné děje jsou příliš komplikované a komplexní na to, aby se z nich daly vyvozovat závislosti. Obdobné problémy tedy obnáší i studování jejich chování. Pomocí modelování je možné tyto komplexní jevy do značné míry zjednodušit, což z něj dělá velmi účinný nástroj. Ve výjimečných situacích se model stává jedinou možností, jak lze tyto komplikované děje popsat a pochopit. Pravou podstatou modelu je zjednodušený obraz skutečnosti, který zachycuje jen ty stránky daného jevu, které jsou z hlediska zkoumání podstatné. [1]

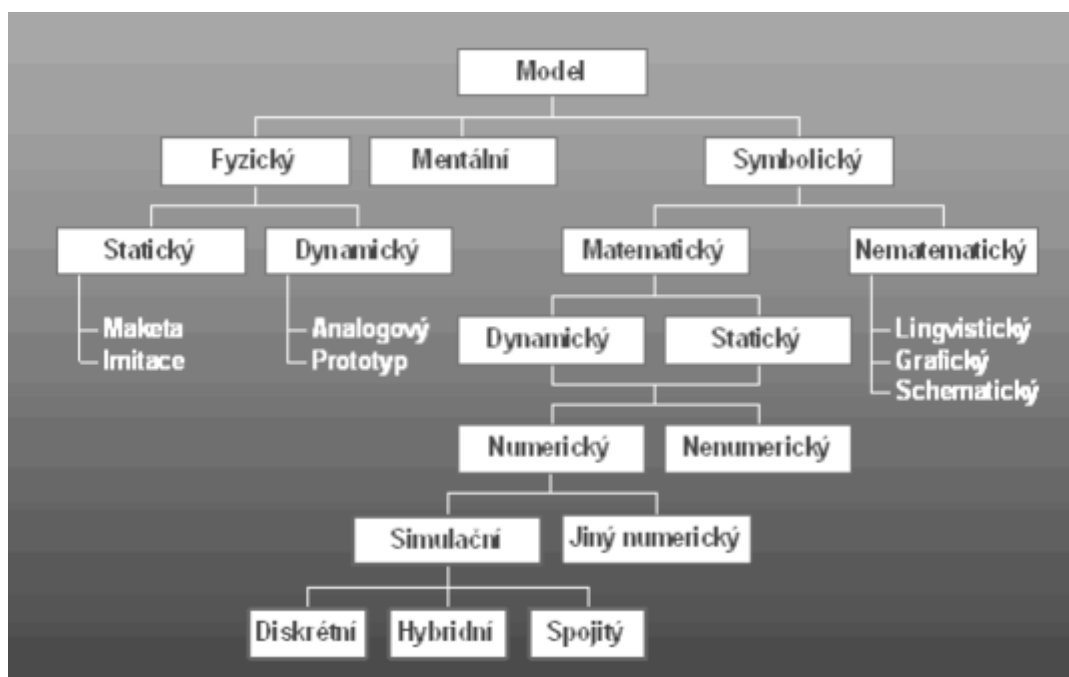
Modely jsou většinou programovány tak, aby došlo k rozlišení důležitých vztahů od nepodstatných. Cílem je, aby tím zvýšily šanci k nalezení uspokojivého řešení problému. Snaha vytvořit model, který by byl totožný s reálným dějem, by vedla k příliš velkému složitostem a mnohdy i k nejednoznačným řešením.



Obr. 1.1 Virtuální model obráběcího centra H80 [2]

Modely lze dělit do mnoha skupin, například podle jejich funkce. Různá kritéria pak stanovují bližší účel daného modelu. Pro účely práce nemá smysl podrobněji rozebírat všechny možné druhy modelů. Praktická část práce je založena výhradně na matematickém modelu, pokusím se jej tedy popsat trochu blíže.

Komplexní rozdělení modelů popisuje následující diagram:



Obr. 1.2 Rozdělení modelů [4]

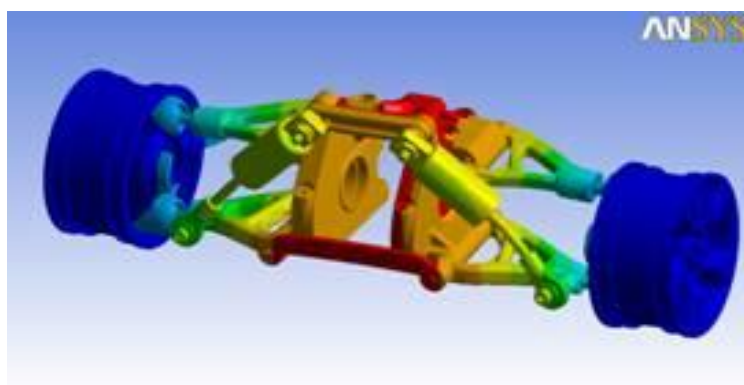
1.1.1 Matematické modely

Vystupují jako modely symbolické. Může se jednat například o abstraktní systém, který používá matematický zápis pro popsání svého chování. K jeho vytvoření se používá počítačový software, například program Matlab. Matematické modely obecně slouží k popisu většiny dynamických systémů, příkladem mohou být ramena manipulátorů či robotů nebo modely motorů či servo-pohonů. Kromě matematického popisu soustavy umožňují modely vystavovat soustavy různým vlivům. Takto specificky zaměřené modely splňují kritéria tzv. simulačního modelování. Matematické modely tedy „formalizují reálný objekt pomocí symbolů, matematických výrazů a vztahů“. [2]

1.2 Simulace

„Simulace je výzkumná technika, jejíž podstatou je náhrada zkoumaného dynamického systému jeho simulátorem s tím, že se simulátorem se experimentuje s cílem získat informace o původním zkoumaném dynamickém systému.“[5]

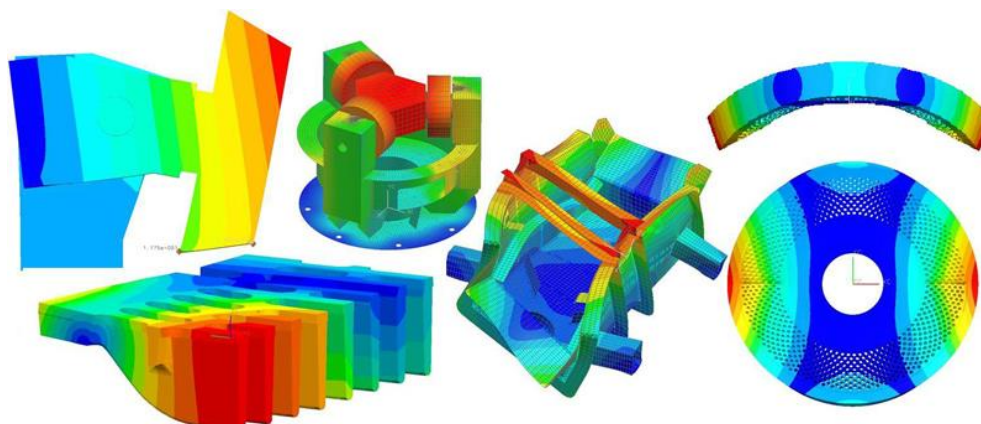
Simulace tedy spočívá v napodobení určité skutečnosti, například stavu nebo procesu. Její pomocí se mohou zobrazit některé klíčové vlastnosti, případně chování vybraných fyzikálních nebo abstraktních systémů. Dalším využitím je napodobování chování u modelů technických zařízení. Může posloužit i jako trenažer k osvojení si dovedností, například v autošcole nebo leteckém odvětví. [5]



Obr. 1.3 Simulace deformace nápravy automobilu při zatížení [6]

K simulaci lze využít fyzické modely nebo také matematické modely. Fyzický model představuje například letecký simulátor. Zde se získávají výsledky tak, že se posadí pilot do přístroje a pomocí počítače se poté vnaší podmínky, na které musí pilot reagovat.

Praktická část práce se zabývá simulacemi s modely matematickými. U nich se dosahuje velmi uspokojivých a přesných výsledků. Při řešení dané problematiky se však musí zavést určitá zjednodušení, jinak by se úlohy staly velmi komplikovanými. V jistých případech dokonce numericky neřešitelnými.



Obr. 1.4 Namáhání soustav v programu Ansys [7]

1.2.1 Důvody velkého rozmachu simulace

Příležitost simulovat funkci širokého spektra výrobků nebo technických zařízení (obr 1.3, 1.4) bez nutnosti pořizovat fyzický model značně urychluje a také zlevňuje výzkum a vývoj. Obrovským přínosem je také možnost prověřit chování výrobku při nejrůznějších zátěžových testech a fyzikálních podmínkách. Přes obrovský pokrok, který simulační programy přinášejí, je zapotřebí odborného dohledu specialistů, bez jejichž znalostí a zkušeností může simulace přinést problematické výsledky. [6]

Stanovení přesných okrajových podmínek a správná interpretace výsledků jsou nutnými předpoklady pro to, aby simulace byla přínosem. V některých případech není samotná počítačová simulace pro analýzu problému postačující, a je nutné ji kombinovat s experimenty na fyzickém modelu. Existují i případy, kdy práce s fyzickým modelem je jedinou vhodnou metodou pro analýzu problému. Některá počítačová simulace dokonce nemusí být proveditelná, ba dokonce by mohla být náročnější než simulace fyzická. [6]

Výhody použití simulace:

- Umožňuje testování a zjišťování chování součásti před tím, než bude vyrobena.
- Nulové náklady za materiál, který by musel být použit k vývoji prototypu.
- Z pravidla bývá vývoj pomocí simulací rychlejší než fyzická výroba.
- Možnost snadno měnit parametry modelu součásti.

Nevýhody:

- Simulací je možné se dostat do problémů a k nekorektním výsledkům, je proto třeba odborný dozor, aby posoudil, zda jsou výsledky reálné.
- Při velmi komplikovaných systémech se výpočet velmi snadno zhroutí, lze se tak dostat do stavu, kdy nelze navrženou součást matematicky popsat nebo řešit.
- Míra zjednodušení může způsobit i velké nepřesnosti ve výpočtu.

1.3 Simulační modelování

Simulačním modelováním se označuje proces vytváření a analýzy digitálního prototypu součástky nebo stroje, který hodláme reálně vyrobit. Model pomáhá předvídat vlastnosti, chování a výkon navržené součástky. Pomocí různých analýz a jednoduchých změn parametrů lze docílit relativně snadno optimalizace stroje. Dále výpočetní nástroje umožňují simulační zátěžové testy a tím i nápovědu k nalezení problematických míst. Simulačním modelováním jde předpovídat nejen chování pevných částí, ale také tekutin či plynů. Například program Ansys nabízí i širokou podporu v oblastech proudění tekutin nebo přenosu tepla.[6]

Cíle simulačního modelování:

- Optimalizace váhy a pevnosti geometrií.
- Možnost výběru různých materiálů k docílení spolehlivosti.
- Simulace možnosti selhání součásti a výpočet kritického zatížení.
- Ověření vlastních kalkulací, u tohoto kroku je nutné postupovat opatrně, aby nedošlo ke špatnému použití výpočetních nástrojů a tím ke znehodnocení výsledků.

Za nevýhodu se také považuje skutečnost, že při simulačním modelování není možné do výpočtového modelu zahrnout všechny vlivy. Je potřeba si uvědomit, že zanedbání některých vlivů může mít fatální následky na bezpečnost při provozu výrobku, jehož funkci simulujeme. Kompromisem v přesnosti a výpočetní rychlosti je použití simulačních metod.

2. Rozšířené metody simulačního modelování

Mezi rozšířené metody simulačního modelování patří například metoda konečných prvků, objemů a diferencí. Další rozvinutou oblastí je multi-body metoda na kterou je výhradně zaměřen program Adams. Metody napomáhají efektivně řešit problémy s přijatelným zjednodušením, aby se do určité míry výsledky daly považovat za reálné.

2.1 Metoda konečných prvků

Jedná se o přibližnou variační metodu založenou na Lagrangově principu. Její vznik se připisuje roku 1956, kdy vznikla publikace „*Stress and deflection analysis of complex structures*“, avšak samotné kořeny metody a tvorba algoritmu sahají mnohem dále do minulosti. Své uplatnění našla metoda například v úlohách pružnosti pevnosti. Metoda spočívá v rozdělení početní oblasti na konečný počet elementů. Každý element pak představuje základní stavební kámen, který může mít až 15 stupňů volnosti v závislosti na typu prvku. Typy prvků používané programem Ansys (příloha 1). [8]

Stupně volnosti elementů zahrnují:

tři posuvy u, v, w

šest přetvoření $\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \gamma_{xy} \gamma_{yz} \gamma_{xy}$

a šest napětí $\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{xz}$

Základní rovnice se nevztahuje k elementům jako takovým, ale k prvkům (obr. 2.1). V závislosti na volbě prvku tedy velmi dynamicky roste počet neznámých parametrů v soustavě rovnic. Maticový zápis základní rovnice metody konečných prvků popisuje vztah (2.1).

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{U} = \mathbf{F} \quad (2.1)$$

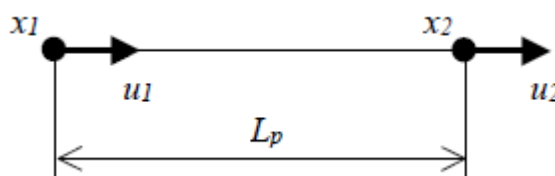
Kde:

\mathbf{K} – matice tuhosti

\mathbf{U} – matice neznámých parametrů

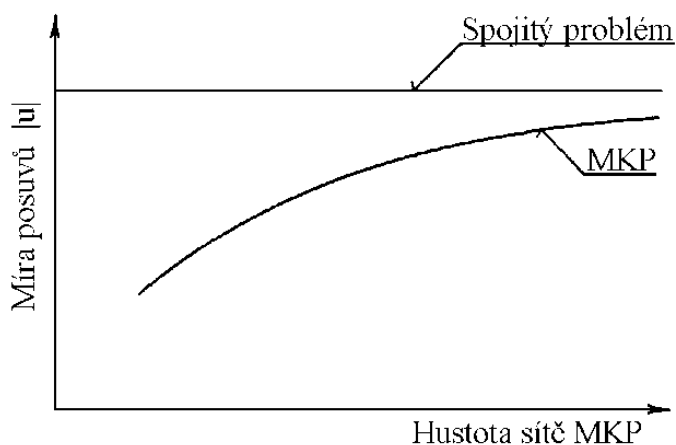
\mathbf{F} – matice silového působení [8]

Pro každý prvek platí rovnice rovnováhy sil a geometrické rovnice. Získanou soustavu rovnic je nutné doplnit o konstitutivní vztahy pružnosti pevnosti. Pro řešení napětí a deformací tělesa musí být zavedeny dostatečné okrajové podmínky. Okrajové podmínky odebírají určitý počet stupňů volnosti a vytyčují možný pohyb tělesa. Pokud by těleso nebylo nijak vázané v prostoru, matice \mathbf{K} by byla singulární. Tato singularita by způsobila, že při libovolném působení na těleso nedojde k žádné deformaci, došlo by pouze k rozpohybování tělesa nekonečným prostorem. [8]



Obr. 2.1 Základní prvek osově namáhaného prutu [8]

Při výpočtu záleží na mnoha faktorech, zda výsledek bude relevantní. Případná nedostatečně přesná hodnota výsledku se dále upravuje následným zhušťováním sítě v problematické oblasti. Zhušťování sítě způsobí přibližování se ke spojitému řešení až do bodu, kdy narazíme na určitou mez, kterou můžeme považovat za finální výsledek bez velké odchylky (obr 2.2). Jde tedy o konvergenci metody konečných prvků k reálnému spojitému problému. [8]



Obr. 2.2 Konvergence posuvů[8]

Absolutní rozmach metody přišel s číslicovými stroji, důkazem může být fakt, že v této době vzniklo mnoho programů využívajících MKP založených na komerční bázi. Příklady programů využívajících MKP modulů k řešení výpočtů:

- Nastran NX.
- Ansys.
- Autodesk Inventor Profesional.
- Sylabus a další.

Kroky výpočtu metody:

- Preprocessor – Zahrnuje nastavení geometrie, okrajových podmínek a působících sil.
- Processing – vlastní výpočet úlohy.
- Postprocessor – neboli výstup, zahrnuje vykreslování grafů, znázornění průběhu úlohy nebo konkrétní hodnoty řešení například posuvů.

2.2 Metoda konečných objemů

Jedná se o integrální diskretizační metodu využívanou v numerických simulacích. Hlavně v případech proudění tekutin nebo přestupu tepla. Metoda konečných objemů je místně konzervativní, protože je založena na "bilančním" přístupu, což znamená, že respektuje pouze místní rovnováhu (v okolí zkoumaného bodu).[9]

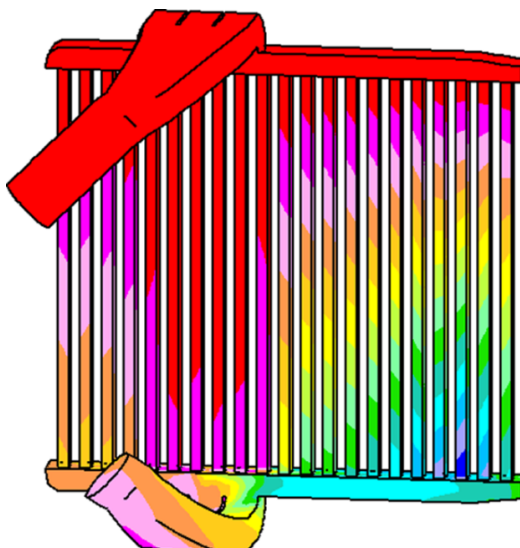
Hlavní myšlenka metody spočívá v rozdělení početní oblasti na konečný počet tzv. kontrolních objemů, odborně se nazývají buňky (cell). Jedná se o krychle pro 3D proudění nebo čtverce pro 2D úlohy. Tyto buňky jsou v průběhu simulace neměnné. Hodnoty deformací jsou poté odvozovány od měnicích se vzdáleností jednotlivých bodů od povrchů buněk. [10]

Zákony zachování at' už energie, hmoty nebo počtu molekul se v lokálním měřítku řídí následující rovnicí (2.2).

$$q_t(x, t) + \text{div}F(x, t) = f(x, t) \quad (2.2)$$

Rovnice vyjadřuje, že v každém bodě x a čase t je zachován průtok q_t . $\text{Div}F$ označuje parciální derivaci subjektu $\partial F_1/\partial x_1 + \dots + \partial F_d/\partial x_d$, kde vektor zatížení $F = (F_1 \dots F_d)$, f poté vyjadřuje možnou například objemovou výměnu mezi malým lokálním množstvím.[9]

Součet všech příspěvků vede k detailnímu popisu systému s prouděním. U některých úloh lze získat výsledky až čtyřikrát rychleji než pomocí metody konečných prvků. Například přestup tepla ilustruje (obr 2.3).



Source: Etemad (2005)

Obr. 2.3 Přenos tepla v radiátoru pomocí metody konečných objemů[11]

2.3 Metoda konečných diferencí

Vychází z definice Taylorova polynomu (2.3). Na rozdíl od metody konečných objemů přistupuje k problému diferenčním přístupem.

$$f(x_0 + h) = f(x_0) + \frac{f'(x_0)}{1!}h + \frac{f^{(2)}(x_0)}{2!}h^2 + \dots + \frac{f^{(n)}(x_0)}{n!}h^n + R_n(x), \quad (2.3)$$

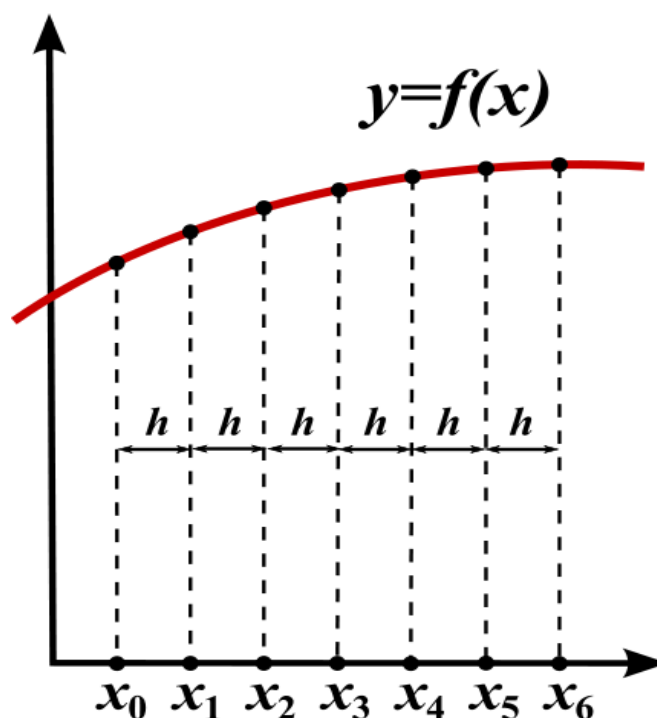
Kde:

n – Znázorňuje faktoriál n -tého stupně

R_n – Zbytek z diferencí

f – popisuje funkci spojitého problému

Metoda výrazně závisí na volbě diskretizační funkce. Čím vyšší stupeň polynomu se zvolí, tím přesnějšího řešení je možné dosáhnout. K dosáhnutí řešení se musí vhodně zvolit diskretizace jádra problému (obr 2.4). Obvykle se tato diskretizace provádí rozdělením do jednotné mřížky.[12]



Obr. 2.4 Znázornění řešení spojitého problému metodou konečných diferencí [12]

Velikost chyby nebo odchylku od spojitého problému určujeme krokem. Čím větší krok, tím větší chyba se akumuluje. Další chyby do výpočtů se vnáší zaokrouhlováním.

2.4 Multi-body metoda

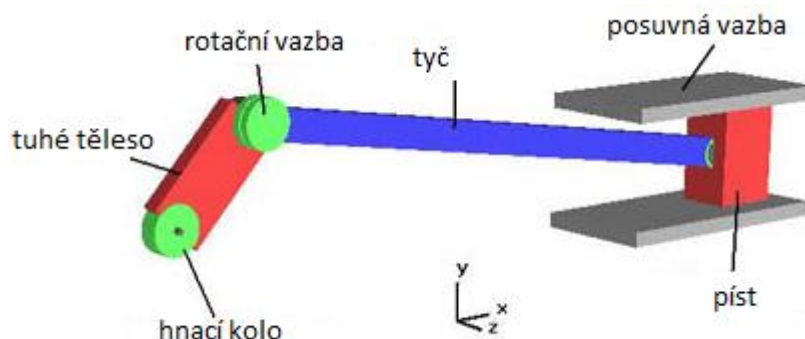
Jedná se o metodu, která přistupuje k modelu jako k tělesu složeného ze součástí, které mají své kinematické vlastnosti. Použití softwaru umožňuje vytvořit vnitřně propojený dynamický systém s určitým stupněm volnosti. Metoda vychází ze dvou základních přístupů:

- Newtonovského zaměřeného na volné částice
- Eulerova zaměřeného na tuhá tělesa.

Později bylo odvozeno ještě několik přístupů. Všechny však dospěli k Lagrangeově odvození na základě minimálních souřadnic a druhé formulace, která zavádí omezení pohybů. Všechny přístupy vycházejí z dynamických vlastností systémů. Tyto vlastnosti jsou přesně definovány diferenciálními rovnicemi. Dynamické chování systému vychází z rovnováhy aplikovaných sil a rychlosti změny hybnosti. [13]

Tělo je v multi-body metodě považováno za tuhou nebo ohebnou část mechanismu. Příkladem mohou být robotické manipulátory nebo kola nápravy automobilů. K vázání těles slouží takzvané linky, tedy spoje, které jsou definovány různými kinematickými omezeními a omezují například relativní pohyby těl vůči sobě. [13]

Jak metoda funguje, ilustruje příklad klikového mechanismu (obr 2.5). Klikový mechanismus převádí otáčivý pohyb klikové hřídele na posuvný pohyb pístu ve válci.



Obr. 2.5 Klikový mechanismus realizovaný multi-body metodou [14]

V tomto příkladu je jako pružné těleso použita tyč. Hnací kolo vytváří moment, který se přenáší na tuhé těleso. Tuhé těleso je další rotační vazbou spojeno s tyčí, na jejímž konci je píst upevněný posuvnou vazbou. Zatímco každý subjekt má šest stupňů volnosti v prostoru, kinematické podmínky úlohy vedou pouze k jednomu stupni volnosti pro celý systém.

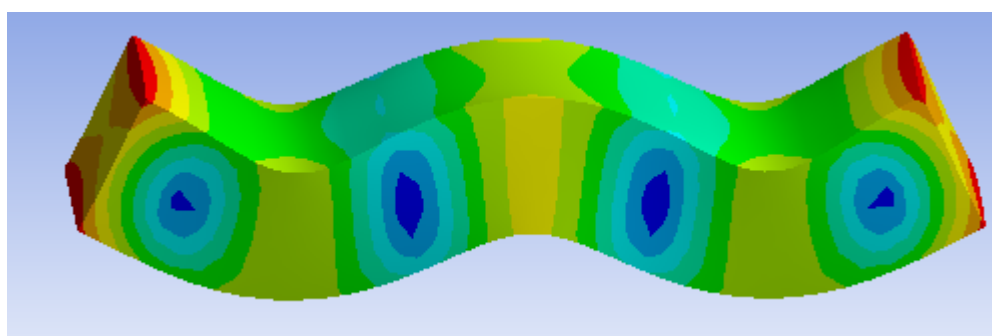
Metoda našla své uplatnění například v prostředí systému Adams, kde je možné nasimulovat pohyb libovolného počtu součástí a zkoumat jejich chování.

3. Modální analýza

Zabývá se studiem dynamických vlastností systémů, které jsou cyklicky namáhány s vysokou frekvencí. Eventuálně jsou vystaveny působení kmitání či vlnění. Její prioritou je určení frekvencí vlastních kmitů zkoumaného systému. [15]

Za růstem vlivu modální analýzy je trend úspory materiálu a hmotnosti strojů. Úsporně vyrobené stroje, zatěžované dynamickými rázy, mají tendenci se více rozkmitat, než stroje těžké. Důsledkem rozkmitání při obrábění je například nedokonalé obrobení materiálu nebo nedodržení přesností pramenících z norem.[15]

Znalost modálních vlastností systému dovoluje technikům určit a předcházet rezonančním stavům, které mohou vést k neočekávaným rozkmitům a v konečném důsledku až k havárii stroje.

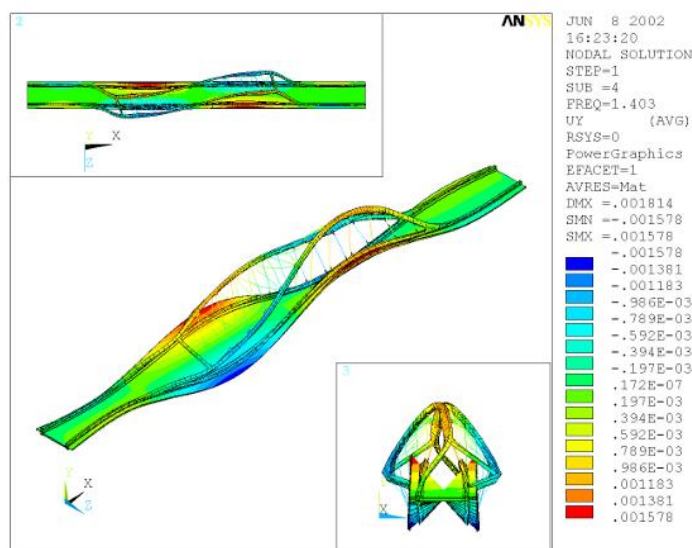


Obr. 3.1 Rezonančně rozkmitaný kvádr v prostředí Ansys Workbench 13

Vystavení studované konstrukce modální analýze (obr 3.1) vede k určení výsledných modálních vlastností systému, díky nimž je možné získat úplný dynamický popis soustavy. Efektivní využití modální analýzy spočívá v navržení modelu, který svými parametry odpovídá již vyrobené nebo plánované konstrukci. Získaná modální data přinášejí výsledky, které je možné analyzovat nebo je použít k navrhnutí lepšího konstrukčního řešení součástí. Pokud jsou výsledky neuspokojivé, je možné velmi rychle změnou materiálu nebo geometrie docílit uspokojivých výsledků a předejít tak výrobě nedostatečně tuhé nebo v zátěži nebezpečné konstrukce. [15]

Modální analýza umožňuje měřit nejen dynamickou odezvu konstrukcí, ale i tekutin. Praktickým použitím modální analýzy v technické praxi může být měření vlastního kmitání karoserie automobilu nebo zjišťování rozložení hluku v místnosti s reproduktorem.

Další velmi užitečnou věcí je velmi přesné odhalení rizikových míst (obr 3.2), v případech složitých či těžce matematicky popsatelných konstrukcích. Praktickým příkladem z hodin výuky předmětu RIV byla lopatka turbíny. Vyučující nadnesl, že techniky dlouho trápilo, proč se lopatka láme uprostřed své délky a ne na vnitřním konci, kde by měla být nejvíce namáhána. Důvod odhalil první vlastní tvar frekvenčních kmitů, který vykreslil největší dynamické namáhání přímo v místě zlomu.



Obr. 3.2 Modální analýza obloukového mostu v programu Ansys [16]

K výsledným parametrům modální analýzy patří:

Experimentální

- Vlastní frekvence soustavy
- Vlastní tvary kmitů
- Modální tlumení

Teoretická

- Vlastní čísla
- Tlumení
- Vlastní vektory

Vlastní frekvence soustavy a tvary kmitů jsou důležitými parametry při návrhu konstrukce pro dynamické zatížení. Jejich znalost je také nutná k provedení vyšších analýz, kterou je například spektrální analýza.

Mode #	Simulation [Hz] Young's modulus 2130 MPa	Simulation [Hz] Young's modulus 2600 MPa	Test [Hz]	MAC value [-]
1	13.8	15.3	15.0	0.98
2	18.9	20.9	21.2	0.95
3	24.1	26.6	25.7	0.98
4	31.4	34.7	35.3	0.98
5	42.2	46.4	46.3	0.98
6	48.6	53.7	54.9	0.89
7	61.6	68.1	68.4	0.94
8	65.1	72.0	72.9	0.93
9	78.3	86.5	87.5	0.84
10	85.0	93.9	95.0	0.87

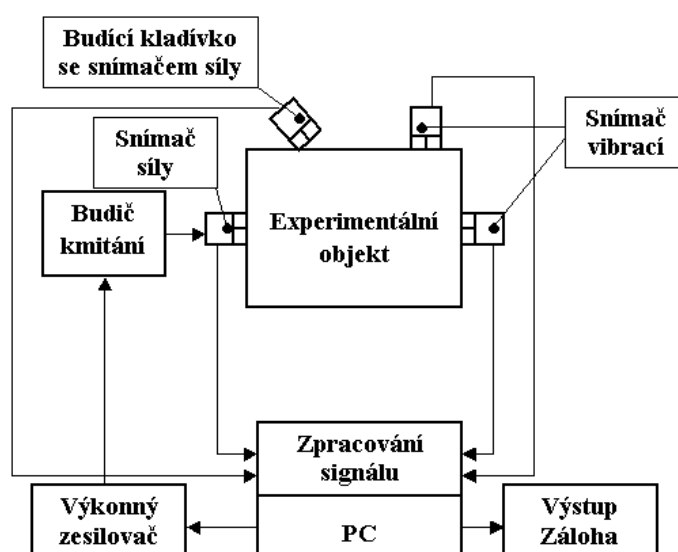
Tab. 3.1 Srovnání výsledků modální analýzy dle časopisu Polytec [17]

Tabulka (tab. 3.1) zachycuje hledání prvních 10 frekvencí vlastních kmitů. K simulaci byly použity 2 oceli s různým Youngovým modulem a test na reálné soustavě. Odchylku výsledků zachycuje poslední sloupec tabulky.

Naměřené hodnoty z teoretické a praktické analýzy se často neshodují, protože při tvorbě matematického modelu dochází ke zjednodušení geometrie. Avšak z měření provedeného dle časopisu *Polytec technical papers* u karoserie auta si můžeme všimnout, že jsou rozdíly velmi malé (v řádu Hz). [17]

3.1 Experimentální modální analýza

Spočívá v reálném měření kmitů zkoumané konstrukce vlivem vnějšího buzení (obr 3.4). Může být provedena několika způsoby, nejčastěji se pro zaznamenání hodnot používají snímače rychlosti a zatížení. Zaznamenání hodnot může být provedeno i bezkontaktně pomocí laserů a vibrometru. Takto zaznamenané signály je nutno převést převodníky z analogového signálu na signál digitální. V digitálním prostředí se pak pomocí počítače a příslušného programu zkoumají naměřená data. [18]



Obr. 3.4 Schéma zapojení pro experimentální modální analýzu [18]

3.2 Teoretická modální analýza

Provádí se pomocí metody konečných prvků nebo multi-body metody.

„Při matematickém modelování kmitavého chování jsou sestaveny pohybové rovnice a výsledné vlastnosti modální analýzy napočteny užitím tzv. modální transformace. Tato transformace spočívá v náhradě soustavy vzájemně vázaných homogenních diferenciálních rovnic soustavou nezávislých, izolovaně řešitelných homogenních diferenciálních rovnic“ [19]

Modální analýza našla uplatnění především v automobilovém a leteckém průmyslu. Musíme být ale opatrní, nelze jednoznačně prohlásit, že změny provedené na modelu budou přesně kopírovat změny chování reálné geometrie.

4. Modelování bodových svarů - Ansys Workbench

Praktická část práce prověřuje možnosti provedení bodového svaru na skořepinách v programu Ansys Workbench 13 s cílem získat modální vlastnosti dané části konstrukce. Další část práce spočívá v porovnání hodnot rezonančních frekvencí s programem Adams. Celá práce je založena pouze na skořepinových prvcích. Objemové prvky nejsou předmětem šetření.

Možností provedení bodových spojů na skořepinách je několik použil jsem následující:

- Pomocí předdefinovaného prvku **Spot weld** (bodového spoje)
- Nadefinováním **bonded** (lepeného) **kontaktu** mezi deskami. Program Ansys podporuje několik možných provedení kontaktu (pure penalty, normal lagrange, argumented lagrange, multi-point constraint). Pro danou problematiku bylo využito pouze kontaktů typu pure penalty neboli čisté penalizace. Tento typ kontaktu definuje mezi kontaktními plochami pružiny, kterým program při překročení určité meze prostoupení definuje vyšší tuhost až do doby, než bude splněna daná tolerance. Jedná se o iterační metodu přiřazení tuhosti, tato vlastnost kontaktu vytváří takzvanou „čistou“ penalizaci.
- Spojením na úrovni sítě pomocí **skořepinových prvků**.
- Nadefinováním bodů na obou deskách a jejich následným spojením pomocí **prutových prvků**.

Tyto druhy spojení byly testovány na dvou deskách vetknutých do rámu. Obdobným příkladem, vyskytujícím se v technické praxi, může být například konstrukce automobilu, kde se bodové svary hojně využívají. Dalším příkladem mohou být svařované konstrukce obráběcích strojů.

Použitým materiálem při testech je v mém případě předdefinovaná ocel ($E = 2.1 \cdot 10^5$ MPa, $\mu = 0,3$)

Kde:

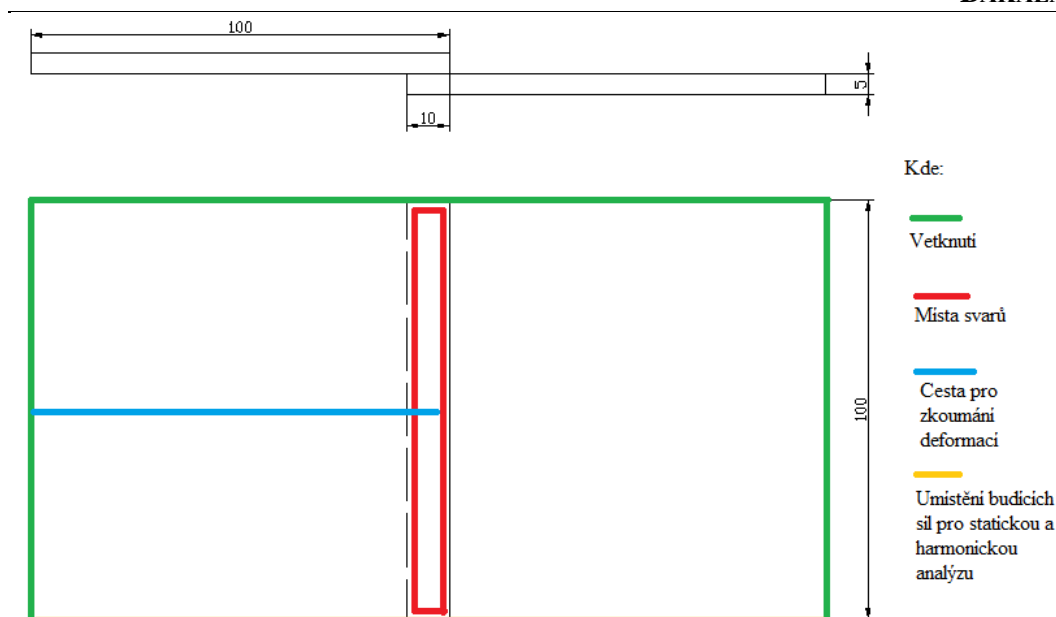
E - Youngův modul pružnosti v tahu

μ - Poissonovo číslo

4.1 Definice úlohy

Testovací úloha je navržena tak, aby se pláty oceli vzájemně dotýkaly. Pro vytvoření plátů byla použita pouze střednicová plocha v modelářském prostředí programu Ansys Workbench 13. Vytažení jsem provedl tak, aby na sobě ležely desky hranami a vzájemně se dotýkaly. Ve všech zkoumaných variantách jsou velikosti desek shodné. Tyto desky jsou zakótovány na následujícím obrázku (obr 4.1).

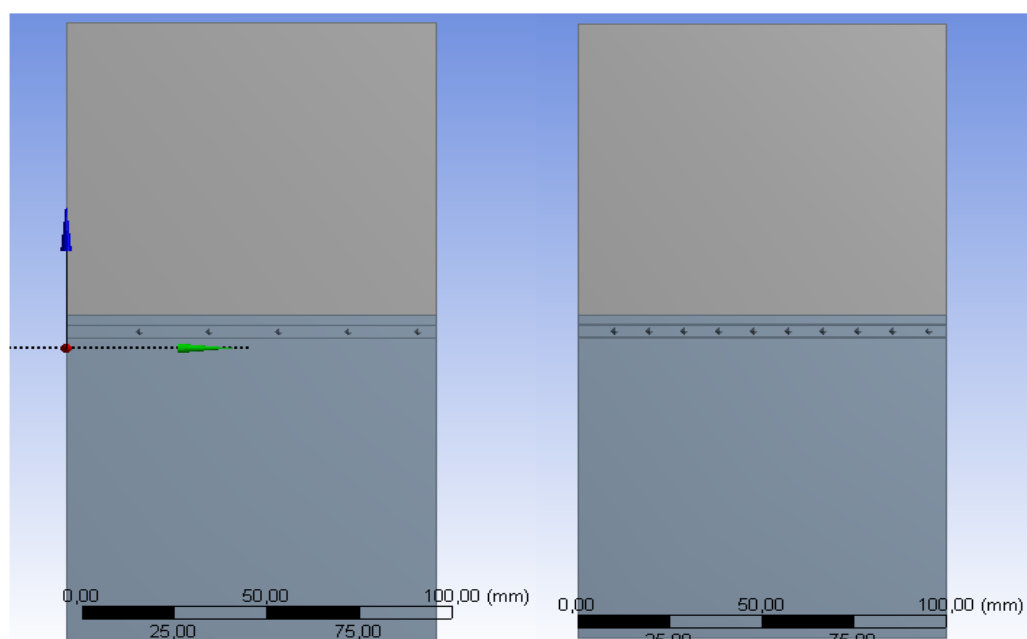
Desky jsou uchyceny v rámu pomocí vazeb vetknutím. Styková plocha desek činí 10 milimetrů jejich šířky. Poměrně velká šířka překrytí byla zvolena kvůli různým velikostem svarových ploch.



Obr. 4.1 Zadání zkoumané úlohy

Při vytváření svarů se opět pracuje se střednicovými plochami. Jelikož se ale desky dotýkají, tak na výsledném obrázku nebudou spoje viditelné, protože je překryje tloušťka desky. Výsledky však lze zobrazit i bez tloušťky desek. Pro porovnání a přiblížení chování spojů vystaveným různým analýzám bylo použito v jednom případě 5, v druhém 10 svarových míst.

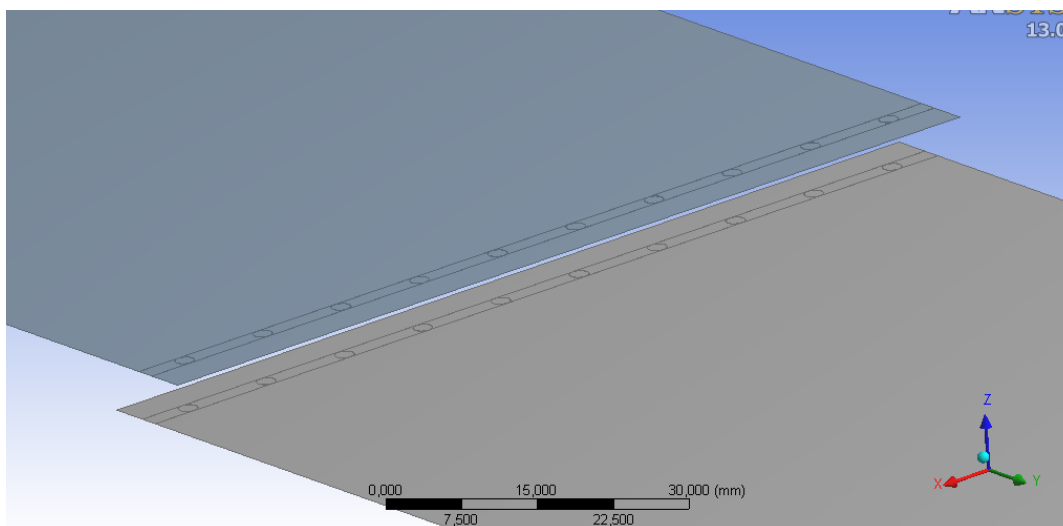
Místa svarů jsou u všech provedení shodné. V případě 5 spojů je první z nich (nejdále od vetknutí) vzdálen 5 mm od okraje desky. Vzdálenost mezi svarovými body činí 20 mm. U druhého provedení, v grafech znázorněného tečkovanými čarami, je první bod umístěn totožně. Jediná proměnná, která se změnila, je vzdálenost mezi body. V tomto případě vzdálenost činí 10 mm délky. Rozložení svarových bodů blíže popisuje obr 4.2.



Obr 4.2 Rozložení svarových bodů na deskách

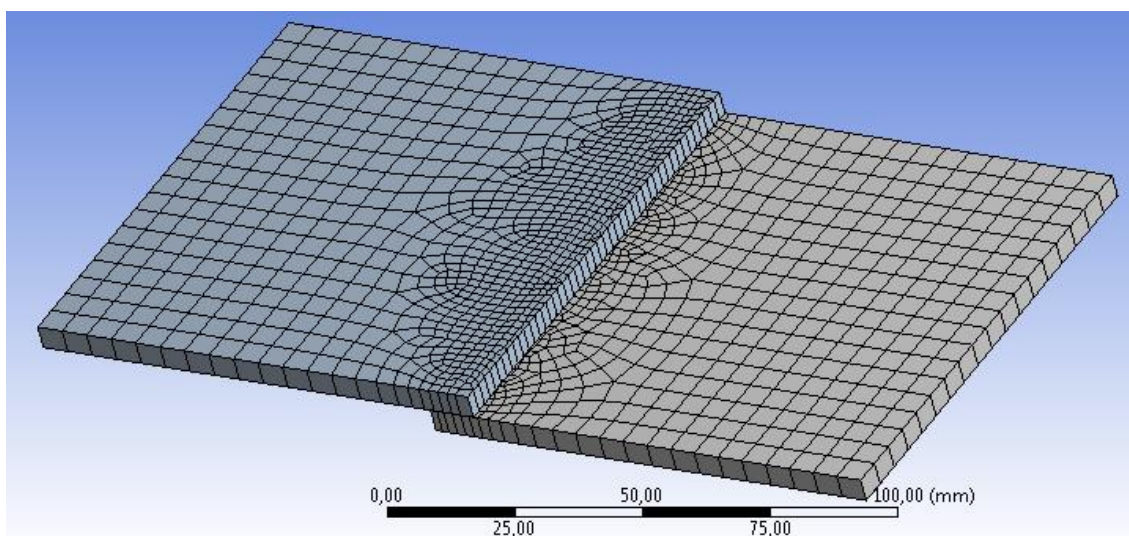
4.2 Specifikace sítě

Aby výsledky bylo možné považovat za rovnocenné z hlediska struktury sítě, bylo nutné síť nějakým způsobem sjednotit. K dosažení rovnocennosti jsem využil možnosti a vztyčil okolo svarové plochy dvě přímkové. Tato operace se provádí tzv. vtisknutými přímkami, příkazem `inprint faces` (obr. 4.3). Na první pohled přímkové sítě nijak neovlivní, ale je možné jim při tvorbě sítě, pomocí položky `sizing`, nadefinovat příslušný počet úseků, v mém případě 50.



Obr. 4.3 Vtisknuté přímkové v okolí svarových ploch

U provedení spoje kontaktní plochou a skořepinami se nicméně síť nepatrně liší od ostatních provedení. Důvodem jsou stykové plochy spojů, které při kontaktu vytvářejí další prvky mezi sebou a nelze je potlačit. Tyto prvky by však na průběh modální analýzy neměly mít žádný fatální vliv (obr. 4.4). Detailní nastavení všech sítí uvádím v příloze (příloha 2).

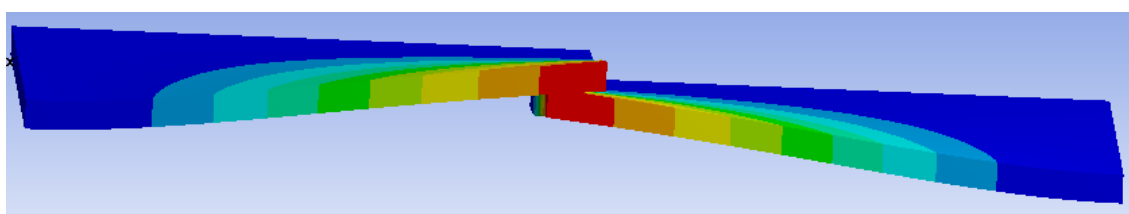


Obr. 4.4 Vzhled sítě u provedení spot weld a contact

4.3 Detailní popis kontaktů a volba referenčního provedení

Jako referenční provedení svarů byl vybrán bodový svar, přímo definovaný Spot weld programem Ansys. Důvodů k tomuto kroku je hned několik:

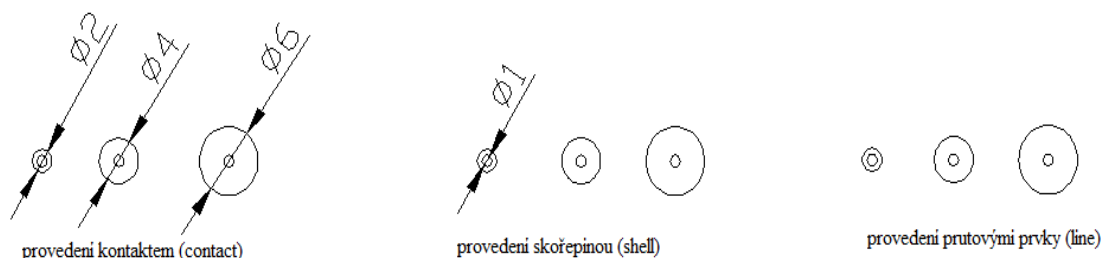
- Při zjišťování modálních vlastností u ostatních provedení se vyskytuje problém, že se u desek při malém poloměru svarové plochy nezachovává rovnoběžnost desek ve spoji. Úhel náklonu desek vůči sobě při vychýlení není nulový, jak ilustruje obr. 4.5. Podle mého názoru je tento náклон způsoben nedostatečně tuhými spoji. Abych předešel tomuto problému, zavedl jsem 3 různé tloušťky svarových ploch a porovnal jejich rezonanční frekvence s referenčním provedením.



Obr. 4.5 nezachovaná rovnoběžnost desek ve spoji při vychýlení.

- Z programu Ansys Workbench není možné tyto bodové svary (spot weld) nijak dále nastavovat nebo upravovat jejich vlastnosti. Tloušťka spoje, stejně jako tuhost přidaného prvku, jsou pevně dané.
- Při použití spot weld spoje nedochází k posuvu, natočení ani deformaci (spoje) v místě svaru.

Aby bylo možné předcházet nezachování rovnoběžnosti desek, byly zbývající 3 provedení rozděleny do 3 skupin, kde jediným nekonstantním parametrem byla velikost vnějšího poloměru spoje. Detailní nastavení vnějšího poloměru svarů bylo po konzultaci ustáleno na 2,4 a 6mm. Z mého pohledu se jedná o reálné rozměry. Záleží především na svářecím stroji a na průměru elektrod, kterými se jednotlivé plechy svařují. Detaily spojů ilustruje obr. 4.6. Všechny spoje mají totožné provedení.



Obr. 4.6 Detail spojovacích článků

Při zjišťování vlivu kontaktní plochy při provedení kontaktem typu bonded (contact) jsem zjistil, že ovlivnění výsledků vnitřní průměrem kontaktu je zanedbatelné. Avšak kvůli výpovědní hodnotě frekvencí a rovnocennosti provedení byly kóty u všech provedení sjednoceny. Spoje provedené pomocí skořepin a prutových těles jsou řešeny pouze na úrovni sítě. Nedochází zde k žádné interakci s kontakty nebo vnášení kontaktních ploch.

4.4 Zkoumané veličiny

Hlavní zkoumanou veličinou je frekvence vlastních kmitů jednotlivých provedení z modální analýzy. Dále vykreslení deformací po cestě vedené středem desky (viz obr. 4.1) ze statické analýzy. Všechny cesty jsou vedené stejnou trasou, rovnoběžně s vetknutou zadní hranou. Poslední analýzou provedenou na deskách byla harmonická analýza.

Předmětem zkoumání je i vliv předpětí v nýtovém spoji na vlastní frekvence (bolt pretension). Tento vliv se dá simulovat pomocí propojení statické úlohy s modální analýzou. Předpětí bylo zkoumáno pouze u spoje realizovaného skořepinami.

Další zkoumanou veličinou bylo vykreslení průběhu deformací při vlastních frekvencích, jedná se o nekonečnou řadu módů. Pro ilustraci jsem do práce zanesl pouze prvních 6 vlastních kmitů.

Posledním cílem práce je srovnání získaných modálních vlastností programem Ansys Workbench 13 s programem Adams.

Na bázi práce zdokumentované časopisem Polytec u měření modálních vlastností však usuzuji, že se naměřené hodnoty jednotlivých provedení budou lišit jen minimálně, v řádu několika Hz. [17]

4.5 Zjištění zkoumaných vlastností a jejich porovnání

Ke zjištění modálních vlastností soustavy pomocí programu Ansys Workbench 13 je potřeba použít předdefinovanou strukturu s názvem „modal“. Ke korektním výsledkům je nutná správná konfigurace modelu. Po nastavení vazeb (nebo i bez nich) je program schopen daný problém vyřešit příkazem „solve“. Následným vyexportováním tabulky s vypočítanými hodnotami vlastních frekvencí do programu Microsoft Excel jsem dosáhl grafického znázornění požadovaných závislostí jednotlivých provedení. Grafy jsou rozděleny do 3 sad v závislosti na velikosti realizovaného spoje. Modální analýza spojů zachycuje vlastní frekvence všech provedení pro dané nastavení úlohy.

Průběh výchylky po cestě vychází ze statické analýzy. Popisuje deformaci desek po cestě zmíněné v úvodu praktické části.

Harmonická analýza vychází pouze provedení programem předdefinovaného bodového svaru. Obdobný průběh se ale dá očekávat u všech namodelovaných provedení.

4.5.1 Přehled variant

V grafech průběhů deformací po cestě jsou zaneseny plné čáry pro provedení s pěti kontaktními plochami a tečkované čáry pro provedení s deseti kontaktními plochami. Obdobné rozlišení je i u rezonančních frekvencí. Úlohy s deseti kontaktními plochami jsou znázorněny přechodovou křivkou.

Pro upřesnění a kvůli možnostem rozlišení je v průběhu po cestě znázorněna pouze koncová část desky (celý průběh podél osy x je znázorněn v přílohách 3-9). Zaměřil jsem grafy jen na části desek, kde se nachází spoj. Směrnice v bodech okolo 95mm vzdálenosti od okraje určuje natočení desky, čím více se blíží nule, tím lépe. Nulová směrnice v tomto bodě se dá považovat za dostatečně tuhý spoj. Výsledkem této směrnice je zachování nulového relativního natočení desek v místě svaru.

Jak je již zmíněno v úvodu kapitoly, jsou spoje rozděleny do tří skupin dle vnějšího průměru zrealizovaného spoje. Grafické závislosti jsou zobrazeny chronologicky podle následujícího rozdělení:

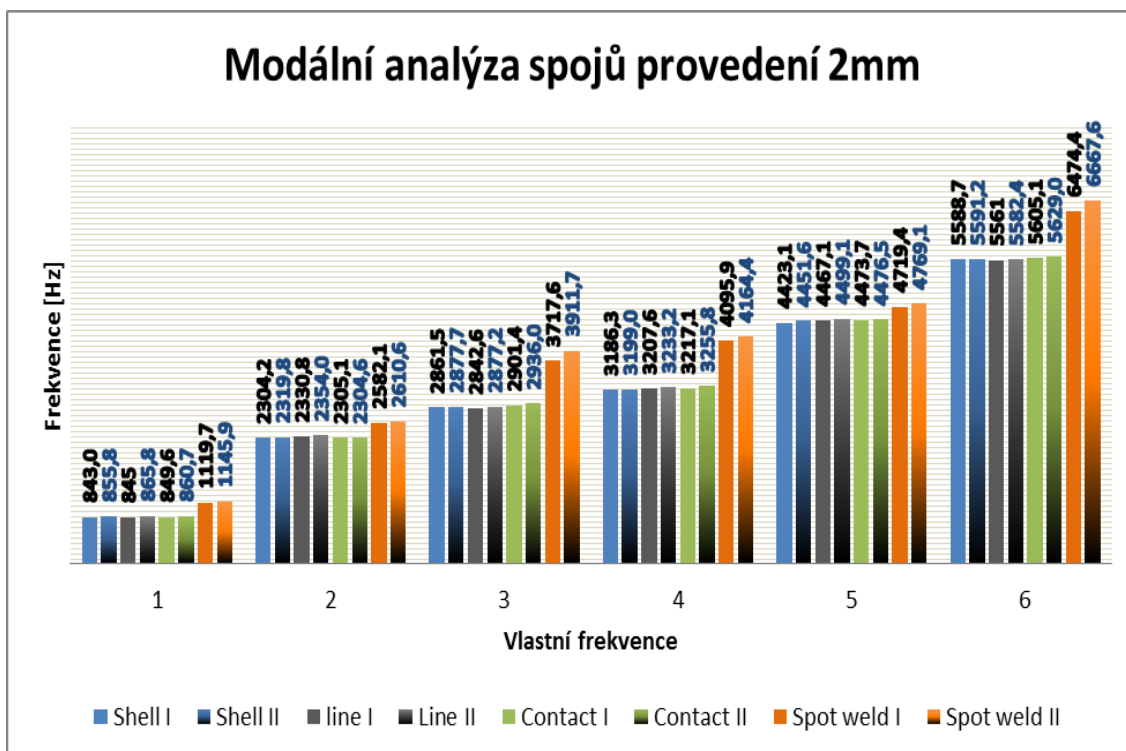
- **2mm bez nadefinovaného kontaktu mezi deskami**
S nadefinovaným kontaktem mezi deskami
- **4mm bez nadefinovaného kontaktu mezi deskami**
S nadefinovaným kontaktem mezi deskami
- **6mm bez nadefinovaného kontaktu mezi deskami**
S nadefinovaným kontaktem mezi deskami

Nadefinovaným kontaktem mezi deskami mám na mysli kontakt typu „no separation“ (bez oddělení). Tento kontakt zajišťuje interakci desek. V případě že by se chtěla jedna deska vnořit do druhé. Tento typ jištění má velký vliv především na vlastní frekvence soustavy.

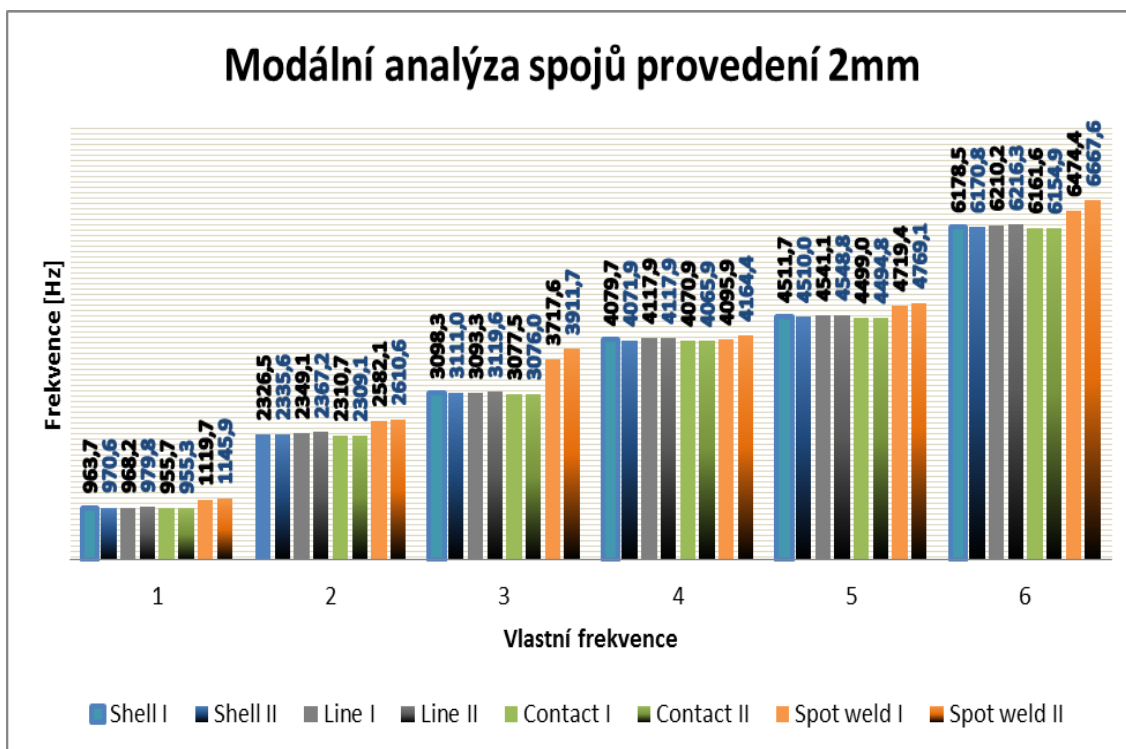
V grafech jsem užil anglických názvů, abych zredukoval velikost legendy. Pro upřesnění například **Shell I** značí provedení spoje skořepinou s pěti kontaktními místy. **Shell II** pak reprezentuje provedení spoje skořepinou s deseti kontaktními místy. **Line I, II** reprezentuje provedení spojů pomocí prutových prvků. **Contact I, II** reprezentuje provedení spojů pomocí kontaktu typu bonded (lepený kontakt). **Spot weld I, II** značí mé referenční provedení kontaktů pomocí předdefinovaného prvku bodového svaru (spot weld).

U deformací vykreslených po cestě v modální analýze by neměla hodnota výchylky vypovídající význam. Tyto hodnoty reprezentují výchylku pro nějaký neurčitý typ buzení. Proto jsem se rozhodl znázornit výchylky ve **statické analýze**. Jako zatížení jsem nadefinoval sílu o velikosti 10kN na obě přední hrany desek. Umístění síly je znázorněno na obrázku 4.1.

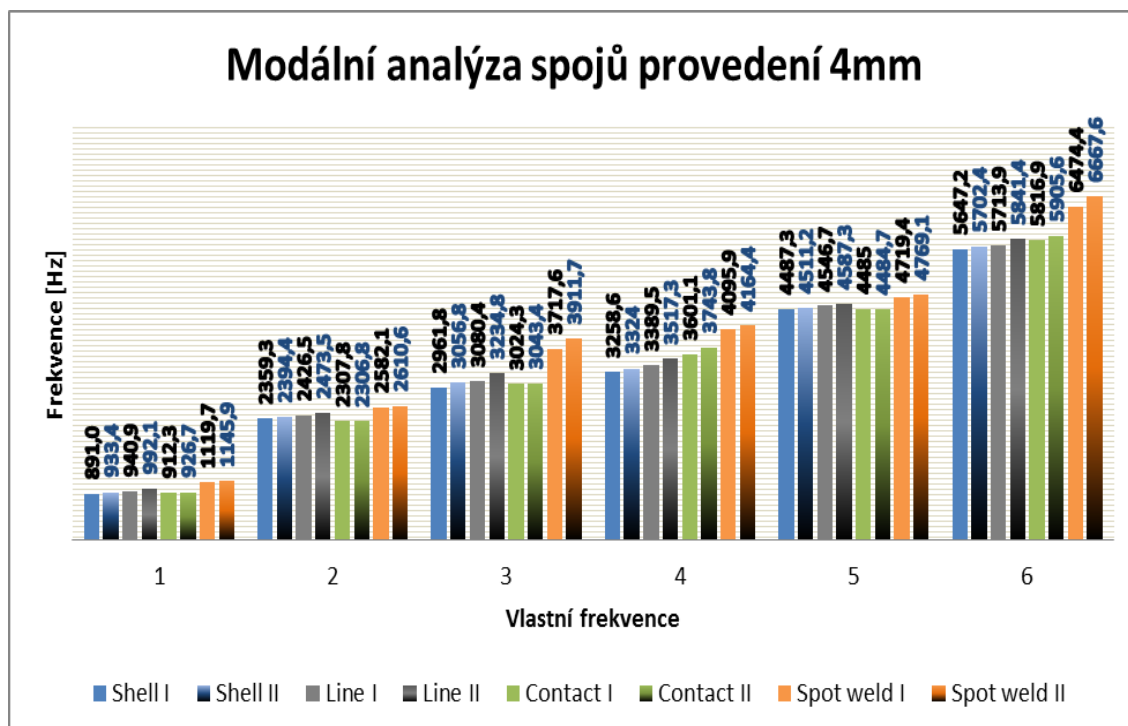
4.5.2 Modální analýza úlohy



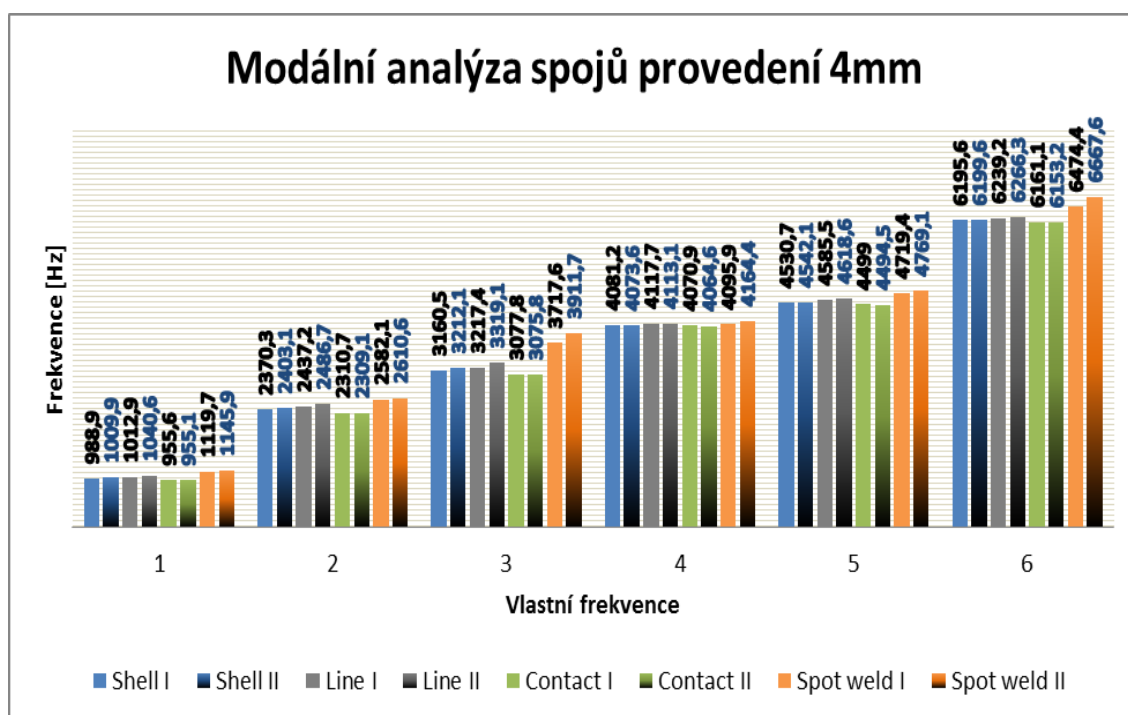
Obr. 4.7 Provedení 2mm, modální analýza spojů bez kontaktu desek



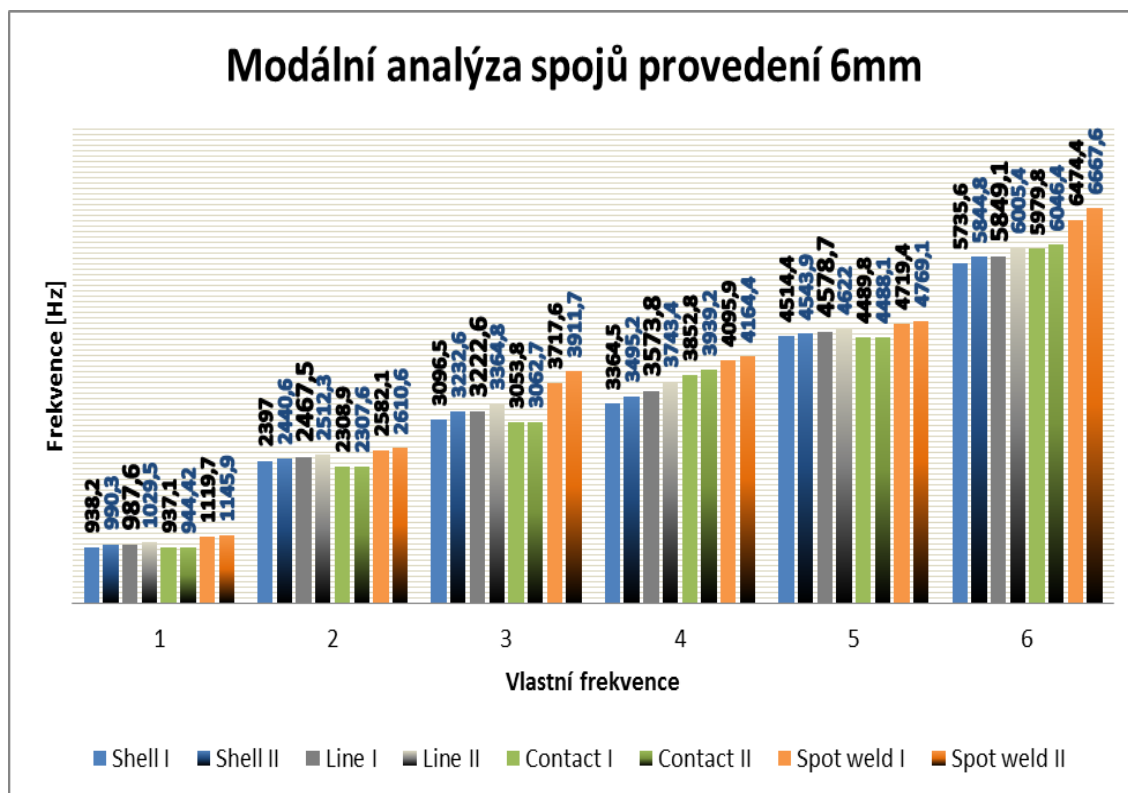
Obr. 4.8 Provedení 2mm, modální analýza spojů s kontaktem desek



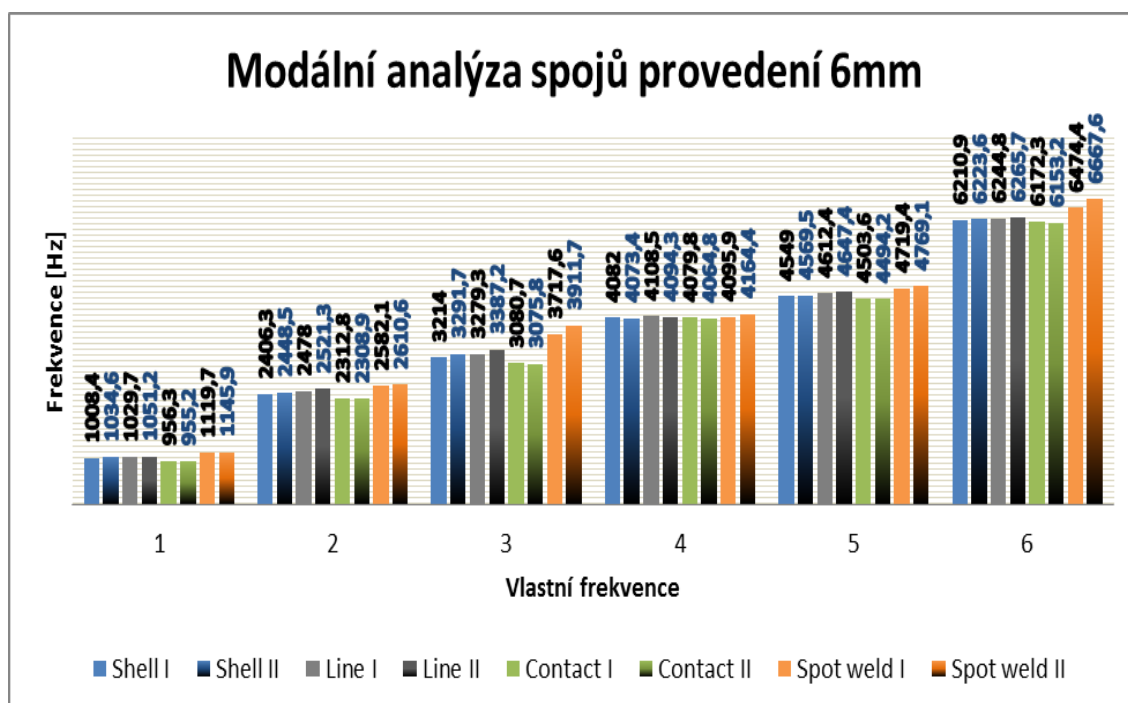
Obr. 4.9 Provedení 4mm, modální analýza spojů bez kontaktu desek



Obr. 4.10 Provedení 4mm, modální analýza spojů s kontaktem desek

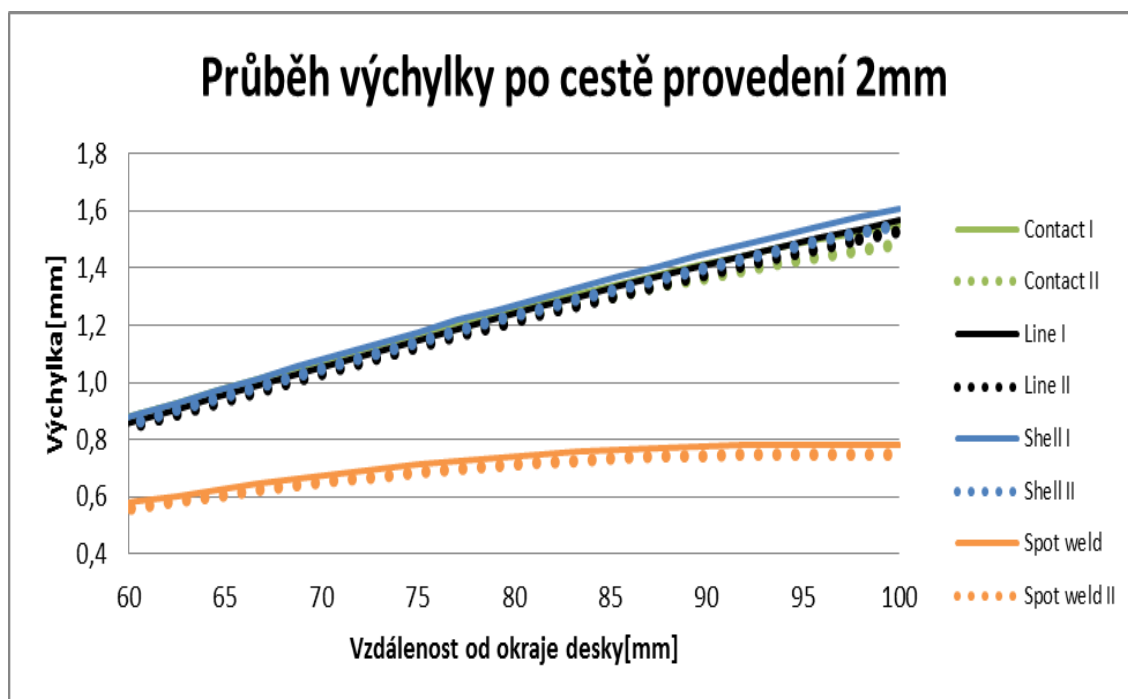


Obr. 4.11 Provedení 6mm, modální analýza spojů bez kontaktu desek

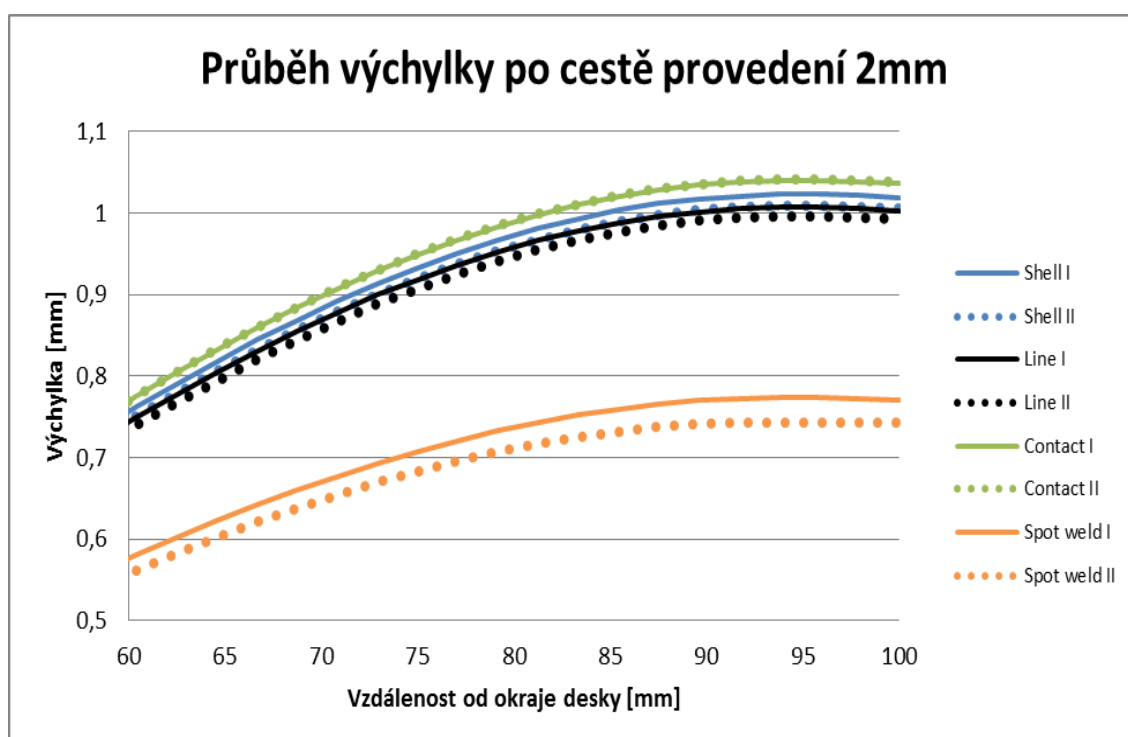


Obr. 4.12 Provedení 6mm, modální analýza spojů s kontaktem desek

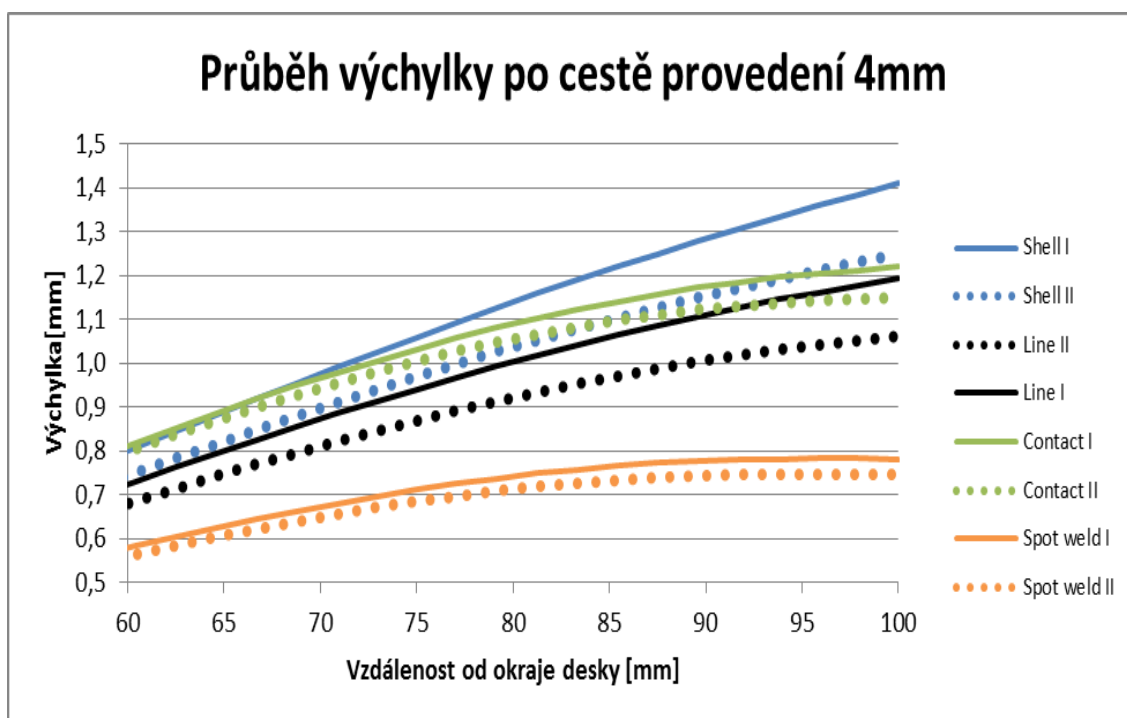
4.2.3 Statická analýza úlohy



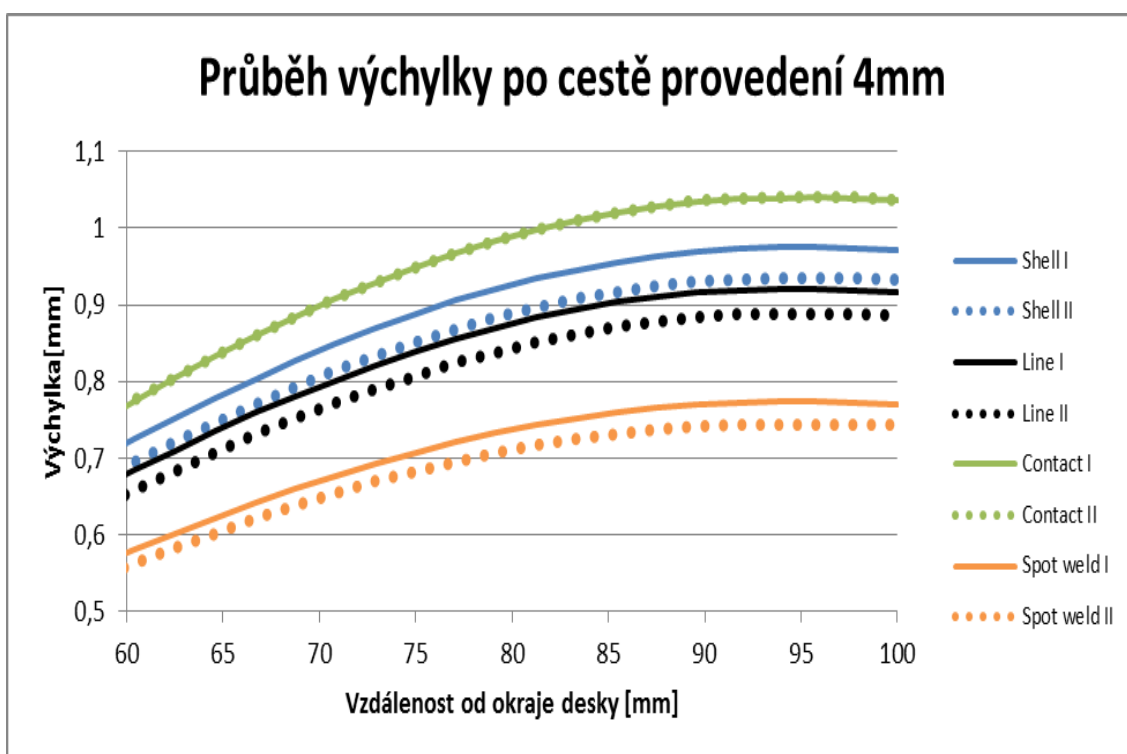
Obr. 4.13 Provedení 2mm, průběh výchylky po cestě bez kontaktu desek



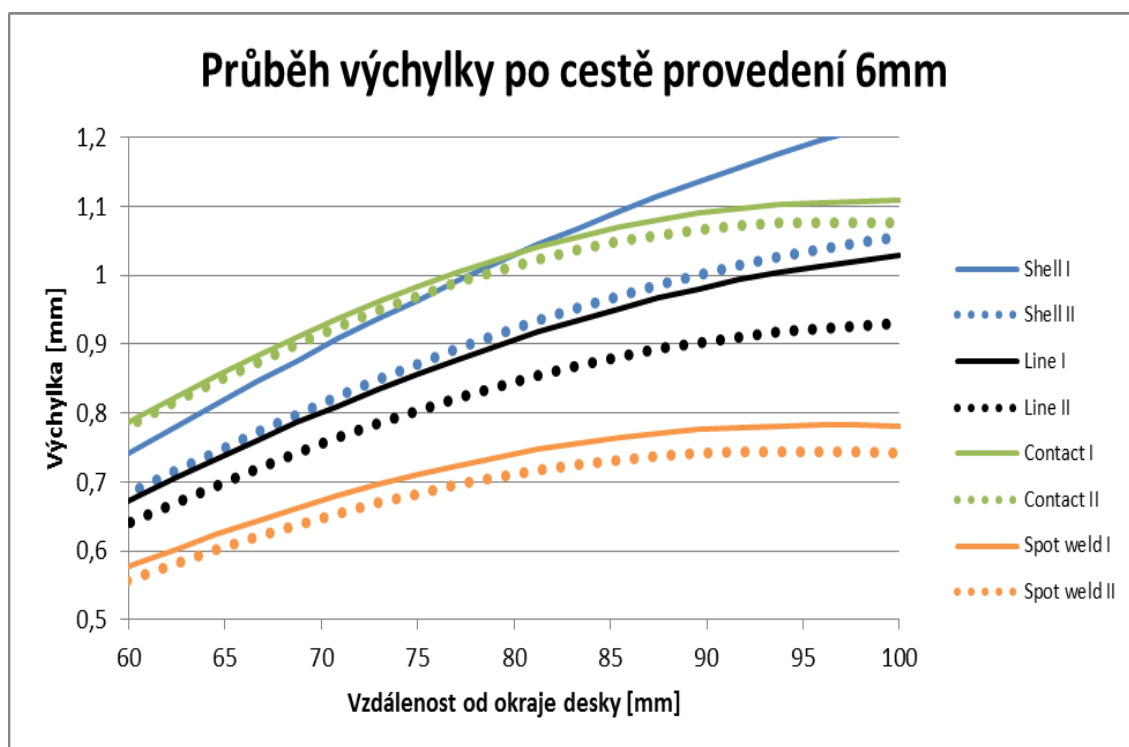
Obr. 4.14 Provedení 2mm, průběh výchylky po cestě s kontaktem desek



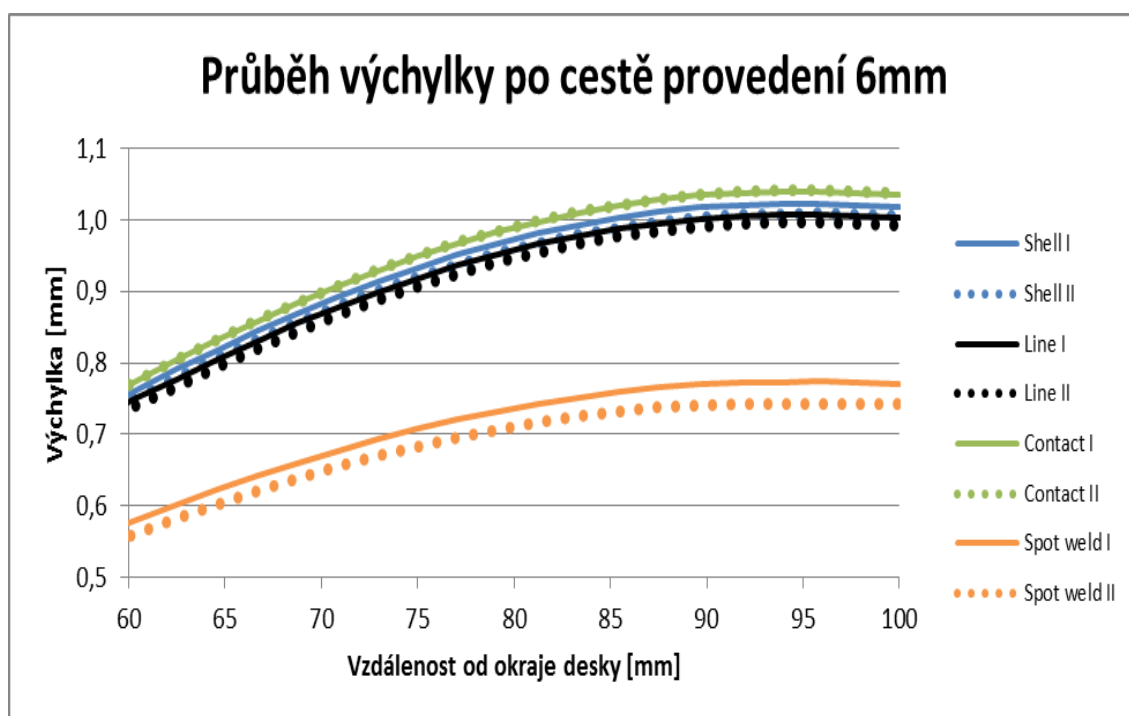
Obr. 4.15 Provedení 4mm, průběh výchyly po cestě bez kontaktu desek



Obr. 4.16 Provedení 4mm, průběh výchyly po cestě s kontaktem desek



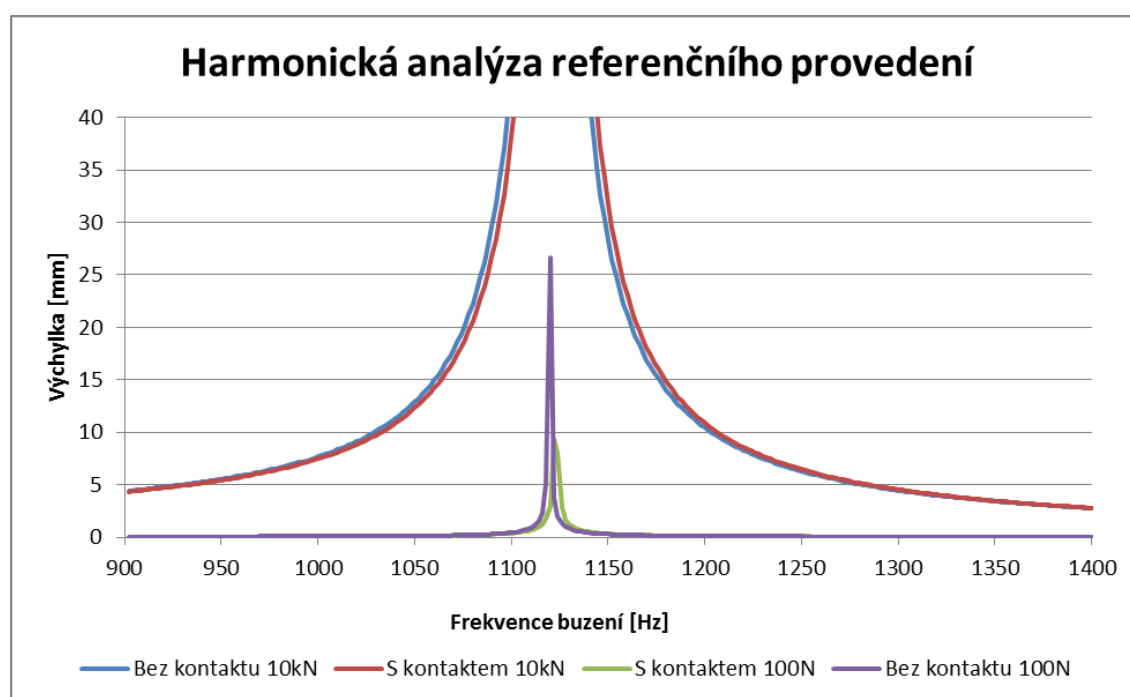
Obr. 4.17 Provedení 6mm, průběh výchytky po cestě bez kontaktu desek



Obr. 4.18 Provedení 6mm, průběh výchytky po cestě s kontaktem desek

4.2.4 Harmonická analýza úlohy

Ke zjištění odezvy soustavy na harmonickou analýzu jsem zvolil referenční provedení. Při sestavování úlohy jsem použil dvě různé velikosti budících sil. Závislosti jsem zkoumal s i bez nadefinovaného kontaktu mezi deskami (no separation). Analýzu jsem prováděl v okolí první vlastní frekvence soustavy. Rozpětí budící frekvence jsem stanovil na 500Hz. Budící síly o velikosti 10kN a poté 100N jsem zavedl obdobně jako ve statické analýze na přední hranu desek (obr 4.1). V nastavení úlohy bylo zavedeno nulové tlumení. Cílem analýzy je zachycení výchylky desek v okolí vlastní frekvence soustavy při známém buzení. Krok řešení jsem zvolil po 2 Hz. Výsledky odpovídají výchylce přední hrany v místech kde je zavedena budící síla.

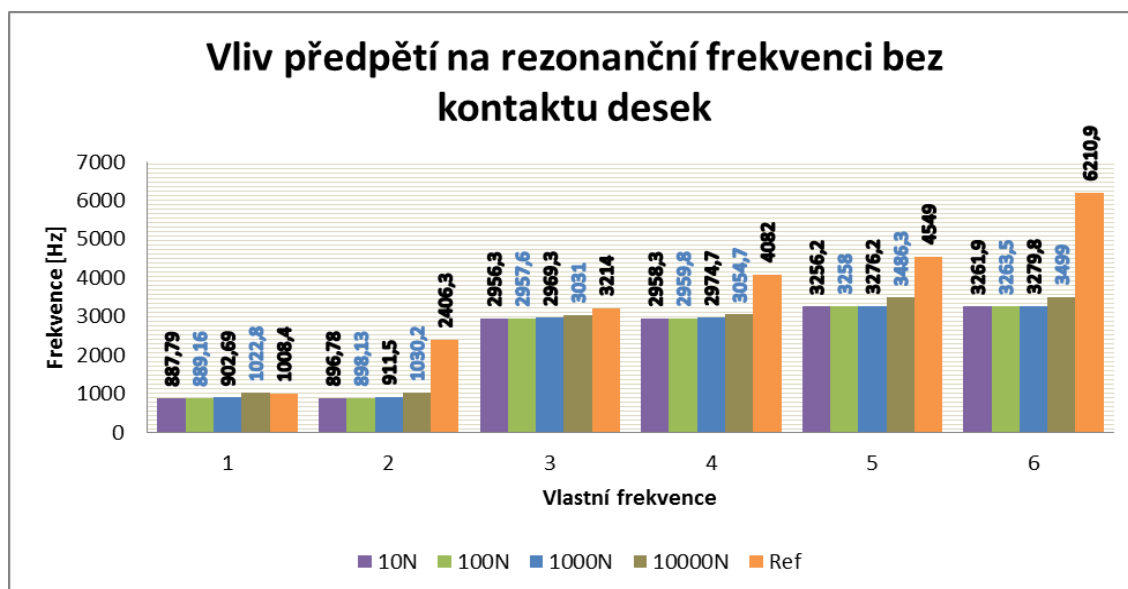


Obr. 4.19 Harmonická analýza referenčního provedení

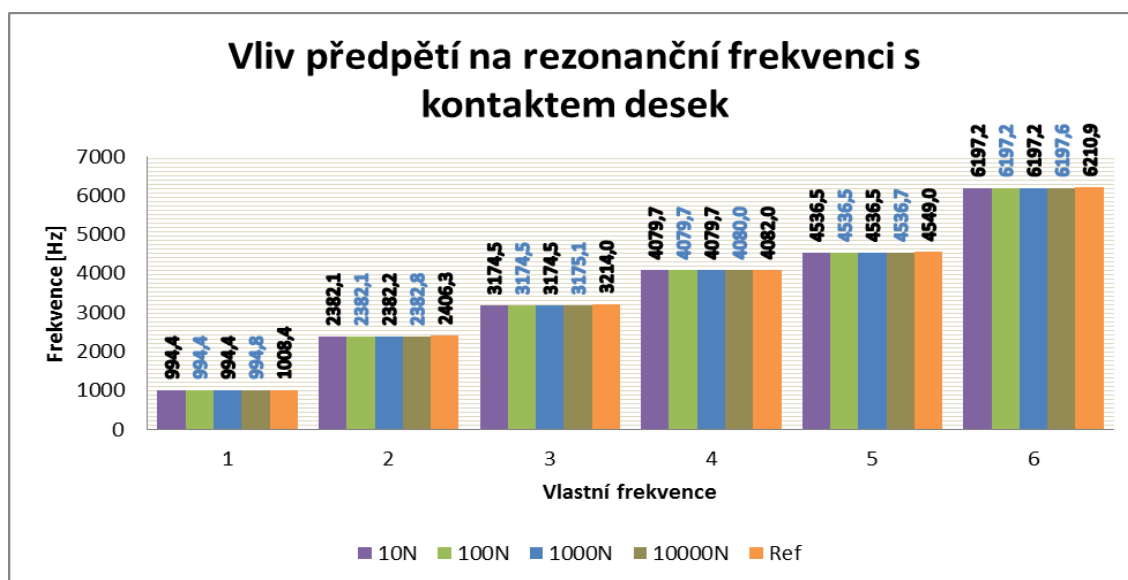
Z analýzy plyne, že vliv zavedeného kontaktu mezi desky se výrazně projevuje při budící frekvenci odpovídající frekvenci vlastního kmitání. Z grafu je vidět přibližně 50% utlumení výchylky desek při použití tohoto kontaktu. Mimo nejbližší frekvence vlastního kmitání soustavy se dá považovat vliv kontaktu za zanedbatelný. Pro přehlednost jsem výchylku omezil pouze do 40mm. Výchylka v rezonanční frekvenci při použití síly o velikosti 10kN na každou z předních hran desky v kombinaci s nulovým tlumením odpovídá výchylce o velikosti 3000 mm. Tak obrovský rozkmit by soustava nedokázala za žádných podmínek vydržet. U reálných konstrukcí by výchylka nebyla tak extrémní, model je nastaven na nulové tlumení, což v praxi nemůže nastat.

4.6 Vliv předpětí na vlastní frekvence v nýtovém spoji

Pro zjištění vlivu předpětí na vlastní frekvence soustavy jsem použil provedení se skořepinou s vnějším průměrem spojů 6 mm. V jednom případě jsem zkoumal, jaký dopad má zakomponování předpětí do spojů na desky bez kontaktu (obr 4.20), v druhém případě s kontaktem (obr 4.21).



Obr. 4.20 vliv předpětí na vlastní frekvence bez kontaktu desek

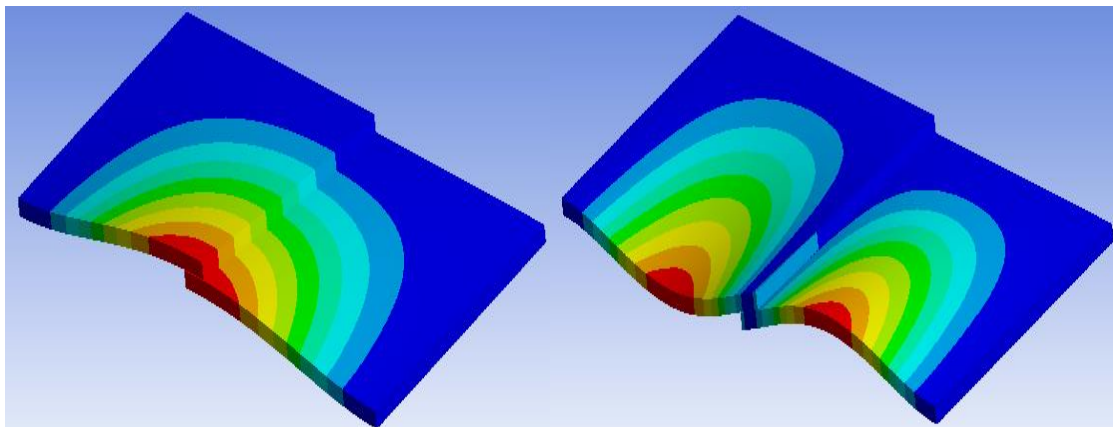


Obr. 4.21 vliv předpětí na vlastní frekvence s kontaktem desek

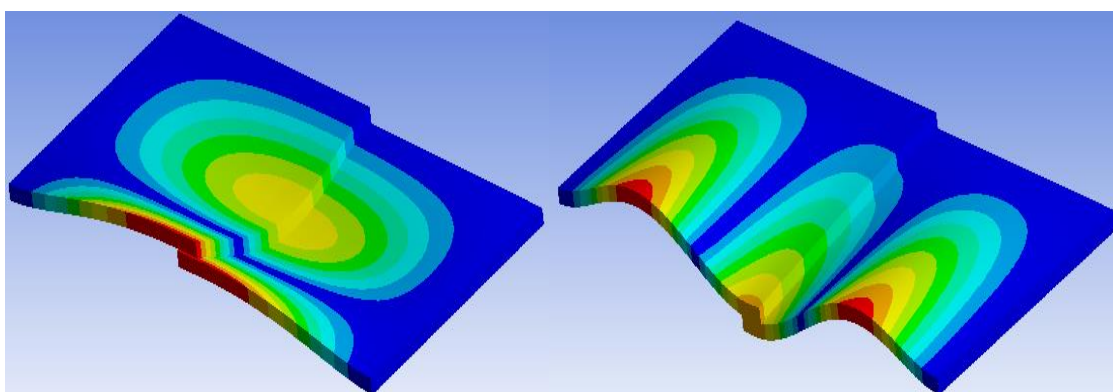
Z exportovaných dat vyplynulo, že při předpětí s kontaktem desek jsou rozdíly ve vlastních frekvencích zanedbatelné. Pokud však není kontakt mezi deskami nadefinován, vyskytují se zde viditelné rozdíly. U některých vlastních kmitů je velmi znatelný skok vůči nepředepjatému (referenčnímu) provedení.

4.7 Vlastní tvary kmitání

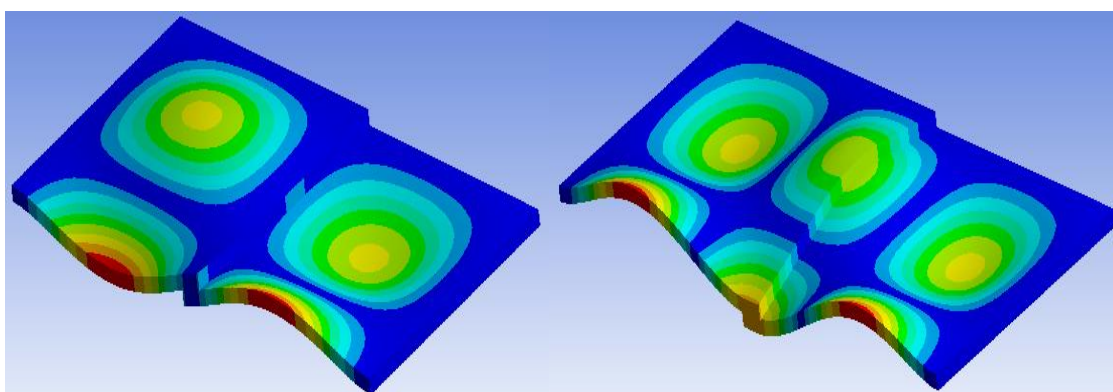
Průběhy vlastních tvarů kmitání jsou vyvozeny z provedení bodovým svarem (spot weld), nicméně jsou pro všechna provedení totožné. Obr 4.22-4.24 popisují průběhy prvních 6 vlastních tvarů kmitání. Z obrázků plyne, že se úměrně s vlastním tvarem zvyšuje počet rizikových oblastí.



Obr 4.22 první a druhý vlastní tvar kmitání



Obr 4.23 třetí a čtvrtý vlastní tvar kmitání



Obr 4.24 pátý a šestý vlastní tvar kmitání

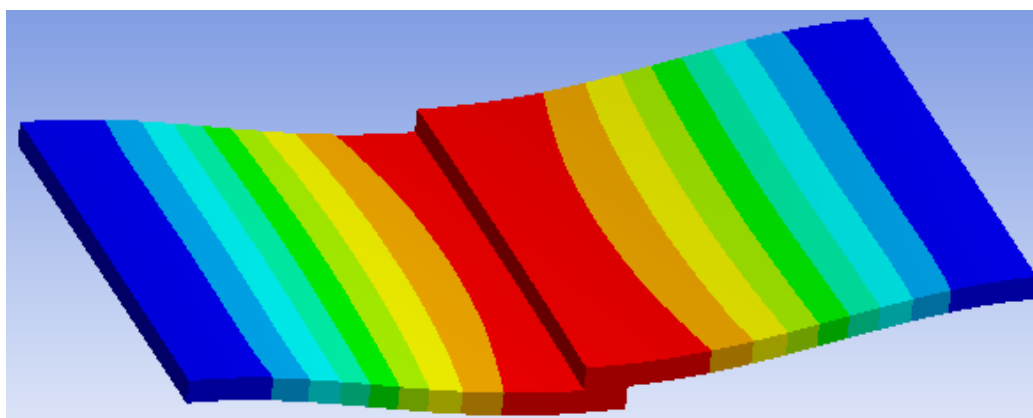
4.8 Export do programu Adams

Při exportování úlohy do prostředí Adams bylo nutné úlohu mírně pozměnit. Vetknutí je nyní nadefinováno pouze na bočních stěnách desek. Při snaze exportovat úlohu nezměněnou docházelo k neočekávaným chybám.

Aby bylo možné napodobit vazby v prostředí Adams je potřeba vybrat všechny body, kterých se vazba dotýká, funkcí „remote point“ (řídící bod). Tento bod řídí vlastnosti všech jeho podřízených bodů. Vazbu je poté možno použít pouze na řídící bod, aby byla úloha v obou prostředích ekvivalentní.

Export u zadané úlohy selhával na bodech, které byly součástí řídících bodů. Při snaze exportovat úlohu kde alespoň jeden bod ležel na dvou různých úsečkách vybraných pomocí řídícího bodu (zadní roh vetknuté konstrukce), došlo při řešení k chybě. Při použití makra u úlohy s těmito body přímo v programu Ansys Workbench došlo k neznámé chybě řešiče (unknown error). Při snaze exportovat identickou úlohu přes Ansys Mechanical se při použití makra program zhroutil.

Této chybě jsem předešel jiným typem ukotvení tělesa. Průběh deformace zjednodušené úlohy v první vlastním tvaru zachycuje obr 4.25.



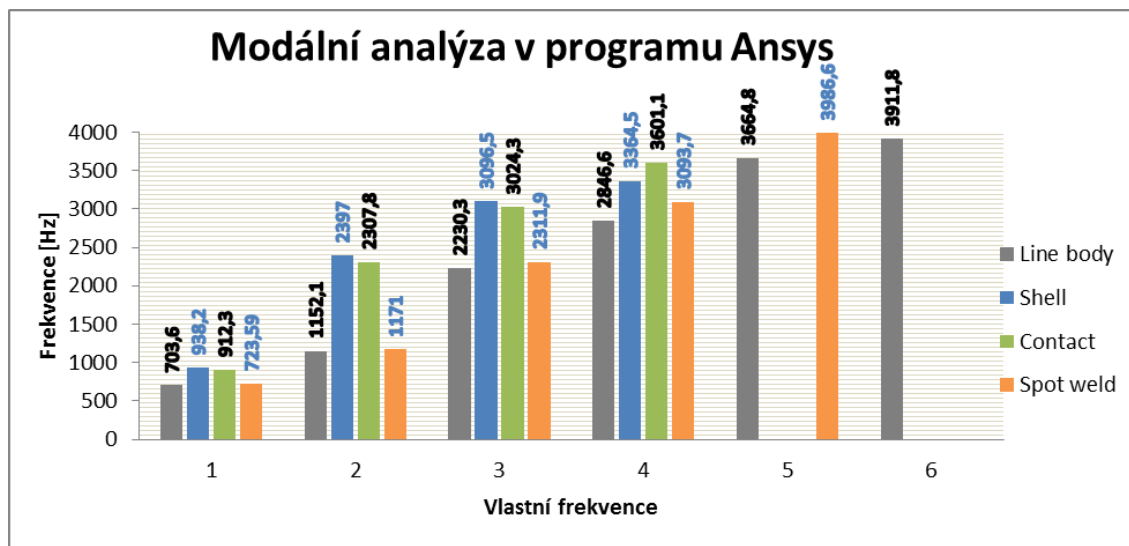
Obr. 4.25 zjednodušená úloha pro export

Při převodu jsem nejprve odstranil všechna zatížení a vazby v prostředí Ansys Workbench. Pomocí řídících bodů jsem vybral úseky, které se po úspěšném přenosu definovaly vazbami v prostředí Adams. Převod byl proveden nejprve do prostředí Ansysu Mechanical pomocí příkazu „write input file“. Poté jsem vytvořil makro (4.26) na základě nápovědy programu Ansys. Úspěšné zdolání popsaných kroků vedlo k vytvoření souboru s příponou .mnf (modal neutral file). Tento soubor je možné načíst do programu Adams. V prostředí programu Adams stačilo načíst .mnf soubor, vhodně ukotvit dané řídící body a spustit vibrační analýzu. Výsledky srovnání ilustrují grafy 4.26 a 4.27.

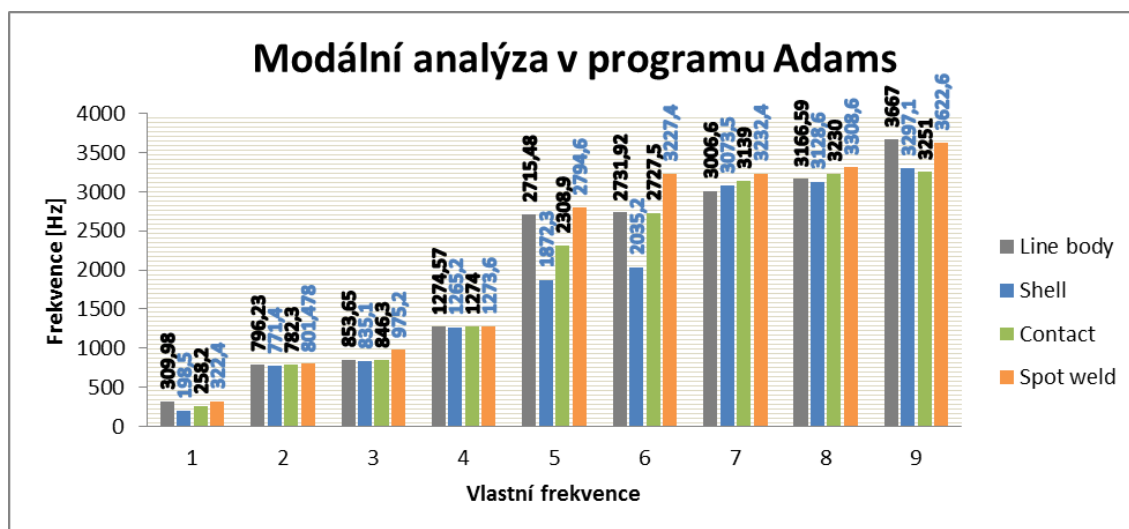
```
/UNITS,MPA
nse1,,154,159
ADAMS,20
```

Obr. 4.26 Makro pro přenos do programu Adams

Makro stanoví jednotky pro převod (MPa), vybere určité body (řídící). Označení za „nset“ (node selection) určuje číslo prvního a posledního řídícího bodu. Adams, 10 pak provede export pro prvních 20 vlastních frekvencí.



Obr. 4.26 Modální analýza zjednodušené úlohy v prostředí Ansys Workbench



Obr. 4.27 Modální analýza zjednodušené úlohy v prostředí Adams

Výsledky srovnání jsou překvapivé. Frekvence byly omezeny pouze do 4kHz, i tak je ale na první pohled patrný rozdíl v nalezených vlastních frekvencích mezi programy. Program Adams našel dvakrát více vlastních frekvencí než program Ansys. Při srovnání výsledků u programu Adams vychází podobně s programem Ansys každá druhá vlastní frekvence.

Z neznámých důvodů vibrační analýza provedená programem Adams zahrnuje více rezonančních stavů, než modální analýza provedená programem Ansys. Je možné, že došlo k chybě při exportu. Této skutečnosti se mi však nepodařilo předejít ani vybráním více vlastních frekvencí do makra k přenosu.

Závěr

Rešeršní část práce byla obecně zaměřena na simulaci a simulační metody. S využitím simulační metody konečných prvků a multi-body metody jsem v praktické části práce zkoumal vliv provedení bodového svaru na rezonanční frekvenci desek. V programu Ansys Workbench 13 jsem k modelování bodových svarů použil čtyři různé způsoby (viz kapitola 4). Metodika testování je popsána v kapitole 4.5. Rozdíly v modální analýze mezi jednotlivými provedeními nejsou příliš velké (v řádu desítek Hz). Za referenční spoj byl zvolen programem předdefinovaný „spot weld“ (bodový svar). V oblasti vlastních frekvencí se referenčnímu provedení nejvíce přibližuje provedení s prutovými prvky.

V oblasti statické analýzy se opět nejlépe chová provedení pomocí prutových prvků. Procentuální výchylky provedení s pěti kontaktními místy vůči referenčnímu bodovému svaru jsou při vnějším rozměru spoje 2mm velké. V případě kontaktu typu bonded se jedná o 199%, prutového prvku 200% a skořepinového prvku 206% výchylky referenčního provedení. U provedení s deseti kontaktními místy jsou procentuální rozdíly velmi podobné.

Pro provedení s vnějším rozměrem spoje 6mm jsou rozdíly výchylek mezi jednotlivými zkoumanými provedeními větší. Výchylka u provedení s prutovými prvky odpovídá 132%, kontaktem typu bonded 142% a skořepinovým prvkem 157% velikosti referenční výchylky.

V případě vnesení kontaktu mezi desky jsou výchylky téměř totožné pro všechny provedení. Jejich procentuální výchylka pohybuje okolo 134% referenčního provedení.

Ze získaných dat statické analýzy plyne, že vliv (no separation) kontaktu mezi deskami převažuje nad vlivem realizovaného spoje. K získání procentuálních výchylek byl použit poslední bod cesty (místo největšího ohybu desek). Nejvíce se v průběhu deformací po cestě odlišuje provedení spojů skořepinami. Míra vychýlení je vůči ostatním provedení relativně velká (20%). S ohledem na průběh deformací po cestě vyšlo z testovaných spojů nejlépe provedení pomocí prutových prvků.

Při zkoumání vlivu předpětí na skořepinový svar (nýtový spoj) jsem očekával velmi malý vliv. Výsledky však ukázaly, že předpětí neovlivnilo skořepinový svar pouze v případě, kdy byl mezi deskami nadefinován kontakt (no separation). Bez kontaktu desek (interakce mezi nimi není uvažována) jsou výsledky velmi zajímavé. Ze získaných dat vyplývá, že pokud není nadefinována žádná interakce desek, dochází u úlohy s předpětím ve spoji k rezonanci již při nižších frekvencích.

U exportu do prostředí programu Adams jsem se potýkal s velkými problémy. Přijít na správný recept, aby export fungoval, bylo velmi obtížné. Bohužel jsem musel úlohu zjednodušit, aby bylo možné dosáhnout výsledků. Postup je popsán v kapitole 4.8. Řešič programu Adams pravděpodobně přistupuje k úloze složené ze skořepin odlišným způsobem. Výsledky jsem omezil pouze do pásma 4kHz, i tak ale došlo k nalezení dvakrát většího počtu vlastních frekvencí. I přes konzultaci s odborníkem se mi nepodařilo přijít na původ této anomálie. Tento problém se pravděpodobně vyskytuje jen u skořepinových soustav. U objemových prvků k takovým nesrovnalostem údajně nedochází. Při použití makra pro export není příliš vidět, co přesně program provádí. Je možné, že převod nebyl úplně korektně proveden. Tato problematika by si pravděpodobně zasloužila hlubší prozkoumání.

Seznam použité literatury:

1. BERKA, M. *Operační výzkum*. 1.vyd. Brno: VUT, 1991. 202 s. ISBN 80-214-0346-2, s.13
2. TAJMAC-ZPS, a.s. *Virtuální model obráběcího centra H80*. [on line]. [vid. 2013-04-03]. Dostupné z: http://awards-2011.aveng.cz/komercni-projekty/09_tajmac-zps.aspx?alttemplate=awards_page
3. ŠIROKÝ, J. *Sylaby pro předmět Modelování a simulace v dopravě*. [on line]. 2005 [vid. 2013-03-04]. Dostupné z: http://homen.vsb.cz/~s1i95/MaSvD/masvd_ram.HTM
4. Simulace. Wikipedie. [on line]. [vid. 2013-04-04]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/Simulation>
5. KŘIVÝ, I. a KINDLER, E. *Simulace a modelování*. Ostravská univerzita 2001. 145 s. [on line]. [vid. 2013-04-03]. Dostupné z: <http://vendulka.zcu.cz/Download/Free/SkriptaKindlerMS.pdf>
6. SVSFEM.CZ *Model nápravy automobilu*. [on line]. [vid. 2013-04-06]. Dostupné z: <http://www.svsfem.cz/sites/default/files/images/image104.jpg>
7. AXIOMTECH *Analýzy a simulace*. [on line]. [vid. 2013-04-06]. Dostupné z: http://www.axiomtech.cz/wcd/sluzby/analyzi_a_simulace_big.jpg
8. PETRUŠKA, J. *MKP v inženýrských výpočtech*. [on line] E-learning VUT, podklady předmětu RIV. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/elearning/file.php/122781/cela_skripta_MKP2011.zip
9. EYMARD, R. et al. *Finite Volume Methods*. 2006 [on line]. [vid. 2013-04-20]. Dostupné z: <http://www.cmi.univ-mrs.fr/~herbin/PUBLI/bookevol.pdf>
10. Metoda konečných objemů. Wikipedie. [on line]. [vid. 2013-04-20]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Finite-volume_method
11. Emerald *Přenos tepla v radiátoru*. [on line]. [vid. 2013-04-06]. Dostupné z: http://www.emeraldinsight.com/content_images/fig/1340200505015.png
12. Metoda konečných diferencí. Wikipedie. [on line]. [vid. 2013-5-1]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Finite_difference_method
13. FLORES, P. et al. „*Multibody Systems Formulation*“. ISBN 978-3-540-74359-0 [vid. 2013-05-1]. Dostupné z: http://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-540-74361-3_2

14. Multi-body metoda. Wikipedie. [on line]. [vid. 2013-5-1]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Multibody_system
15. H.E. Jimin a Zhi-Fang FU. *Modal Analysis* 1. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001, xiii, 291 s. ISBN 0-7506-5079-6.
16. Designtec s.r.o. *Modální analýza mostové konstrukce* [on line]. [vid. 2013-04-06]. Dostupné z: <http://cae.designtec.cz/img/4b.png>
17. WEBER, J. *Squeak & Rattle Simulation*. Polytec [on line]. 1/2009 [vid. 2013-04-06]. ISSN 1864-9203 Dostupné z: [http://www.polytec.com/fileadmin/user_uploads/Applications/Automotive Transportation/Documents/OM_TP_InFocus_Interior_2009_01_E.pdf](http://www.polytec.com/fileadmin/user_uploads/Applications/Automotive_Transportation/Documents/OM_TP_InFocus_Interior_2009_01_E.pdf)
18. Virtuální laboratoř FSI. *Experimentální modální analýza*. [on line]. [vid. 2013-04-06]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/vlab/mereni/Ka06-04.htm>
19. DVOŘÁK, V. *Experimentální modální analýza* .[on line]. [vid. 2013-04-08]. 8 s. Dostupné z: [http://old.fst.zcu.cz/files_web_FST/SP_FST\(SVOC\)/2009/sbornik/PapersPdf/Ing/Dvorak_Vitezslav.pdf](http://old.fst.zcu.cz/files_web_FST/SP_FST(SVOC)/2009/sbornik/PapersPdf/Ing/Dvorak_Vitezslav.pdf)

Přílohy:

Prvky používané programem Ansys.

Prvek	Charakteristika	Počet uzlů	Def.param.
LINK1	osový tah-tlak ve 2D (obr.4.1)	2	u, v
LINK8	osový tah-tlak ve 3D (obr.4.2)	2	u, v, w
LINK10	pouze tah (lano) nebo pouze tlak (kontakt) ve 3D	2	u, v, w
BEAM3	tah, tlak a ohyb s vlivem smyku ve 2D, elast.materiál (obr.4.4)	2	u, v, φ_z
BEAM23	beam3 + plasticita a creep (obr.4.4)	2	u, v, φ_z
BEAM4	tah, tlak, krut a ohyb s vlivem smyku ve 3D, elast. materiál (obr.4.5)	2	u, v, w, $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$
BEAM24	beam4 + plasticita a creep (obr.4.5)	2	u, v, w, $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$

Tab 1. prutové prvky

Prvek	Charakteristika	Počet: uzlů	def.param.
PLANE2	trojúhelník, membránová a rotačně symetric.napjatost ve 2D, materiálová nelinearita (obr.5.15c)	6	u, v
PLANE42 PLANE182	čtyřúhelník, membránová a rotačně symetric.napjatost ve 2D, materiálová nelinearita (obr.5.10)	4	u, v
PLANE82 PLANE183	čtyřúhelník, membránová a rotačně symetric.napjatost ve 2D, materiálová nelinearita (obr.5.15b)	8	u, v
SHELL41	čtyřúhelník, membránová napjatost ve 3D	4	u, v, w
SHELL43	čtyřúhelník, membránová a ohybová napjatost ve 3D, materiálová nelinearita (obr.6.3)	4	u, v, w, $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$
SHELL63	čtyřúhelník, membránová a ohybová napjatost ve 3D (obr.6.3)	4	u, v, w, $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$
SHELL93	zakřivený čtyřúhelník, membránová a ohybová napjatost ve 3D, mater. nelinearita	8	u, v, w, $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$

Tab 2. plošné a skořepinové prvky

Prvek	Charakteristika	Počet uzlů	Def.param.
SOLID45 SOLID185	8-uzlový šestistěn včetně degenerovaných tvarů (obr.5.13), obecná napjatost, materiálová nelinearita	8 (6,5,4)	u, v, w
SOLID73	8-uzlový šestistěn včetně degen. tvarů s rotačními stupni volnosti v uzlu, vhodný ke spojení se s prvky typu SHELL	8 (6,5,4)	u, v, w, $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$
SOLID95 SOLID186	20-uzlový šestistěn včetně degenerovaných tvarů (obr.5.16), obecná napjatost, materiálová nelinearita	20 a méně	u, v, w

Tab 3. objemové prvky

Skořepina

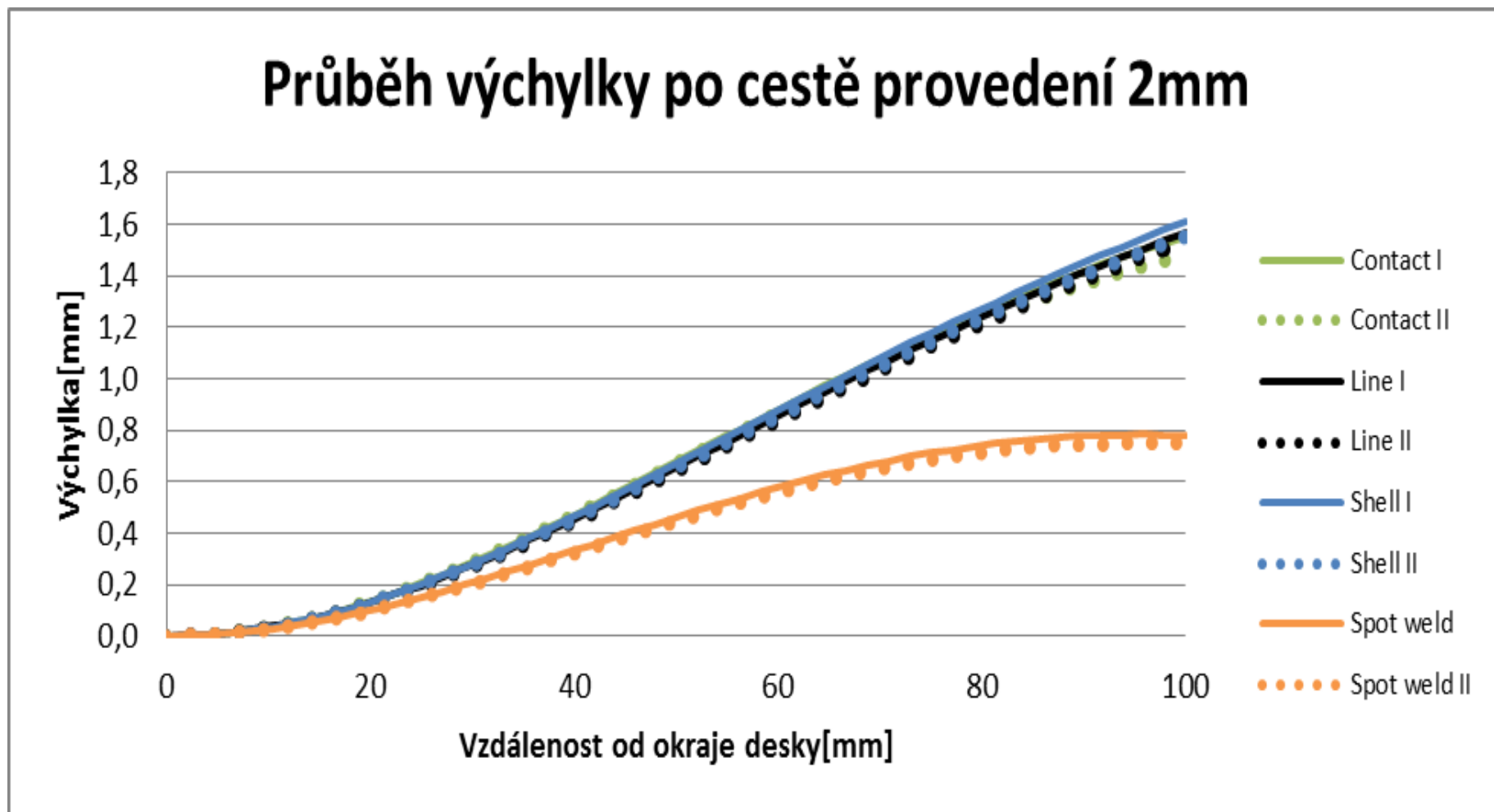
Prutová tělesa

Kontakt

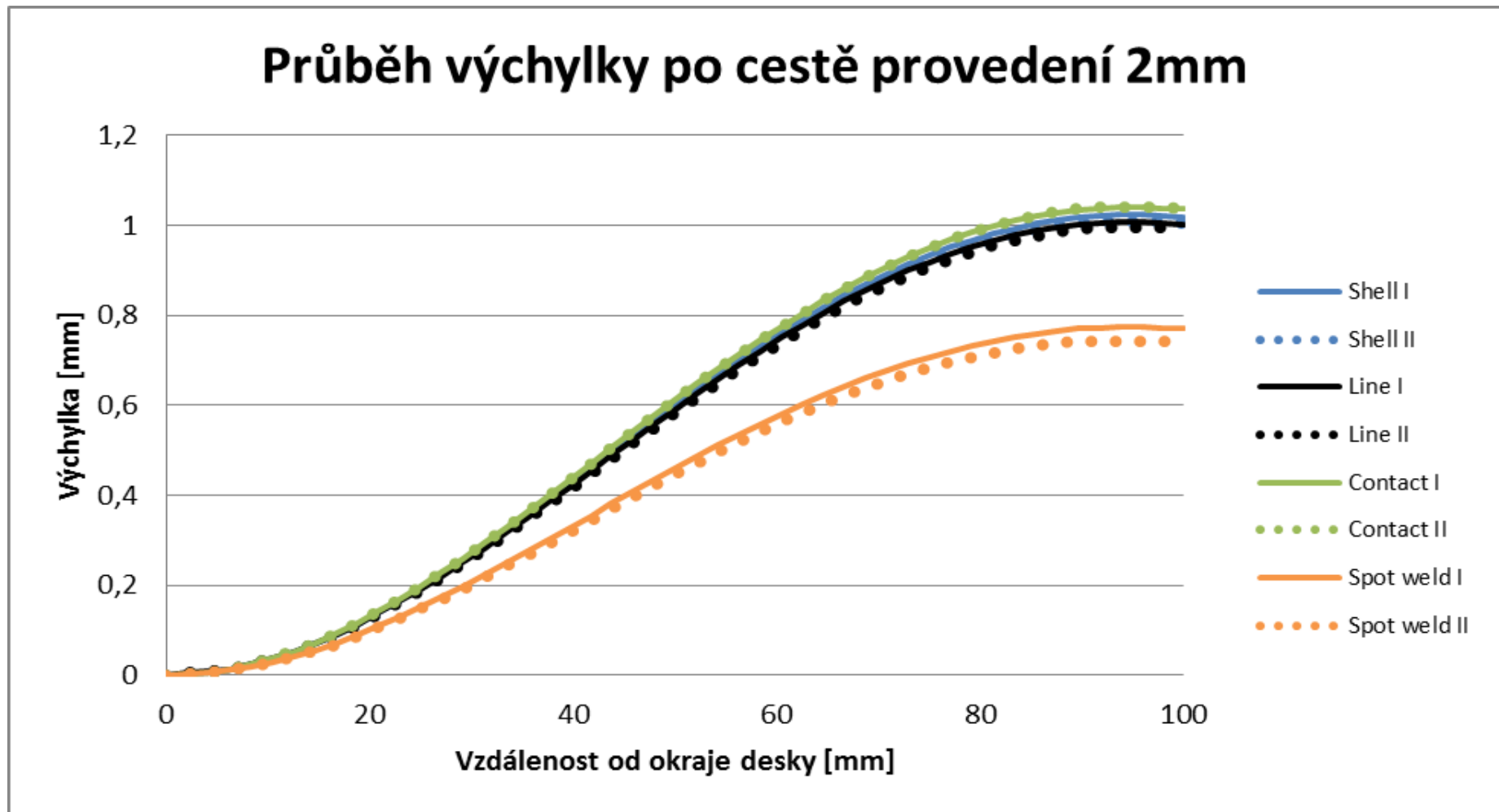
Bodový svar

Defaults		Defaults		Defaults		Defaults	
Physics Preference	Mechanical	Physics Preference	Mechanical	Physics Preference	Mechanical	Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	0	<input type="checkbox"/> Relevance	0	<input type="checkbox"/> Relevance	0	<input type="checkbox"/> Relevance	0
Sizing		Sizing		Sizing		Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Curvature	Use Advanced Si...	On: Curvature	Use Advanced Si...	On: Curvature	Use Advanced Si...	On: Curvature
Relevance Center	Coarse	Relevance Center	Coarse	Relevance Center	Coarse	Relevance Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly	Initial Size Seed	Active Assembly	Initial Size Seed	Active Assembly	Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium	Smoothing	Medium	Smoothing	Medium	Smoothing	Medium
Span Angle Center	Coarse	Span Angle Center	Coarse	Span Angle Center	Coarse	Span Angle Center	Coarse
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default (30,0 °)	<input type="checkbox"/> Curvature Nor...	Default (30,0 °)	<input type="checkbox"/> Curvature Nor...	Default (30,0 °)	<input type="checkbox"/> Curvature Nor...	Default (30,0 °)
<input type="checkbox"/> Min Size	Default (0,708490 mm)	<input type="checkbox"/> Min Size	Default (1,250 mm)	<input type="checkbox"/> Min Size	Default (0,64550 mm)	<input type="checkbox"/> Min Size	Default (1,1180 mm)
<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (3,54250 mm)	<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (6,250 mm)	<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (3,22750 mm)	<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (5,59020 mm)
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default	<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default	<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default	<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default
Minimum Edge Length	5,e-002 mm	Minimum Edge L...	2,0 mm	Minimum Edge L...	5,e-002 mm	Minimum Edge L...	5,e-002 mm
Inflation		Inflation		Inflation		Inflation	
Use Automatic Inflation	None	Use Automatic In...	None	Use Automatic In...	None	Use Automatic In...	None
Inflation Option	Smooth Transition	Inflation Option	Smooth Transition	Inflation Option	Smooth Transition	Inflation Option	Smooth Transition
<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0,272	<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0,272	<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0,272	<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0,272
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	2	<input type="checkbox"/> Maximum Lay...	2	<input type="checkbox"/> Maximum Lay...	2	<input type="checkbox"/> Maximum Lay...	2
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2	<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2	<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2	<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre	Inflation Algorit...	Pre	Inflation Algorit...	Pre	Inflation Algorit...	Pre
View Advanced Options	No	View Advanced ...	No	View Advanced ...	No	View Advanced ...	No
Advanced		Advanced		Advanced		Advanced	
Shape Checking	Standard Mechanical	Shape Checking	Standard Mechanical	Shape Checking	Standard Mechanical	Shape Checking	Standard Mechanical
Element Midside Nodes	Program Controlled	Element Midside ...	Program Controlled	Element Midside ...	Program Controlled	Element Midside ...	Program Controlled
Number of Retries	Default (4)	Number of Retries	Default (4)	Number of Retries	Default (4)	Number of Retries	Default (4)
Extra Retries For Assembly	Yes	Extra Retries For ...	Yes	Extra Retries For ...	Yes	Extra Retries For ...	Yes
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced	Rigid Body Beha...	Dimensionally Reduced	Rigid Body Beha...	Dimensionally Reduced	Rigid Body Beha...	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled	Mesh Morphing	Disabled	Mesh Morphing	Disabled	Mesh Morphing	Disabled
Defeaturing		Defeaturing		Defeaturing		Defeaturing	
Use Sheet Thickness for Pinch	No	Use Sheet Thickn...	No	Use Sheet Thickn...	No	Use Sheet Thickn...	No
Pinch Tolerance	Default (0,637640 mm)	Pinch Tolerance	Default (1,1250 mm)	Pinch Tolerance	Default (0,580950 mm)	Pinch Tolerance	Default (1,00620 mm)
Generate Pinch on Refresh	No	Generate Pinch o...	No	Generate Pinch o...	No	Generate Pinch o...	No
Sheet Loop Removal	No	Sheet Loop Rem...	No	Sheet Loop Rem...	No	Sheet Loop Rem...	No
Automatic Mesh Based Defeaturing	On	Automatic Mesh ...	On	Automatic Mesh ...	On	Automatic Mesh ...	On
<input type="checkbox"/> Defeaturing Tolerance	Default (0,531370 mm)	<input type="checkbox"/> Defeaturing T...	Default (0,93750 mm)	<input type="checkbox"/> Defeaturing T...	Default (0,484120 mm)	<input type="checkbox"/> Defeaturing T...	Default (0,838530 mm)
Statistics		Statistics		Statistics		Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	4513	<input type="checkbox"/> Nodes	1505	<input type="checkbox"/> Nodes	4173	<input type="checkbox"/> Nodes	1564
<input type="checkbox"/> Elements	4549	<input type="checkbox"/> Elements	1404	<input type="checkbox"/> Elements	4034	<input type="checkbox"/> Elements	1461
Mesh Metric	None	Mesh Metric	None	Mesh Metric	None	Mesh Metric	None

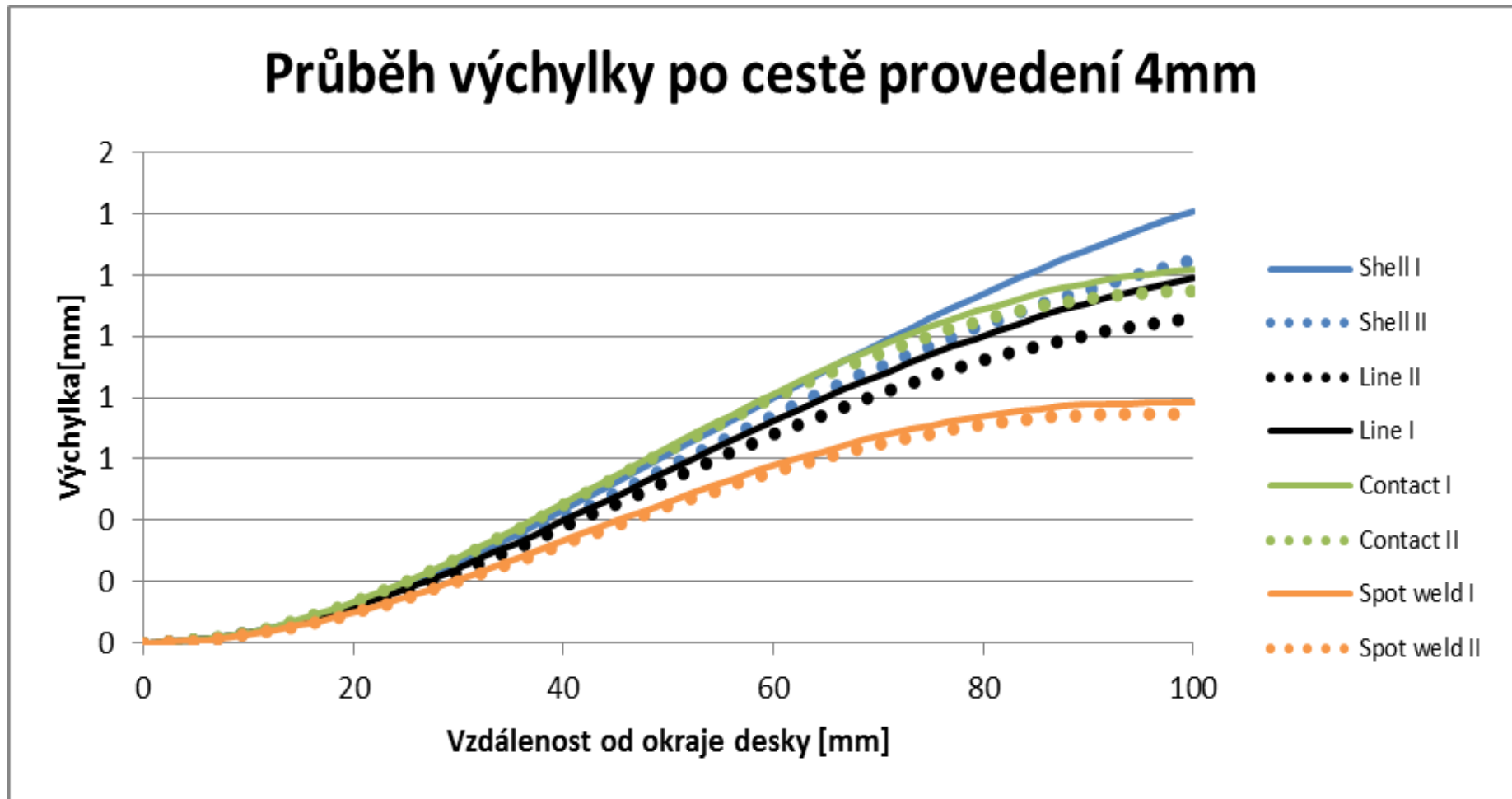
Tab 4. Detailní srovnání sítí vygenerovaných pro jednotlivé typy spojů



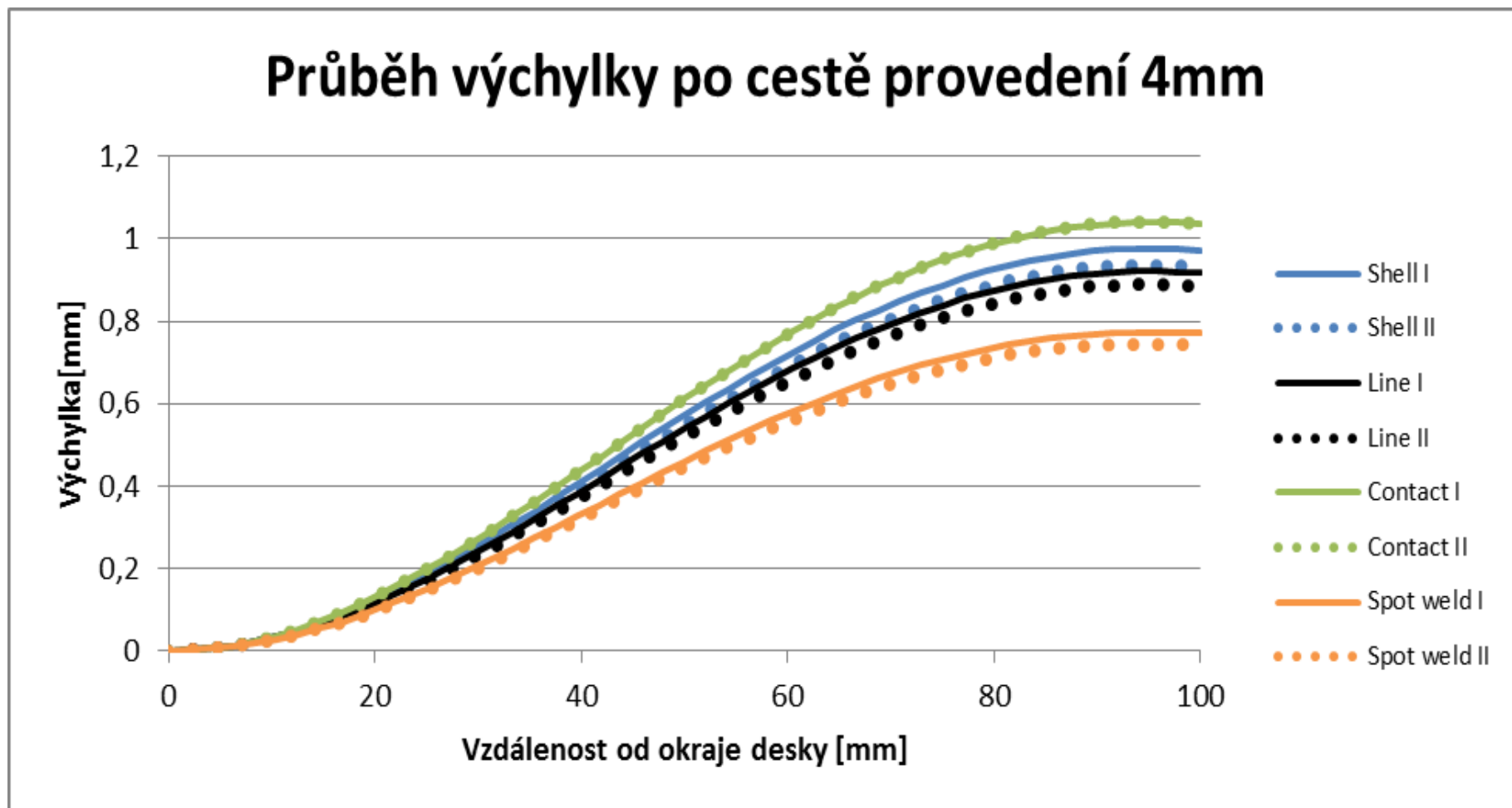
Obr. 3 Provedení 2mm, průběh výchyly po cestě bez kontaktu desek



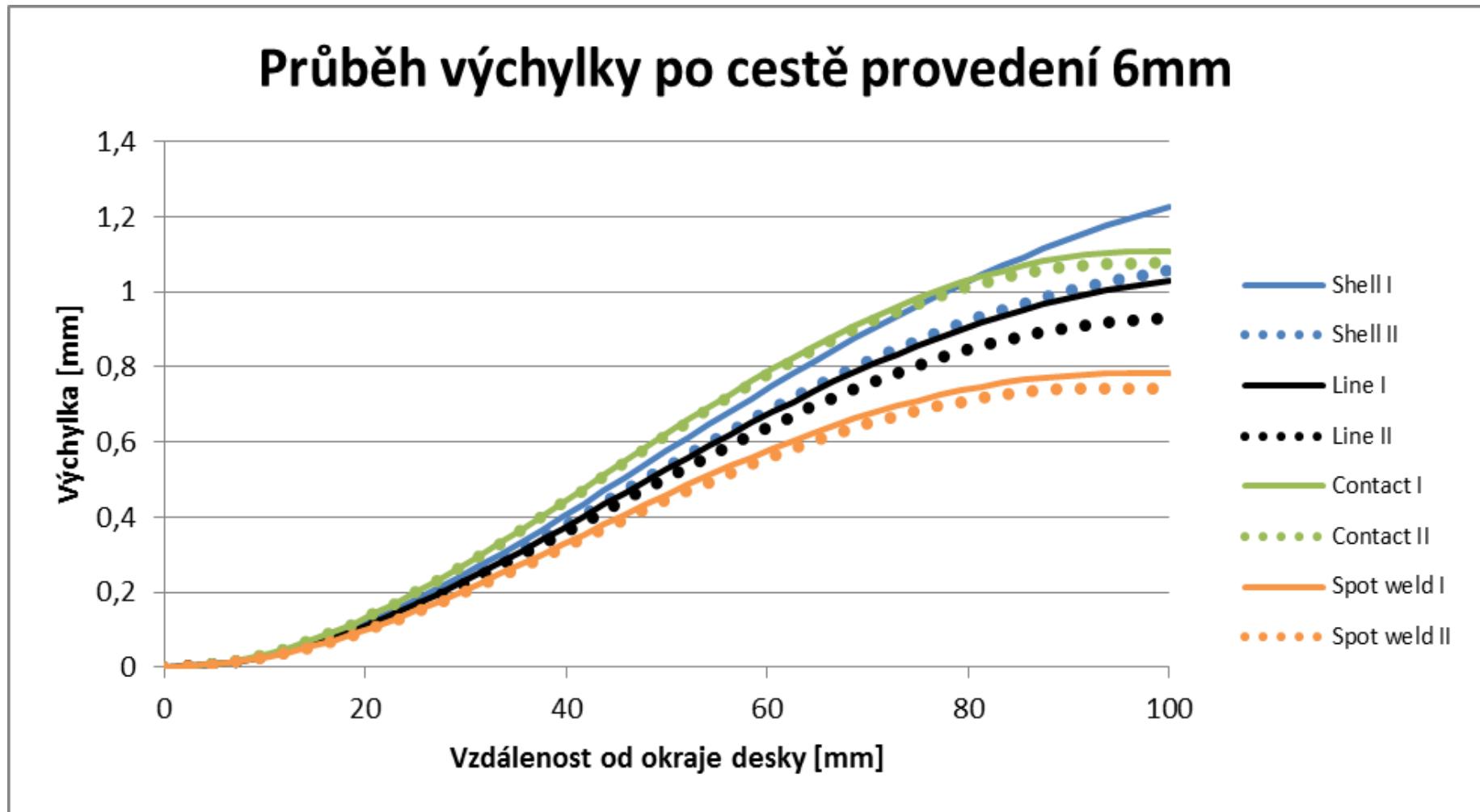
Obr. 4 Provedení 2mm, průběh výchyvky po cestě s kontaktem desek



Obr. 5 Provedení 4mm, průběh výchytky po cestě bez kontaktu desek

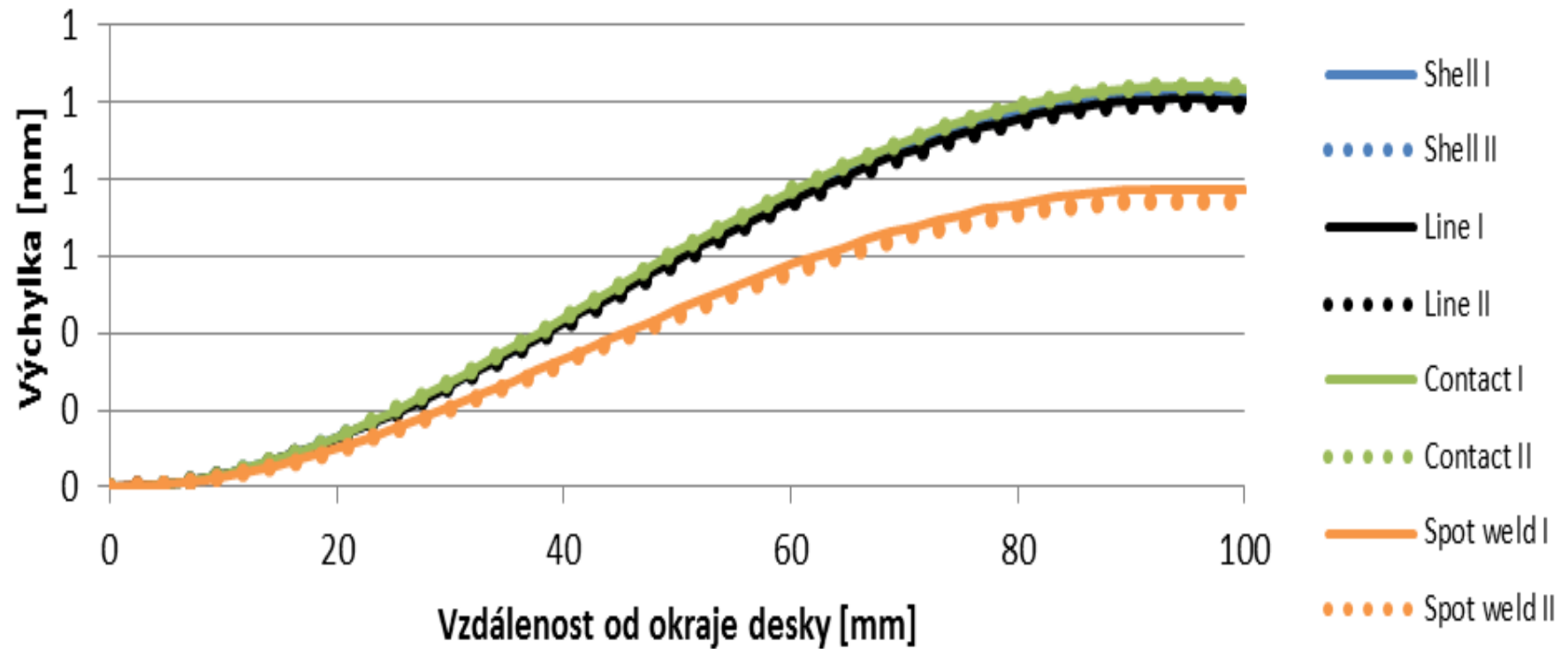


Obr. 6 Provedení 4mm, průběh výchytky po cestě s kontaktem desek



Obr. 7 Provedení 6mm, průběh výchyly po cestě bez kontaktu desek

Průběh výchyvky po cestě provedení 6mm



Obr. 8 Provedení 6mm, průběh výchyvky po cestě s kontaktem desek