



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 TENKOSTĚNNÝCH RÁMŮ MECHATRONICKÝCH SOUSTAV S KOUTOVÝMI SVARY A JEJICH VLIV NA VLASTNÍ FREKVENCE

MODELING OF THIN-WALLED FRAMES MECHATRONIC SYSTEMS WITH FILLET WELDS
AND THEIR INFLUENCE ON THE NATURAL FREQUENCY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MARTIN APPEL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. PETR VOSYNEK

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Appel

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Mechatronika (3906R001)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Modelování tenkostěnných rámců mechatronických soustav s koutovými svary a jejich vliv na vlastní frekvence

v anglickém jazyce:

Modeling of thin-walled frames mechatronic systems with fillet welds and their influence on the natural frequency

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

- rešeršní studie metod redukce počtu stupňů volnosti u konstrukcí mechatronických soustav
- srovnání skořepinového modelu a objemového modelu (koutové svary; statická a modální analýza)
- u skořepin i u objemu: jaký vliv má geometrická absence svaru na deformaci/napětí
- u skořepin vliv geometrie svaru (povrch svaru, kořen svaru, obojí)
- modální redukce modelu do prostředí MSC.adams a porovnání modální analýzy s neredukovaným modelem
- srovnání řešení dynamických úloh v prostředí ANSYS WB a ADAMS

Cíle bakalářské práce:

- * Rešeršní studie
- * Tvorba výpočtového modelu
- * Statická, modální a harmonická analýza řešené soustavy

Seznam odborné literatury:

LEE H. Finite element simulations with ANSYS Workbench 13, Taiwan 2010

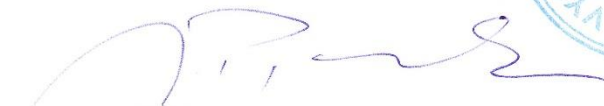
KRATOCHVÍL C., SLAVÍK J. Dynamika. Skriptum VUT-FS, 2. vydání, Brno 1997

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Petr Vosynek

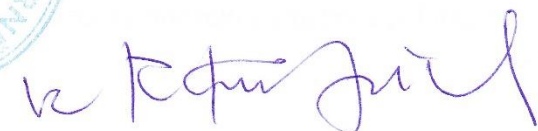
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 22.11.2013





prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

ABSTRAKT

Práce popisuje metody redukce počtu stupňů volnosti a její aplikace na mechatronický systém. Další část se zabývá problematikou koutových svarů a jejich modelování v programu Ansys Workbench. Jednotlivé možnosti geometrie svarů jsou podrobeny modální, statické a harmonické analýze. Cílem práce je porovnání výsledků analýz pro různé metody geometrie koutového svaru. Dále práce srovnává výsledky modální analýzy v programech Ansys Workbench a Adams. A v poslední řadě se práce zabývá též možnostmi exportu z programu Ansys Workbench do programu Adams, Matlab a Excel.

Klíčová slova

koutové svary, modální vlastnost, frekvenční analýza, harmonická analýza, redukce stupňů volnosti.

ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on methods of reduction degrees of freedom and their application in mechatronical system. Next part is focused on fillet welds and their modelling in Ansys Workbench software. Individual possibilities of geometry of welds are analysed by modal, static and harmonic analysis. Aim of this thesis is comparison of results of analysis for different methods of geometry of welds. Then it compare results of modal analysis in Ansys Workbench and Adams software. Finally the work deals with possibilities of exporting from Ansys Workbench to Adams, Matlab and Excel software.

Keywords

Fillet welds, modal properties, frequency analysis, harmonic analysis, the degrees of freedom reduction.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

APPEL, M. *Modelování tenkostěnných rámců mechatronických soustav s koutovými svary a jejich vliv na vlastní frekvence*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 54 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Vosynek.

Prohlášení

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

Datum: 29. 5. 2014

.....
Martin Appel

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Petru Vosynkovi za poskytnutí odborných rad a zkušeností při vypracovávání bakalářské práce. Děkuji rovněž panu Ing. Zdeňku Hadašovi, Ph.D. za poskytnutí odborné literatury a cenné rady při převodu modelů do programu Adams.

OBSAH

1. ÚVOD	9
1.1 FORMULACE PROBLÉMU	9
1.2 FORMULACE CÍLŮ PRÁCE	9
2. REŠERŠNÍ STUDIE	10
2.1 REDUKCE POČTU STUPŇŮ VOLNOSTI V KONSTRUKCI MECHATRONICKÝCH SOUSTAV	10
2.2 STUPNĚ VOLNOSTI SOUSTAVY.....	11
2.3 METODY REDUKCE POČTU STUPŇŮ VOLNOSTI.....	11
3. TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU	21
3.1 MODEL MATERIÁLU	21
3.2 METODY GEOMETRIE	21
3.3 MODEL GEOMETRIE	23
3.4 SÍŤ KONEČNÝCH PRVKŮ	28
3.5 MODEL OKRAJOVÝCH PODMÍNEK	31
4. PREZENTACE A ANALÝZA VÝSLEDKŮ	32
4.1 MODÁLNÍ ANALÝZA	32
4.2 STATICKÁ ANALÝZA	35
4.3 HARMONICKÁ ANALÝZA	37
4.4 EXPORT DO PROGRAMU ADAMS	41
4.5 PROPOJENÍ MICROSOFT EXCEL S ANSYS WB	42
5. ZÁVĚR	44
6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	45
7. PŘÍLOHY	46
7.1 SEZNAM ELEKTRONICKÝCH PŘÍLOH	54

1. ÚVOD

Při návrhu konstrukcí a strojů se inženýři v dnešní době mohou často spolehnout na simulace a jejich výsledky. V minulosti byla možnost získat informace o konstrukci jen experimentálně. Tato metoda byla velmi finančně a časově náročná a pro větší konstrukce, jako je například most, vyžadovala uplatnění podobnostního modelování, které však nemusely dokonale popisovat chování skutečných konstrukcí. Vyhotovení prototypů je nákladné, což otvírá cestu simulačnímu modelování a numerickým metodám. To přináší další výhody, jako je parametrizace a optimalizace konstrukce. Většina rozsáhlejších konstrukcí je svařována. To nastoluje otázku, jak svařované konstrukce modelovat a jaký vliv má svar na výsledky analýz. Aby bylo možno vystihnout podstatu a přesnost fyzikálního modelu a zároveň zachovat rozumnou manipulaci s prototypem nebo snížit časovou náročnost výpočtu, je vhodné model redukovat. Jedna z možností redukce u tenkostěnných konstrukcí je zjednodušení na střednicové plochy a snížení počtu prvků nebo vynechat detail svaru. Porovnání výsledků analýz pro zmíněné možnosti redukce je obsahem této práce.

Mechatronický přístup vytváří mechanismy stále lehčí bez zbytečného materiálu, aby bylo dosaženo nižší ceny a rychlejší dynamické reakce. Takto odlehčené materiály mají větší tendenci dosahovat větších rezonančních deformací, než tělesa velká a těžká. To vytváří potřebu provádět modální analýzu pro určení rozsahu pracovní frekvence, aby nedošlo k provozu stroje v blízkosti jeho vlastních frekvencí. Z takto vytvořeného modelu lze exportovat stavový model systému, který může být součástí řízení soustavy. Takto řízený mechanismus zůstává předvídatelný i při rezonančních frekvencích, pokud je tlumení lineární.

1.1 Formulace problému

Problematikou práce je vliv detailu geometrie koutového svaru u svařované tenkostěnné konstrukce na výsledky modální, statické a harmonické analýzy. V jakém měřítku ovlivní zvolená úroveň detailu geometrie svaru výsledky zmiňovaných analýz. Dále vliv redukce počtu stupňů volnosti na výsledek modální analýzy.

1.2 Formulace cílů práce

Cílem rešeršní studie je popsání metod redukce stupňů volnosti a metody redukce stupňů volnosti u konstrukcí mechatronických soustav.

Vytvoření výpočtového modelu pro referenční objemový model, objemový model bez přítomnosti svaru a čtyři metody geometrie pomocí střednicových ploch. Popsání exportu modelu do programu Adams pomocí makra.

Na modelech provést modální, statickou a harmonickou analýzu a porovnání dosažených výsledků. Provést srovnání výsledků modální analýzy v programu Ansys a redukovaného modelu v programu Adams.

2. REŠERŠNÍ STUDIE

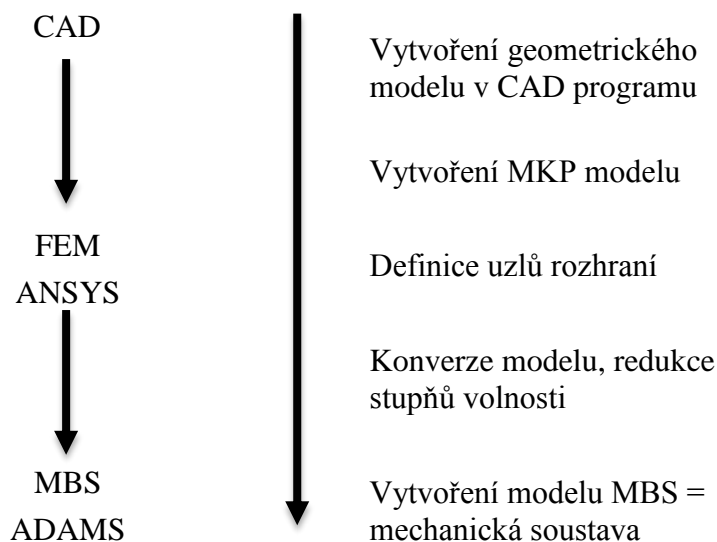
Rešeršní studie se zabývá metodami redukce stupňů volnosti.

2.1 Redukce počtu stupňů volnosti v konstrukci mechatronických soustav

U většiny mechatronických soustav se při návrhu provádí dynamická analýza. Kritérii, která rozhodují, jestli se dynamická analýza provede, může být několik. Prvním kritériem bývá cena produktu a související počet vyrobených kusů. Zařízení do automobilu, které se vyrábí v tisících kusech, by bylo nákladné vyměnit při výskytu závady. Dalším kritériem je možnost zařízení vytvořit nebezpečnou situaci. Jako příklad lze uvést soustavu klapek na křídle letadla. Ke kritériím také patří možnosti výrobce. Cena programů pro napěťovou a modální analýzu je vysoká a pro většinu firem nepřijatelná. V neposlední řadě jde také o provozní vlastnosti systému a vliv prostředí. Provozními vlastnostmi je myšleno například frekvenční pásmo, ve kterém se stroj při práci nachází.

Při mechatronickém vývoji je vhodné pracovat s řadou programů, které zefektivní proces vývoje. Pro vytvoření modelu geometrie se použije některý z CAD programů. Vytvořená geometrie se použije do MKP programu jak je například Ansys, který vytvoří model sítě konečných prvků. Vytvoření model má velký počet stupňů volnosti. Tento počet lze redukovat například programem Adams, který využívá Grain-Bamptonovou metodu v nástroji Adams flex. Tento postup vývoje je znázorněn na Obrázku 1. Program Ansys umožňuje řadu analýz a simulací, které jsou při mechatronickém přístupu nezbytné.

Dynamická analýza je součástí mechatronického cyklu vývoje. Výsledkem mechatronického přístupu je maximalizace životnosti, efektivity a minimalizace energetické náročnosti, hmotnosti a ceny při snížení doby vývoje systému.



Obrázek 1: Redukce stupňů volnosti pro soustavu těles. (2)

Pokud se analýza na zařízení uplatní, je vhodné provést redukci počtů stupňů volnosti pro zjednodušení výpočtu. Vhodná redukce se volí podle vlastností systému, na který redukci používáme. Znalost provozní frekvence nebo velikosti působících sil nám usnadní vhodnou volbu redukce počtu stupňů volnosti. (2)

2.2 Stupně volnosti soustavy

Stupně volnosti soustavy charakterizují možné posuvy nebo natočení soustavy. Každý jednotlivý prvek sítě může mít až 6 pohybových stupňů volnosti v závislosti na jeho ukotvení v prostoru. V prostoru se jedná o 3 základní posuvy ve směru x , y a z a 3 rotace okolo jednotlivých os rotace. Počet stupňů volnosti tělesa popisuje nezávislé kinematické možnosti pro pohyb. Tyto stupně volnosti mohou být omezené především okrajovými podmínkami. Dále pak vazbami vnějšími, spadajícími do okrajových podmínek nebo vazbami mezi jednotlivými prvky soustavy (rovnice kontinuity). Výsledné diferenciální rovnice soustavy můžeme vypočítat pomocí specializovaných softwarů. Z výše napsaného je patrné, že se zvyšujícím se počtem stupňů volnosti roste náročnost dané úlohy. Tyto úlohy je poté, z důvodu výpočetní náročnosti, třeba redukovat. Zde je výčet jednotlivých metod redukce (4):

- Grain-Bamptonová metoda
- Guyanova redukce
- Redukce transformací zobecněných souřadnic
- Parametrická redukce
- Metoda modální syntézy

Podrobněji jsou metody rozepsané v kapitole redukce počtu stupňů volnosti.

2.3 Metody redukce počtu stupňů volnosti

Pro odvození matematického modelu s co nejmenší geometrickou odchylkou od reálného tělesa či soustavy a potlačení odchylky, způsobené aproximací, jsme nuceni k velkému počet stupňů volnosti (konečných prvků na soustavě). Počet se může pohybovat až v řádu stovek tisíců stupňů volnosti. Platí, že chyba (odchylka) od spojitého modelu se limitně blíží k nule při zpřesňování geometrie matematického modelu. Modely s takovým počtem stupňů volnosti nedovolují příliš efektivně a rychle zjistit dynamické vlastnosti.

Pro zjištění dynamických vlastností využíváme možnost, kdy nám stačí použít jen námi zvolené frekvenční pásmo. Pásmo zvolíme podle rozsahu přepokládaného frekvenčního pásma buzení soustavy či násobek tohoto pásma. Můžeme využít matematické redukce, která sníží počet stupňů volnosti matematického modelu. Tuto redukci můžeme provést za předpokladu, že se výrazně nezmění dynamické prostředí tělesa nebo soustavy. Proces nazýváme redukce počtu stupňů volnosti nebo také kondenzace. (1)

Redukce stupňů volnosti lze definovat jako „transformaci modelu z prostoru dimenze n do prostoru dimenze m , přičemž platí, že $n \gg m$ a dojde k přibližnému zachování základních dynamických vlastností v jistém frekvenčním intervalu“ (1)

Pro rozsah matematické redukce platí pravidlo, z něhož dokážeme určit minimální počet redukovaných stupňů volnosti.

$$n = \min\{2p, p + 8\} \quad (2.1)$$

Kde:

- | | | |
|-----|-----|--|
| p | [-] | počet vlastních frekvencí blízkých neredukovanému modelu |
| n | [-] | počet redukovaných stupňů volnosti |

2.3.1 Grain-Bamptonová metoda

Principem metody je oddělit fyzické stupně volnosti do hranic stupňů volnosti. Například nástroj ADAMS/Flex Toolkit je založen na Grain-Bamptonově metodě redukce počtu stupňů volnosti. Tento nástroj obecně slouží ke snížení vypočtené náročnosti modelu. Počet pevných okrajových režimů se dá zvolit. Nástroj pro načtení dat vyžaduje soubory s příponou *.mnf* (modal neutral file). (11)

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_b \\ \mathbf{u}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \Phi_{ic} & \Phi_{in} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_c \\ \mathbf{q}_n \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Kde,

$\Phi = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \Phi_{ic} & \Phi_{in} \end{bmatrix}$	transformační matice
\mathbf{u}_b	hranice stupňů volnosti
\mathbf{u}_i	vnitřní stupně volnosti
Φ_{ic}	fyzické posunutí vnitřních stupňů volnosti v omezeném režimu
Φ_{in}	fyzické posunutí vnitřních stupňů volnosti v normálním režimu
\mathbf{q}_c	modální souřadnice v omezeném režimu
\mathbf{q}_n	modální souřadnice pevných hranic v normálním režimu

Obecně netlumený systém má tvar:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (2.3)$$

Kde:

\mathbf{M}	[kg]	matice hmotnosti
\mathbf{K}	[N/m]	matice tuhosti
$\ddot{\mathbf{x}}$	[m/s ²]	vektor zrychlení
\mathbf{x}	[m]	vektor polohy

Systém pak je transformován s použitím vzorců 2.2 a 2.3 a vynásobením rovnice transponovanou transformační maticí.

$$\Phi^T \mathbf{M} \Phi \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_c \\ \ddot{\mathbf{q}}_n \end{bmatrix} + \Phi^T \mathbf{K} \Phi \begin{bmatrix} \mathbf{q}_c \\ \mathbf{q}_n \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (2.4)$$

Systém může být zobecněn pro matice hmotnosti a tuhosti.

$$\hat{\mathbf{M}} = \Phi^T \mathbf{M} \Phi$$

$$\begin{bmatrix} \hat{\mathbf{M}}_{cc} & \hat{\mathbf{M}}_{nc} \\ \hat{\mathbf{M}}_{cn} & \hat{\mathbf{M}}_{nn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \Phi_{ic} & \Phi_{in} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{bb} & \mathbf{M}_{bi} \\ \mathbf{M}_{ib} & \mathbf{M}_{ii} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \Phi_{ic} & \Phi_{in} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$\hat{K} = \Phi^T K \Phi$$

$$\begin{bmatrix} \hat{K}_{cc} & 0 \\ 0 & \hat{K}_{nn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{ic} & \Phi_{in} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{bb} & K_{bi} \\ K_{ib} & K_{ii} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{ic} & \Phi_{in} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Dosazením do vzorce 2.4 se dostane tvar:

$$\begin{bmatrix} \hat{M}_{cc} & \hat{M}_{nc} \\ \hat{M}_{cn} & \hat{M}_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_c \\ \ddot{q}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \hat{K}_{cc} & 0 \\ 0 & \hat{K}_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_c \\ q_n \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (2.7)$$

Kde,

- i vnitřní stupně volnosti
- b hranice stupňů volnosti
- n normální režim
- c omezený režim

Vzorce v této kapitole jsou převzaty z (11).

2.3.2 Metoda modální syntézy

Metoda je považována za přesnou při vhodném výběru hlavních tvarů kmitů i při velkém snížení stupňů volnosti. Výhodou metody je řešení problému vlastních hodnot jednotlivých subsoustav. Každá izolovaná subsoustava je popsána maticí hmotnosti, tuhosti a tlumení. Matice lze obecně zapsat jako součet jejich symetrické části a nesymetrické části. (1)

$$\mathbf{B}_j = \mathbf{B}_{js} + \mathbf{B}_{ja} \quad (2.8)$$

$$\mathbf{K}_j = \mathbf{K}_{js} + \mathbf{K}_{ja} \quad (2.9)$$

Kde:

- \mathbf{B}_j [Ns/m] matice tlumení subsoustavy j
- \mathbf{B}_{js} [Ns/m] symetrická část subsoustavy j
- \mathbf{B}_{ja} [Ns/m] nesymetrická část subsoustavy j
- \mathbf{K}_j [N/m] matice tuhosti subsoustavy j
- \mathbf{K}_{js} [N/m] symetrická část subsoustavy j
- \mathbf{K}_{ja} [N/m] nesymetrická část subsoustavy j

Popsaná subsoustava s přiřazeným indexem j lze vyjádřit v maticovém tvaru, který znázorňuje vnořený kmitavý pohyb subsoustavy.

$$\mathbf{M}_j \ddot{q}_j(t) + \mathbf{B}_j \dot{q}_j(t) + \mathbf{K}_j q_j(t) = \mathbf{f}_j^C + \mathbf{f}_j^E(t) \quad (2.10)$$

Kde:

$$\ddot{q}_j(t) = \frac{\dot{q}_j(t)}{dt} \quad [\text{m/s}^2] \quad \text{časová změna zobecněné souřadnice zrychlení}$$

$\dot{\mathbf{q}}_j(t) = \frac{\mathbf{q}_j(t)}{dt}$	[m/s]	časová změna zobecněné souřadnice rychlosti
$\mathbf{q}_j(t)$	[m]	časová změna zobecněné souřadnice polohy
\mathbf{M}_j	[kg]	matice hmotnosti subsoustavy j
\mathbf{f}_j^C	[N]	vektor vnějšího buzení subsoustavy
$\mathbf{f}_j^E(t)$	[N]	vektor silového působení dalších subsoustav, svázanými s naší subsoustavou j spojenými pružnými viskózními spoji

$$\mathbf{M}_j \ddot{\mathbf{q}}_j(t) + \mathbf{K}_j \mathbf{q}_j(t) = 0 \quad (2.11)$$

$$\mathbf{V}_j^T \mathbf{M}_j \mathbf{V}_j = \mathbf{I}_j \quad (2.12)$$

$$\mathbf{V}_j^T \mathbf{K}_j \mathbf{V}_j = \mathbf{\Lambda}_j \quad (2.13)$$

Kde:

$\mathbf{\Lambda}_j$	spektrální matice konzervativní části modelu subsoustavy j
\mathbf{V}_j	modální matice konzervativní části modelu subsoustavy j

Matice $\mathbf{\Lambda}_j$ a \mathbf{V}_j musí splňovat podmínky ortogonality (jejich skalární součin musí být roven nule). Všechny vlastní tvary kmitu každé subsoustavy rozdělíme na m_j hlavních (master) tvarů a na množinu s_j vedlejších (slave) tvarů. Do dynamické odezvy se projeví jen příspěvky hlavních tvarů. Seřazením vlastních tvarů tak, že na začátku modální matice bude m_j hlavních vlastních tvarů a potom budou následovat vedlejší tvary, potom modální a spektrální matice bude ve tvaru. (1)

$$\mathbf{V}_j = [\mathbf{}^m\mathbf{V}_j \quad \mathbf{}^s\mathbf{V}_j] \quad (2.14)$$

$$\mathbf{V}_j = [\mathbf{}^m\mathbf{V}_j \quad \mathbf{}^s\mathbf{V}_j] \quad (2.15)$$

$$\mathbf{\Lambda}_j = \begin{bmatrix} \mathbf{}^m\mathbf{V}_j & 0 \\ 0 & \mathbf{}^s\mathbf{V}_j \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

Kde:

$\mathbf{}^m\mathbf{V}_j$	hlavní tvar modální matice konzervativní části modelu subsoustavy j
$\mathbf{}^s\mathbf{V}_j$	vedlejší tvar modální matice konzervativní části modelu subsoustavy j

K získání výsledků použijeme transformaci zobecněných souřadnic $\mathbf{q}_j(t)$ na hlavní.

$$\mathbf{q}_j(t) = \mathbf{}^m\mathbf{V}_j \mathbf{}^m\mathbf{x}_j(t) \quad (2.17)$$

Kde:

$\mathbf{}^m\mathbf{x}_j(t)$ vektor hl. modálních souřadnic výchylek izolované subsoustavy j

Dalším krokem je pronásobení transponovanou maticí hlavních tvarů modální konzervativní části ${}^m\mathbf{V}_j^T$, $j=1,2,3,\dots,N$ (N =počet subsoustav).

$${}^m\ddot{\mathbf{x}}(t) + \tilde{\mathbf{B}}{}^m\dot{\mathbf{x}}(t) + ({}^m\boldsymbol{\Lambda} + \tilde{\mathbf{K}}_a){}^m\mathbf{x}(t) = {}^m\mathbf{V}_j^T[\mathbf{f}_j^C + \mathbf{f}_j^E] \quad (2.18)$$

Přepíšeme rovnici do globálního tvaru.

$${}^m\ddot{\mathbf{x}}(t) + \tilde{\mathbf{B}}{}^m\dot{\mathbf{x}}(t) + ({}^m\boldsymbol{\Lambda} + \tilde{\mathbf{K}}_a){}^m\mathbf{x}(t) = {}^m\mathbf{V}^T[\mathbf{f}^C + \mathbf{f}^E(t)] \quad (2.19)$$

Kde:

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{B}} &= \text{diag}({}^m\mathbf{V}_j^T \mathbf{B}_j {}^m\mathbf{V}_j) && \text{blokově diagonální matice tlumení} \\ \tilde{\mathbf{K}}_a &= \text{diag}({}^m\mathbf{V}_j^T \mathbf{K}_{ja} {}^m\mathbf{V}_j) && \text{blokově diagonální matice tuhosti} \\ {}^m\boldsymbol{\Lambda} &= \text{diag}({}^m\boldsymbol{\Lambda}_j) && \text{blokově diagonální spektrální matice} \\ {}^m\mathbf{V} &= \text{diag}({}^m\mathbf{V}_j) && \text{blokově diagonální modální matice} \\ {}^m\mathbf{x}(t) &= [{}^m\mathbf{x}_j(t)], \mathbf{f}^E = [\mathbf{f}_j^E] \\ \mathbf{f}^C &= [\mathbf{f}_j^C] \quad \mathbf{f}^C = -\frac{\partial E_p^C}{\partial \mathbf{q}} - \frac{\partial E_D^C}{\partial \dot{\mathbf{q}}} && \text{globální vektor vazbových sil} \\ E_p^C &&& \text{potenciální energie} \\ E_D^C &&& \text{disipativní energie} \end{aligned}$$

Globální vektor vazbových sil je možno u lineárních vazeb napsat za pomoci matice tuhosti a matice tlumení.

$$\mathbf{f}^C = -\mathbf{K}_c \mathbf{q}(t) - \mathbf{B}_c \dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{f}^I(t) \quad (2.20)$$

Kde:

$$\begin{aligned} \mathbf{f}^I(t) & \text{ vektor vnitřního kinematického buzení (pro stacionární vazby=0)} \\ \mathbf{q}(t) &= {}^m\mathbf{V}{}^m\mathbf{x}(t) \quad \text{pro: } \mathbf{f}^I(t) = 0 \end{aligned}$$

Redukovaný model soustavy poté získá finální tvar:

$$\begin{aligned} & {}^m\ddot{\mathbf{x}}(t) + (\tilde{\mathbf{B}} + {}^m\mathbf{V}^T \mathbf{B}_c {}^m\mathbf{V}){}^m\dot{\mathbf{x}}(t) + \\ & + ({}^m\boldsymbol{\Lambda} + \tilde{\mathbf{K}}_a + {}^m\mathbf{V}^T \mathbf{K}_c {}^m\mathbf{V}){}^m\mathbf{x}(t) = {}^m\mathbf{V}^T[\mathbf{f}^I(t) + \mathbf{f}^E(t)] \end{aligned} \quad (2.21)$$

Redukovaná soustava je řádu m a počet stupňů volnosti m je součet hlavních tvarů kmitu všech subsoustav.

Vzorce v této kapitole jsou převzaty z (1).

2.2.3 Redukce transformací zobecněných souřadnic

Redukce je založená na transformační matici T , která má n řádků a m sloupců. Cílem redukce pomocí transformace je úprava matic hmotnosti, tuhosti a tlumení. Prvním krokem metody je převod z fyzikálních (rozměrných) souřadnic na souřadnice zobecněné (bezrozměrné). Transformaci souřadnic zapíšeme ve tvaru: (1)

$$\mathbf{q}(t) = T\mathbf{x}(t) \quad (2.22)$$

Kde:

$\mathbf{q}(t)$	[m]	vektor zobecněných výchylek
T	[-]	transformační matice
$\mathbf{x}(t)$	[m]	vektor výchylek

Pro transformaci v obecném modelu soustavy využijeme Lagrangovu rovnici:

$$M\ddot{\mathbf{x}}(t) + B\dot{\mathbf{x}}(t) + K\mathbf{x}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (2.23)$$

Kde:

M	[kg]	reálná konstantní čtvercová matice hmotnosti
B	[Ns/m]	reálná konstantní čtvercová matice tlumení
K	[N/m]	reálná konstantní čtvercová matice tuhosti
$\dot{\mathbf{x}}(t)$	[m/s]	vektor rychlostí
$\ddot{\mathbf{x}}(t)$	[m/s ²]	vektor zrychlení
$\mathbf{f}(t)$	[N]	vektor vnějšího buzení

Redukovanou soustavu získáme podle následujícího vztahu. Touto úpravou dojde k přenormování matic M , B a K na rozměr matice transformační řádu $n \times m$.

$$\tilde{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \tilde{B}\dot{\mathbf{x}}(t) + \tilde{K}\mathbf{x}(t) = \tilde{\mathbf{f}}(t) \quad (2.24)$$

Kde:

$$\tilde{M} = T^T M T \quad (2.25)$$

$$\tilde{B} = T^T B T \quad (2.26)$$

$$\tilde{K} = T^T K T \quad (2.27)$$

$$\tilde{\mathbf{f}}(t) = T^T \mathbf{f}(t) \quad (2.28)$$

Výše zmíněné vztahy platí pouze pro matice čtvercové ($m = n$). To znamená, že musí mít stejný počet řádků a sloupců. Pro nesymetrické $m \neq n$ matice se musí použít nesymetrická transformace pomocí níže zmíněných vztahů, kde platí že, $T_1 \neq T_2$.

$$\tilde{M} = T_1^T M T_2^T \quad (2.29)$$

$$\tilde{B} = T_1^T B T_2^T \quad (2.30)$$

$$\tilde{\mathbf{K}} = \mathbf{T}_1^T \mathbf{K} \mathbf{T}_2^T \quad (2.31)$$

Jako transformační matici pro výše uvedené vztahy použijeme modální submatici $\mathbf{T} = \mathbf{V}_m$.

Matice \mathbf{V}_m se skládá z m -vlastních vektorů konzervativního modelu soustavy. Soustavě se říká konzervativní, pokud $\mathbf{K} = \mathbf{K}^T$ (neboli že je matice symetrická) a zároveň musí platit, že matice tlumení $\mathbf{B} = 0$ (nesmí docházet k disipaci energie do okolního prostředí). Pohybovou rovnici konzervativní soustavy vyjádříme dle následujícího vztahu: (1)

$$\ddot{\mathbf{x}}(t) \mathbf{V}_m^T \mathbf{B} \mathbf{V}_m \dot{\mathbf{x}}(t) + (\mathbf{\Lambda}_m + \mathbf{V}_m^T \mathbf{K}_a \mathbf{V}_m) \mathbf{x}(t) = \mathbf{V}_m^T \mathbf{f}(t) \quad (2.32)$$

Kde:

$$\mathbf{\Lambda}_m = \mathbf{V}_m^T \mathbf{K}_s \mathbf{V}_m = \text{diag}(\Omega_1^2, \Omega_2^2, \dots, \Omega_m^2) \quad (2.33)$$

\mathbf{V}_m^T transponovaná modální submatice
 $\mathbf{\Lambda}_m$ spektrální matice
 Ω vlastní frekvence

V případě, že se jedná o slabě nekonzervativní soustavu ($\mathbf{K} \neq \mathbf{K}^T$), musíme začít uvažovat poměrný útlum soustavy. Rovnice soustavy tedy přejdou do tvaru. (1)

$$\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{D}_m \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{\Lambda}_m \mathbf{x}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (2.34)$$

Kde:

$\mathbf{D}_m = \text{diag}(2b_{r1}\Omega_1, 2b_{r2}\Omega_2, \dots, 2b_{rm}\Omega_m)$ - diagonální matice poměrného útlumu

Vzorce v této kapitole jsou převzaty z (1).

2.3.4 Guyanova redukce

Guyanova redukce (někdy nazývaná statická redukce) se řadí mezi rozšířenější metody redukce stupňů volnosti. Je založena na separaci prvků soustavy do M „master“ (hlavních) a S „slave“ (vedlejších). Podmínkou této separace je, že na „slave“ prvky nepůsobí žádné vnější budící síly. Naproti tomu veškeré zatížené prvky spadají po separaci do hlavních. Zároveň platí pravidlo, že počet hlavních prvků je mnohem menší než počet vedlejších $m \ll s$. (1)

Tato separace nám vytvoří následující maticový zápis modelu soustavy:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{m,m} & \mathbf{M}_{m,s} \\ \mathbf{M}_{s,m} & \mathbf{M}_{s,s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_m \\ \ddot{\mathbf{q}}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{m,m} & \mathbf{B}_{m,s} \\ \mathbf{B}_{s,m} & \mathbf{B}_{s,s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_m \\ \dot{\mathbf{q}}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{m,m} & \mathbf{K}_{m,s} \\ \mathbf{K}_{s,m} & \mathbf{K}_{s,s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_m \\ \mathbf{q}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_m(t) \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

Kde:

$\mathbf{M}_{m,m}, \mathbf{B}_{m,m}, \mathbf{K}_{m,m}$ symetrické matice hmotnosti, tlumení a tuhosti řádu m
 $\mathbf{M}_{s,s}, \mathbf{B}_{s,s}, \mathbf{K}_{s,s}$ symetrická matice hmotnosti, tlumení a tuhosti řádu s
 $\mathbf{M}_{m,s}, \mathbf{B}_{m,s}, \mathbf{K}_{m,s}$ matice řádu m, s a obecně nejsou symetrické

$f_m(t)$	buzení soustavy
q_m, q_s	zobecněná matice souřadnic hlavních a vedlejších prvků

Zanedbáním setrvačných a tlumících sil, dostaneme tzv. kvazistatickou podmínku rovnováhy (1) „Kvazistatickým dějem rozumíme děj, při kterém je změna parametrů, jež ho vyvolala, nekonečně pomalá, tj. kdy se dva po sobě následující stavy nekonečně málo od sebe liší. Při tomto ději soustava prochází spojitou řadou rovnovážných stavů, takže se v každém okamžiku nachází nekonečně blízko rovnovážnému stavu. Jedná-li se o homogenní soustavu, potom při kvazistatickém ději nezáleží na tom, v jakém místě soustavy vyhodnocujeme její stavové parametry“ (5)

„Za kvazistatický děj můžeme považovat takový děj, který se děje výrazně pomaleji, než je relaxační doba soustavy spojená se změnou konkrétních vnějších parametrů. Tuto podmínku můžeme formálně zapsat jako.“(5)

$$K_{s,m}q_m + K_{s,s}q_s = 0 \quad (2.36)$$

Pokud bude matice $K_{s,s}$ regulární (regulární matice je taková čtvercová matice, jejíž determinant je různý od nuly), dostaneme rovnici ve tvaru:

$$q_s = -K_{s,s}^{-1}K_{s,m}q_m \quad (2.37)$$

Další částí algoritmu metody je provedení eliminace „slave“ prvků pomocí transformace souřadnic.

$$\begin{bmatrix} q_m \\ q_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_m \\ -K_{s,s}^{-1}K_{s,m} \end{bmatrix} q_m \rightarrow T = \begin{bmatrix} I_m \\ -K_{s,s}^{-1}K_{s,m} \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

Redukované matice modelu mají potom tvar:

$$\begin{aligned} \tilde{X} = X_{m,m} - K_{m,s}K_{s,s}^{-1}X_{s,m} - X_{m,s}K_{s,s}^{-1}K_{s,m} \\ + K_{m,s}K_{s,s}^{-1}X_{s,s}K_{s,s}^{-1}K_{s,m} \end{aligned} \quad (2.39)$$

Matice X je matice hmotnosti nebo tlumení a matice \tilde{X} je redukovaná matice hmotnosti nebo tlumení. Transformace vektoru buzení $\tilde{f}(t)$ je shodná s původním vektorem. Redukovaná matice tuhosti je ve tvaru:

$$\tilde{K} = K_{m,m} - K_{m,s}K_{s,s}^{-1}K_{s,m} \quad (2.40)$$

Guyanovu redukci lze aplikovat i na slabě tlumené soustavy, ale pouze pokud splňují podmínku normy submatic matice hmotnosti (1)

$$\|M_{s,s}\|, \|M_{m,s}\| \ll \|M_{m,m}\| \quad (2.41)$$

Hmota je pomocí Guyanovy redukce umístěna jen do vybraných uzlů. Vektor q_m obsahuje všechny zobecněné posuvy uzlů ve kterých je umístěna hmota. Naopak vektor q_s obsahuje pouze uzly, které jsou nehmotné. (1)

Z výše zmíněného vyplývá, že redukovaná matice hmotnosti při užití Guyanovy redukční metody má vždy tvar.

$$\tilde{\mathbf{M}} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{m,m} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.42)$$

Pokud také zanedbáme tlumicí sílu, je podmínka kvazistatické rovnováhy splněna přesně. Redukovaný model poté tedy lze popsat pomocí rovnice: (1)

$$\tilde{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{q}}_m(t) + \tilde{\mathbf{K}}\mathbf{q}_m(t) = 0 \quad (2.43)$$

Pro model vytvořený metodou konečných prvků je Guyanova redukce velmi výhodná. Praktické užití nalezla v úlohách pružnosti, pevnosti a statiky. Užívá se hojně u soustav, které se tedy nepohybují. V dynamických úlohách se však prakticky nedá použít, protože je u nich separace prvků nesmyslná. Jakákoli snaha soustavu rozdělit na hmotné a nehmotné části by nutně vedla ke zcestným výsledkům. (1)

Vzorce v této kapitole jsou převzaty z (1).

2.3.5 Parametrická redukce

Redukce spočívá v nahrazení původního modelu s n stupni volnosti novým zjednodušeným modelem s menším počtem stupňů volnosti. K redukci se používá parametr, který diskrétně rozdělí danou oblast na méně prvků, než měl původní model. Na zjednodušeném modelu se provede výpočet vlastních vektorů $\tilde{\mathbf{v}}_i$ dimenze m a porovná se s původním neredukovaným modelem. Při redukci by se poté mělo prvních pár vlastních frekvencí zachovat. (1)

Parametrická redukce zachovává jen souřadnice, náležící posuvům a natočením zvolených uzlů konstrukce, které mají mezi sebou vazby. Tyto vazby se dále analyzují. Cílem analýzy je zjistit, zda na vazby působí budící síla nebo jsou v místě soustředění hmoty. Základem redukce je splnění podmínek ortogonalita vlastních vektorů redukovaného modelu. (1)

$$\tilde{\mathbf{v}}_i^T \tilde{\mathbf{M}} \tilde{\mathbf{v}}_j = \delta_{ij}, \quad \tilde{\mathbf{v}}_i^T \tilde{\mathbf{K}} \tilde{\mathbf{v}}_j = \delta_{ij} \Omega_i^2, \quad i \geq j \in \{1, 2, \dots, m\} \quad (2.44)$$

Kde:

$\tilde{\mathbf{v}}_j$	Matice vlastních vektorů redukovaného modelu j -té dimenze.
$\tilde{\mathbf{M}}$	Symetrické matice hmotnosti redukovaného modelu.
$\tilde{\mathbf{K}}$	Symetrické matice tuhosti redukovaného modelu.
δ_{ij}	Kroneckerova delta (je rovná nule pokud se proměnné rovnají)

Pro každý vlastní vektor $\tilde{\mathbf{v}}_j$ existuje transformační matice.

$$\tilde{\mathbf{M}}\tilde{\mathbf{v}}_j = \mathbf{X}_j \mathbf{m}, \quad \tilde{\mathbf{K}}\tilde{\mathbf{v}}_j = \mathbf{Y}_j \mathbf{k} \quad (2.45)$$

Kde:

\mathbf{m}	Hledaný vektor hmotnostních parametrů
\mathbf{k}	Hledaný vektor tuhostních parametrů

- \mathbf{X}_j Matice $[n, s_m]$, s_m je hmotnostní parametr
 \mathbf{Y}_j Matice $[n, s_k]$, s_k je tuhostní parametr

Prvky n, s_m, s_k jsou vyjádřeny pomocí vlastních vektorů $\tilde{\mathbf{v}}_j$ vztahem.

$$\tilde{\mathbf{v}}_i^T \mathbf{X}_j \mathbf{m} = \delta_{ij}, \quad \tilde{\mathbf{v}}_i^T \mathbf{Y}_j \mathbf{k} = \delta_{ij} \Omega_i^2 \quad i \geq j \in \{1, 2, \dots, m\} \quad (2.46)$$

Pro všechny kombinace i a j dostaneme dvě rovnice ve tvaru.

$$\Phi \mathbf{m} = \delta_1, \quad \Psi \mathbf{k} = \delta_2 \quad (2.47)$$

Kde:

- Φ Matice $\left[\frac{m(m+1)}{2}, s_m \right]$
 Ψ Matice $\left[\frac{m(m+1)}{2}, s_k \right]$

Řešení rovnic se zjistí pomocí minima norem vážených reziduí.

$$\mathbf{r}_1 = \mathbf{G}(\Phi \mathbf{m} - \delta_1), \quad \mathbf{r}_2 = \mathbf{G}(\Psi \mathbf{k} - \delta_2) \quad (2.48)$$

Kde:

- \mathbf{G} Diagonální matice nezáporných váhových koeficientů.

Koeficienty slouží k pozdvižení některých podmínek ortogonalit nad ostatními. Jedná se tedy o váhovou parametrizaci modelu. Z podmínek minima Euklidovských norem reziduí se dostane k soustavě rovnic pro hmotnostní a tuhostní parametry nového redukovaného modelu. (1)

$$\Phi^T \mathbf{G}^2 \Phi \mathbf{m} = \Phi^T \mathbf{G}^2 \delta_1, \quad \Psi^T \mathbf{G}^2 \Psi \mathbf{k} = \Psi^T \mathbf{G}^2 \delta_2 \quad (2.49)$$

Pokud neodpovídají vlastní frekvence a vlastní vektory původního modelu s redukovaným modelem, musíme započít ladění pomocí hodnot ve váhové matici \mathbf{G} . (1)

Vzorci v této kapitole jsou převzaty z (1).

3. TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

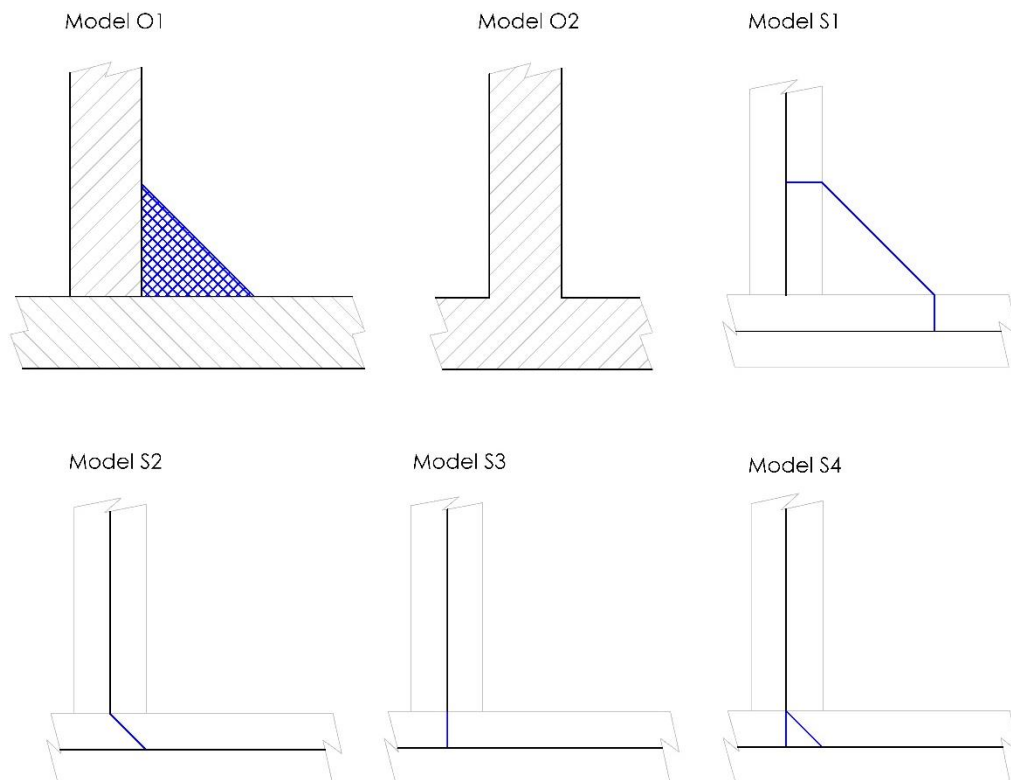
3.1 Model materiálu

Jako materiál příčnicku je zvolena ocel. Materiál byl nastaven jako homogenní izotropní lineárně pružný s těmito parametry:

- Hustota: $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$
- Poissonův poměr: $\mu = 0,3$
- Youngův modul pružnosti v tahu: $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

3.2 Metody geometrie

V této práci se porovnávají čtyři metody, kterými lze nahradit objemový model koutového svaru pro výpočet jednodušším skořepinovým modelem. Jednotlivé metody, porovnané s objemovým modelem, jsou na Obrázku 2. Podrobný popis jednotlivých metod je popsán v samostatných kapitolách. Na Obrázku 2 je také vyobrazen objemový model s absencí svaru.



Obrázek 2 Metody geometrie.

3.2.1 Popsání geometrie koutového svaru za pomoci objemového modelu

Pro názornost popisu chování koutového svaru vymodelovaného objemem (Metoda 3D modelování, kde je model popsán za pomoci objemových funkcí jako je „vytáhnout skicu“ nebo „rotovat skicu“, jimiž vznikne z plochy objem) jsem zvolil nosníky s profilem T. Tento nosník je složen ze dvou plátů. Jeden slouží jako podstava a je na něj přivařen z jedné strany druhý plát tak, že profil připomíná písmeno T. Použitá konfigurace svařovaného spoje je standardně používána v průmyslu. V případě modelovaného nosníku v této práci jsou pláty svařené pouze z jedné strany.

Zvolený nosník má délku od vetknutí po konec nosníku 200 mm, výšku od spodní hrany podstavy po vrchol druhé desky 54 mm, šířka podstavy 50 mm, tloušťka obou desek je stejná 4 mm, svar má šířku i výšku 5 mm.

3.2.2 Tvorba modelu za pomoci skořepinových prvků

Pro nalezení vhodné konstrukce koutového svaru za pomoci plošného modelu je zapotřebí vytvořit více součástí. U všech vytvořených modelů byly dodrženy stejné rozměry, nastavení sítě a okrajové podmínky. Při tvorbě objemového modelu lze využít různé CAD systémy pro vytvoření geometrie a následný export do systému ANSYS.

Existuje několik různých způsobů, jak namodelovat geometrii svaru pomocí skořepinových prvků. Zde je výčet vyzkoušených metod:

S1 – Náhrada spoje, která zachycuje svár v místech konců svaru (obr. 5)

S2 – Jednočlanková náhrada, dotýkající se středních ploch skořepin (obr. 6)

S3 – Náhrada protažením svislé střednicové plochy k horizontální ploše (obr. 7)

S4 – Náhrada, která kombinuje druhou a třetí metodu (obr 8)

3.2.3 Skořepiny v MKP

Stěnodeskám a skořepinám (neboli tenkostěnným prvkům) patří v metodě konečných prvků velká pozornost. Ve zjednodušeném popisu se jedná o náhradu objemu tenkostěnným prvkem tak, aby výsledné chování bylo shodné s původním modelem, kde je tloušťka původního objemu brána jako vstupní parametr. Motivace k této náhradě je zrychlení výpočtu anebo zjednodušení tvorby modelu. Zvláště zrychlení výpočtu zjednodušením rovnic je důležité pro výpočty větších modelů a proto je snaha používat tenkostěnné prvky. Protože tenkostěnné prvky nedokážou určit lokální napjatost, snažíme se model vytvořit tak, že v místě předpokládaného extrému vytvoříme objemový model s dostatečnou hustotou sítě a v místech, kde je lineární napětí na celé délce, použijeme tenkostěnné prvky.(4),(6).

Podmínkou možnosti použití tenkostěnných prvků je lineární průběh napětí po tloušťce a nulové normálové napětí. Hlavním rozdílem mezi objemovými a tenkostěnnými prvky je zamezení rotace v okrajových podmínkách při vetknutí. U tenkostěnných prvků je potřeba kromě zamezení posuvu zamezit také rotaci, kdežto u objemových prvků zamezení rotace zajišťuje samotný objem. Tento aspekt se též projeví při spojování tělesových a tenkostěnných prvků, kde je potřeba zamezit vzájemně relativnímu natočení a relativním posuvům za pomoci použití speciálních spojovacích prvků. (4)

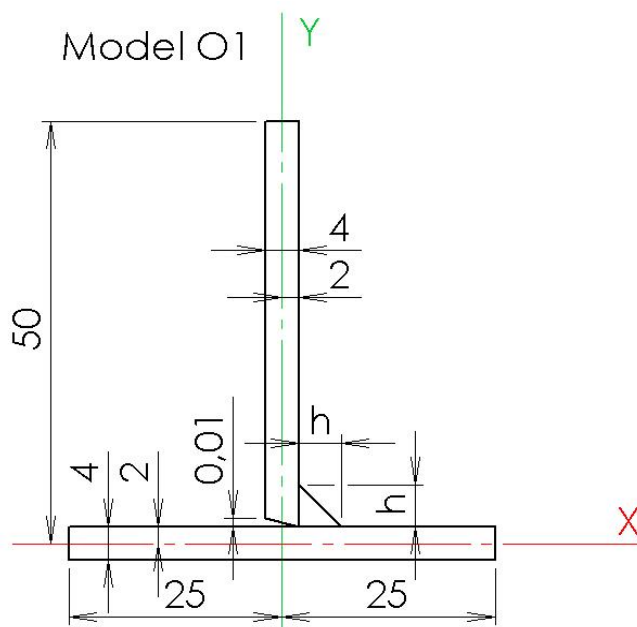
Při vyhodnocování výsledku pomocí tenkostěnných prvků je potřeba být kritický před unáhleným závěrem. Je důležité si uvědomit, že vykreslené napětí se vztahuje na námi zvoleném povrchu. Například při „vykreslení maximálního hlavního napětí na povrchu stěnodesky, vykreslí se pouze na jediném, v dané chvíli zvoleném povrchu ze dvou možných. Přitom druhý povrch může být z hlediska dosažených napětí kritičtější. Je proto třeba důsledně kontrolovat oba povrchy, jinak je možno snadno přehlédnout nebezpečné místo konstrukce.“ (4)

Program ANSYS obsahuje tyto prvky SHELL43, SHELL63, SHELL93 a SHELL181 které jsou vhodné pro řešení pomocí skořepinové metody. (4)

3.3 Model geometrie

3.3.1 Vytvoření geometrie modelu O1 a O2 pomocí objemových prvků

Objemová metoda (dále pro zjednodušení jen **O1**). Pro vytvoření geometrie je použito integrovaného modeláře v programu ANSYS, aby mohlo být využito funkce ANSYSU *Parametry*. Tato funkce slouží k rychlé změně rozměrů vytvořeného dílu změnou hodnoty v sekci *Parameter Set* (Nastavení parametru). Aby dané rozměry (kóty) byly přidány do *Parameter Set*, je potřeba na levé straně u dané hodnoty zatrhnout, aby rozměr byl uložen jako parametr. Po této akci nabídne ANSYS pojmenování parametru, při použití už existujícího názvu v dané geometrii hodnoty prováže a v parametrech se tak objeví název jen jednou. Parametry lze využít i pro optimalizaci rozměrů za použití ANSYS toolboxů. Profily desek a svarů byly postupně narýsovány do roviny XY tak, aby těžiště podstavy bylo v počátku. Profil druhé desky byl nakreslen tak, aby těžiště leželo na kladné straně osy Y. Profil svaru byl vytvořen v prvním kvadrantu plochy XY.



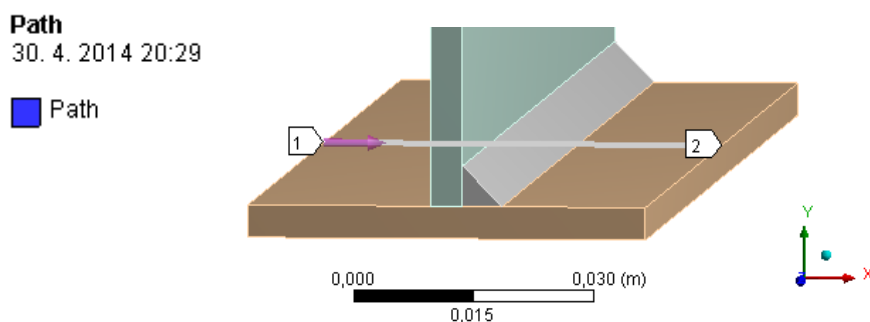
Obrázek 3 Profil objemového modelu

Tato konvence byla dodržena u všech modelů, jak objemových, tak skořepinových, v celé této práci. U druhé desky nebyl zvolen obdélník jako u první desky, ale hrana, která by měla dosedat na podstavu, byla záměrně mírně skosená tak, že jedna strana přímky, která vytváří zkosení, leží na vrchní straně prvního obdélníku a prochází patou svaru a druhá strana přímky je vzdálena 0,001 mm od vrchní strany prvního

obdélníku, který znázorňuje podstavu. Důvody tohoto kroku jsou vysvětleny v části práce, která se zabývá vytvořením sítě. Všechny tři skici byly vytáhnuty do osy Z o 200 mm funkcí *Extrude* (vytáhnout), která vytáhne podstavu o zadaný rozměr. Takto vytvořené objemy byly spojeny do jednoho *Partu* (Celek), který objemy provázal a zaručí, že vytvořené uzly sítě budou mezi těmito útvary provázány.

Objemová varianta O2 spočívá v absenci koutového svaru a jedná se tedy o jednoduché propojení desek na úrovni sítě. Model byl vytvořen z modelu O1 odebráním svaru a skosení. Veškerá nastavení zůstala zachována.

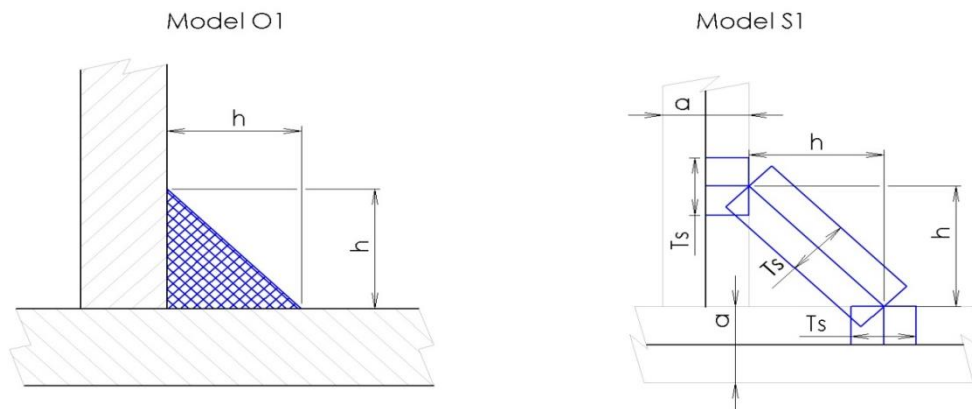
Pro zjištění vlivu geometrie modelu svaru na napětí v jeho okolí bylo využito cesty, která vykresluje napětí v dané oblasti. K tomuto úkonu slouží v prostředí Ansys funkce path (cesta). Cesta je zadána dvěma body pomocí souřadnic ($X_1 = -25$, $Y_1 = 2$, $Z_1 = 100$, $X_2 = 25$, $Y_2 = 2$, $Z_2 = 100$) viz 6. V záložce *Solution* (řešení) je možné vybrat si z několika možností, které se dají na cestě zobrazit (napětí, deformace nebo moment). V této úloze slouží k popsání napětí na horní straně horizontální desky.



Obrázek 4 Geometrie cesty

3.3.2 Vytvoření modelu S1 pomocí skořepinových prvků

První metoda vytvoření modelu pomocí skořepinových prvků (dále pro zjednodušení jen **S1**) byla tvořena následovně. Náhrada koutového svaru je provedena tak, aby zůstala zachována výška ukotvení k desce (viz Obrázek 5 vpravo). Aby byla náhrada funkční, bylo potřeba spojit svar s vodorovnou základovou plochou a svislou plochou tak, aby se daly obě části nosníku sjednotit do partu. Aby náhrada odpovídala co nejvíce objemovému modelu, byl vytvořen vztah pro tloušťku, který zachovává hmotnost



Obrázek 5 Porovnání modelu O1 a S1 pro výpočet T_s

svaru a tím nahrazuje objemové prvky svaru u modelu O1. Tato náhrada sice zajistí stejnou hmotnost, ale je důležité zdůraznit, že moment setrvačnosti, stejný u obou metod, nebude z důvodů rozdílných souřadnic těžištěm svaru. Parametr T_s na obrázku znázorňuje tloušťku svaru. Výpočetní vztah pro takto definovanou tloušťku je uveden ve vzorci 3.2.

Na levé straně rovnice je obsah plochy svaru u plošné náhrady a na pravé straně je obsah trojúhelníku, který nahrazuje svar u objemového modelu. Délka svaru je u obou náhrad stejná a z tohoto důvodu není do vzorce zanesena.

$$2 \cdot \frac{a}{2} \cdot T_s + \sqrt{h^2 + h^2} \cdot T_s = \frac{h^2}{2} \quad (3.1)$$

Ze vztahu si drobnou úpravou vytkneme na levou stranu T_s .

$$T_s = \frac{h^2}{2a + 2 \cdot \sqrt{2} \cdot h} \quad (3.2)$$

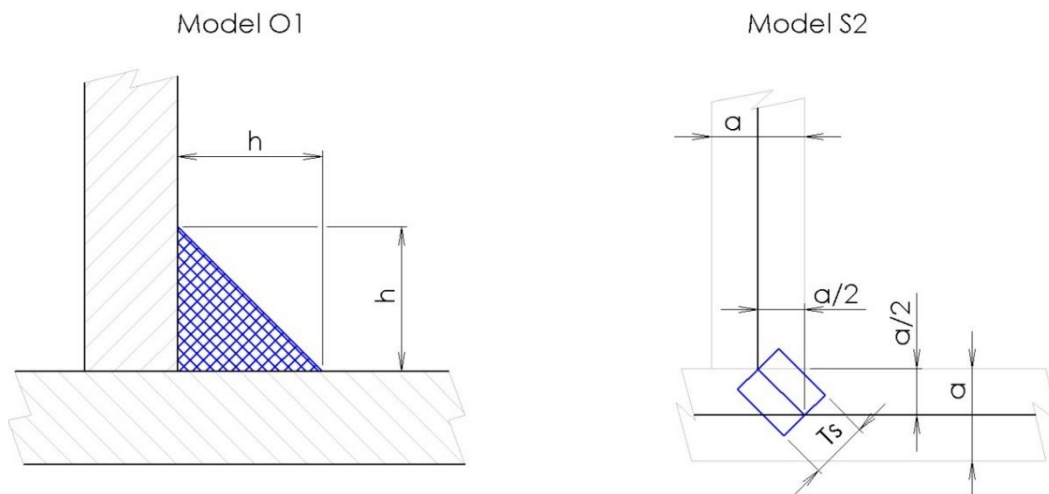
Kde:

h	[mm]	výška svaru
a	[mm]	tloušťka stěny desky
T_s	[mm]	tloušťka plochy svarové náhrady

Touto úpravou bylo dosaženo vzorce pro tloušťku ploch, představující svar u plošné metody, závislou na výšce svaru a na tloušťce stěn desek. Při dosazení zvolených rozměrů $h=5mm$, $a=4mm$ bylo vypočítáno $T_s=1,129mm$.

3.3.3 Vytvoření modelu S2 pomocí skořepinových prvků

Druhá metoda pomocí skořepinové metody (dále pro zjednodušení jen S2). Metoda náhrady je zvolená tak, aby zůstal zachován princip koutového svaru a zároveň



Obrázek 6 Porovnání modelu O1 a S2 pro výpočet T_s

aby náhrada byla co nejjednodušší a u velkých svarových konstrukcí co nejrychleji aplikovatelná. Náhrada je tvořena plochou, která spojuje hranu jedné desky s plochou

druhé desky pod úhlem 45° (viz. Obrázek 6 vpravo). Jiným způsobem desky spojené nejsou. Touto náhradou se však zanedbá umístění přichycení svaru oproti objemovému modelu. Výška svaru neodpovídá výšce předepsaného svaru, ale půlce šířky desky. Na cestě se projeví napětí v jiném místě než na cestě napětí u objemového modelu. Zvolená úprava je jednoduše aplikovatelná a nevyžaduje žádné velké úpravy modelu dílu svařované soustavy. Stačí z objemového modelu vytvořit skořepinu přes funkci *Mid-Surface* (střed povrchu), která vytvoří z objemové desky plochu na její střednici.

Stejně jako u modelu S1 se využije porovnání s objemovým modelem pro výpočet T_s . Do konstrukce se může použít níže vypočítaný rozměr T_s nebo můžeme použít tloušťku desky. Tím vznikne nejrychleji aplikovatelná metoda bez nutnosti předchozího výpočtu.

$$\sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2} \cdot T_s = \frac{h^2}{2} \quad (3.3)$$

Po úpravě dostaneme vztah pro T_s .

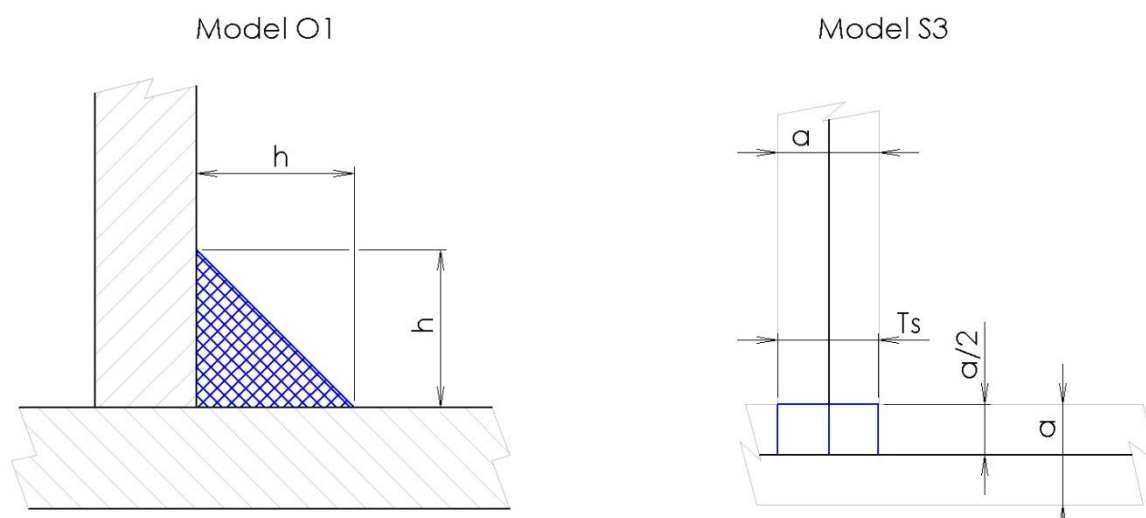
$$T_s = \frac{h^2}{\sqrt{2} \cdot a^2} \quad (3.4)$$

Při dosazení zvolených rozměrů $h = 5 \text{ mm}$, $a = 4 \text{ mm}$ vypočítáme že, $T_s = 1,105 \text{ mm}$.

3.3.4 Vytvoření modelu S3 pomocí skořepinových prvků

Třetí metoda pomocí skořepinových prvků (dále pro zjednodušení jen **S3**) je definována následovně. Náhrada je v tomto případě nejjednodušší. Svarový spoj se nahradí pouze spojením jednotlivých dílů (protažením ploch). Tato možnost nezahrnuje rozměry svaru (v případě zvolení stejné tloušťky plochy T_s a tloušťky svařovaných desek). Navíc nezáleží na tom, zdali je svar proveden z jedné nebo z obou stran desky.

Geometrie byla provedena protažením kolmé desky až na plochu střednice druhé desky. Další možností je vložení nové plochy, která plochy spojí. Na protažení plochy lze



Obrázek 7 Porovnání modelu O1 a S3 pro výpočet T_s

využít funkci *Surface Extension* (protažení plochy). Při této náhradě je nejjednodušší protáhnout již existující plochu. Tímto krokem odpadne problém s nastavováním šířky plochy, která spojuje plochy a představuje svarové spojení. V případě řešení za pomoci přidané plochy je vhodné nastavit tloušťku stejnou jako tloušťku kolmé desky. Pro zachování hmotnosti je vhodné použít vzorec 3.5. Při dosazení dostaneme velké číslo v porovnání s tloušťkou svařovaných desek. Takto zvolený rozměr zaručí tuhost v místě náhrady a tím zpřesní výsledky.

$$T_s = \frac{2 \cdot h^2}{a} \quad (3.5)$$

Při dosazení zvolených rozměrů $h = 5 \text{ mm}$, $a = 4 \text{ mm}$ vypočítáme, že $T_s = 12,5 \text{ mm}$.

3.3.5 Vytvoření modelu S4 pomocí skořepinových prvků

Čtvrtá metoda pomocí skořepinových prvků (pro zjednodušení jen **S4**) je kombinací metod S2 a S3 (viz obrázek 8). Model je tvořen jak protažením plochy až na vodorovnou část nosníku, tak i plochou, která znázorňuje svar. Takto vymodelovaná soustava, na rozdíl od předchozí metody, zohledňuje umístění svaru. Avšak dochází zde k propojení desek na úrovni sítě i mimo svar.

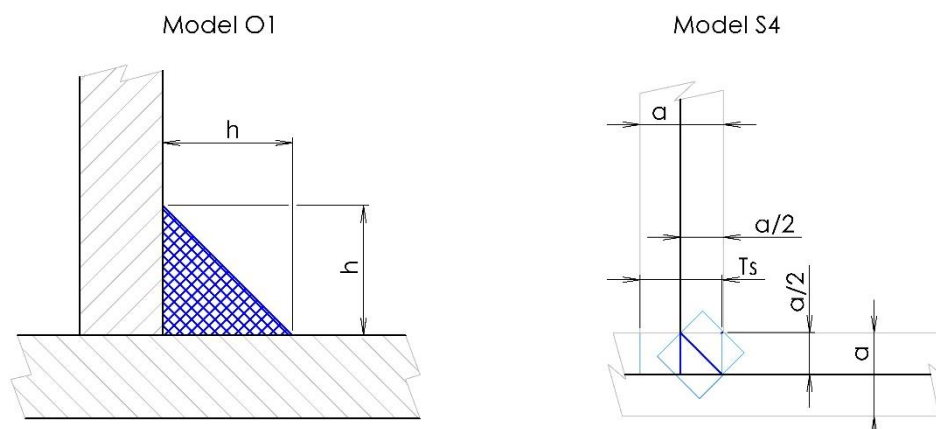
Jak u předcházejících metod tvorby modelu, tak i zde lze buď určit T_s nebo zvolit tloušťku ploch stejnou jako tloušťku svařovaných desek. Tloušťka T_s se vypočítá pomocí vzorce 3.7.

$$\frac{a}{2} \cdot T_s + \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2} \cdot T_s = \frac{h^2}{2} \quad (3.6)$$

Po úpravě se dostane vztah pro T_s .

$$T_s = \frac{h^2}{a \cdot (1 + \sqrt{2})} \quad (3.7)$$

Při dosazení zvolených rozměrů $h = 5 \text{ mm}$, $a = 4 \text{ mm}$ vypočítáme že, $T_s = 2,589 \text{ mm}$



Obrázek 8 Porovnání modelu O1 a S4 pro výpočet T_s

3.4 Síť konečných prvků

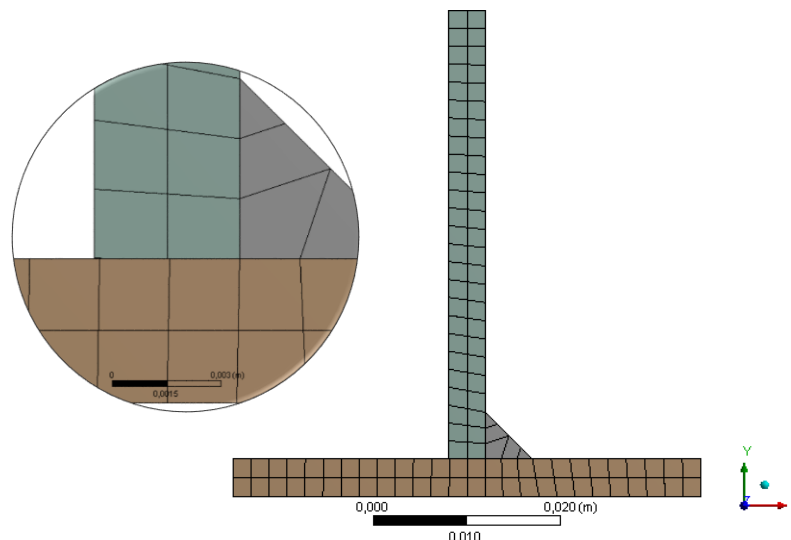
Pro vytvoření sítě byl použit prvek SOLID186 pro objemové modely a SHELL181 pro skořepinové modely. Počet vytvořených prvků a uzlů je v Tabulce 1. Prvek SOLID186 má 20 uzlů a méně. V každém uzlu má 3 směrové deformační parametry v , u a w . To při šestistranné podobě prvků činí 60 deformačních parametrů. Prvek SHELL181 má 4 uzly, které nemusí ležet v jedné rovině. V každém uzlu má 6 stupňů volnosti - 3 deformační (v , u a w) a 3 rotační (φ_x , φ_y a φ_z). (4)

Model	Typ prvku	Počet prvků (elements)	Počet uzlů (nodes)
Model-O1	SOLID186	10700	59328
Model-O2	SOLID186	10000	56205
Model-S1	SHELL181	5600	5757
Model-S2	SHELL181	5201	5352
Model-S3	SHELL181	5100	5252
Model-S4	SHELL181	5300	5351

Tabulka 1 počet vytvořených prvků a uzlů pro jednotlivé modely

3.4.1 Tvorba sítě konečných prvků pro model O1 a O2

Pro výpočet metodou konečných prvků je zapotřebí na modelu vytvořit síť. V případě objemového modelu byla upravena geometrie tak, aby podstava s vertikální deskou byla spojena pouze svarem. Tento krok byl vyžadován fyzikální podstatou svaru. Tím, že bylo u vertikální desky použito úkosu, byť zanedbatelného, bylo docíleno rozpojení sítě v této oblasti.



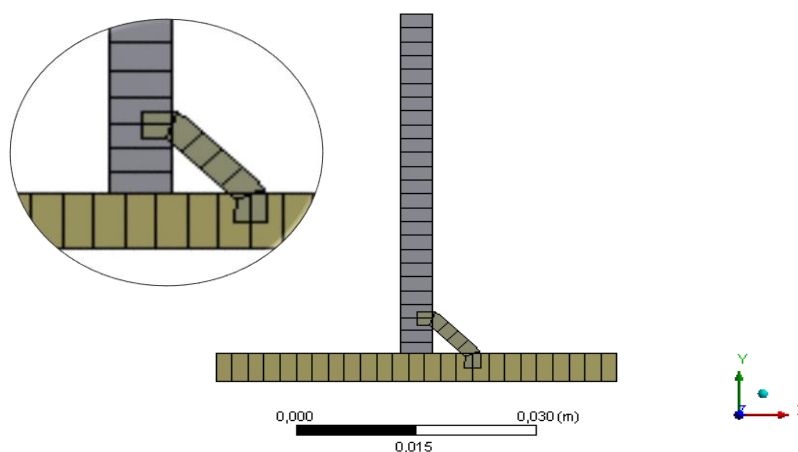
Obrázek 9 Síť konečných prvků varianta O1

Pro vytvoření sítě uvedené na Obrázku 9 bylo využito parametrů sítě. Nejprve bylo nastaveno *Minimum element size* (Minimální velikost prvků) na 0,1 mm a *Max Face Size* (maximální velikost prvků na ploše) na 2 mm. Těmito kroky bylo docíleno dostatečné jemnosti sítě. Protože síť je tvořena pomocí kvadratických prvků, které mají tři uzly na straně hrany je znázorněná síť dostatečně hustá. Při použití lineárních prvků by hustota sítě nebyla dostatečná. V programu Ansys jsou kvadratické objemové prvky

SOLID95, SOLID92 a SOLID186. Cílem nastavení bylo docílit hustoty sítě tak, aby tloušťka desek byla rozdělena minimálně na dva elementy. Další pokročilejší nastavení nebylo použito. Na Obrázku 9 si lze všimnout, že v místě vytvořeného úkosu uzly propojeny nejsou. Vygenerovaná síť je stejná u všech modelů, aby byly jednotlivé úlohy z hlediska hustoty sítě rovnocenné.

3.4.2 Tvorba sítě konečných prvků pro model S1

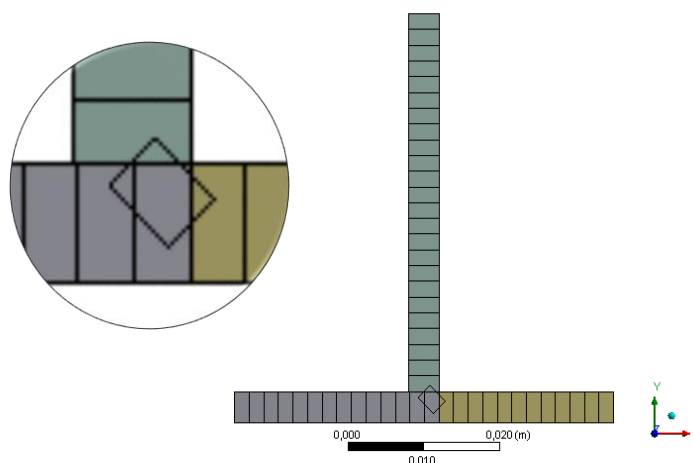
Nastavení je podobné jako u modelu O1. *Min size=2 mm* (min velikost prvků), *Max Face Size=2 mm* (maximální velikost prvků na ploše), *Min Edge length=2 mm* (minimální délka prvků). Plochám bylo potřeba nadefinovat tloušťku. V tomto případě byla šířka obou částí nosníku zvolena 4 mm a plochám, které představují svar, byla nadefinována tloušťka vypočítaná ve vzorci 3.2 ($T_s=1,129$ mm). Na vizualizaci sítě konečných prvků na Obrázku 10 je zapnuté zobrazení tloušťky na skořepině. Kvůli tomu některé plochy do sebe v obrázku prostupují.



Obrázek 10 Síť konečných prvků varianta S1

3.4.3 Tvorba sítě konečných prvků pro model S2

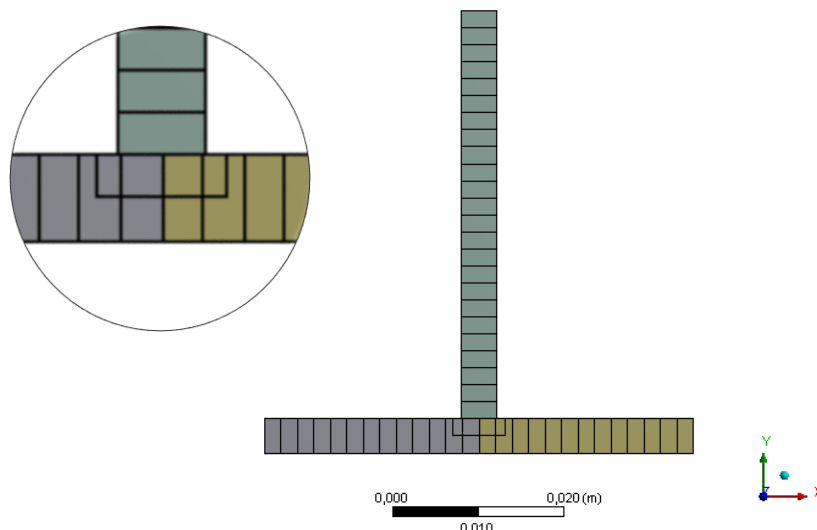
Nastavení je stejné jako u modelu S1. Všem plochám modelu je potřeba nadefinovat tloušťku. Ty, které představují vodorovnou a svislou desku, mají tloušťku 4 mm. Plocha, které představuje svar, má tloušťku ze vzorce 3.4 ($T_s = 1,105$ mm).



Obrázek 11 Síť konečných prvků varianta S2

3.4.4 Tvorba sítě konečných prvků pro model S3

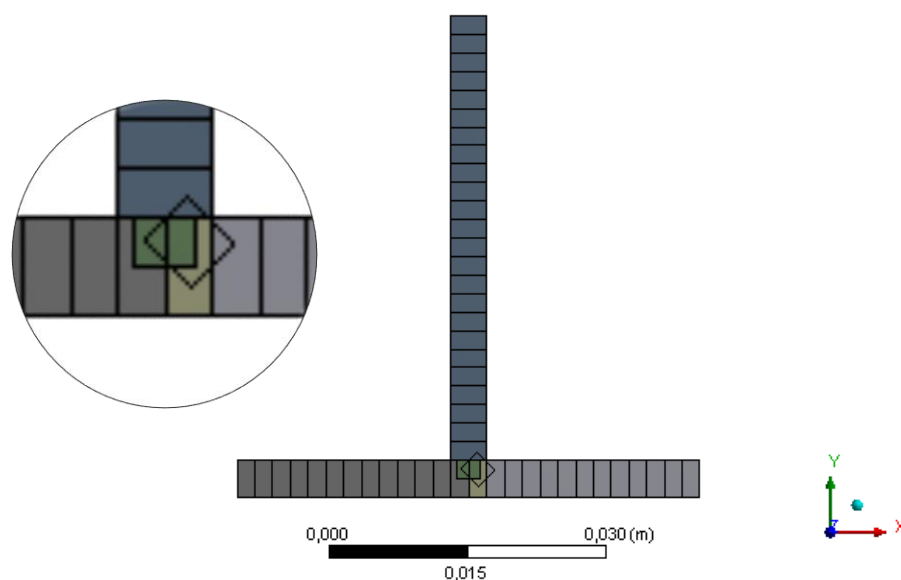
Nastavení je stejné jako u modelu S1. Všem plochám modelu je potřeba nadefinovat tloušťku. Ty, které představují vodorovnou a svislou desku, mají tloušťku 4mm. Plocha, které představuje svar, má tloušťku vypočítanou ve vzorci 3.5 ($T_s=12,5$ mm).



Obrázek 12 Síť konečných prvků varianta S3

3.4.5 Tvorba sítě konečných prvků pro model S4

Nastavení sítě je obdobné jako u modelu S1-S3. Pouze u tloušťky plochy svaru je použita vypočítaná hodnota dle vztahu 3.7

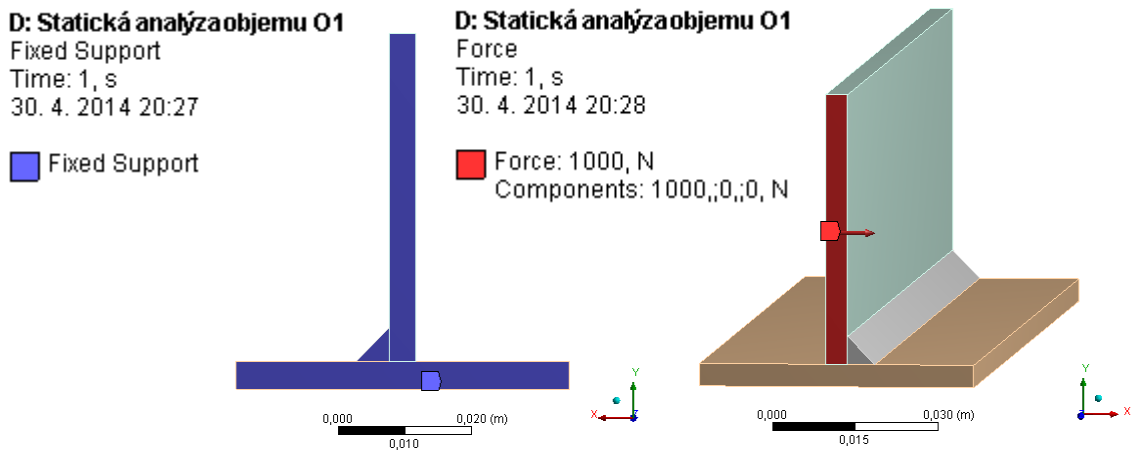


Obrázek 13 Síť konečných prvků varianta S4

3.5 Model okrajových podmínek

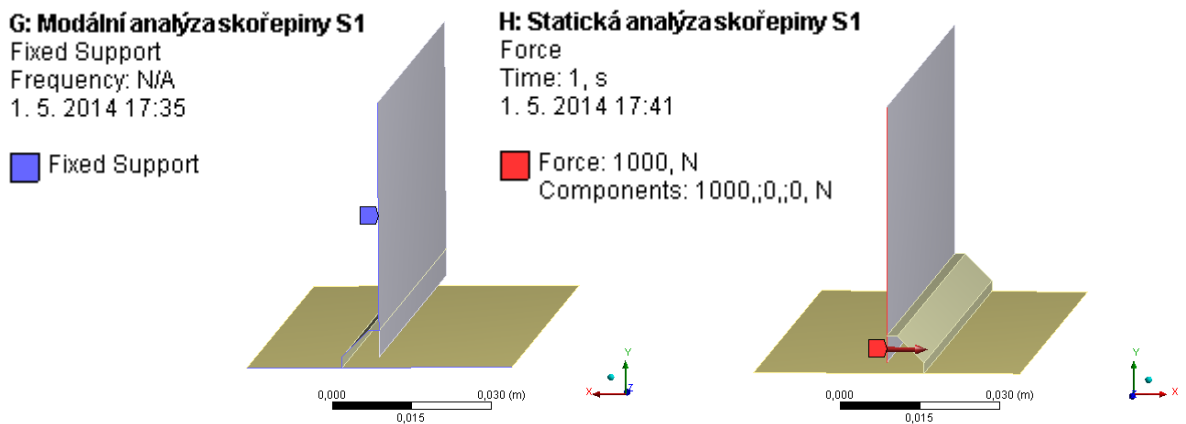
Okrajové podmínky byly zvoleny tak, aby vzniklo vetknutí nosníku z jedné strany po celém jejím profilu. Pokud chceme porovnávat výsledky skořepinového a objemového modelu pomocí metody konečných prvků, musí být nejprve zajištěno, aby měly oba modely stejné okrajové podmínky.

Pro modální analýzu i deformačně napěťovou úlohu je stejná okrajová podmínka, jedná se o vetknutí. Funkcí *Fixed Support* (pevná vazba) je profilu z jedné strany nosníku zamezen posuv a natočení ve všech třech osách. Stejného výsledku by bylo docíleno použitím funkce *Displacement* (posun) a *Remove Displacement* (rotace), u kterých by se nastavily všechny komponenty na nulu. Pro statickou úlohu je přidán vektor síly *Force* (síla): (1000, 0, 0) N, který ohýbá traverzu kolem osy Y. Vektor je zadán pomocí parametrů, což umožňuje rychlou změnu okrajových podmínek u všech modelů. Okrajové podmínky pro model O1 jsou znázorněny na Obrázku 14 a Obrázku 15.



Obrázek 14 Znázornění okrajových podmínek pro model O1

Pro modely S1 – S4 platí stejné okrajové podmínky, které jsou použity na modelu O1 a O2. Jedinou změnou je, že vazby a síla nejsou umístěné na plochu, ale na úsečku. Okrajové podmínky pro skořepinový model S1 jsou znázorněny na obrázku 15.



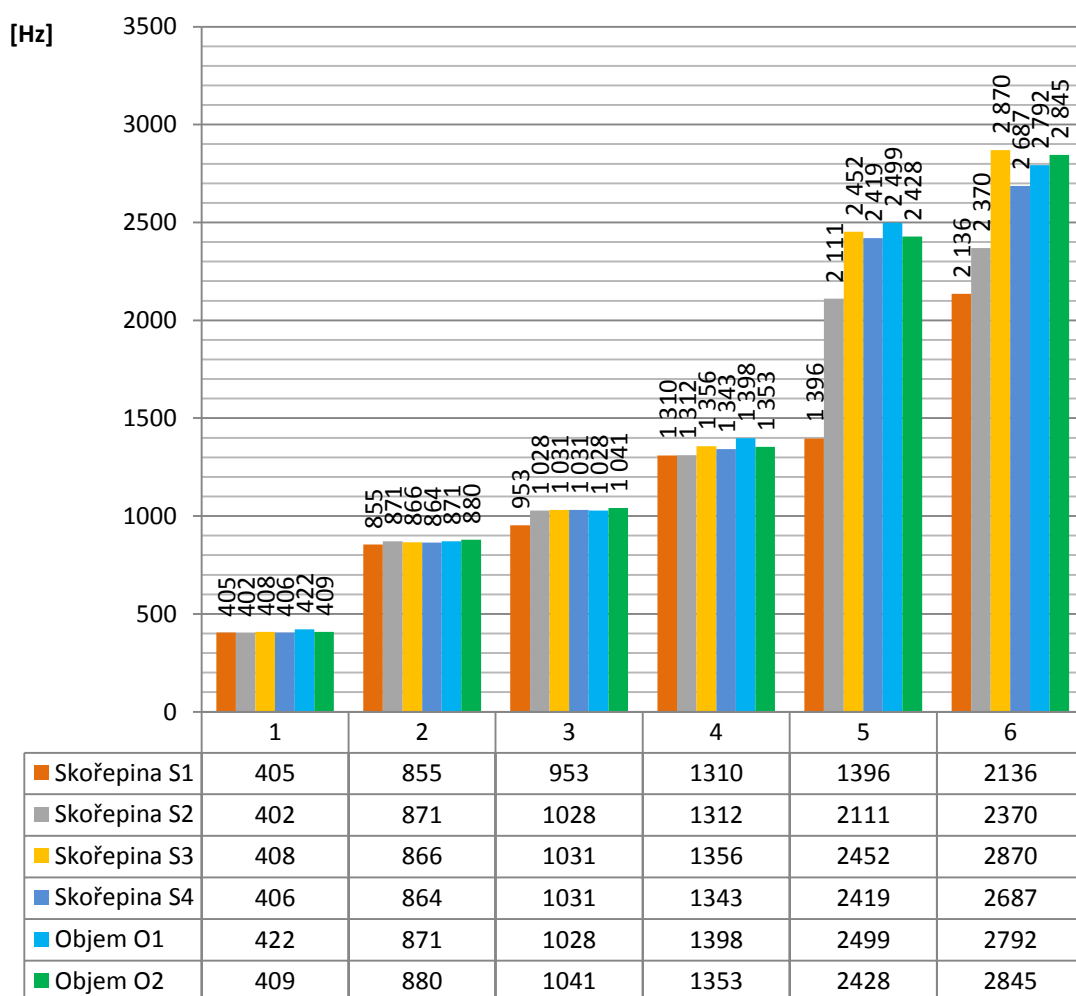
Obrázek 15 Znázornění okrajových podmínek pro model S1

4. PREZENTACE A ANALÝZA VÝSLEDKŮ

4.1 Modální analýza

Hlavním cílem této práce je zjištění vlastností jednotlivých provedení koutového svaru popsanych v kapitole 3.2. Všechny modely byly vytvořeny tak, aby jejich jediný rozdílný parametr byl pouze rozdíl v konstrukci koutového svaru. Pro potřeby porovnání byl vytvořen i objemový model, který chování svařeného dílu nejlépe popisuje. Výsledky z modální analýzy objemového modelu nejlépe odpovídají chování skutečného modelu (4). Proto byl tento model zvolen jako referenční. Všechny procentuální odchylky v modální analýze jsou vztaženy k objemovému provedení koutového svaru. Jednotlivé výpočtové modely se provádí v programu Ansys Workbench.

Další důvodem této volby je, že objemový model je reálný z hlediska chování při vybuzení vyšších vlastních frekvencí. Bohužel však je zde také rozdíl v náročnosti výpočtu vůči skořepinovému modelu. Délka výpočtu je řádově vyšší. Pro velké mechanizmy, jako jsou obráběcí stroje, by náročnost výpočtu znamenala těžko překonatelný problém a vyžadovala by hodiny výpočetního času. Jak ukazují skořepinové modely, vhodnou náhradou můžeme docílit přijatelných výsledků s mnohem menšími výpočetními nároky. V modální analýze je porovnáno prvních šest vlastních frekvencí.



Graf 1 Prvních šest vlastních frekvencí pro jednotlivé modely

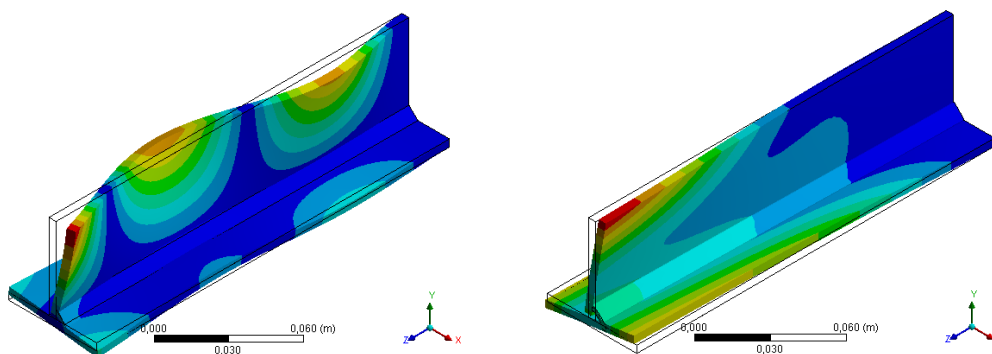
	O2	S1	S2	S3	S4
1	3,06%	3,99%	4,56%	3,31%	3,83%
2	0,93%	1,94%	0,08%	0,61%	0,81%
3	1,25%	7,31%	0,04%	0,27%	0,22%
4	3,18%	6,28%	6,16%	2,96%	3,94%
5	2,83%	44,12%	15,53%	1,85%	3,18%
6	1,90%	23,50%	15,13%	2,78%	3,78%
<i>Průměr</i>	2,19%	14,52%	6,92%	1,96%	2,63%

Tabulka 2 Procentuální rozdíl frekvencí od referenčního modelu O1

Na obrázku 24 je znázorněno prvních šest vlastních tvarů z modální analýzy pro variantu O1. Modální analýza z objemového modelu slouží jako referenční pro ostatní modely. Všechny následující výsledky z modálních analýz pro ostatní varianty geometrie budou porovnány s těmito výsledky. V tabulce pod Grafem 1 je prvních šest nalezených vlastních frekvencí pro všechny varianty geometrie.

Maximální rozdíl varianty O2 (Model s absencí svaru) od referenčního modelu je při čtvrté frekvenci (3,2%). Průměrný rozdíl je 2,2%. Vlastní tvary jsou na Obrázku 25 v příloze.

První skořepinový model (S1) se frekvencemi liší od referenčního modelu až o 44% (pro pátou vlastní frekvenci), v průměru se odchylka pohybuje okolo 14,5%. Náročnost konstrukce pro tuto metodu je větší, než u ostatních provedení. Zvláště pak při vybuzení páté a šesté frekvence lze vyzorovat odlišné chování konstrukce (vlastní tvary kmitání) vůči objemovému modelu. Rozdíly zachycuje Obrázek 16. Podobně velký rozdíl má i model S2. Prvních šest vlastních tvarů je zobrazeno na Obrázku 26 v příloze.



Obrázek 16 Porovnání páté frekvence pro metodu O1 (vlevo) a S1 (vpravo)

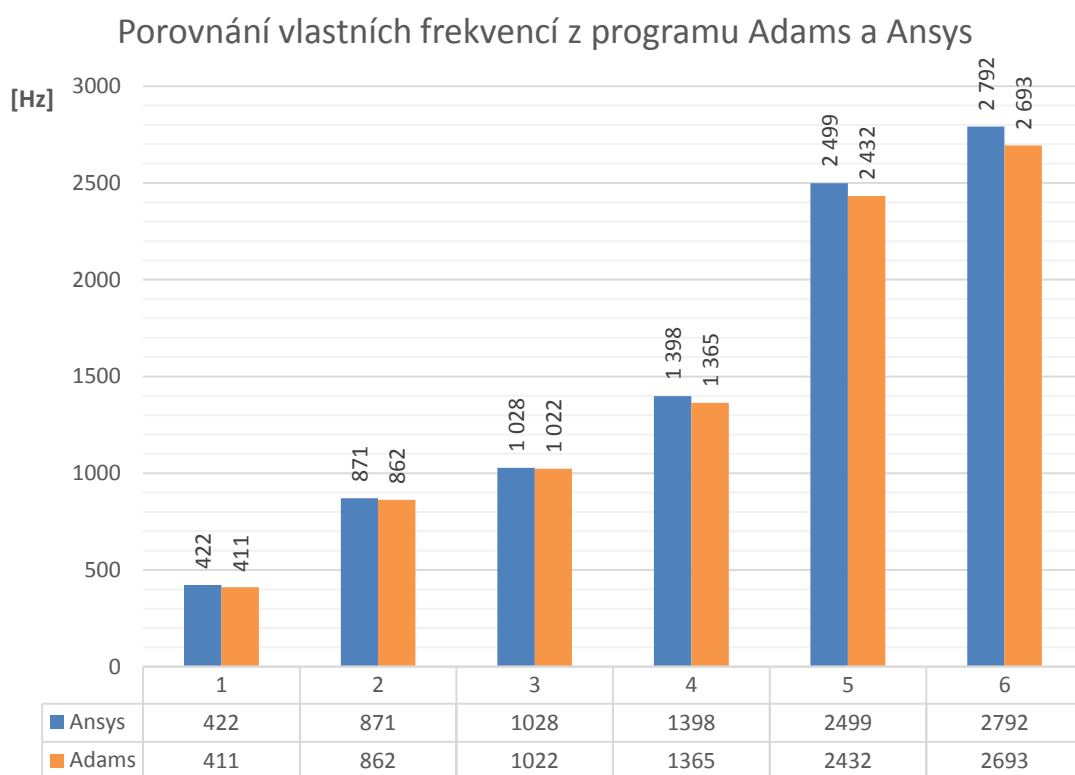
Modální analýza pro druhý model skořepiny (S2) dopadla podobně jako pro první metodu. Frekvence a deformace se od objemového modelu značně liší, jak lze vidět z Grafu 1, tak z vlastních tvarů na Obrázku 27. Maximální odchylka od referenčního provedení je při páté vlastní frekvenci (15,5%). V průměru se odchylka pohybuje okolo 6,9%. Prvních šest vlastních tvarů je zobrazeno na Obrázku 27 v příloze.

Průměrná odchylka pro třetí model skořepiny (S3) od referenčního modelu je 1,96%. Maximální odchylka (3,3%) nastává při první vlastní frekvenci. Prvních šest vlastních tvarů je zobrazeno na Obrázku 28 v příloze.

Čtvrtá srovnávaná geometrie svaru (S4) se v modální analýze přiblížila objemovému modelu podobně dobře jako třetí metoda, s průměrnou odchylkou pro prvních šest frekvencí 2,6%. Maximální odchylka (3,9%) se projevila při čtvrté frekvenci. Vlastní tvary jsou na Obrázku 29 v příloze.

4.1.1 Srovnání dynamických úlohy v prostředí ANSYS WB a ADAMS

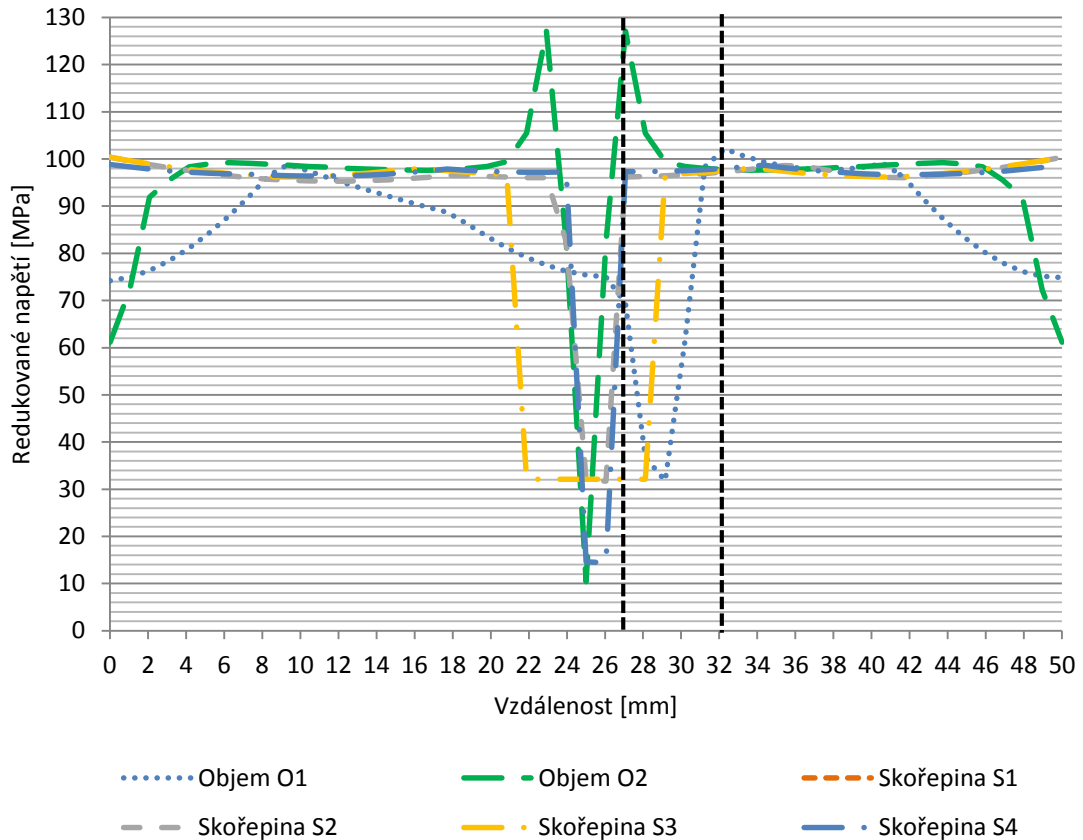
V Ansysu a Adamsu se provedla modální analýza pro referenční model O1. Bylo nalezeno prvních 6 vlastních frekvencí. Průměrná odchylka frekvencí je 1,02%. Porovnání prvních šesti nalezených vlastních frekvencí je znázorněno v grafu 2. Převod do programu Adams je popsán v kapitole 4.4. Převodem do programu došlo k výrazné redukci stupňů volnosti. Model může být dále redukován nástrojem Flex v programu Adams.



Graf 2 Porovnání vlastních frekvencí v Ansysu a Adamsu

4.2 Statická analýza

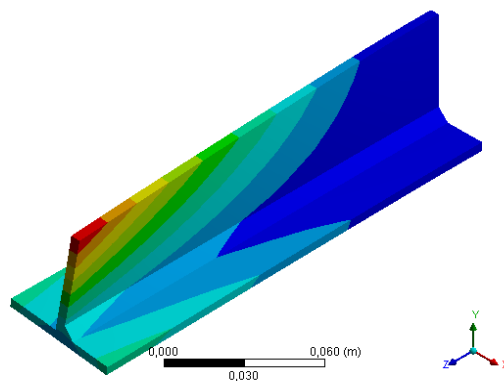
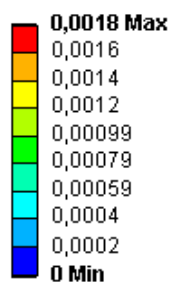
Úkolem statické analýzy, která je prováděna na modelech, je zjistit nesrovnalosti se statickou analýzou objemového modelu. Důležitým místem zájmu je kořen svaru a jeho okolí a proto geometrie cesty prochází tímto místem. Deformace na této cestě je znázorněna v Grafu 3. Z grafu lze vyčíst redukované napětí HMH pro jednotlivé metody geometrie. Napětí je vykreslováno z důvodu zjištění vlivu různé geometrie svaru na velikost oblasti, která je tím ovlivněna. Přerušovanými čarami je vyznačena oblast připojení geometrie svaru.



Graf 3 Redukované napětí na cestě pro všechny modely

D: Statická analýza objemu O1

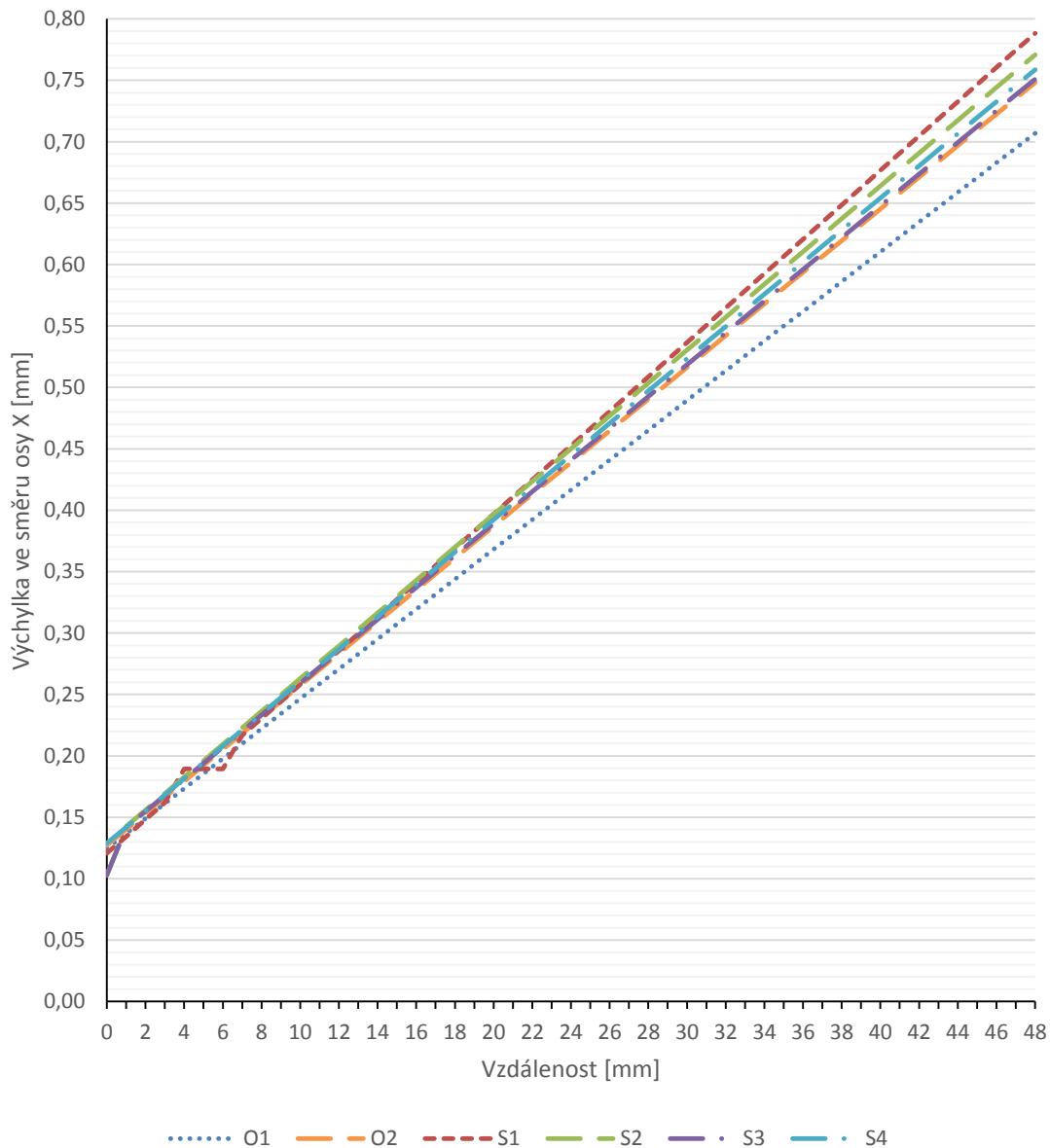
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: m
Time: 1
30. 4. 2014 20:01



Obrázek 17 Výsledná deformace pro model O1

Z Grafu 4 je vidět, že výchylka pro objemový model se od skořepinových modelů jen drobně liší. Maximální rozdíl je 12% a to mezi objemovým modelem a modelem S1. Na průběhu výchylky modelu S1 lze vidět na pátém milimetru změnu v jinak lineárním průběhu deformace. Tato změna je způsobena geometrií svaru, který je v tomto místě uchycen. Nejmenší rozdíl mezi průběhem deformace objemového modelu a skořepinového modelu má metoda S3.

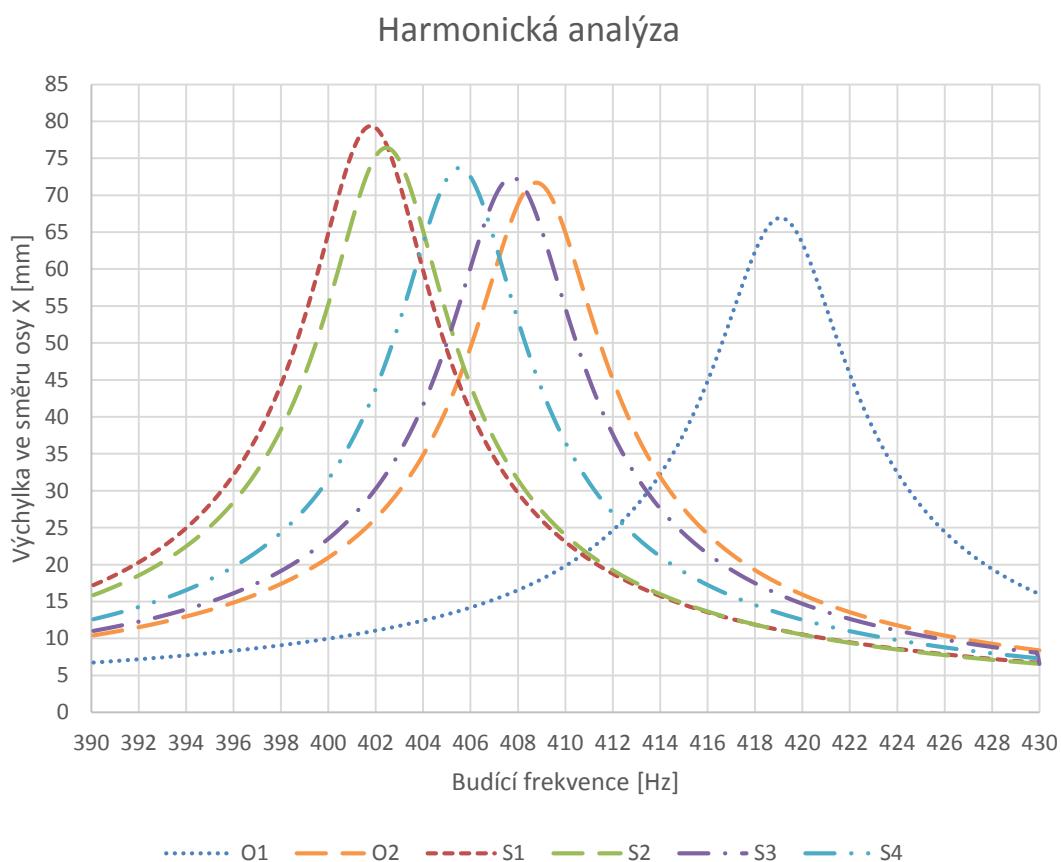
Výchylka při statickém zatížení



Graf 4 Výchylka při statickém zatížení

4.3 Harmonická analýza

Na všech modelech byla provedena harmonická analýza ve frekvenčním pásmu 390 Hz až 430 Hz. Toto pásmo bylo zvoleno, aby zahrnovalo první vlastní frekvenci jednotlivých modelů. Všechny modely mají stejné okrajové podmínky a jsou buzeny stejně velkou a stejně orientovanou silou. Součinitel tuhosti je $0,5e-7$ a součinitel hmotnosti je $1e-7$. Kdyby tlumení bylo malé nebo nulové, výchylka by teoreticky byla v rezonanční frekvenci nekonečná. V opačném případě při zvolení velkého útlumu by se rezonanční frekvence nemusela projevit vůbec. Pro porovnání jednotlivých modelů při harmonickém buzení je zkoumána výchylka na cestě, která prochází svislou deskou v polovině délky.

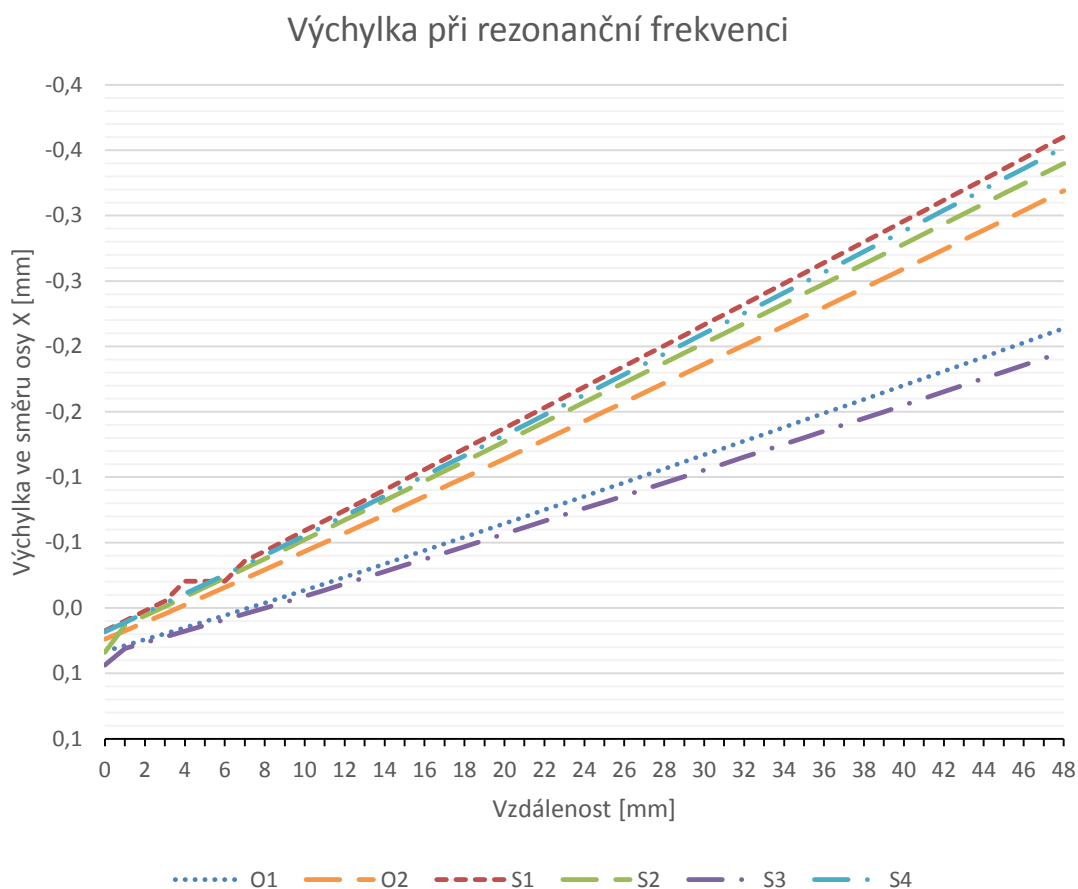


Graf 5 Harmonická analýza pro jednotlivé metody

Výchylka pro jednotlivé metody byla zjištěna pro první rezonanční frekvenci modelů. Objemový model O1 – 422 Hz, model O2 – 409 Hz, S1 – 405 Hz, S2 – 402 Hz, S3 – 408 Hz, S4 – 406 Hz. Výchylka je vyhodnocována ve směru osy X.

	Graf	O2	S1	S2	S3	S4
Rozdíl v Hz při max. hodnotě	5	2,39%	4,06%	3,94%	2,74%	3,34%
Rozdíl max. výchylky	5	7,17%	18,63%	14,17%	8,16%	10,12%
Rozdíl výchylky při vlastní frekvenci	6	32,94%	40,61%	37,07%	9,18%	39,23%

Tabulka 3 Procentuální rozdíl zjištěných hodnot z harmonické analýza



Graf 6 Výchylka při rezonanční frekvenci

Z výsledků harmonické analýzy lze vyčíst, že nejbližší k objemovému modelu má model S3. Výsledky jsou očekávané, jelikož rezonanční frekvence modelu S3 má nejbližší k rezonanční frekvenci objemového modelu. Minimální rozdíl zjištěné výchylky pro nastavené tlumení na vyhodnocované cestě je 9% pro variantu S3.

4.3.1 Harmonická analýza v programu ADAMS MSC

V programu Adams byla přidána silová proměnná na čelo traverzy pro harmonickou analýzu. Pro harmonickou analýzu je potřeba vyhodnocovat výchylku ve směru deformace pro zjištěnou frekvenci. Výchylka je vyhodnocována ve směru X v polovině modelu, protože model má deformaci při první vlastní frekvenci v tomto směru. Směr deformace lze zobrazit pomocí vizualizace. Pro náročnost výpočtu je zkoumáno jen malé okolí kolem první vlastní frekvence 410,5 Hz. Analýza byla provedena z důvodu porovnání s výsledky harmonické analýzy v programu Matlab a Simulink. Analýza potvrdila nárůst výchylky v blízké oblasti 410,5 Hz.

4.3.2 Harmonická analýza v programu Matlab a Simulink

Pokud nelze zajistit provoz systému mimo oblast rezonanční frekvence úpravou geometrie nebo změny provozních otáček, je potřeba soustavu tlumit. V takovém případě je nutné navrhnout tlumící mechanismus, kterému poslouží stavový popis systému. Z tohoto důvodu se využívá možnosti vygenerovat matice stavového modelu v programu Adams. Matice popisují chování vyhodnocované výstupní veličiny na vstupní veličině. Tento průběh závisí na velikosti tlumení. Tlumení může být lineární nebo nelineární. Nelineární průběh vytváří prohnutí skeletonové křivky, která může způsobit nepředvídatelné chování v blízkosti vlastní frekvence z důvodu bifurkace (rozdělení řešení). To zvětšuje nebezpečnou oblast kolem vlastní frekvence.

V testovaném modelu je vstupní veličina síla na čelo traverzy v ose X a výstupní veličina výchylka v ose X v polovině modelu. Model byl exportován jako lineární. Adams při příkazu k vytvoření stavového modelu vytvoří soubor pro program Matlab. Po otevření souboru je potřeba zadat příkaz *adams_sys* který vytvoří model v podprogramu Simulink s maticemi A, B, C a D, které popisují chování vstupní hodnoty na výstupní. Matice A je matice vnitřních vazeb systému. Matice B popisuje vazbu systému na vstup. Matice C je vazba výstupu na stav a matice D je vazba vstupu na výstup. Matice z exportovaného příčnicku mají rozměry A = 62x62, B = 62x1, C = 1x62 a matice D vyšla nulová.

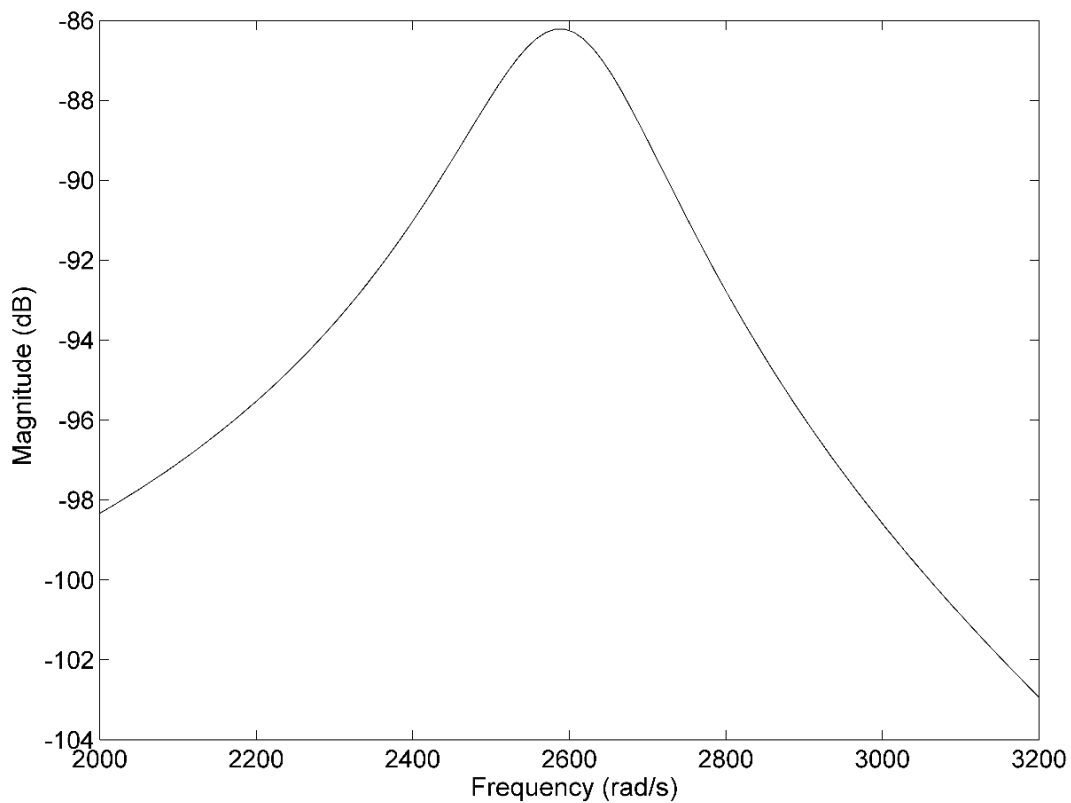
Harmonická analýza byla provedena v programu Matlab a Simulink pomocí exportovaných matic stavového systému. Harmonickou analýzu lze provést v Simulinku pomocí *Chirp Signal* (Obrázek 19). Tato metoda je velice časově náročná v porovnání s funkcí *bode*. Funkce *bode* lze použít jak v Matlabu tak pomocí bloku v Simulinku. Sada příkazů k vytvoření harmonické analýzy:

```
load a.mat
load b.mat
load c.mat
load d.mat
w=linspace(2000,3200);
[mag]=bode(a,b,c,d,1,w);
magdb = 20*log10(mag);
plot(w,magdb,'k')
```

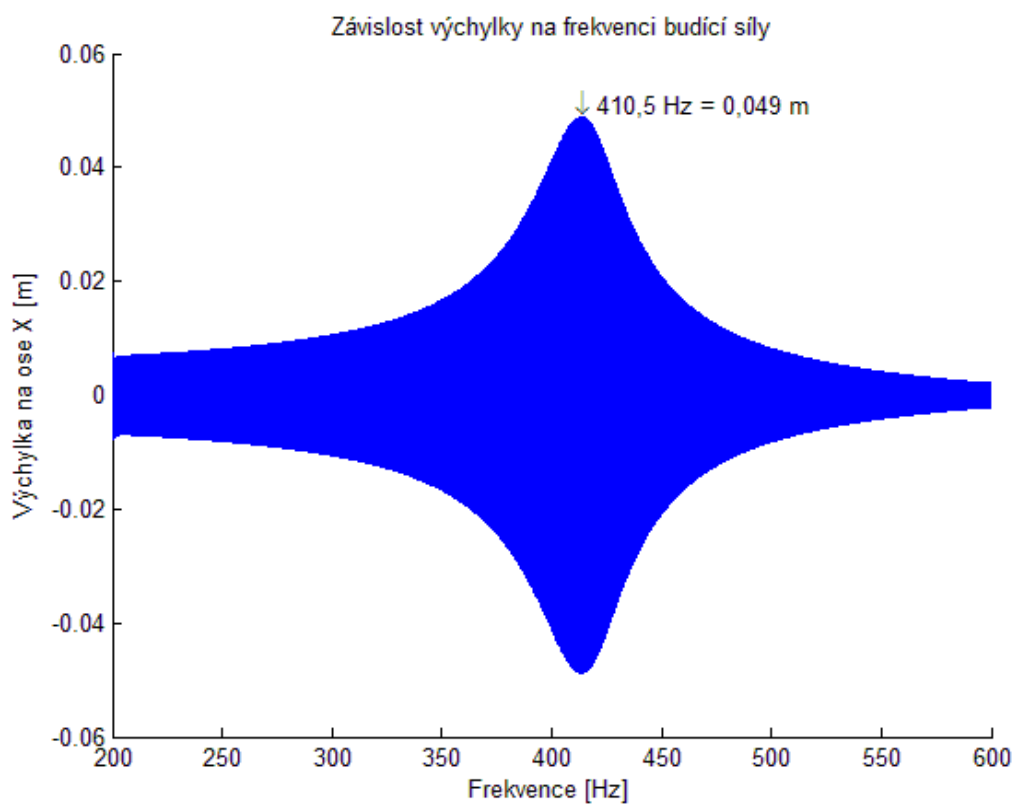
Sada příkazů na vytvoření harmonické analýzy pomocí příkazu *bode*.

Výsledná harmonická analýza vytvořená pomocí příkazu *bode* je na Obrázku 18. Stejněho výsledku by se docílilo blokem *bode plot* v Simulinku.

V Simulinku se provedla harmonická analýza pro frekvenční rozsah 400-600 Hz. Tlumení bylo ponecháno jako defaultně nastavené programem Adams. Při větším rozsahu zkoumané frekvence se nemusí projevit další rezonanční frekvence. To je způsobeno odlišným vlastním tvarem pro další vlastní frekvence. Velikost výchylky při rezonanční frekvenci je závislá na místě a směru, kde se hodnota vyhodnocuje. V určitém bodě by byla i nulová a to za předpokladu, že bod prochází osou ohybu. Z tohoto důvodu je potřeba vykreslit zkoumaný vlastní tvar před zvolením vyhodnocovacího bodu.



Obrázek 18 Harmonická analýza pomocí příkazu *bode*



Obrázek 19 Průběh výchylky na frekvenci budící síly

4.4 Export do programu ADAMS

Pro určité aplikace se dá využít možnosti převodu modelu do programu Adams. Adams je program, který provádí dynamické simulace. Program umí také provádět modální analýzu a harmonickou analýzu stejně jako Ansys. Motivací exportu modelu do programu Adams je srovnání modální analýzy v obou prostředích a možnost redukce počtu stupňů volnosti. Před exportem je potřeba model upravit, aby bylo možno model převést. V první řadě je potřeba odstranit všechny okrajové podmínky (síly a vazby). Pro vytvoření vazby do prostředí Adams poslouží řídicí body (*remote point*). Každý řídicí bod je spojen s uzly na vybrané ploše. Pro každou plochu v místě vetknutí je potřeba vytvořit nový řídicí bod. Tyto body nesmí ležet nikde na modelu a také nesmí být umístěny na sebe. V prostředí Adams tyto body poslouží pro ukotvení modelu, přidání sil a k zjištění výchylky. (12)

Dalším krokem k úspěšnému exportu je vytvoření soboru s příponou *dat* (*model.dat*) z Workbenche pomocí příkazu *Write Input File* (vytvořit vstupní soubor) v záložce *Tools* (nástroje). Tato funkce se zpřístupní, pokud se přesunete ve stromu modelu do oblasti řešení. V Ansysu Mechanical (Classic) se načte model a vypíší se body pomocí záložky *Plot->Nodes* (uzly). Vytvoří se seznam všech bodů a uzlů v modelu. Poslední body jsou řídicí body z prostředí Ansys Workbench. Tyto body lze jednoduše poznat pomocí souřadnic.

NODE	X	Y	Z	THXY	THYZ	THZX
59401	0.12286E-01	0.50000E-01	0.20000	0.00	0.00	0.00
59402	0.20000E-02	0.60286E-01	0.20000	0.00	0.00	0.00
59403	0.20000E-02	0.50000E-01	0.21029	0.00	0.00	0.00

Obrázek 20 Výpis řídicích bodů v programu Ansys Classic

Čísla těchto bodů se použijí do makra, které vytvoří soubor s příponou *mnf* (*model.mnf*). *Modal neutral file* má uloženy informace o pružných a setrvačných vlastnostech spolu s tvary vlastních kmitů tělesa. Makro pro tento model je uvedeno níže. Čísla v makru po příkazu *nselect* určují první a poslední řídicí bod. Počet vlastních tvarů určuje číslo za příkazem *ADAMS*. Při vybrání X vlastních tvarů lze nalézt maximálně prvních X vlastních frekvencí. Je však nutné podotknout, že odpovídají jen prvních pár, vlastních frekvencí, proto je dobré zvolit větší číslo než je počet hledaných vlastních frekvencí. Tímto převedením se provede výrazná redukce stupňů volnosti z původního počtu uzlů krát počet stupňů volnosti v uzlu pro daný prvek na počet vybraných vlastních tvarů krát šest stupňů volnosti. Další případná redukce se může provést přes nástroj Flex. Studentská verze je omezená na 5000 uzlů a proto je potřeba přizpůsobit hustotu sítě pro tento limit. (12)

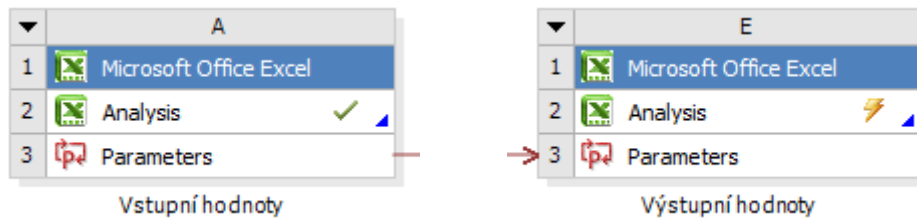
Model s příponou *mnf* lze otevřít v programu Adams. Adams umožňuje redukovat počet stupňů volnosti pomocí Grain-Bamptonovy metody (viz kapitola 2.3.1). Aby se zachovaly okrajové podmínky, je potřeba řídicí body zakotvit. Tím bude přeneseno vetknutí na body, které těmto řídicím bodům podléhají. Pro srovnání redukovaného a neredukovaného modelu byla provedena modální analýza (kap. 4.1.1), která se v programu Adams nazývá vibrační analýza.

```
/UNITS,MPA
nselect,,,59401,59403
ADAMS,20
```

Makro pro export do programu Adams

4.5 Propojení Microsoft Excel s ANSYS WB

Program Ansys nabízí řadu toolboxů, které zvětšují rozsah použitelnosti samotného Ansysu. Jedním z těchto toolboxů je Microsoft Office Excel toolbox, který propojuje Excel s *Parameter Set* (nastavení parametrů) v programu Ansys.



Obrázek 21 Vstupní a výstupní toolbox pro Excel

Propojení programů přináší řadu výhod. Pomocí něj lze například vytvořit v Excelu graf a vložit ho do dokumentu s příponou *.doc* nebo do programu PowerPoint. Změnou libovolného parametru a aktualizací dokumentu se graf aktualizuje a zachovávají se všechna nastavení grafu, jako je popis os a nastavení mřížky. Dále je možné provádět složité matematické a statistické úlohy v programu Excel, které budou mít vstupní nebo výstupní proměnné hodnoty z Ansysu. Excel přímo nespolupracuje s modely. Propojení se provádí přes parametry (*Parameter set*). Z toho vyplývá omezení tohoto spojení - nelze importovat nebo exportovat data, která v parametrech nejsou.

Před vytvořením spojení je potřeba zdůraznit předpoklady, na které je nutno myslet, aby se podařilo vyvarovat chybám nebo ztrátě dat. První předpoklad je dokument v Excelu s podporou maker. Dále je zapotřebí mít pro exportovaná data a importovaná data samostatný dokument. V případě použití jednoho dokumentu pro oba směry výpočet selže. Při přípravě dokumentu je potřeba znát, které hodnoty ukládá Ansys jako skalární a které jako vektorové veličiny. Některé hodnoty totiž Ansys ukládá s jednotkou a proto má hodnota rozměr vektoru. Geometrické rozměry jsou v Ansysu skaláry. Síly a frekvence jsou vektory. Jak Ansys ukládá určitou hodnotu, lze zjistit parametrem. Pokud má hodnota v parametrech jednotku v kolonce za hodnotou, jedná se o vektor. V opačném případě je to skalár. Tato vlastnost přináší velkou výhodu pro propojení parametrů s dokumentem v Excelu, ale také může být zrádná. Výhoda spočívá v přenesení jednotky do tabulky a tím zjednodušení interpretace výsledků.

Z tabulky programu Excel lze zjistit, jestli daná hodnota je v N nebo v kN . Změnou jednotky se také změní hodnota při exportu dat z tabulky. Lze si tedy vybrat, jestli působící síla bude zadána v N nebo kN . Zrádnost spočívá v absenci jednotky u geometrických rozměrů. Změnou jednotky z metrů na milimetry se rozměr modelu nezmění, protože jednotka se v tomto případě nepřenáší společně s hodnotou. Častou chybou bývá aktualizace modelu v programu Ansys před uložením excelového dokumentu, která způsobí ztrátu změn v dokumentu od posledního uložení.

Prvním krokem k vytvoření spojení je příprava excelových dokumentů. Vytvoří se jeden dokument pro export a druhý pro import, oba s podporou maker. V dokumentech se pojmenují buňky, které budou sloužit pro přenos. Pro vektorové hodnoty se označí názvem dvě sousedící buňky a pro skalární jen jedna. Název se vytváří pomocí funkce *definovat název*. Správu názvů lze vybavit pomocí *správce názvů*. Název musí obsahovat klíč. Tento klíč je část textu, oddělená podtržítkem. Například v názvu WB_S1_f1 slouží písmena WB jako klíč. Tento klíč musí obsahovat všechny názvy buněk, které slouží k přenosu. Klíč v Ansysu je v základním nastavení nastavený na písmena WB, což ale lze změnit. Druhým krokem je vytvoření Microsoft Office Excel toolboxů v ansysovém projektu. Přetáhnutím dvou toolboxů do projektu z *Component Systems*. Jeden bude sloužit pro exportovaná data a druhý pro importovaná data. Otevře se toolbox, určený pro import dat. Pomocí *Add File* (přidat soubor) připojíme dokument se vstupními daty. Pod dokumentem se zobrazí názvy, které byly pojmenované v excelovém dokumentu. Všechny proměnné se označí jako výstupní. Ansys se tedy chová jinak, než by se mohlo čekat. Proměnné, označené jako výstupní, považuje za vstupní do projektu.

	A	B	C
1		Input	Output
2	Setup		
3	ansysH1.xlsm		
4	WB_delka	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
5	WB_Fx	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
6	WB_Fy	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
7	WB_Fz	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
8	WB_sirka	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
9	WB_svar	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
10	WB_tloustka	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
11	WB_vyska	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

Vstupní hodnoty		
Parametr	Hodnota	Jednotka
WB_delka	100	mm
WB_vyska	50	mm
WB_sirka	50	mm
WB_tloustka	4	mm
WB_svar	5	mm
WB_Fx	-50	N
WB_Fy	0	N
WB_Fz	0	N

Obrázek 22 Nastavení vstupních dat z Excelu

Tato nelogičnost vznikla tím, že toolbox bere Excel jako řešič a Ansys jako zdroj dat. Matoucí je také možnost zvolit některé proměnné jako vstupní a některé jako výstupní u jednoho dokumentu. Pro toolbox, určený pro export se postupuje stejně, ale proměnné se označí jako vstupní hodnoty.

Pokud se provede změna v excelovém dokumentu, je potřeba provést předem načtení dokumentu v toolboxu. Při aktualizaci projektu se v dokumentu změní hodnoty včetně grafů a navazujících výpočtů.

V této práci bylo využito propojení pro nastavení rozměrů geometrie a výstupních hodnot z jednotlivých analýz. Změnou velikosti svaru v excelovém dokumentu se aktualizují všechny grafy pro všechny modely. Vstupní tabulka je na Obrázku 22. Jednotky, označené v tabulce zeleně se do programu Ansys nepřenáší.

5. ZÁVĚR

Práce obsahuje rešeršní studii metod redukce stupňů volnosti a zaměřuje se na tuto redukci v mechatronických systémech. Další část práce je zaměřená na svařované tenkostěnné konstrukce a zkoumá vliv rozlišovací úrovně svařovaného spoje na výsledky provedených analýz a strojový čas výpočtu. Zabývá se otázkou, do jaké úrovně lze svar zjednodušit, aby byla metoda použitelná. Také se porovnaly výsledky analýz redukovaného a neredukovaného modelu.

Z práce mohou být vyvozeny následující závěry:

- Metod redukci stupňů volnosti je hodně. Tato práce podrobně popsala: Grain-Bamptonovou metodu redukce, Guyanovou redukci, redukce transformací zobecněných souřadnic, parametrickou redukci a metodu modální syntézy. V mechatronických aplikacích se nejběžněji používá metoda Grain-Bamptonova, protože ji využívá program Adams MSC.
- Některé varianty se ukázaly jako nevhodné pro modální analýzu v programu Ansys Workbench. Vliv zvolené metody na nalezené vlastní frekvence je značný (viz tab. 2). Nejmenší průměrný rozdíl lze pozorovat u varianty S3 (1,96%). Absence svaru ovlivní výsledek modální analýzy průměrně o 2,19%.
- Rozdíl mezi nalezenými frekvencemi neredukovaného modelu v prostředí Ansys Workbench a redukovaného modelu v prostředí Adams MSC je přijatelně malý (1%). Pro export byl použit objemový model O1. Program Adams MSC je pro použití při potřebě redukce stupňů volnosti vhodný.
- Z výsledků statické analýzy, provedené v programu Ansys Workbench vyplývá, že oblast ovlivnění volbou geometrie svaru je velká. Vliv zvolené metody na výsledek statické analýzy je uveden v tabulce 3.
- Harmonická analýza byla provedena v programu Ansys Workbench pro všechny varianty geometrie. Pro referenční objemový model O1 byla provedena v programu Simulink a Adams MSC. Z výsledků vyplývá, že nejlépe odpovídá referenčnímu modelu model s absencí svaru O2. Výsledky harmonické analýzy v prostředí Simulink, Matlab a Adams MSC se shodují.

Nutnost nahrazení objemového modelu skořepinovým je patrná z rozdílu doby výpočtu objemového modelu a skořepinového modelu. Doba výpočtu všech analýz trvala 542 sekund pro objemový model, kdežto skořepinový model se počítal 264 sekund na stejném počítači. Z interpretace výsledků pro jednotlivé analýzy jsou patrné výhody a nevýhody jednotlivých metod.

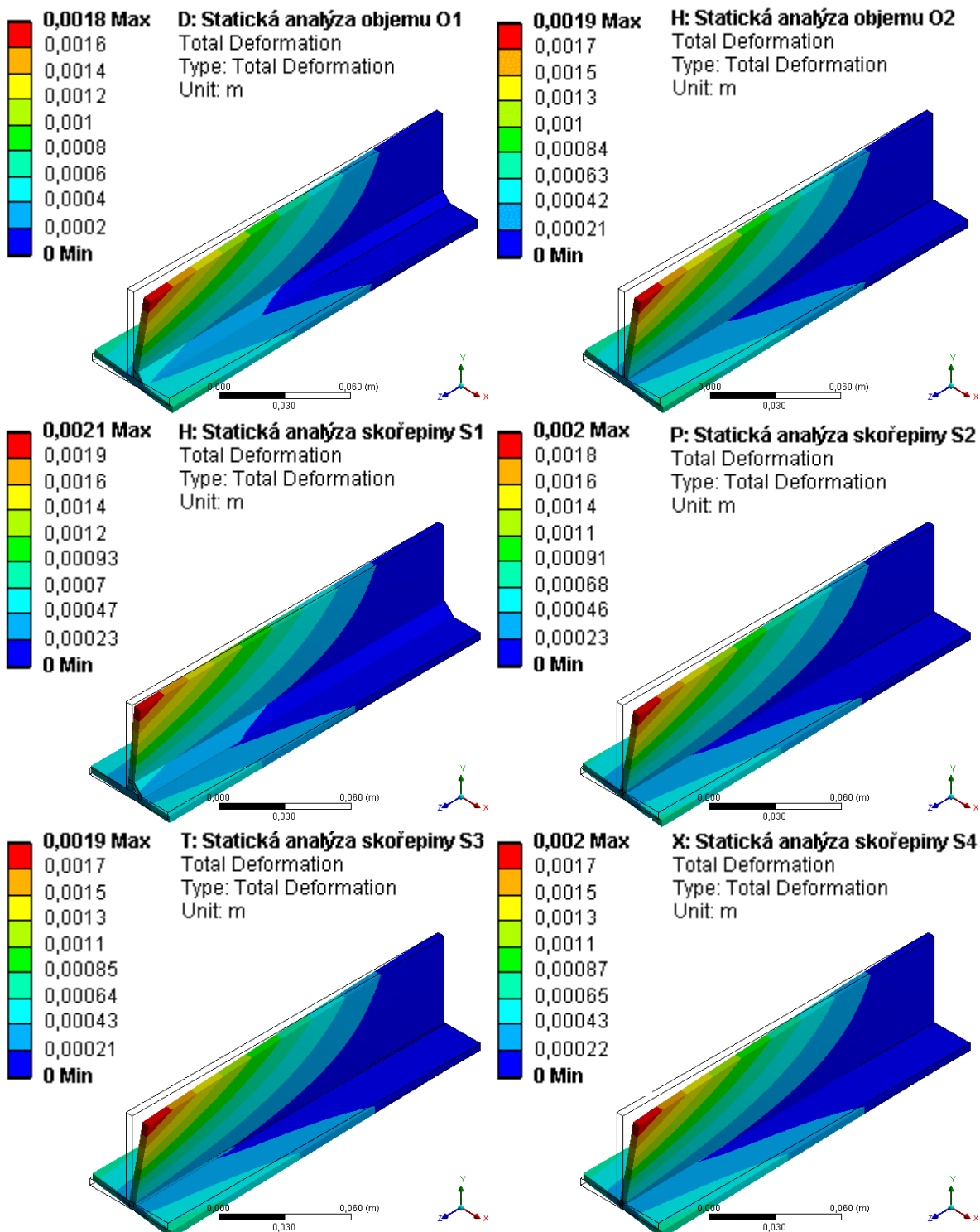
Práce dále popisuje kompatibilitu Ansysu s programy Adams a Excel. Propojení přináší výhody jednotlivých programů a nahrazuje slabá místa v jednotlivých programech. Vývoj těchto programů je silný v různých směrech, a proto je propojení užitečné. V mechatronických aplikacích se často využívá získání stavového popisu systému pomocí programu Adams z MKP modelu vytvořeného Ansysem. Takto získaný stavový model může sloužit k určení velikosti překmitu ruky manipulátoru při dynamickém pohybu, čímž lze předejít nárazu do okolních předmětů. Ze stavového popisu lze určit chování zařízení při buzení v oblasti rezonanční frekvence.

Cíle této práce, stanovené v kapitole 1.2 tak byly v plném rozsahu splněny.

6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

1. KRATOCHVÍL, C., L. HOUFEK, M. HOUFEK a P. KREJČÍ. *Simulace dynamických soustav* [online]. [Cit. 2014-06-03]. Dostupné z: <<http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/SimDSoust>>.
2. HADAŠ, Z., T. BŘEZINA, O. ANDRŠ, J. VETIŠKA a L. BŘEZINA. *Simulation modelling of mechatronic system with flexible parts*. In 15th International Power Electronics and Motion Control Conference and Exposition, EPE- PEMC 2012 ECCE Europe. 1. Novi Sad, Serbia: EPE- PEMC Council, 2012. s. LS2e.1- 1 (LS2e.1-7 s.) ISBN: 978-1-4673-1971- 3
3. ČERVENKA, Milan. *Fyzika 2 pro KyR*. [dokument ve formátu PDF]. Katedra fyziky ČVUT v Praze, Fakulta elektrotechnická. [Cit. 2014-01-03]. Dostupné z: <http://fyzika.feld.cvut.cz/~bednarik/Fyzika_2_pro_KyR.pdf>.
4. PETRUŠKA, Jindřich. *MKP v inženýrských výpočtech*. [online] E-learning VUT, podklady předmětu RIV. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/elearning/file.php/122781/cela_skripta_MKP2011.zip>.
5. BILOŠOVÁ, ALENA. *Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: část Modální zkoušky*. [dokument ve formátu PDF]. 1.vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2012. [cit. 2014-04-02]. Dostupné z: <http://www.337.vsb.cz/materialy/BilosovaAlena_EMAskripta.pdf>.
6. KOHNKE, Peter. *ANSYS: Theory reference*. [dokument ve formátu PDF]. Canonsburg: Ansys, Inc, 1992, last revision November 1999. [Cit.:2014-03-09]. Dostupné z: <<http://research.me.udel.edu/~lwang/teaching/MEx81/ansys56manual.pdf>>.
7. HUEBNER K. H., E. A. THORNTON a T. G. BYROM. *The finite element method for engineers*. 3rd ed. New York: Wiley-interscience, 1995. 613 p. ISBN 0-471-54742-5
8. PETRUŠKA, Jindřich a Tomáš NÁVRAT. *Výpočty konstrukcí metodou konečných prvků 2009*. 1.vyd. Brno: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky FSI VUT v BRNĚ, Ústav termomechaniky AV ČR, VAMET s. r. o., Česká společnost pro mechaniku, 2009. 103 s. ISBN 978-80-214-3996-2
9. KRATOCHVÍL, Ctirad a Jaromír SLAVÍK. *Mechanika těles Dynamika*. 4. vyd. Brno: Akademické nakladatelství Cerm, s. r. o., 2007. 227 s. ISBN 978-80-214-3446-2
10. ŠTASTNÝ, Karel. *Problematika dimensování koutových svariů*. [disertační práce] Brno. Vysoké učení technické v Brně, Strojní fakulta, 1972. 112 s. Vedoucí disertační práce Karel Dvořák.
11. BŘEZINA, T., J. VETIŠKA, Z. HADAŠ a L. BŘEZINA. *Simulation Modelling and Control of Mechatronic Systems with Flexible Parts*. In Mechatronics Recent Technological and Scientific Advances. Berlin: Springer, 2011. s. 569-578. ISBN: 978-3-642-23243- 5.
12. MERKL, M. *Analýza výpočtového modelu konstrukce mechatronické soustavy a jeho dynamické chování*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 41 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Vosynek.

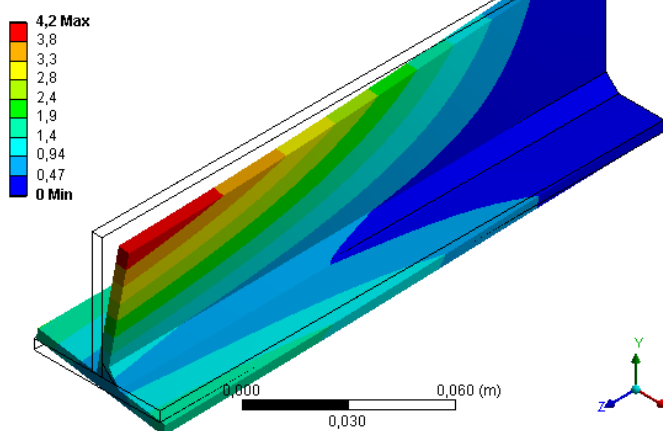
7. PŘÍLOHY



Obrázek 23 Deformace pro varianty O1, O2, S1, S2, S3 a S4 při statické analýze

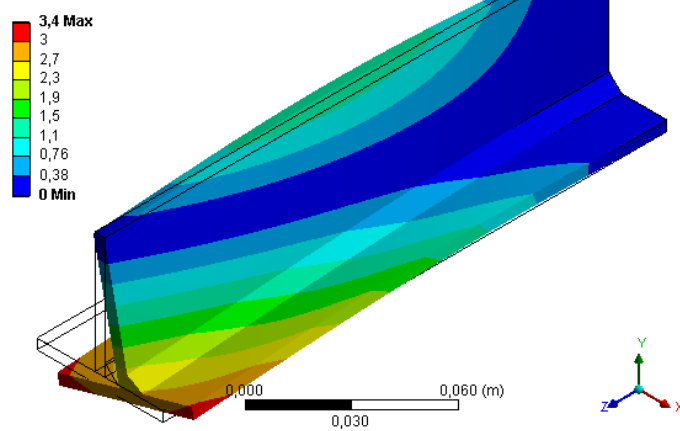
První vlastní tvar modelu O1

při 422Hz



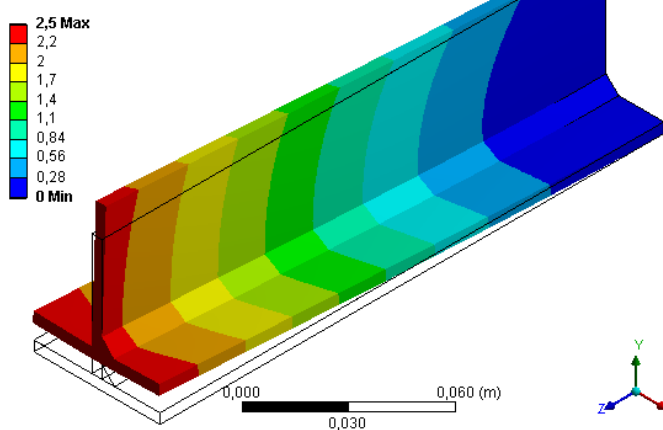
Druhý vlastní tvar modelu O1

při 871Hz



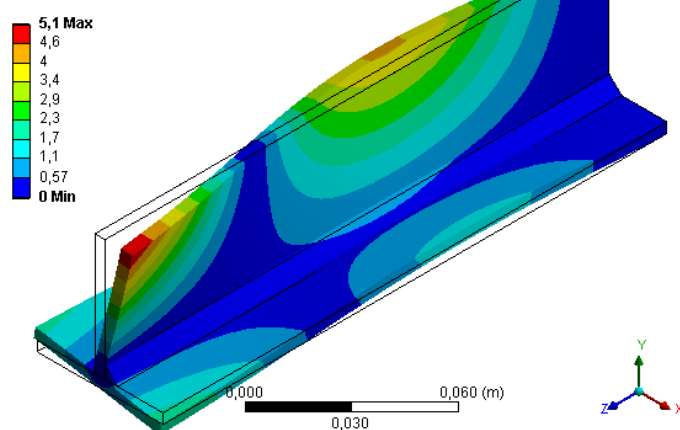
Třetí vlastní tvar modelu O1

při 1028Hz



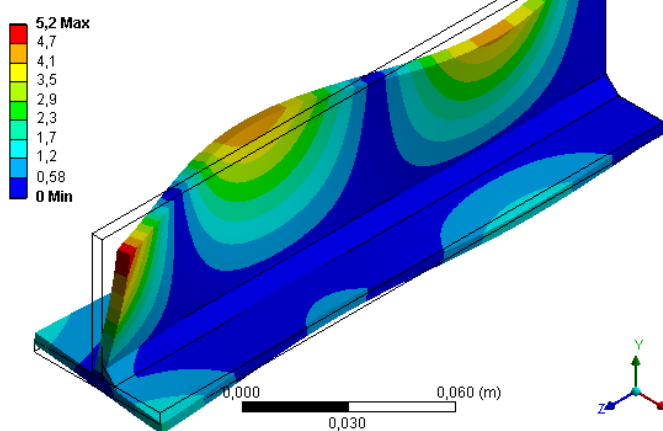
Čtvrtý vlastní tvar modelu O1

při 1398Hz



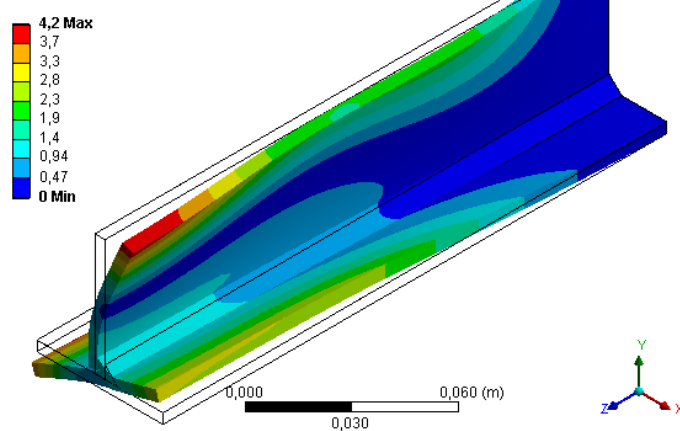
Pátý vlastní tvar modelu O1

při 2499Hz



Šestý vlastní tvar modelu O1

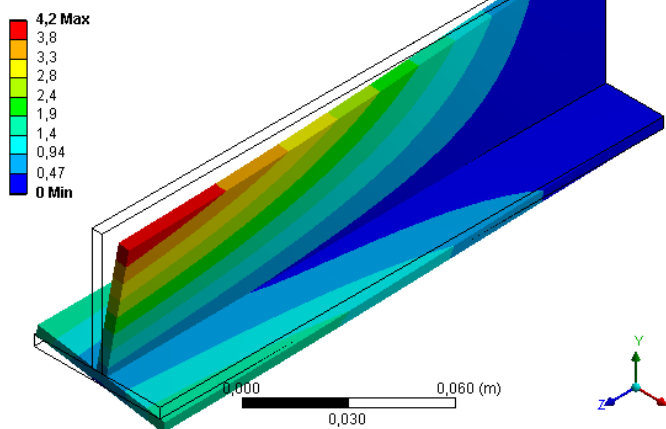
při 2792Hz



Obrázek 24 První až šestý vlastní tvar modelu O1

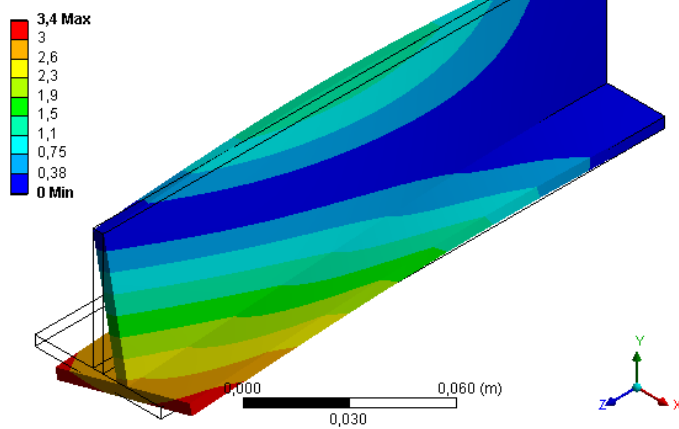
První vlastní tvar modelu O2

při 409Hz



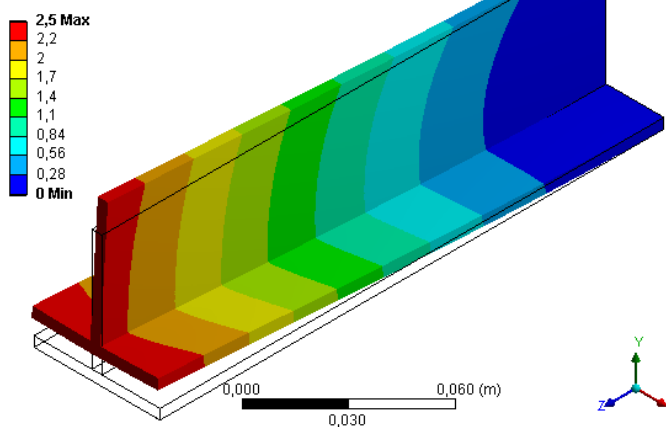
Druhý vlastní tvar modelu O2

při 880Hz



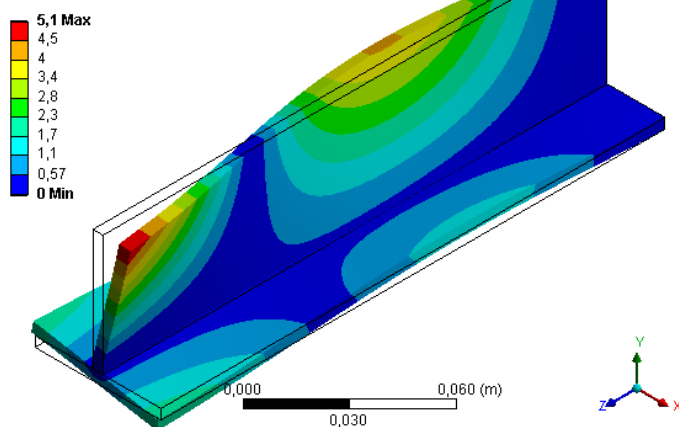
Třetí vlastní tvar modelu O2

při 1041Hz



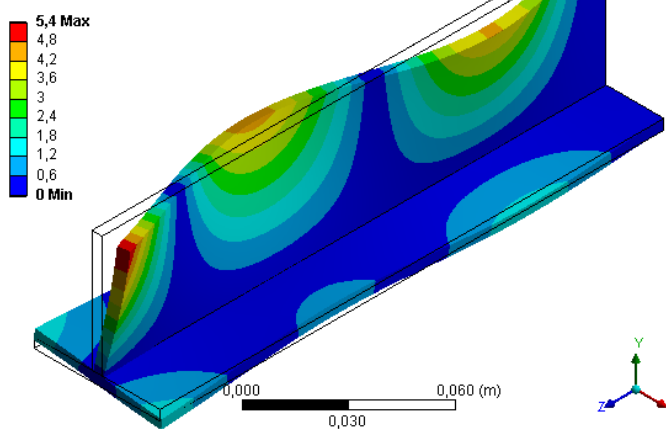
Čtvrtý vlastní tvar modelu O2

při 1353Hz



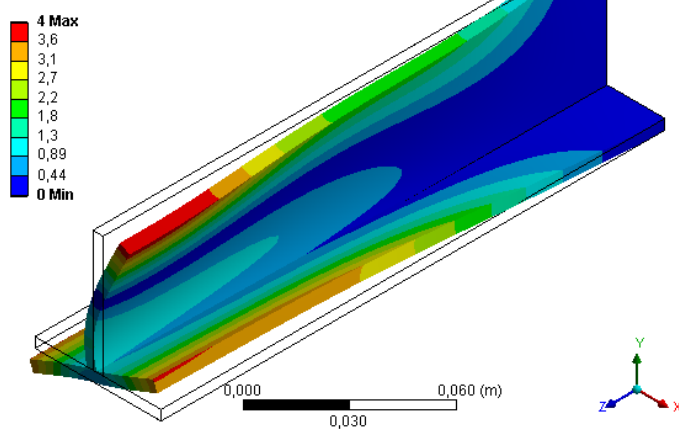
Pátý vlastní tvar modelu O2

při 2428Hz



Šestý vlastní tvar modelu O2

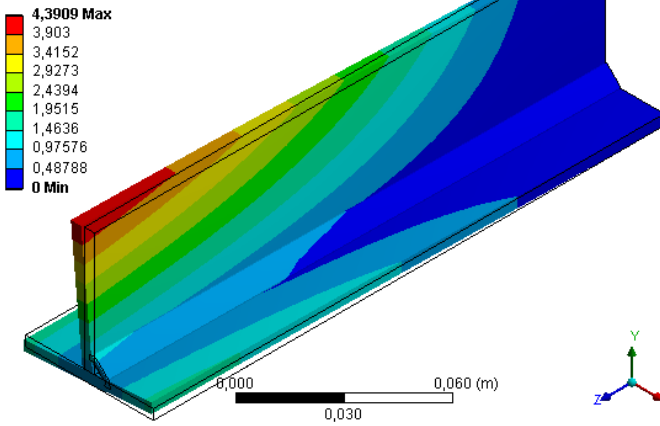
při 2845Hz



Obrázek 25 První až šestý vlastní tvar modelu O2

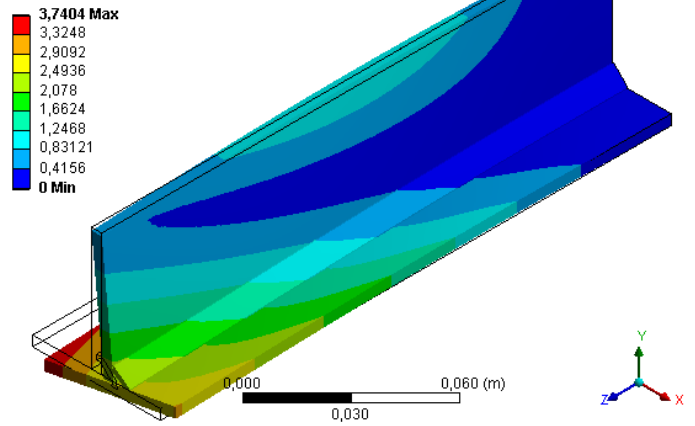
První vlastní tvar modelu S1

při 405Hz



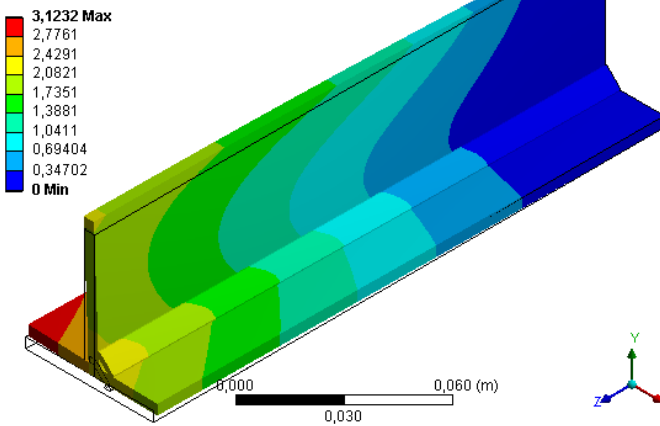
Druhý vlastní tvar modelu S1

při 855Hz



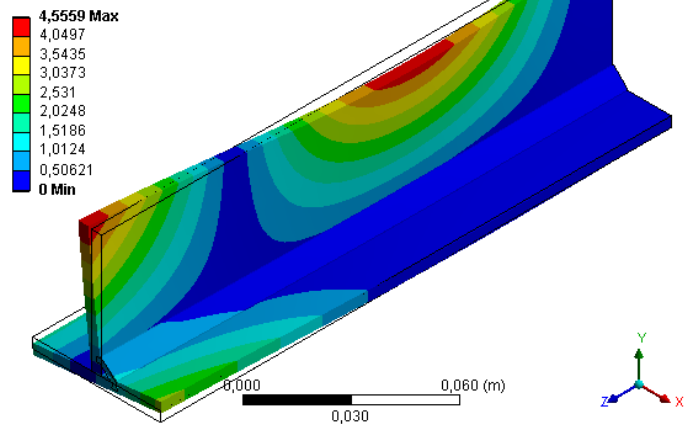
Třetí vlastní tvar modelu S1

při 953Hz



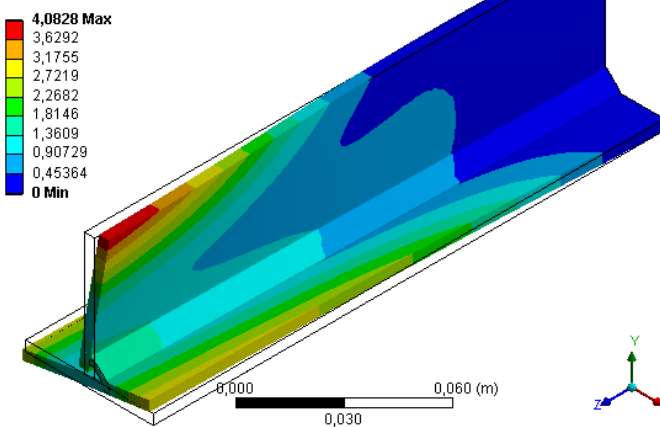
Čtvrtý vlastní tvar modelu S1

při 1310Hz



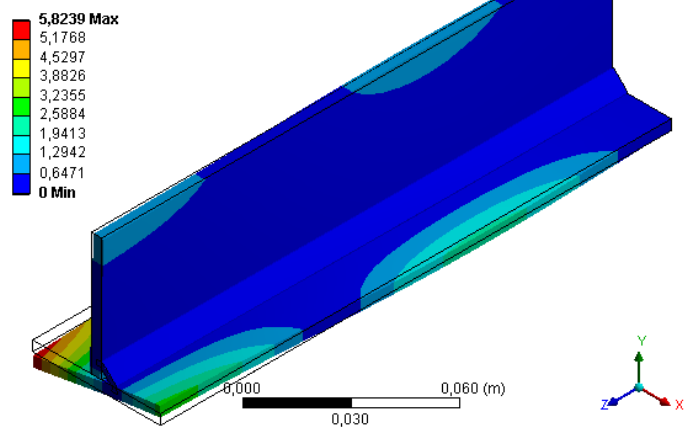
Pátý vlastní tvar modelu S1

při 1396Hz



Šestý vlastní tvar modelu S1

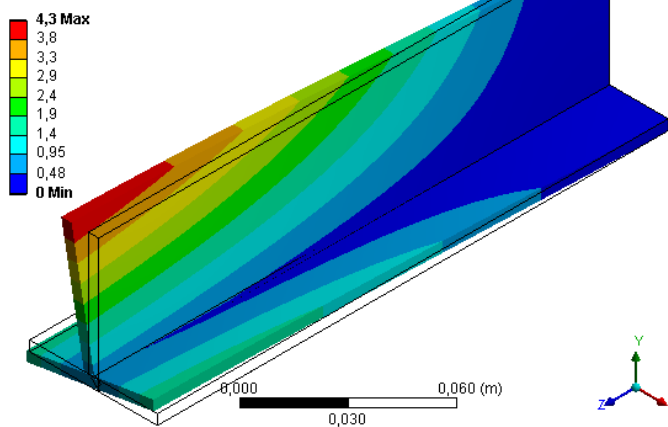
při 2136Hz



Obrázek 26 První až šestý vlastní tvar modelu S1

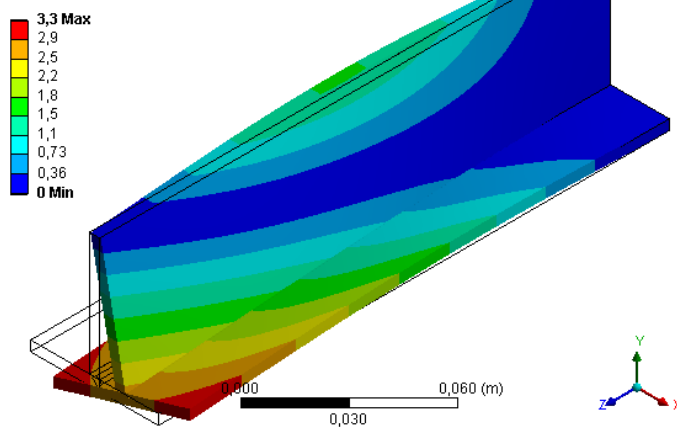
První vlastní tvar modelu S2

při 402Hz



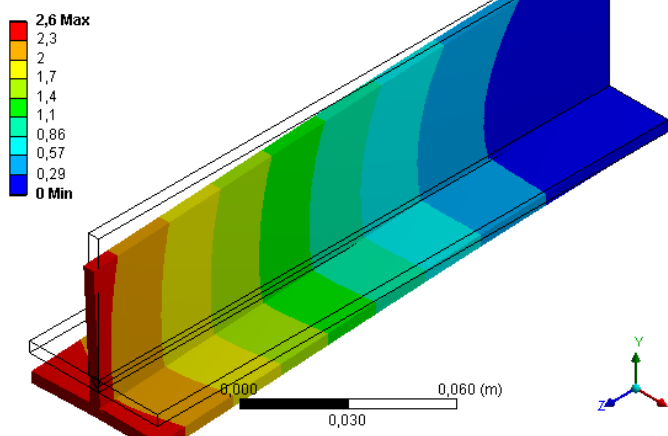
Druhý vlastní tvar modelu S2

při 871Hz



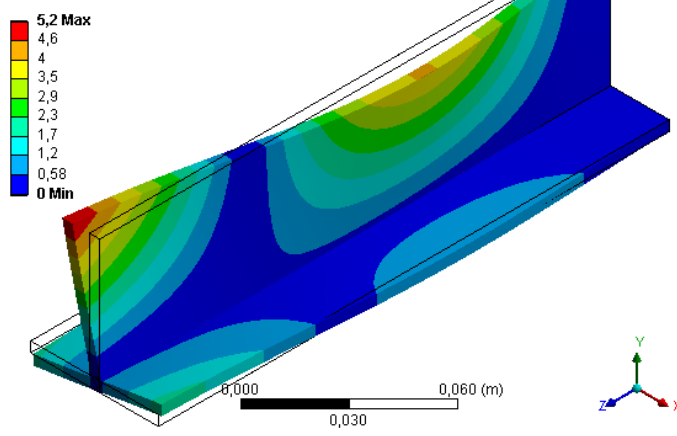
Třetí vlastní tvar modelu S2

při 1028Hz



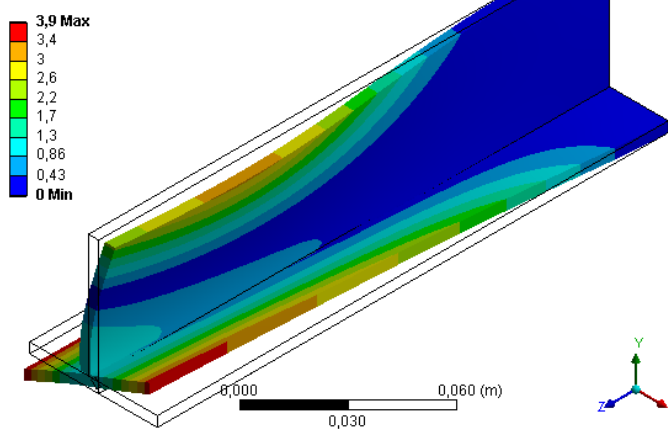
Čtvrtý vlastní tvar modelu S2

při 1312Hz



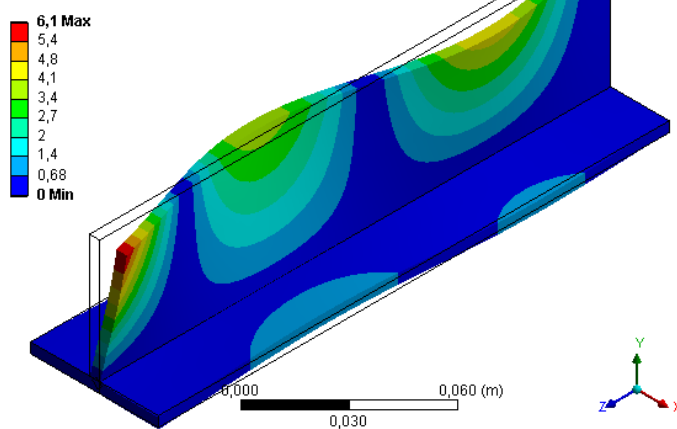
Pátý vlastní tvar modelu S2

při 2111Hz



Šestý vlastní tvar modelu S2

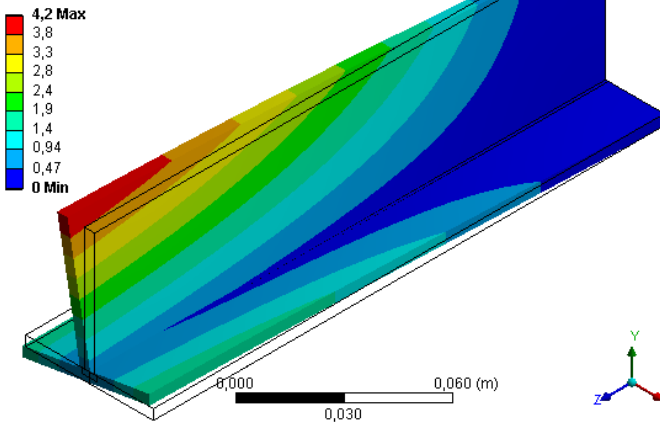
při 2370Hz



Obrázek 27 První až šestý vlastní tvar modelu S2

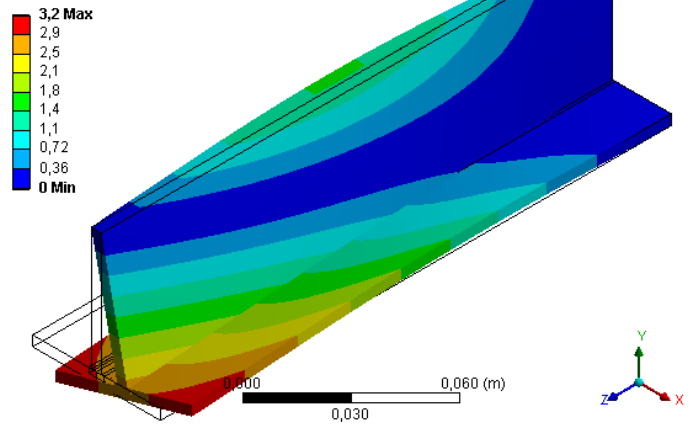
První vlastní tvar modelu S3

při 408Hz



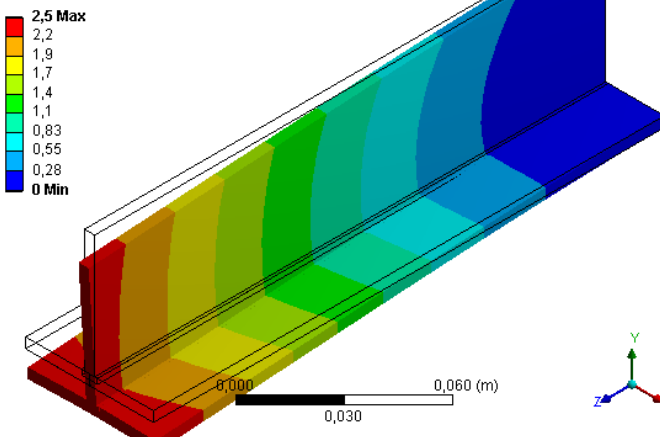
Druhý vlastní tvar modelu S3

při 866Hz



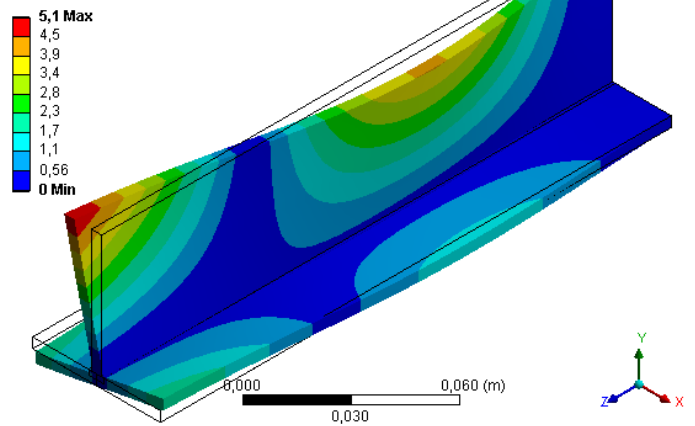
Třetí vlastní tvar modelu S3

při 1031Hz



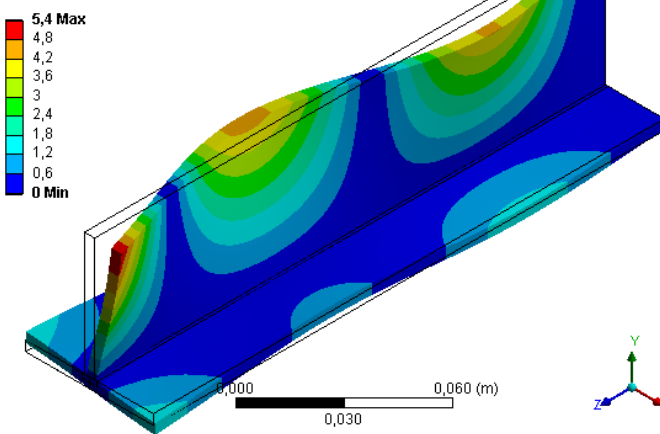
Čtvrtý vlastní tvar modelu S3

při 1356Hz



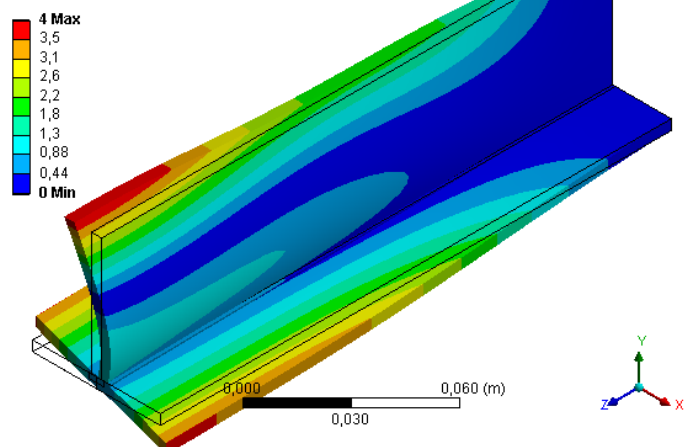
Pátý vlastní tvar modelu S3

při 2452Hz



Šestý vlastní tvar modelu S3

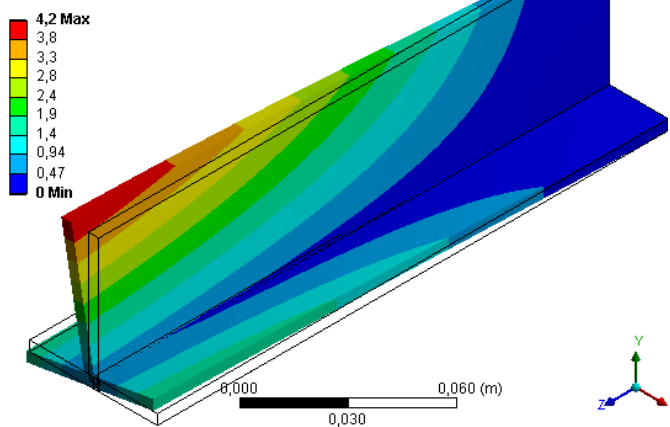
při 2870Hz



Obrázek 28 První až šestý vlastní tvar modelu S3

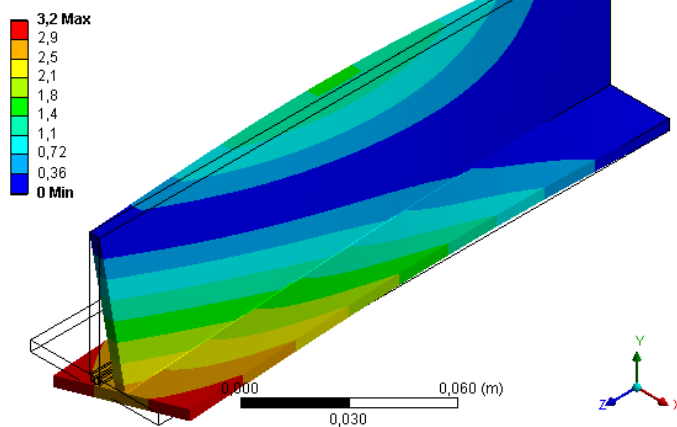
První vlastní tvar modelu S4

při 406Hz



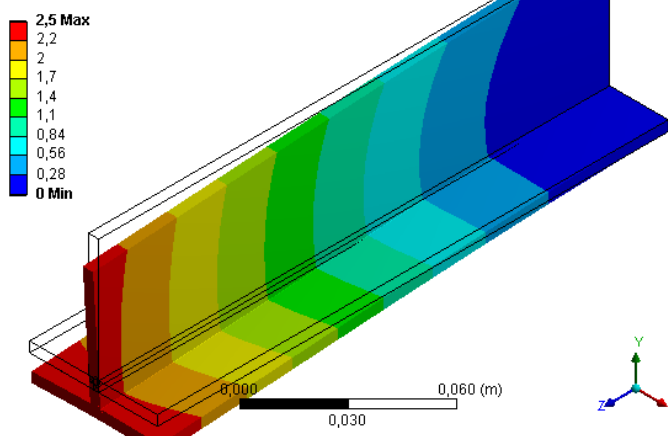
Druhý vlastní tvar modelu S4

při 864Hz



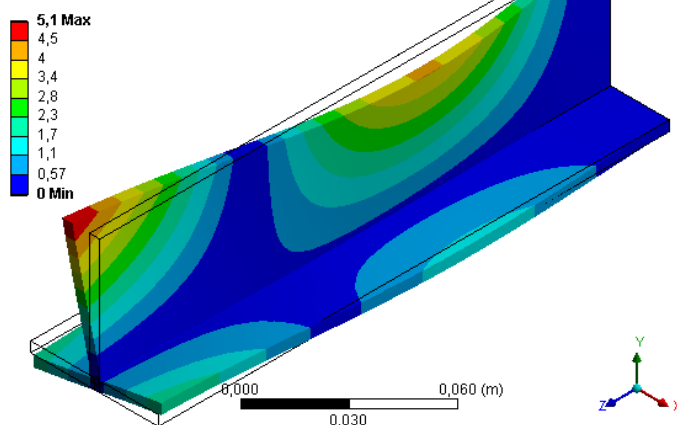
Třetí vlastní tvar modelu S4

při 1031Hz



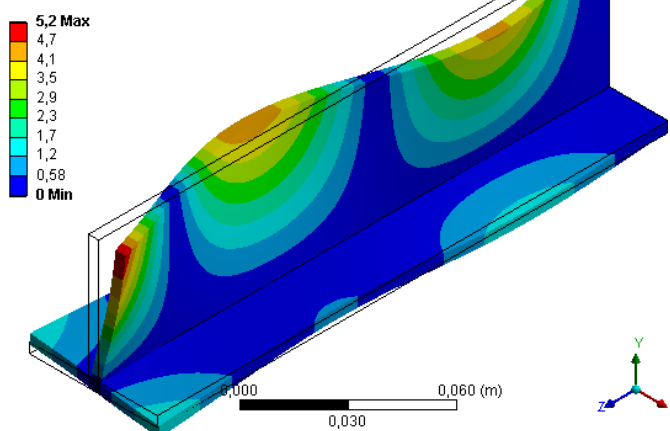
Čtvrtý vlastní tvar modelu S4

při 1398Hz



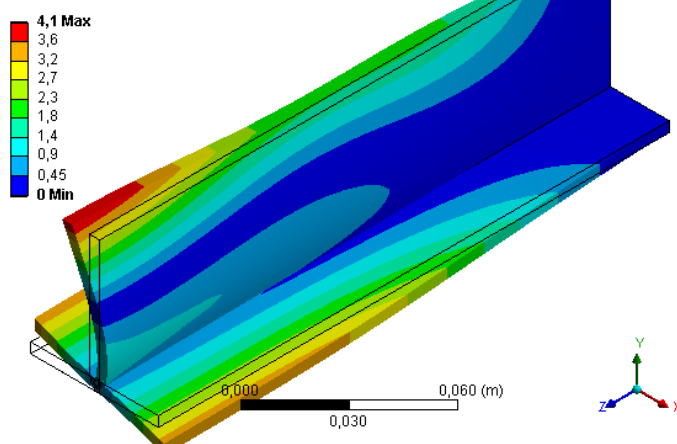
Pátý vlastní tvar modelu S4

při 2499Hz



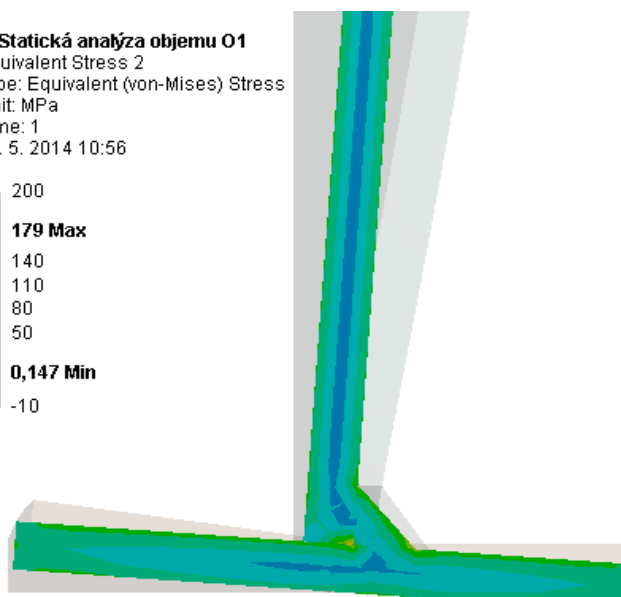
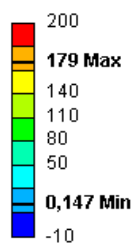
Šestý vlastní tvar modelu S4

při 2792Hz

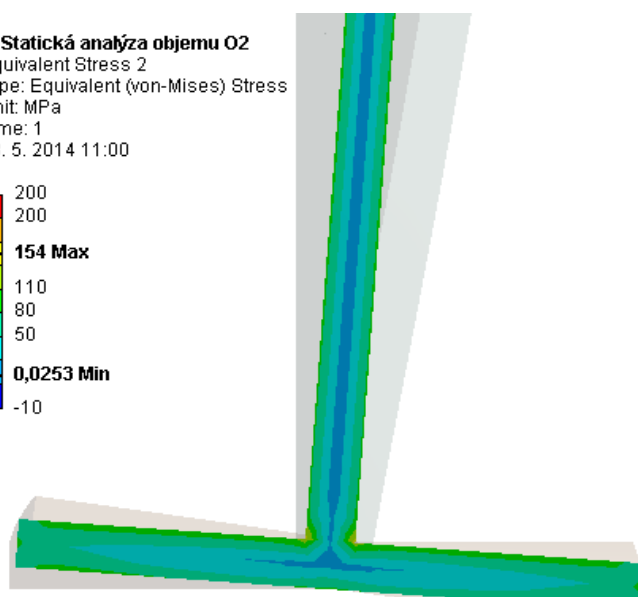
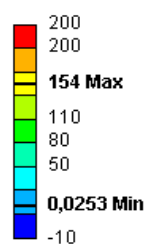


Obrázek 29 První až šestý vlastní tvar modelu S4

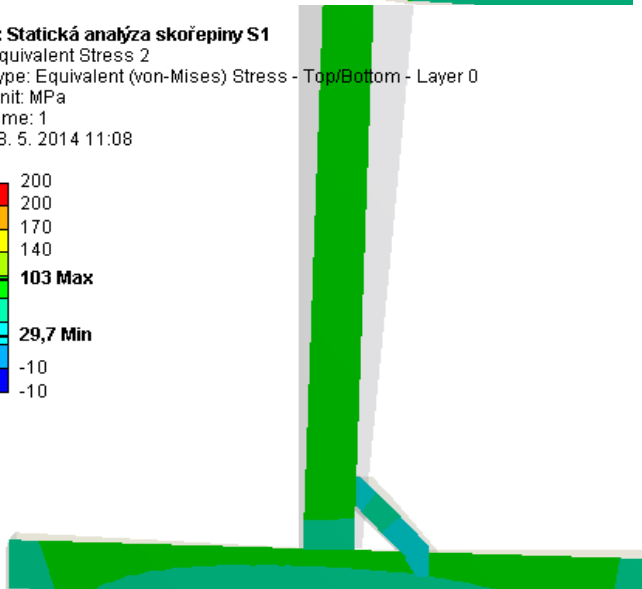
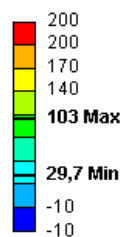
D: Statická analýza objemu O1
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 28. 5. 2014 10:56



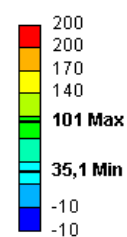
H: Statická analýza objemu O2
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 28. 5. 2014 11:00



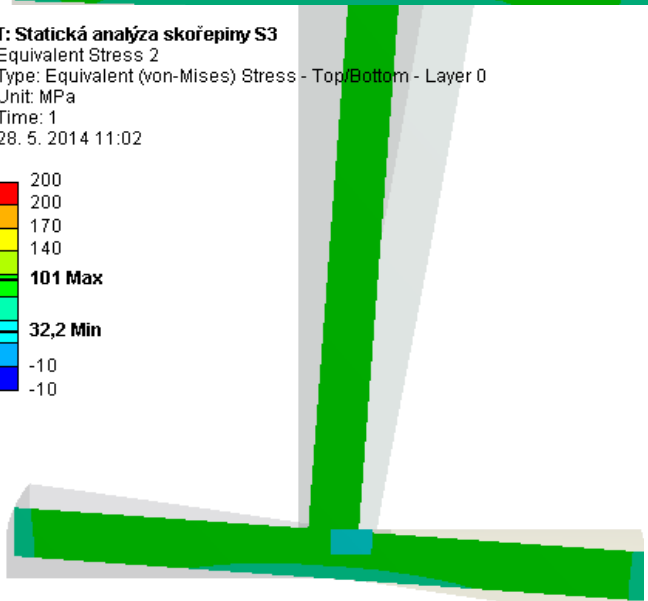
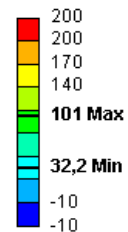
H: Statická analýza skořepiny S1
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom - Layer 0
 Unit: MPa
 Time: 1
 28. 5. 2014 11:08



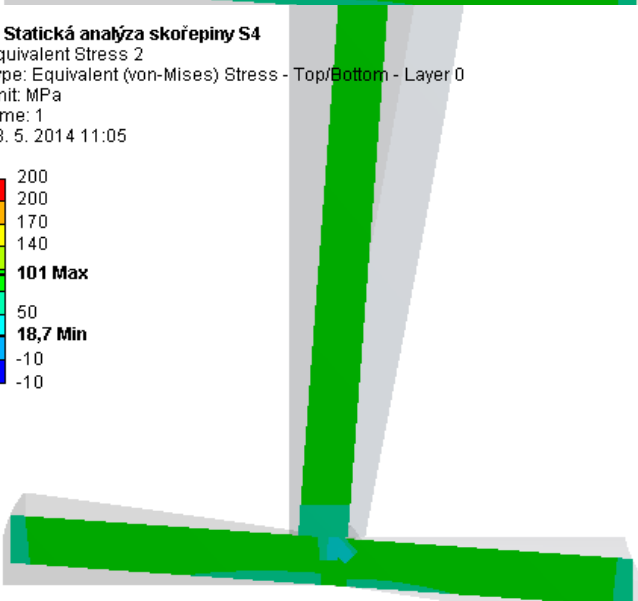
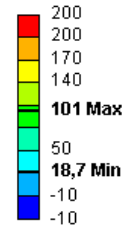
P: Statická analýza skořepiny S2
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom - Layer 0
 Unit: MPa
 Time: 1
 28. 5. 2014 11:03



T: Statická analýza skořepiny S3
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom - Layer 0
 Unit: MPa
 Time: 1
 28. 5. 2014 11:02



X: Statická analýza skořepiny S4
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom - Layer 0
 Unit: MPa
 Time: 1
 28. 5. 2014 11:05



Obrázek 30 Vizualizace redukovaného napětí HMH v řezu

7.1 Seznam elektronických příloh

Níže uvedené přílohy se nachází na CD nosiči, který je přílohou bakalářské práce.

Příloha 1: Archivovaný Ansys projekt bez výsledkových souborů.

Příloha 2: Program použití při harmonické analýze v Matlabu, včetně přenosových matic A, B, C, D z modelu O1.