

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

POSOUZENÍ KYVNÝCH PODPĚR TURBÍNY Z HLEDISKA
VZNIKU MS DEFORMAČNÍ STABILITY
STABILITY ANALYSIS OF SWINGING PROPS TURBINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PETR BUKOVSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PETR SKALKA, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Bukovský

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Inženýrská mechanika a biomechanika (3901T041)**

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 diplomové práce:

Posouzení kyvných podpěr turbíny z hlediska vzniku MS deformační stability

v anglickém jazyce:

Stability analysis of swinging props turbines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Turbínové skříně bývají, z důvodu teplotní roztažnosti, ukotveny na jedné straně pevným uložením a na straně druhé uložením umožňujícím dilataci, např. kyvnou podpěrou. Kyvná podpěra umožňuje posuv skříně jak ve směru osy turbíny, tak ve směru kolmém. U turbin firmy Siemens se používají kyvné podpěry, které díky své pružnosti zajišťují spolehlivé vedení skříně turbíny.

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je stanovení kritického zatížení kyvných podpěr, které vyvolává MS deformační stability.

Seznam odborné literatury:

PETRUŠKA, J.: Počítačové metody mechaniky - Metoda konečných prvků, Brno 2003. Studijní opory [online]. Dostupný z [www: http://www.umt.fme.vutbr.cz/index.php?option=com_content&task=view&id=79&Itemid=37](http://www.umt.fme.vutbr.cz/index.php?option=com_content&task=view&id=79&Itemid=37)

Janíček, P., Ondráček, E., Vrbka, J.: Pružnost a pevnost I, Brno 1992. Studijní opory [online]. Dostupný z [www: http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/Pruznost_pevnost_1_Janicek_Ondracek_Vrbka.pdf](http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/Pruznost_pevnost_1_Janicek_Ondracek_Vrbka.pdf)

Vlk, M., Florian, Z.: Mezní stavy a spolehlivost, Brno 2007. Studijní opory [online]. Dostupný z [www: http://www.zam.fme.vutbr.cz/~vlk/meznistavy.pdf](http://www.zam.fme.vutbr.cz/~vlk/meznistavy.pdf)

Petruška, J.: MKP v inženýrských výpočtech. Studijní opory [online]. Dostupný z [www: http://www.umt.fme.vutbr.cz/cz/studium/studijni-materialy.html](http://www.umt.fme.vutbr.cz/cz/studium/studijni-materialy.html)

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Skalka, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 25.10.2011

L.S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá výpočtovým modelováním dvou řad podpěr podírajících turbínu. Výstupem práce je nalezení maximálního možného zatížení, při kterém ještě nedochází ke vzniku MS deformační stability pro různé geometrické imperfekce. Výpočet byl řešen v MKP dvěma způsoby: lineární řešení (využití převedení výpočtu na vlastní problém) a nelineární řešení (využití deformační varianty MKP). Analýza výsledků porovnává výstupy z obou způsobů řešení.

Se zohledněním známých vlivů ovlivňující provozní stav byl navržen koeficient bezpečnosti pro provoz podpěr.

Summary

Master thesis deals with a computing simulation of two props turbines lines. The thesis output is gaining maximum possible load, at which a commencement of deformation stability critical state for various geometrical imperfections has not arisen yet. The calculation has been done by FEM in two different ways: linear solution (using a calculation conversion into eigenbuckling) and nonlinear solution (using a FEM deformation option). Result analysis compares both methods outcomes.

Safety factor for the props operation has been proposed taking into consideration known influences on operating state.

Klíčová slova

Turbínové podpěry, vzpěrná stabilita, výpočtové modelování, ANSYS, řešení stability jako vlastní problém, nelineární řešení, návrh bezpečnosti.

Keywords

Props of turbine, stability analysis, computational modeling, ANSYS, linear eigenbuckling, nonlinear solution, safety factor suggestion.

BUKOVSKÝ, P. *Posouzení kyvných podpěr turbíny z hlediska vzniku MS deformační stability*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 55 s. Vedoucí - Ing. Petr Skalka, Ph.D.

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vypracoval samostatně pod dohledem vedoucího s využitím odborné literatury a dalších dostupných zdrojů informací, které jsou citovány a uvedeny v seznamu literatury.

Bc. Petr Bukovský

Děkuji všem, kteří mě při psaní diplomové práce podporovali hmotně i duchovně, obzvláště Bohu, všem křestním a biřmovacím patronům, manželce a vedoucímu mé diplomové práce. Velké poděkování patří i моým rodičům, kteří mě podporovali v průběhu celého studia.

Bc. Petr Bukovský

Obsah

1	Úvod	3
2	Zadání	4
3	Problémová situace a systém podstatných veličin	6
3.1	Problémová situace	6
3.1.1	Typ problému	6
3.1.2	Analýza problémové situace	6
3.2	Systém podstatných veličin	7
3.2.1	Obecné pojednání o systému podstatných veličin	7
3.2.2	Aplikace systému podstatných veličin	9
4	Úvod do teorie	10
4.1	Mezní stavy	10
4.2	Odvození MS deformační stability	10
4.3	Metoda konečných prvků	14
4.4	Způsoby řešení vzpěru pomocí MKP	14
4.5	Řešení vzpěrné stability - vlastní problém	15
4.6	Iterační přístup	16
4.7	Výpočtové prvky	17
5	Vytvoření výpočtového modelu	20
5.1	Model dekompozice a topologie podpěr	20
5.2	Model geometrie	21
5.2.1	Diskretizace geometrie na konečnoprvkovou síť	22
5.3	Model okrajových a počátečních podmínek	23
5.4	Model materiálu	23
5.5	Výpočtový hardware a software	24
5.6	Získávání výsledků	25
6	Řešení vzpěrné stability jako vlastní problém	27
6.1	Algoritmus výpočtu	27
6.2	Okrajové podmínky	28
6.3	Prezentace a analýza výsledků lineárního přístupu	29
6.3.1	Kyvňá podpěra	29
6.3.2	Pevná podpěra	31
7	Zjištění symetrie úlohy	34
7.1	Algoritmus výpočtu	34
7.2	Okrajové podmínky	35
7.3	Prezentace výsledků	35

8	Nelineární řešení vzpěrné stability	37
8.1	Algoritmus výpočtu	38
8.2	Okrajové podmínky	39
8.3	Prezentace výsledků nelineárního výpočtu	40
8.3.1	Porovnávací kritéria	41
8.3.2	Prezentace výsledků kyvné podpěry	43
8.3.3	Prezentace výsledků pevné podpěry	46
9	Analýza výsledků	48
9.1	Kyvná podpěra	48
9.2	Pevná podpěra	49
10	Návrh bezpečnosti	50
11	Závěr	51
A	Přílohy	I
A.1	Výkresová dokumentace	I

1 Úvod

Člověk, tvor vynalézavý, má potřebu zkoumat přírodní zákonitosti. Poučením se ze získaných poznatků a správně formulovaných závěrů se obohacuje a své vědomosti dále uplatňuje při vynalézání. Nejinak tomu bylo u vynalezení elektrické energie, konkrétně střídavého proudu.

První slova mé diplomové práce, věnuji dvěma vynálezčům, kteří se zasadili o výrobu elektrické energie pomocí generátoru a parní turbíny a zároveň i o téma mé diplomové práce. Za dnešní podobu zařízení, která generují střídavý elektrický proud, vděčíme jednomu z největších vynálezců 19. století, srbu Nikolu Teslovi. Neméně obdivu si zaslouží irský vynálezce, Charles Algernon Parsons, který v roce 1884 vynalezl přetlakovou parní turbínu.

Předkládaná práce vychází z potřeby znát přípustné zatížení podpěr nesoucích turbínovou sříň. Vstupními parametry dodané zadavatelem práce: model materiálu, model geometrie a rozložení teplotního pole. Pro obsáhlost vstupních parametrů a charakter výpočtu jsem použil metodu konečných prků. Výpočty jsou vytvářeny parametrickým makrem, které umožňuje přepočítání všech výsledků při změně některého z parametrů.

Nalezení MS deformační stability je obvykle komplikovaná nepřímá úloha, kdy nelze dopředu odhadnout náročnost. Výpočty často divergují a cíl řešení se nachází v nedohlednu. Přeměna výpočtu na konvergující si mnohdy žádá upravení velikosti zatěžovacího kroku případně jemné pozměnění okrajové podmínky. Výpočty jsou prováděny pro kontrolu dvěma různými způsoby, lineárním (hledání vlastního čísla) a nelineárním. Oba přístupy se liší a měli by potvrdit či vyvrátit správnost výpočtu, případně nemožnost použitelnosti pro dané řešení.

Diplomová práce by měla sloužit ke zjištění přípustného zatížení pro různé imperfekce. Požadavkem zadavatele je zřehlednění výsledků, které by byly pomocným vodítkem konstruktéra navrhující nosnou část turbínové skříně.

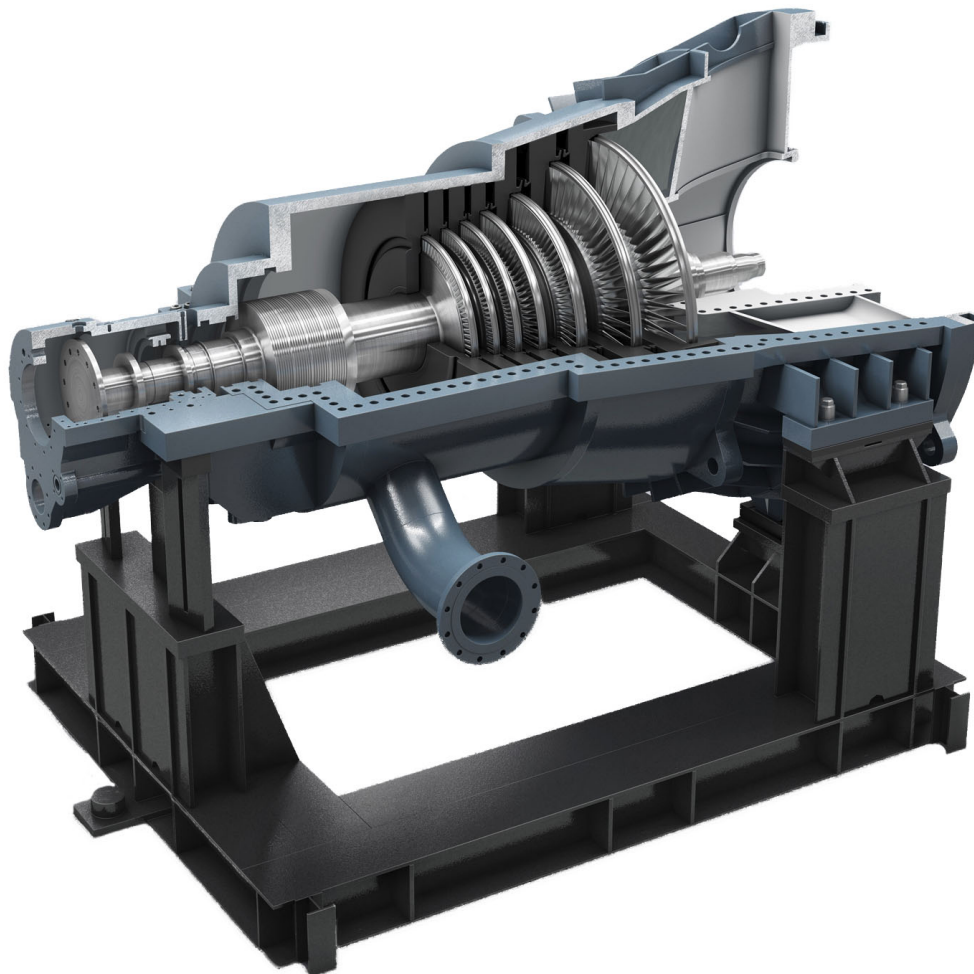
2 Zadání

Firma Siemens používá kyvné podpěry pro ukotvení skříně turbíny k základnímu rámu. V praxi se používají dva druhy podpěr, které jsou v páru, a to kyvné a pevné podpěry.

Turbínová sříň je pevnými podpěrami ukotvena pevně v jednom místě, které se nazývá pevným bodem (při dilataci turbíny způsobené změnou teploty neměnným). Tento bod je obvykle umístěn poblíž osy výstupního hrdla skříně. Teplotní dilatace podstatně roztahuje skřín od pevného bodu ve směru osy rotace turbíny. Současně pevné ukotvení pevnou podpěrou nebrání posuvu ve vodorovné rovině kolmé na osu stroje.

Kyvná podpěra, přišroubovaná na vstupní straně páry do turbíny, umožňuje turbínové skříně dilatovat ve směru rovnoběžném i kolmém na osu rotace turbíny. Aby nedocházelo k větším posuvům této podpěry, je při montáži její vrchní část předsunuta proti směru dilatace turbínové skříně.

Velikost a provedení podpěr jsou unifikovány pro typovou řadu SST-300, kde je praxí prověřeno užívání tohoto typu ustavení turbínové skříně pro posuv v různých směrech. Podpěry byly navrženy ještě v době, kdy je nebylo možné přesněji výpočtově zkontrolovat. Není tedy známo maximální přípustné zatížení (odpovídá hmotnosti turbínového soustrojí na nich uložené), které jsou bez vzniku MS deformační stability schopny přenést. Způsob montáže podpěr je na obrázku 2.1 použit u novější typové řady turbín SST-400.

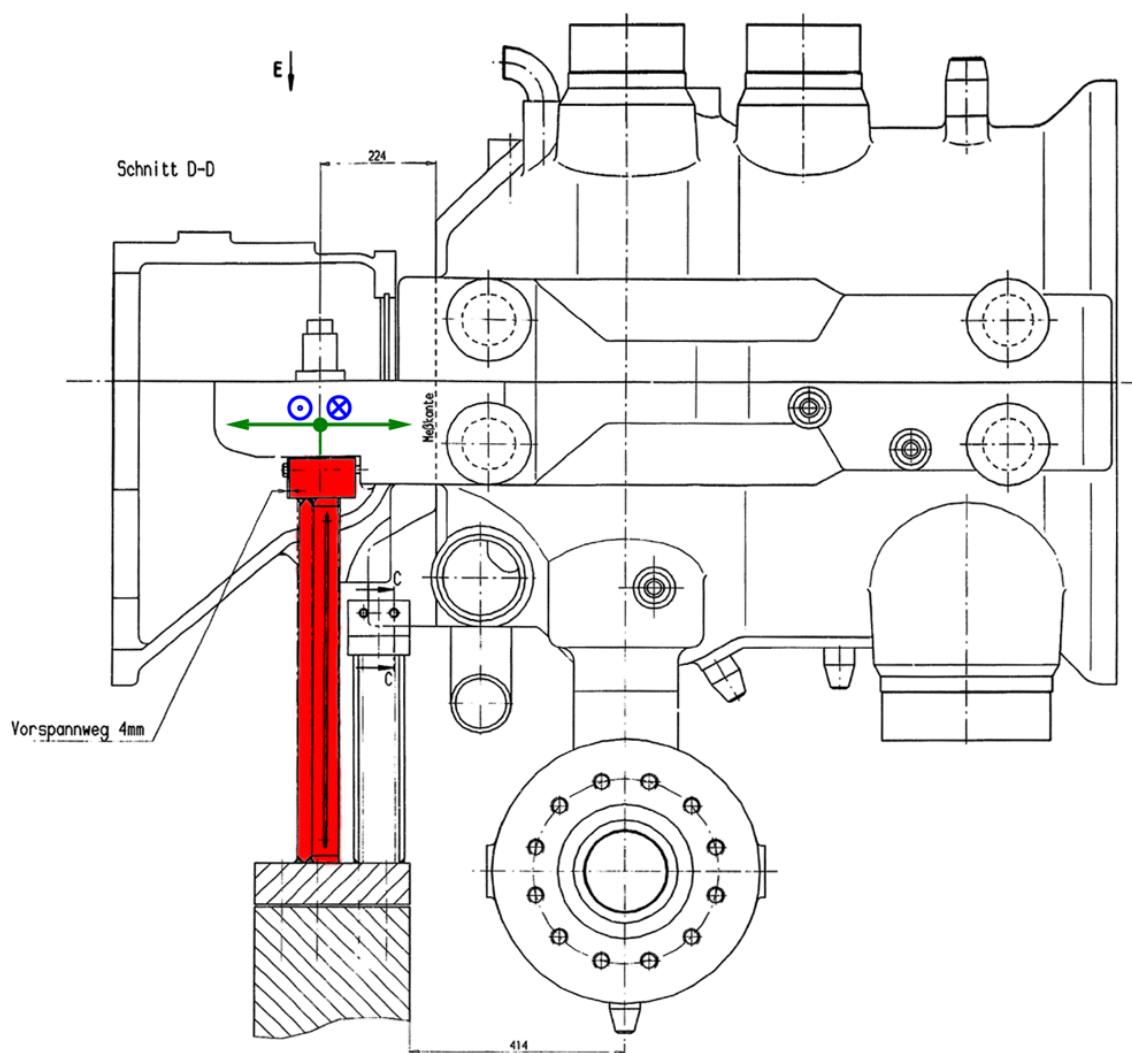


Obrázek 2.1: [15] Nosný rám turbíny s kyvnými podpěrami.

Stávající návrh kyvných podpěr byl vyvinut v minulosti pro tehdejší parametry (rozměry a hmotnosti) turbín. Další vývojem turbínové řady došlo k postupnému nárůstu těchto parametrů. Proto vznikla potřeba verifikace a stanovení přesnějších limitů pro použití podpěr.

Předmětem řešení je nalezení limitního zatížení v závislosti na vstupní geometrické imperfekci. Touto imperfekcí jsou myšleny stavy vybočení podpěr ve svislém směru (směru dilatace turbínové skříně). Ve výpočtu bude zahrnuto teplotní pole, které je různé pro oblast kyvné a pevné podpěry. Na základě těchto řady výpočtů, bude vytvořena křivka závislosti mezi imperfekcí a maximálním povoleném zatížení. Dále by bylo vhodné vytvořit paralelní křivku, která zahrne součinitel bezpečnosti a stane se tak hranicí pro praktické bezpečné použití.

Při výpočtu kyvné podpěry bude uvažováno nejen podstatnější posunutí (ve směru osy rotace turbíny - zelená barva), ale i posunutí, které je na něj kolmé ve vodorovné rovině skříně (zobrazení modrou barvou). Pro lepší představu jsou obě posunutí znázorněna na obr. 2.2.



Obrázek 2.2: [13] Výřez z výkresu sestavy turbínové skříně.

3 Problémová situace a systém podstatných veličin

3.1 Problémová situace

Dle [4] je problémová situace nestandardní stav entity, který z určitých důvodů vyžaduje řešení s vymezením cíle. U problémové situace proces řešení není rutinní, takže řešitel musí použít činnosti informační, hodnotící, tvůrčí a rozhodovací a hledat metody řešení.

Problém je nestandardní stav entity, který vyžaduje řešení.

3.1.1 Typ problému

Problém jako celek z hlediska příčinné souvislosti mohou formulovat jako nepřímý příčinný. Mojí snahou je zjistit závislost vstupů algoritmu na jeho důsledcích. Do algoritmu vstupuje topologie a geometrie objektu (S1), vazby objektu s okolím (S2), jeho ovlivňování (S4) a oborové vlastnosti struktury entity (S5). Výstupem z algoritmu (řešením) jsou projevy objektu (S7) a důsledky těchto projevů (S8) ze kterých určím vlivy aktivace objektu (S3).

3.1.2 Analýza problémové situace

Problémová situace

Problémová situace vychází z potřeby zjistit stav, při kterém dochází k MS deformační stabilitě, a to při různých vstupních imperfekcích algoritmu.

Formulace problému

Turbínové skříně bývají, z důvodu teplotní roztažnosti, ukotveny na jedné straně pevným uložením (pevná podpěra) a na straně druhé uložením umožňujícím dilataci (kyvnou podpěrou). Zajištění dilatace je nutné pro přechod z provozního stavu do stavu, kdy je turbína odstavená. Kyvná podpěra umožňuje posuv skříně jak ve směru osy turbíny, tak ve směru kolmém. Obě podpěry jsou namáhány tlakovým zatížením, které souvisí se vzpěrnou stabilitou a ohybem. V praxi nesmí dojít k meznímu stavu vzpěrné stability, tedy ke stavu, kdy by se kyvná podpěra zborčila. Tím by došlo k havárii celého turbínového soustrojí a odstavení všech zařízení na provozu turbíny závislých. Díky znalosti MS stavu deformační stability, druhům jeho aktivace a průběhu ztráty deformační stability dokážeme eliminovat možnost, že by k tomuto stavu v praxi mohlo dojít.

Formulace cílů

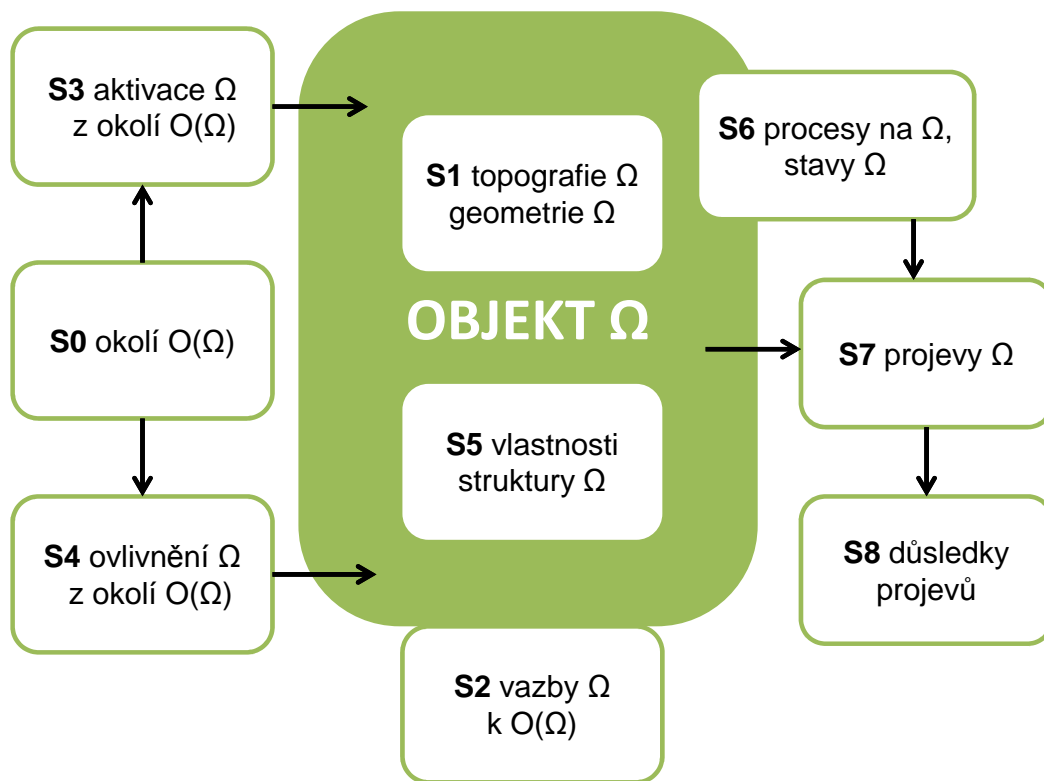
Cíl, dle [4], je řešitelem naformulovaný výrok, o úmyslu v budoucnu něco vytvořit nebo vykonat, přičemž impuls k úmyslu vychází od řešitele samotného nebo z jeho okolí na základě požadavků, úkolů či výzev.

Cíle této práce:

1. Stanovení kritického zatížení obou podpěr, které vyvolává MS deformační stability.
2. Návrh součinitele bezpečnosti pro bezporuchový provozní stav.

3.2 Systém podstatných veličin

Systém podstatných veličin slouží k vytvoření množiny podstatných veličin a je nutné jej formulovat před řešením problémové situace. Obsahuje prvky struktury objektu a všeho podstatného s čím objekt souvisí z hlediska řešení problému.



Obrázek 3.1: [4]Podmnožiny veličin Systému podstatných veličin.

3.2.1 Obecné pojednání o systému podstatných veličin

Dle [4]: Vše co se kolem nás děje má převážně „příčinný charakter“ a řídí se tímto „jednotným scénářem událostí“. Pro každý objekt je charakteristické, že má určité okolí, tvar (geometrii), a že v okolí zaujímá určitou polohu (topologii). S okolím má určité vazby, přes které objekt aktivují a ovlivňují. Aktivace objektu na něm vyvolává procesy, které mění jeho stavy. Objekt se do svého okolí určitým způsobem projevuje, což má určité důsledky. Všechny uvedené entity, tedy okolí objektu, jeho topologie, geometrie, vazby, aktivace, ovlivňování, procesy, stavy, projevy a důsledky lze popsat veličinami a vytvořit z nich systém veličin $\Sigma(\Omega)$.

Podmnožiny S_j vytváří tuto soustavu:

- **Podmnožina (S0)** – obsahuje veličiny v_0 , popisující prvky okolí objektu. Jsou to tzv. environmentální veličiny.
- **Podmnožina (S1)** – veličiny v_1 komplexně popisují objekt, tj. strukturu, rozmístění (topologii, topografii) prvků objektu v prostoru a geometrii těchto prvků – lze je proto označit jako objektové veličiny.
- **Podmnožina (S2)** – její veličiny v_2 popisují podstatné vazby objektu s jeho okolím $O(\Omega)$ a na něm probíhající interakce, resp. vazby mezi jednotlivými podobjekty, na něž je objekt dekomponován. Popsat podstatné vazby vyžaduje vymezit i podstatné prvky okolí objektu. Tyto veličiny lze označit jako vazbové veličiny.
- **Podmnožina (S3)** – patří do ní veličiny v_3 , které vyjadřují takovou aktivaci objektu Ω z jeho okolí, která na objektu vyvolává procesy. Veličiny v_3 lze označit jako aktivační veličiny nebo také podněty či příčiny.
- **Podmnožina (S4)** – tato podmnožina obsahuje veličiny v_4 , které působí z okolí na objekt a ovlivňují na něm probíhající procesy – lze je označit jako ovlivňující veličiny.
- **Podmnožina (S5)** – patří sem veličiny v_5 vyjadřující vlastnosti prvků struktury objektu, na němž se řeší problém. Mohou to být vlastnosti geometrické, strukturální, fyzikální, mechanické, technologické, přičemž jednotlivá vlastnost může být vyjádřena i několika charakteristikami. Lze je nazvat jako strukturněvlastnostní veličiny.
- **Podmnožina (S6)** – obsahuje veličiny v_6 popisující procesy probíhající na struktuře objektu, uvádějící objekt do různých stavů, odlišných od stavů počátečních. Jsou to procesní veličiny a stavové veličiny. Oboje se obvykle dávají do jedné podmnožiny, protože je mezi nimi úzká souvislost – stavy jsou důsledky procesů.
- **Podmnožina (S7)** – patří sem veličiny v_7 vyjadřující projevy (chování objekt, které odpovídají stavům, do nichž se objekt dostal tím, že na objektu proběhly určité procesy. Lze je označit jako projevové veličiny.
- **Podmnožina (S8)** – zahrnuje veličiny v_8 popisující důsledky projevů objektu na jeho okolí nebo něho samého. Pro tyto veličiny lze použít název důsledkové veličiny.

3.2.2 Aplikace systému podstatných veličin

Systém podstatných veličin je aplikován na několik souvisejících problémů. Podmnožin popisující veličiny $v_0 - v_8$ může být užito více, jelikož v diplomové práci řeším několik problémů, které se vzájemně liší. Tato změna je v textu zvýrazněna dodatkovým indexem.

- **Podmnožina (S0)** – Okolí entity je tvořené vzduchem o teplotě T .
- **Podmnožina (S1a)** – Geometrie entity je složena ze dvou ocelových stojin a k těmto stojinám jsou z horní i dolní strany přivařeny kvádry, které jsou určeny k připevnění na horní straně ke skříni turbíny, na dolní straně k základní desce.
- **Podmnožina (S1b)** – Geometrie entity je tvořena tužší ocelovou stojinou s průchozí drážkou a k této stojině jsou z horní i dolní strany přivařeny kvádry, které jsou určeny k připevnění na horní straně ke skříni turbíny, na dolní straně k základní desce.
- **Podmnožina (S2)** – Na spodní straně dolního kvádrů předpokládám nulové posuvy, jelikož je v těchto místech kvádr připevněn k pevné základní desce. Horní kvádr připevněný ke skříni turbíny musí umožňovat axiální posuvy skříně (roztažení skříně vlivem změny teploty), v některých případech posuvy ve směrech kolmých na axiální posuvy skříně a posuvy ve směru zatěžování. Abych mohl ve výpočtu zjistit závislosti různých vstupních imperfekcí na maximálním zatížení podpěry (kdy ještě nedochází k MS), musím zamezit rotace (případně sjednocení posuvů) a posuvy horního kvádrů tak, aby mi umožňovaly reálné zatížení podpěry.
- **Podmnožina (S3)** – Entita je aktivována naběhnutím turbíny do provozního stavu. Změna teploty v turbíně, skříni a dalších komponentách turbíny způsobí teplotní dilataci. V tomto stavu jsou kyvné podpěry od sebe vzdáleny adekvátně ke změně teploty v turbínovém soustrojí.
- **Podmnožina (S4)** – Na entitu je působeno velkým množstvím faktorů, které ji ovlivňují: imperfekce v připevnění k základní desce a turbínové skříni, nepřesnosti způsobené výrobou, zbytková napětí po svařování dílů kyvné podpěry, proudění v místnosti, ve které je turbínové soustrojí uloženo, vibrace způsobené prouděním páry a vibrace od rotujícího olopatkovaného hřídele, které dále působí na všechny komponenty turbínového soustrojí. Pro výpočet uvažuji pouze imperfekce od dilatací způsobené změnou teploty.
- **Podmnožina (S5)** – Nezanedbatelnými vlastnostmi struktury jsou vlastnostmi materiálu: Youngův modul pružnosti E [Pa] a Poissonovo číslo μ [–] a jejich závislost na teplotě T .
- **Podmnožina (S6)** – Tato množina je prázdná, jelikož se zajímám o problém na makroúrovni mechaniky kontinua.
- **Podmnožina (S7)** – Ve vztahu k zatížení desek kyvné podpěry jsou projevy objektu deformace objektu. Stojiny jsou se zvyšujícím se zatížením namáhány nejprve dominantním vzpěrem, následně ohybem.
- **Podmnožina (S8)** – Deformace musí být funkčně přípustná a nesmí dojít k MS deformační stability. Pokud by se tak stalo, došlo by ke zborcení kyvné podpěry, což by mohlo vést k nenávratnému poškození dalších komponent turbínového soustrojí.

4 Úvod do teorie

4.1 Mezní stavy

Dle [5] je možno rozdělit stavy při zatížení tělesa na různé mezní stavy. V těchto stavech je pak znemožněna funkce tělesa částečně nebo úplně a dočasně nebo trvale. Rozhodnutí, zda bude zařízení dále provozováno, či bude vyřazeno z provozu závisí na mnoha faktorech. Obecně lze vycházet z definice, kde: **Mezní stav je takový ze zatěžovacích stavů tělesa, při němž se kvalitativně mění schopnost tělesa plnit některou z požadovaných funkcí, příp. těleso tuto schopnost zcela ztrácí.**

Při výpočtu je třeba zahrnout soubor více mezních stavů, ke kterým může během provozu konstrukce dojít a které jsou pro posuzování podstatné. Abychom mohli predikovat, že konstrukce dané zatížení vydrží, nesmí dojít k jedinému možnému meznímu stavu.

Rozdělení MS deformační stability

MS deformační stability vzniká u konstrukcí, kde rozměr v některém směru je podstatně menší, než ve směru jiném a v konstrukci vznikají záporná normálová napětí (tlakové namáhání). Důsledkem takového namáhání může být ztráta únostnosti (stability) celé konstrukce. Před vznikem mezního stavu dochází k rychlému růstu deformací a výpočet MKP se stává velmi nestabilním. Pro lépe konvergentní výpočet v MKP se využívá místo silového zatěžování, zatěžování deformační. Mezní veličina závisí na tvaru konstrukce, v případě prutů namáhaných tlakem je jí kritická síla vzpěru a mezní stav se nazývá mezní stav vzpěrné stability. Pro případ, kdy je konstrukce namáhaná deformačně, je mezní veličinou závislou na tvaru konstrukce deformace ve směru zatěžování. Kritická deformace je tedy ekvivalentní ke kritické síle.

MS deformační stability tělesa je takový stav tělesa, při jehož dosažení se jeho geometrická konfigurace, která byla stabilní před dosažením mezního stavu, stává labilní a stabilní konfigurací se stává jiná geometrická konfigurace tělesa. Dále zde rozlišujeme:

- MS vzpěrné stability
- MS klopení nosníku
- MS boulení stěn
- MS stability skořepiny

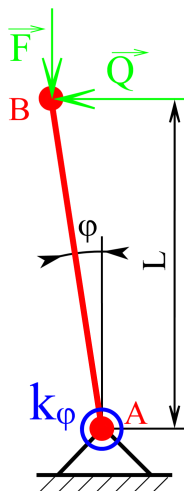
4.2 Odvození MS deformační stability

Při namáhání tělesa, které má malý poměr charakteristického rozměru příčného průřezu k délce, záporným normálovým napětím (tlakem) se mění při větších silách charakter deformace. V počáteční fázi je podstatné stlačování střednice a nepodstatný je ohyb. Při dalším zatěžování se stává podstatnou deformací ohyb a nepodstatnou stlačování. Rozhraním těchto dvou stavů nazýváme mezní stav vzpěrné stability.

Přechod ze stavu výchozího do stavu s novou stabilní konfigurací je doprovázen přerozdělením napětím a velkými deformacemi, obvykle funkčně nepřijatelnými. Část, případně

celá konstrukce ztrácí při takovém přechodu únosnost.

Z energetického hlediska si lze proces vysvětlit tak, že akumulovaná energie napjatosti membránových složek napětí se přemění v energii napjatosti ohybových složek napětí. Jelikož je u tenkostěnných konstrukcí tuhost membránová a obybová řádově rozdílné, dochází k velkým průhybům střednicové plochy konstrukce (boulení stěn).



Obrázek 4.1: [7] Prut namáhaný na vzpěr s jedním stupněm volnosti.

Při odvození (dle [8]) jsem vyšel z energetické rovnice rovnováhy a s uvážením pouze malého úhlu natočení φ jsem dostal rovnici 4.1 představující závislost příspěvků tuhostí na zatěžujících silách.

$$(k_\varphi + F \cdot L) \cdot \varphi = Q \cdot L \quad (4.1)$$

Příspěvek k_φ představuje rotační tuhost pružiny, která nezávisí na osovém napětí. V maticovém zápisu odpovídá matici tuhosti soustavy. Součin $Q \cdot L$ závisí na osově síle a geometrii soustavy (v ukázkovém případě prutu). V maticovém zápisu je označovám jako napěťová nebo geometrická matice tuhosti.

Ze vztahu vyplývá, že pokud síla F bude kladná (tlakové zatížení), celková tuhost soustavy klesá. Pokud příčné zatížení $Q = 0$ dostávám vztah:

$$(k_\varphi + F \cdot L) \cdot \varphi = 0. \quad (4.2)$$

Tento vztah je roven nule pro nenulové natočení φ pouze tehdy, pokud nule je roven obsah závorky. Dostáváme tedy rovnici definující kritickou osovou sílu F_{krit} při jejíž působení dochází ke ztrátě stability:

$$F_{krit} = -\frac{k_\varphi}{L}. \quad (4.3)$$

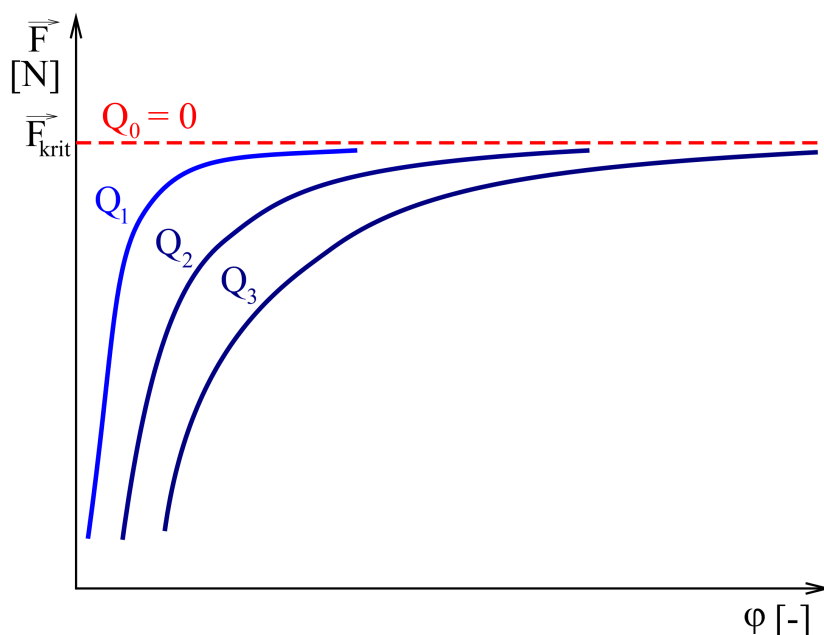
Velikost φ nelze v tomto případě jednoznačně určit a uvedený postup se používá k řešení vlastního problému vzpěrné stability.

Pokud uvažuji v zatíženém stavu pouze osové zatížení $|F| < |F_{krit}|$ a příčné zatížení $Q = 0$ pak je natočení $\varphi = 0$. Při uvážení $Q \neq 0$ a $|F| < |F_{krit}|$ se změní natočení $\varphi \neq 0$.

Po odstranění příčného zatížení Q bude opět $\varphi = 0$. Z čehož lze vyvodit, že příčný tvar s nulovým natočením představuje stabilní geometrickou konfiguraci.

Při působení silou $|F| = |F_{krit}|$ stačí pouze nepatrný impulz příčnou silou Q a soustava nevratně přejde do nové stabilní geometrické konfigurace s natočením $\varphi \neq 0$. V okamžiku dosažení kritické síly nastávají dle teorie dvě možné geometricky odlišné rovnovážné konfigurace, tento okamžik nazýváme bod bifurkace.

Obdobného výsledku bychom dosáhli i změnou posloupnosti. Působím-li z počátku pouze příčnou silou $Q \neq 0$ způsobující natočení $\varphi \neq 0$. Následně inkrementálně zatížím tlakovou silou $|F| \rightarrow |F_{krit}|$, a spolu se zvětšující se silou F se bude zvětšovat i natočení φ . Kdybych zatěžoval až do stavu $|F| = |F_{krit}|$, velikost natočení φ by rostla nade všechny meze. V takovém případě nedochází k bifurkaci a zatěžovací křivka je ovlivněna velikostí parametru Q , jehož velikost určuje vzdálenost od bifurkačního chování ¹.

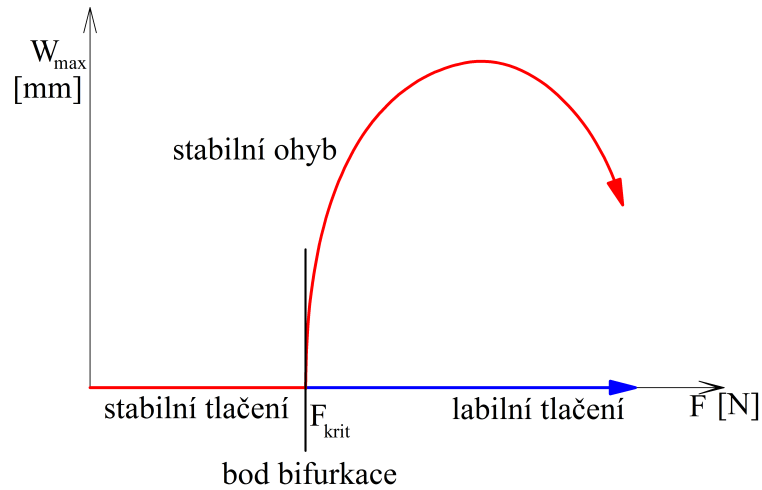


Obrázek 4.2: [7] Závislost síly F a natočení φ na parametru Q ($Q_0 < Q_1 < Q_2 < Q_3$).

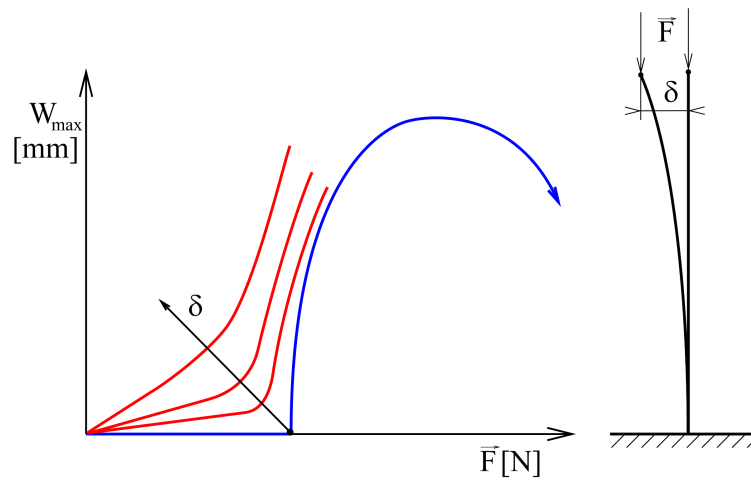
Zatížím-li záporným normálovým napětím těleso, které má malý poměr charakteristického rozměru příčného průřezu k délce, tak při určité síle F se dostáváme do bodu bifurkace rovnováhy, obr. 4.3. Od této síly, kterou nazýváme kritickou (F_{krit}), při dalším zatěžování rozeznáváme dvě větve, stabilní ohyb a labilní tlačení. V praxi se realizuje jen ohybová větev závislosti.

Větev labilního tlačení je teoreticky možná pouze u symetrické geometrie a bez imperfekcí. Zatěžuji-li těleso s imperfekcí (jednou i více), nebude počáteční křivka pouze stabilní tlačení, ale bude zde i namáhání ohybem. Vliv imperfekce na výpočet lze pozorovat v grafu obr. 4.4, kde je zatěžující síla F závislá na imperfekci (excentricitě) δ . Důsledkem větší imperfekce je větší počáteční strmost křivky a podstatnější ohyb.

¹Parametr Q je analogií geometrické imperfekce δ u grafu 4.4

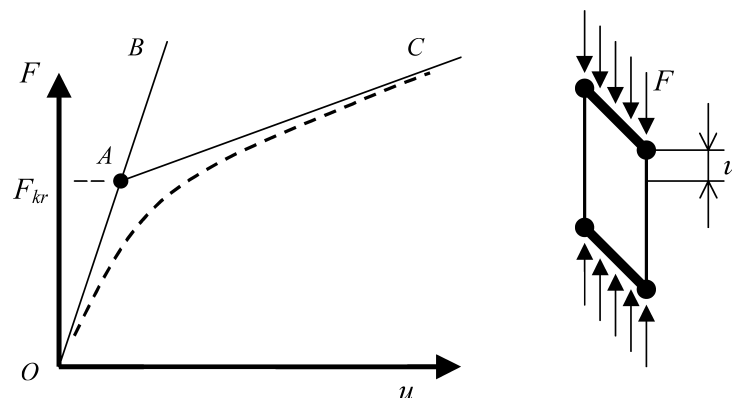


Obrázek 4.3: [5] Závislost zatížení na deformaci.



Obrázek 4.4: Závislost zatížení a deformace na imperfekci (excentricitě) δ .

Předchozí tři grafická znázornění průběhu zatěžování odpovídají zatěžování prutu. Kritická síla při zatížení prutu je konstantní, stejným způsobem zatížená stěna bude mít ale odlišnou charakteristiku zatížení. Z obr. 4.5 vyplývá, že kritická síla lineárně roste se zvětšující se deformací. K nalezení MS deformační stability je pro stěnu (obecně složitější konstrukci než prut) používán iterační přístup řešení.



Obrázek 4.5: [8] Závislosti zatěžující síly na deformaci u stěny.

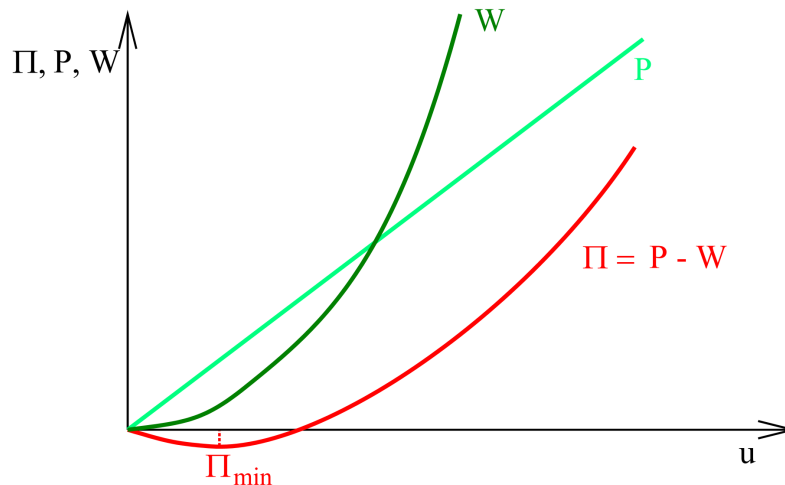
4.3 Metoda konečných prvků

Pro výpočty, které by byly při analytickém řešení velmi časově náročné, či nemožné se používají moderní metody, např. napěžově–deformační analýzy. Mezi těmito metodami je nejčastěji používaná metoda konečných prvků, dále jen MKP. MKP je metoda založená na variačním počtu (pro deformační variantu MKP je východiskem Lagrangeův variační princip), kde výsledkem řešení je nalezení minima funkcionálu² Π . Tento funkcionál, zastupující celkovou potenciální energii tělesa, je definován jako rozdíl energie napjatosti tělesa a potenciálu vnějšího zatížení:

$$\Pi = W - P \quad (4.4)$$

Celková energie tělesa je funkcí posuvů všech bodů tělesa, variační metodou lze pak nalézt minimum funkcionálu. Výsledkem výpočtu je nalezení takového stavu tělesa, v němž bude funkcionál Π nejmenší, tzn., že se uskuteční pouze ty změny tělesa (posuvy) pro jejichž vykonání je zapotřebí nejmenší množství energie.

Na obrázku níže je grafickými závislostmi demonstrováno minimum funkcionálu Π_{min} pro případ zatížení pružiny z klidového stavu. Energetické veličiny jsou v závislosti na posuvu koncového bodu této pružiny.



Obrázek 4.6: [7] Grafické znázornění minima funkcionálu.

4.4 Způsoby řešení vzpěru pomocí MKP

V MKP lze pro řešení vzpěrné stability konstrukce využít dva přístupy, lineární a nelineární (přírůstkový).

Lineárním řešením vzpěru nazýváme takové, kde stabilitní analýza je lineárně závislá. Vstupem do výpočetního algoritmu je ideální tvar, materiál, vazby i zatížení. Zatížení je dokonale osové (membránové) až do počátku ztráty stability (v bifurkačním bodě), kde se projeví náhlou změnou stabilní geometrické konfigurace.

²**Funkcionál** – zobrazení z množiny funkcí do množiny čísel. Je to tedy pravidlo, podle něhož přiřadíme funkci na jejím definičním oboru (nebo jeho části) nějakou číselnou hodnotu.

Nelineární řešení vzpěru je takové, kde je nutné do výpočtu zahrnout soubor imperfekcí (nepřesností). Od počátku zatěžování působí příčné zatížení Q způsobující imperfekci, která odlišuje ideální případ osového zatížení od reálné úlohy, kde se vždy nějaký druh nepřesnosti vyskytuje. Pro výpočet je třeba již na začátku znát všechny imperfekce, které se mohou týkat geometrie, materiálu, vazeb i zatížení. Nepřesnosti zahrnuté do algoritmu řešení způsobují kvalitativní změnu odezvy. „*Místo bifurkačního chování je závislost mezi zatížením a deformací popsána jedinou hladkou křivkou jako nelineární problém a napjatost má od samého počátku nejen membránové, ale i ohybové složky.*“³

4.5 Řešení vzpěrné stability - vlastní problém

Vycházíme-li z předpokladu, že do okamžiku ztráty stability je problém lineární, docházíme k základní rovnici pro určení kritického zatížení při ztrátě stability. U lineárního problému se charakter rozložení membránových napětí nemění, mění se pouze jejich velikosti. Matice K_σ může být sestavená pro libovolné referenční zatížení F_0 . Matice U a $U + \bar{U}$ zastupují dva rozdílné stavy posuvů, které korelují se stavy deformací. Cílem rovnice je určení skalárního multiplikátoru (vlastního čísla) λ z referenčního čísla F_0 . Z počátku vycházíme ze dvou rovnic 4.5 a 4.6, které od sebe odečteme a vznikne nám rovnice zobecněného vlastního problému 4.7.

$$(K + \lambda K_\sigma) \cdot U = \lambda \cdot F_0 \quad (4.5)$$

$$(K + \lambda K_\sigma) \cdot (U + \bar{U}) = \lambda \cdot F_0 \quad (4.6)$$

$$(K + \lambda K_\sigma) \cdot \bar{U} = 0 \quad (4.7)$$

Zpravidla nejdůležitější je první vlastní číslo (λ_1), které odpovídá nejnižšímu kritickému zatížení. V praxi to znamená, že nejpravděpodobněji nastane první kritický stav, jelikož je nejméně energeticky náročný. Vlastnímu číslu λ_1 odpovídá vlastní tvar posuvů \bar{U}_1 , který odpovídá charakteru vybočení při ztrátě stability, nikoli velikosti posuvů.

Výpočet pomocí zobecněného vlastního problému se dělí na dvě části. V prvním kroku se zvolí libovolné referenční zatížení F_0 . Spustí se statický lineární výpočet, ze kterého se pomocí membránové napjatosti sestaví matice K_σ . Ve druhém kroku se již známá matice K_σ dosadí do rovnice 4.7 a pomocí numerických algoritmů MKP se řeší problém vlastního čísla λ .

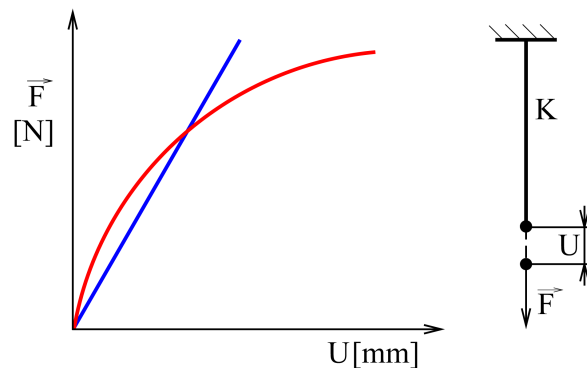
³[8]PETRUŠKA J.: Ztráta stability tenkostěnných konstrukcí jako nelineární problém mechaniky. s. 8.

4.6 Iterační přístup

Řešením lineární statické úloha MKP je nalezení takových posuvů U , které odpovídají konkrétnímu zatížení F , při tuhosti soustavy K . Lineárnímu přístupu odpovídá rovnice 4.8. Nelineární úlohy MKP se řeší iteračním procesem, který spočívá v opakovaném řešení soustavy rovnic 4.9, kde tuhost K je funkcí posuvů a mění se v průběhu zatěžování.

$$K \cdot U = F \quad (4.8)$$

$$K(U) \cdot U = F \quad (4.9)$$

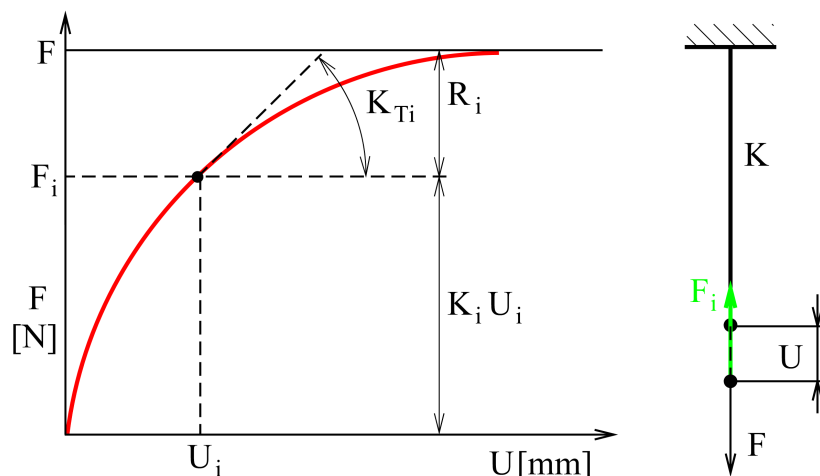


Obrázek 4.7: [7] Grafické znázornění lineárního a nelineárního chování soustavy.

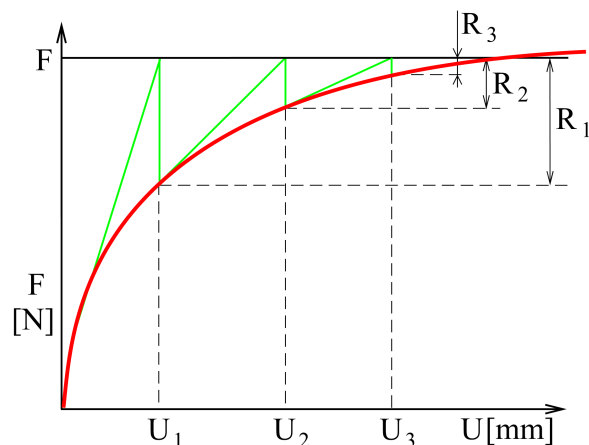
Mnou používaný konečnoprvkový program používá k řešení Newton-Rapsonovu metodu jejímž základem je snižování residua R_i v každém kroku výpočtu. Residuum je dáno rozdílem vnějšího zatížení F a vnitřními silami $K_i \cdot U_i$.

$$R_i = F - K_i \cdot U_i = F - F_i \quad (4.10)$$

Metodu lze interpretovat i tak, že vnitřní síly soustavy jsou rovny zatížení s určitou přesností (residuem).



Obrázek 4.8: [7] Newton-Rapsonova metoda.



Obrázek 4.9: [7] Newton-Rapsonova metoda.

Počátečním krokem výpočtu je zvolení posuvu U_0 pomocí kterého je spočítáno F_0 a residuum R_0 . V další iteraci je přepočítán na U_1 a pokračuje posloupností dle potřeby a zadání výpočtu až po U_i . Z posloupnosti reziduí lze zjistit jak výpočet konverguje. Celý výpočet je ukončen pokud residuum $R_i < R_K$, kde R_K je nastavená hodnota residua (konvergenčního kriteria).

Řízeným přírůstkem iteračního přístupu může být síla nebo posunutí. Při hledání maximálního možného zatížení s využitím řízení přírůstku síly dochází k divergaci výpočtu, jelikož malý přírůstek síly způsobuje velkou změnu posuvu a křivka závislosti (červeně zobrazená na obr. 4.9) se stává tečnou ke hledané síle. V takovém případě je lépe využít řízení posuvem.

Náročnost výpočtu jsem snížil použitím modifikované podoby Newton-Rapsonovy metody, kdy nová matice tečné tuhosti K_T se nevytváří v každé, ale pouze v každé n-té iteraci.

4.7 Výpočtové prvky

Pro výpočet v MKP musí být každý model diskretizován na určitý počet konečných prvků, který lze nazvat sítí těchto prvků. Diskretizací rozumíme snížením počtu prvků nekonečného kontinua na určitý počet. Tento konečný počet prvků je pak složen ze dvou druhů entit: elementu a uzlu. Element je částice konečnoprvkové sítě, která obsahuje dle druhu určitý počet uzlů.

Jednoduše si lze element představit jako těleso, spojující uzly. Elementy lze rozdělit podle umístění uzlů (nodů) na lineární, kvadratické a případně různé derivace těchto dvou základních.

Elementy dle typu úlohy:

- Mechanické (řešení mechanické odezvy poddajných těles)
- Teplotní (řešení teplotních polí)
- Elektro-magnetické (řešení elektromagnetických polí)
- Pro svázané úlohy

Elementy dle charakteru tělesa:

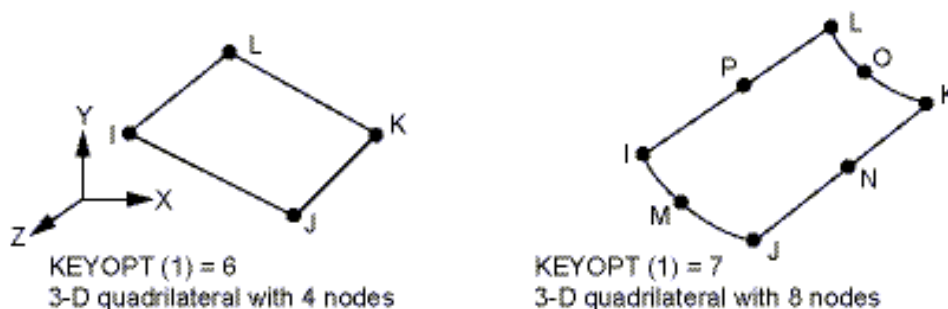
- tělesové (označované SOLID) mohou být prostorové (objemové) nebo pro rovinné úlohy
- skořepinové (označované SHELL)
- prutové (označované BEAM, LINK)
- speciální (trubkové, pružinové, kontaktní, pomocné)

V závislosti na typu obsahují elementy různé atributy odpovídající fyzikálnímu parametru, který vstupuje do výpočtu, jsou to: typ elementu, materiál, obecné parametry (reálné konstanty), souřadný systém elementu.

Uzel reprezentuje bod v kontinuu, který je definovaný polohou a obsahuje informace o svých deformačních parametrech. Ke každému typu elementu je přiřazen jeden typ a počet uzlů obsahující pouze určité deformační parametry (posuvy, natočení). Uzel nese číslo, díky kterému je jednoznačně určitelný v množině uzlů.

Pomocné prvky pro vytváření sítě

Prvek MESH 200 je používán pouze jako pomocný prvek pro vytvoření sítě s elementy a uzly. V tomto případě uzly prvku nepřenášejí žádné informace. Prvkem je vytvořena síť, která je následně přesítována (modifikována) jiným typem prvku již obsahující uzly přenášející informace o svých parametrech. Před započítáním síťování pomocným prvkem je třeba prvku nastavit jeden z možných typů síťování, které je závislé na typu sítě, kterou bude pomocná modifikována. Pomocná síť se odlišuje počtem a uspořádáním uzlů na hranách prvku. Na obrázku 4.10 je znázorněn typ čtvercového prvku: lineární (vlevo) a kvadratický (vpravo).



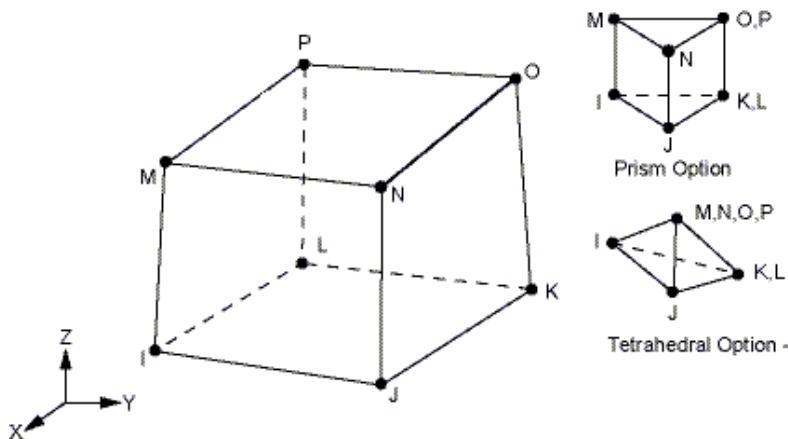
Obrázek 4.10: [18] Pomocný prvek Mesh 200.

Solid prvky

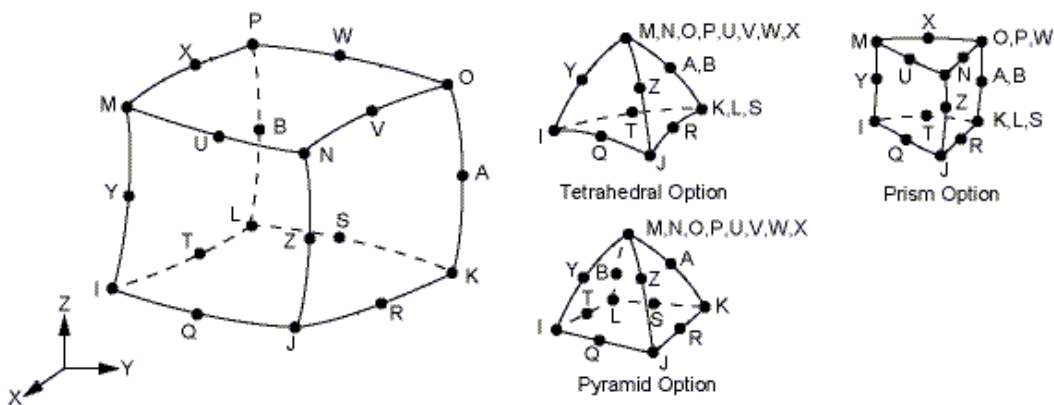
Solid (tělesové) prvky se používají u prostorové geometrie v různých typových nastaveních, jedná se o krychli, čtyřstěn, jehlan nebo hranol. Solid prvky obsahují uzly, které mají tři stupně volnosti, jedná se o posuvy ve směrech x, y a z. Dále tyto prvky dovolují zadat množství různých vstupních parametrů: reálné konstanty, materiálové charakteristiky a různé specifické vlastnosti. Výstupem z algoritmu výpočtu dovolují zjistit také množství parametrů.

U lineárního prvku je každý z rohů obsazen uzlem, u kvadratických jsou k těmto uzlům přidány ještě uzly v polovině hrany. Prvek 185 obsahuje 8 uzlů, prvkem 186 obsahuje 20 uzlů ve tří rozměrné dimenzi. Oba jsou vhodné k řešení stabilitních problémů, přičemž prvek 186 je vhodný více, jelikož jako kvadratický dokáže přesněji zjistit tvar deformace a následně nestabilitu.

Na následujících obrázcích jsou Solid prvky, u kterých jsem téměř vždy využíval ne-degradovaného tvaru šestistěnu, případně trojbokého hranolu (prism option).



Obrázek 4.11: [18] Lineární prvek Solid 185.



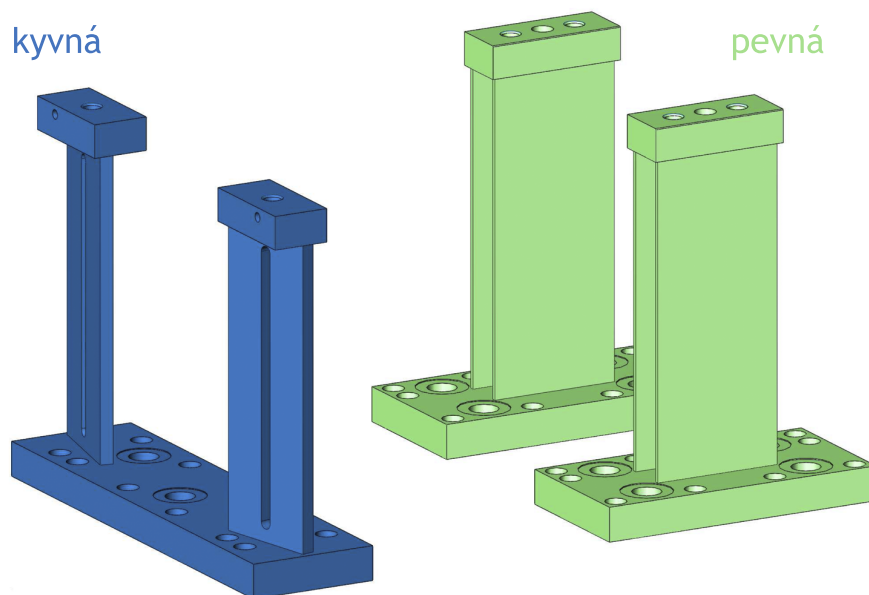
Obrázek 4.12: [18] Kvadratický prvek Solid 186.

Síť prvků

Hustota sítě prvků má velký vliv na přesnost výsledků. Malý počet prvků znamená nepřesnější (až nevěrohodné) výsledky, větším počtem je výpočet přesný, ale trvá podstatně déle. Zvolit správný kompromis je mnohdy velmi těžké, navíc délka výpočtu je přímo ovlivněna počtem elementů a počtem jejich uzlů. U MKP lze zvolit pro určitý model různé rozvrstvení hustoty sítě prvků. Větší počet prvků je použit v místech, kde očekávám důležité informace výpočtu, např. přesné hodnoty. V místech, která nemají na přesnost výpočtu velký vliv, volím síť prvků podstatně hrubší.

5 Vytvoření výpočtového modelu

5.1 Model dekompozice a topologie podpěr

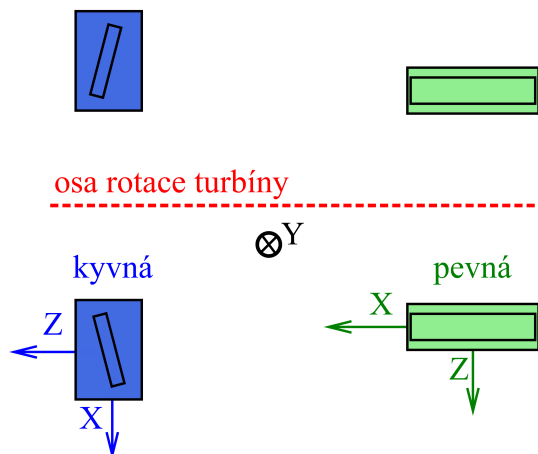


Obrázek 5.1: [13] Dekomponované podpěry.

Modely podpěr na obr. 5.1 vychází z reálného modelu topologie podpěr. Obrázek je ilustrační pro představení si vzájemné velikosti, protože na všech dalších obrázcích v DP jsou geometrie obou podpěr zobrazeny vůči sobě v různých měřítkách.

Souřadné systémy podpěr

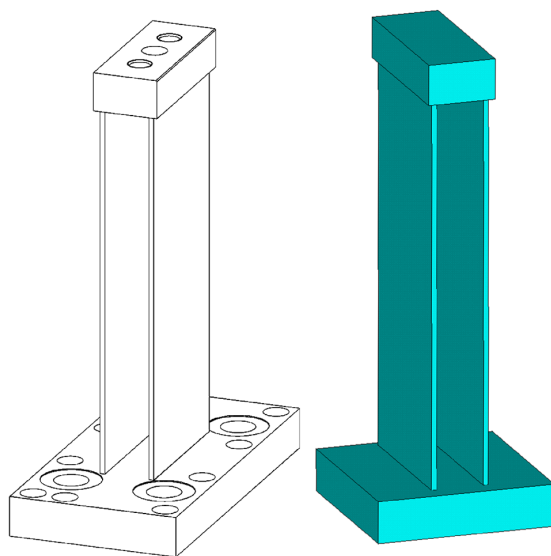
Obrázky (grafy i všechny druhy modelů) vychází ze souřadného systému dle obr. 5.2. Směr Y je vždy směrem deformačního zatěžování a Z je směr podstatné dilatace při zahřátí na provozní teplotu (u kyvné podpěry ve směru osy rotace turbíny, u pevné podpěry kolmo na osu rotace turbíny).



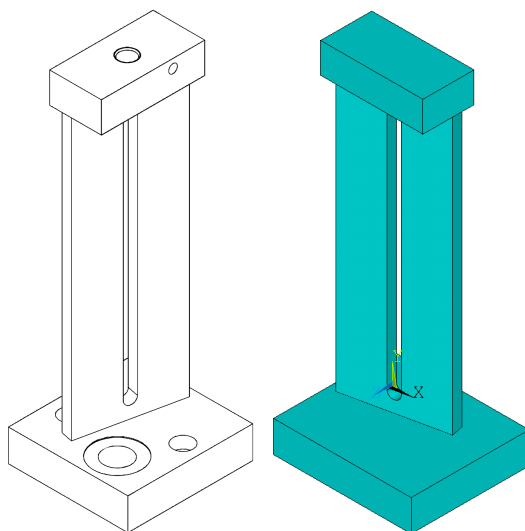
Obrázek 5.2: [13] Souřadné systémy podpěr.

5.2 Model geometrie

Model geometrie jsem parametricky modeloval v konečnoprvkovém programu Ansys. Vycházel jsem z geometrických modelů formátu STEP, které jsem obdržel spolu se zadáním. Vzhledem k tomu, že turbínová skříň je podepřena dvěma symetrickými páry podpěr, pro modelování jsem si vybral pouze dvě různé podpěry. Oba modely jsem musel pro výpočtové modelování zjednodušit. U obou podpěr jsem zanedbal montážní díry umístěné v tuhých částech (horní a spodní desce) obou podpěr. Níže jsou zobrazeny podpěry na obr. 5.4 a obr. 5.3, vlevo geometrický model ze zadání, vpravo upravený model pro výpočet.



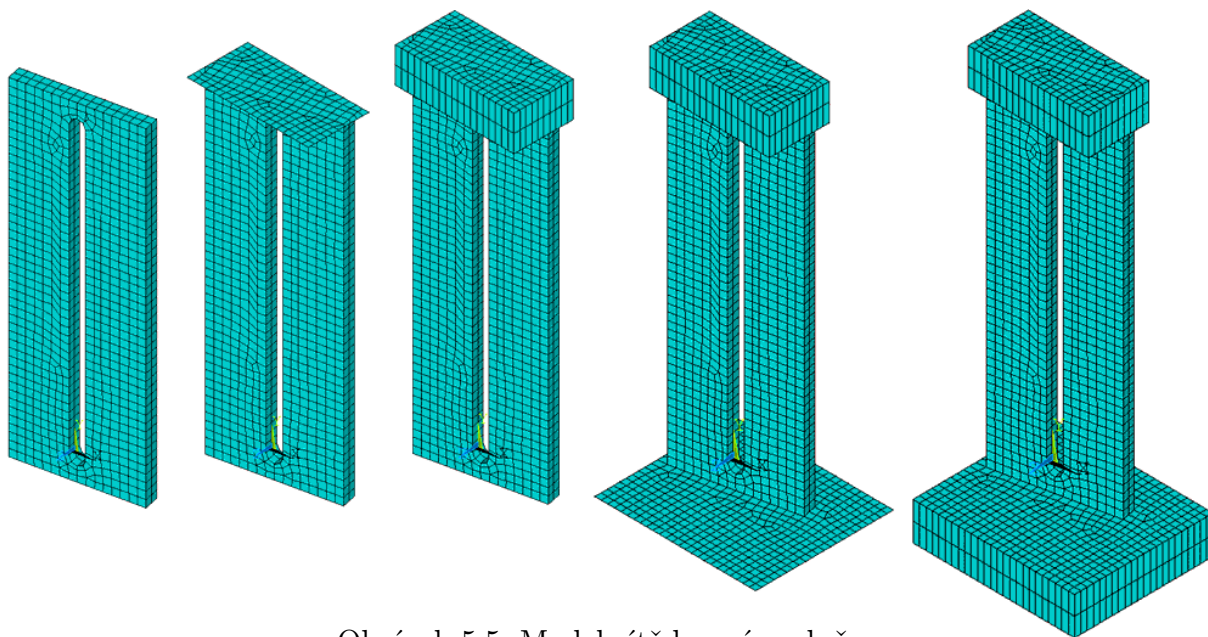
Obrázek 5.3: [13] Model geometrie pevné podpěry.



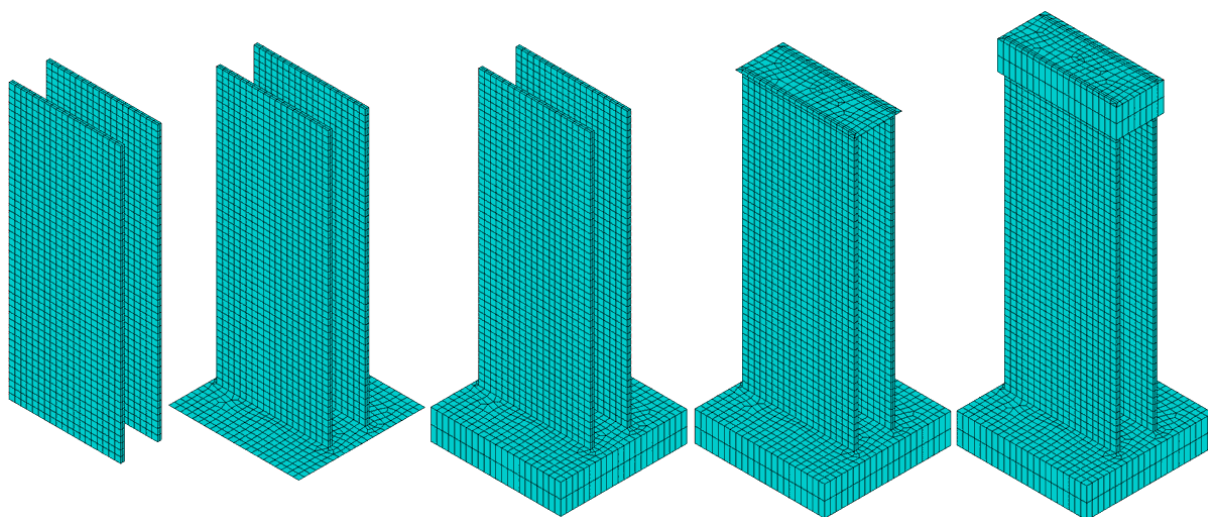
Obrázek 5.4: [13] Model geometrie kyvné podpěry.

5.2.1 Diskretizace geometrie na konečnoprvkovou síť

Pro stavbu sítě jsem využil pomocné sítě (prvek mesh 200) a následně solid prvky. Abych dosáhl sítě rovnoměrné, bylo třeba hranám geometrického modelu přidělit určitý počet elementů. Na ploše, mezi nadělenými hranami jsem vytvořil volnou síť, kterou jsem dále pomocí příkazu sweep vytáhl a získal tak prostorovou síť.



Obrázek 5.5: Model sítě kyvné podpěry.



Obrázek 5.6: Model sítě pevné podpěry.

Při tvorbě sítě jsem postupoval od prostřední části (stojiny), která se při výpočtu chová nestabilně. Pomocným prvkem jsem vytvořil síť na největší ploše a následně solid prvkem jsem ji vysunul kolmo na základní plochu. Stejným způsobem jsem postupoval i na všech ostatních plochách. Pro správný průběh sítě na všech plochách a objemech bylo před započnutím tvorby sítě tyto entity prolnout.

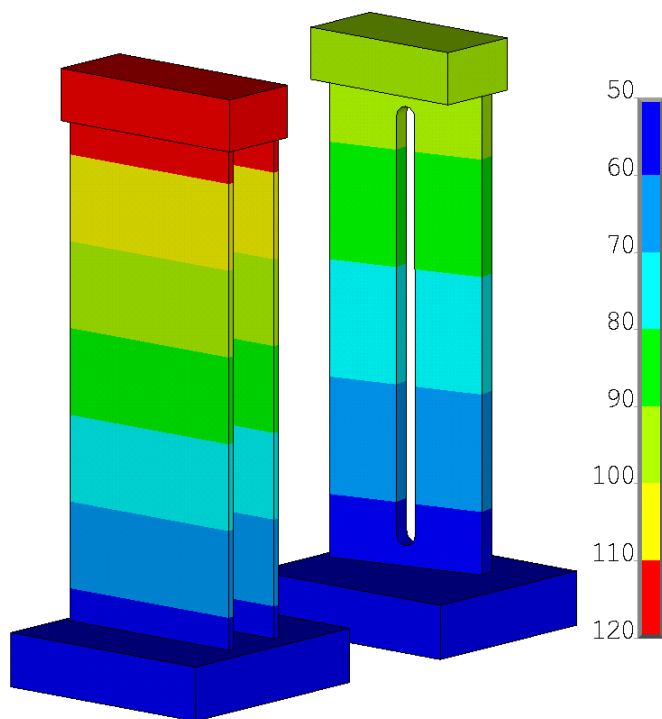
Obdobně jsem postupoval u pevné podpěry, kde jsem si nezávisle na sobě vystavěl síť

na obou nosných deskách. Následně jsem vytvořil síť na dolním a horním kvádru. Opět bylo třeba prolnout plochy stejně jako u kyvné podpěry.

Na obrázku 5.5 a 5.6 je ukázána síť při menším počtu prvků. Součet uzlů pro tak řídkou síť vytvořenou kvadratickými prvky je přibližně 30 000, pro přesnější výpočet jsem použil síť jemnější a modifikovanou.

5.3 Model okrajových a počátečních podmínek

Jelikož v diplomové práci zahrnuji do řešícího algoritmu různé imperfekce, budou okrajové a počáteční podmínky stanoveny pro každý konkrétní příklad zvlášť.



Obrázek 5.7: Teplotní pole [°C].

Jediná společná okrajová podmínka je teplota, díky níž jsem nastavil materiálové vlastnosti pro všechny prvky modelu sítě. Teplota je proměnná po výšce podpěr a zároveň je pro obě podpěry teplotní pole různé, obr. 5.7.

5.4 Model materiálu

Podpěry jsou vyrobeny ze svařitelné nelegované jakostní konstrukční oceli S235JRG2 (podobné 11 375 dle ČSN). Pro model materiálu jsem použil izotropní vlastnosti materiálu: modul pružnosti a Poissonovo číslo. Jelikož jsou obě podpěry namáhané při vyšších teplotách, použil jsem materiálových charakteristik v závislosti na teplotě uvedené v tab. 5.1. Do výpočtu nebude vstupovat teplotní součinitel roztažnosti a tepelná vodivost, protože neovlivňují parametry, které jsou pro můj výpočet důležité.

Tabulka 5.1: [14] Tabulka materiálových charakteristik v závislosti na teplotě.

Teplota [°C]	Modul pružnosti [MPa]	Poissonovo číslo [-]
20	211 000	0,29
50	207 900	0,29
100	204 000	0,291
150	200 200	0,291
200	195 900	0,292

5.5 Výpočtový hardware a software

Metoda řešení

Vzhledem k charakteru cílů a náročnosti řešení dané problematiky stručně definovaného v kapitole 3 jsem si zvolil výpočet pomocí MKP. Konkrétně programem ANSYS verze 13, pro jehož výpočtové modely jsem používal dostupné školní licence.

Volba software

Geometrické modely, ze kterých jsem vycházel, jsem obdržel ve formátu STEP. Pro načtení souborů a odečítání rozměrů z těchto modelů jsem použil SolidWorks.

U MKP programu ANSYS je možné využít dvou prostředí, klasického a Workbench. Pro větší kontrolu nad výpočtem jsem si vybral klasické prostředí jehož další nespornou výhodou práce s makrem. Makra jsem psal v textovém editoru PSPad a v Ansysu jsem jej spouštěl v grafickém prostředí pomocí příkazového řádku.

Použitý software

- Operační systém Microsoft Windows XP Profesional, SP2, 32-bit
- Operační systém Microsoft Windows 7 Profesional, SP1, 64-bit
- TeXnicCenter 1.0 (grafické rozhraní kompilátoru \LaTeX 3.1415926-1.40.11, MiKTeX 2.9)
- Ansys v. 13
- PSPad 4.5.4
- SolidWorks 2010
- MS Office 2007
- Origin Pro 8.5
- TpX v. 1.5

Použitý hardware

Veškeré výpočty byly prováděny na počítačích dostupných v počítačové učebně ústavu mechaniky těles s následujícím hardwarovým vybavením.

- Procesor: Intel(R) Core(TM) 2 CPU, 6600 @ 2.4GHz
- Paměť: 2 GB RAM

Úpravy byly prováděny na počítačích ÚMTMB a na domácím počítači s následujícím hardwarovým vybavením.

- Procesor: Intel(R) Core(TM) i7 CPU 3.3GHz
- Paměť: 18 BG RAM

5.6 Získávání výsledků

Konečnoprvkový program Ansys obsahuje vlastní modul (postprocessor) pro zpracování výsledkových souborů. Nevyužil jsem tento modul, jelikož je pro můj způsob řešení těžkopádný a pracuje pouze s výsledkovými databázemi, které jsou příliš obsáhlé pro zpracování v reálném čase. Místo modulu jsem si naprogramoval makro, kterým jsem zapisoval potřebné informace do textového souboru. Výstupem do tohoto souboru byly statické účinky (síla a moment) na horní ploše a posuvy v určitých bodech.

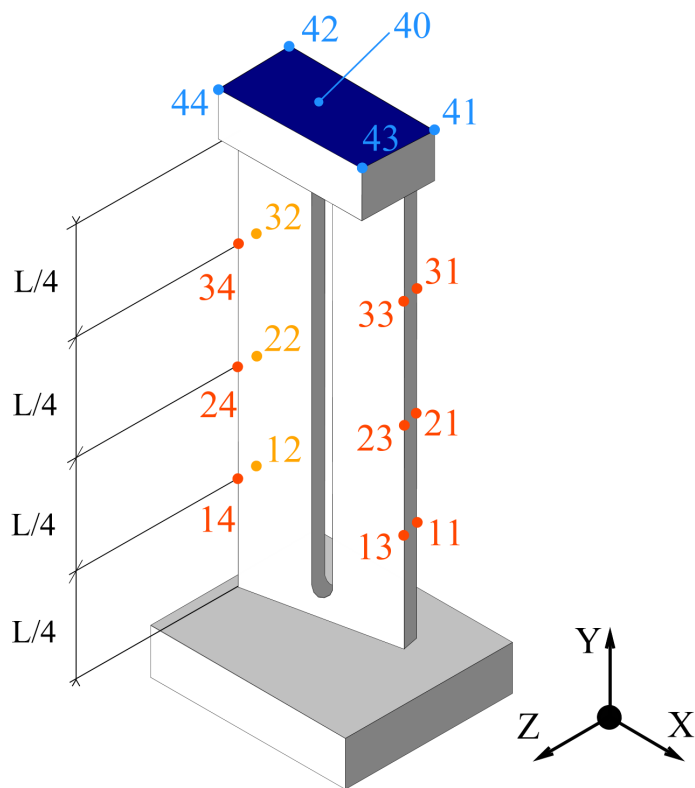
Po výšce stojin jsem si zjistil čísla nodů v polovině a ve čtvrtinách, abych tímto rozmístěním pokryl místa s největší předpokládanou deformací, přičemž jsem vycházel z prvních vlastních tvarů deformace. Tímto rozložením měřících bodů jsem byl schopen pokrýt deformaci při prvních třech ohybových tvarech, prvních několika kroutících tvarech, případně kombinaci obou způsobů deformace.

Zatěžující účinky (síly, momenty a deformace) jsem získal z reakčních účinků na ploše horního kvádu podpěry. Pomocí vybrané plochy jsem selektoval uzly, ve kterých jsem účinky síly a momentu zjistil pomocí příkazu FSUM, a tak získal celkovou velikost těchto účinků na dané ploše. Z rohových bodů horní plochy jsem vypisoval posuvy.

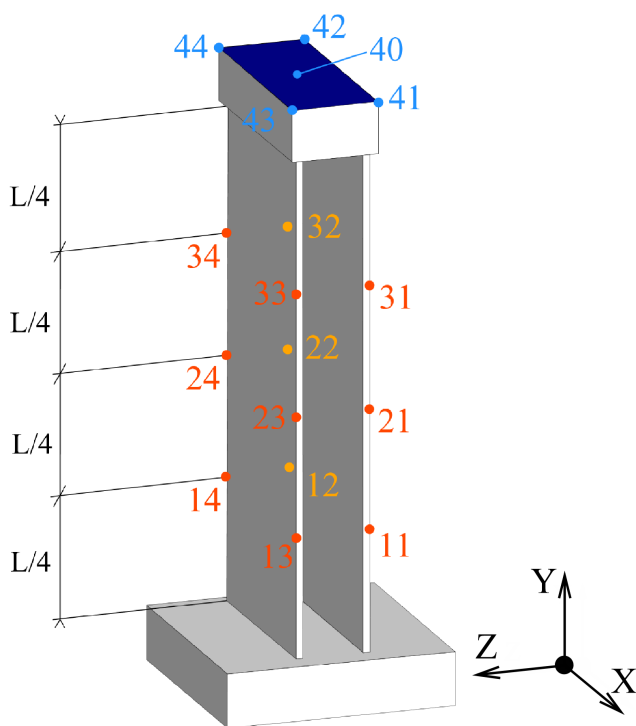
U nelineárního řešení jsem načítal všechny parametry pro každý zapisovaný výpočtový substep vždy po ukončení dílčího výpočtu. Obdobného přístupu u lineárního řešení vlastního problému nebylo třeba, jelikož posuvy spočtené neodpovídají reálnému zatěžovacímu stavu.

Tabulka 5.2: [14] Přehled bodů pro načítání výsledků.

Bod	Charakteristiky funkcí bodů
11,12,13,14	posuv ve směru Z
21,22,23,24	posuv ve směru Z
31,32,33,34	posuv ve směru Z
41,42,43,44	posuv ve směru Y, Z
40 (plocha)	velikost síly F_X, F_Y, F_Z velikost momentu M_X, M_Y, M_Z



Obrázek 5.8: Přehled bodů pro kyvnou podpěru.



Obrázek 5.9: Přehled bodů pro pevnou podpěru.

6 Řešení vzpěrné stability jako vlastní problém

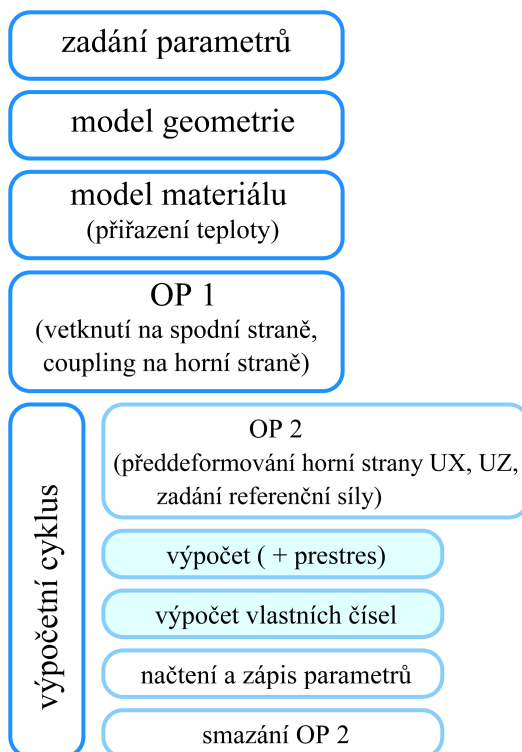
Teorie, ze které jsem vycházel při tomto druhu řešení, je popsána v podkapitole 4.5. Převedením řešení vzpěrné stability na vlastní problém se úloha značně zjednodušuje. Samotný výpočet je numericky stabilní s nižší časovou náročností. Použitím přístupu k řešení převedením na vlastní problém jsem simuloval následující vstupní imperfekce:

- vyosení horního kvádrů ve směru osy Z
- vyosení horního kvádrů ve směru osy Y

Kyvná podpěra je montáží předsunuta proti směru dilatace o několik milimetrů. Zahřátím turbínové skříně na provozní teplotu dochází ke změně posuvu horního uchycení z předsunutého stavu na vychýlený v opačném směru. Vycházím-li z předpokladu lineárních deformací, tak není třeba simulovat celou cestu zatížení u kyvné podpěry a definuji OP pouze pro konečné zatížení.

6.1 Algoritmus výpočtu

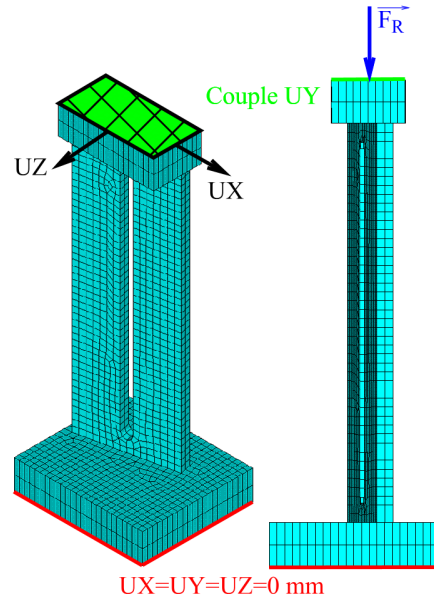
Naprogramované výpočetní makro je příliš obsáhlé pro prezentaci, proto pro stručný přehled návazností výpočtu uvádím pouze redukovaný algoritmus. Výpočetní cyklus zastupuje výpočet pro pole hodnot UX x UZ parametrů.



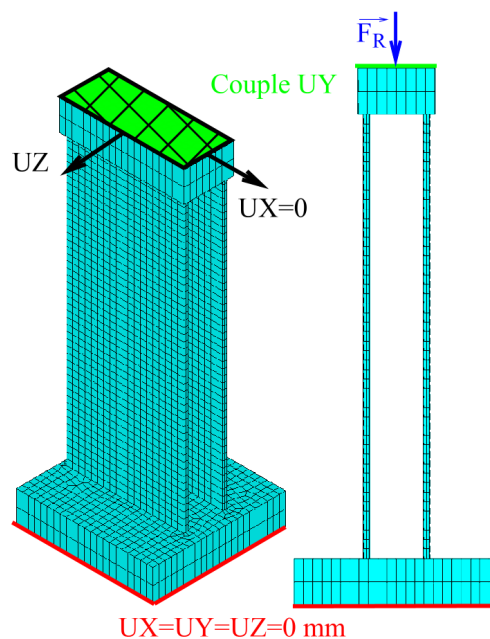
Obrázek 6.1: Schéma algoritmu výpočtu.

6.2 Okrajové podmínky

Definicí OP jsem se snažil co nejvíce přiblížit stavu, ve kterém jsou podpěry používány v praxi. Na spodní ploše podpěr, tedy v místě, kde jsou podpěry přišroubovány k základnímu rámu jsem zamezil posuvu ve všech směrech. Na ploše, která je připevněna ke skříni turbíny jsem spároval posuvy ve svislém směru. Zároveň na této ploše předepisuji posuvu po kroku 1 mm ve směrech X a Z. Pro každou z podpěr je předepsaná teplota (viz. obr. 5.7), kterou měním vlastnosti materiálového modelu (tab. 5.1).



Obrázek 6.2: OP pro kyvnou podpěru.



Obrázek 6.3: OP pro pevnou podpěru.

Řeším-li stabilitní problém pomocí převedení na problém vlastních čísel, je nutné předsat referenční sílu ve směru reálného zatížení tělesa. Referenční sílu jsem si zvolil po několika testovacích výpočtech $F_R = 1E5$ N. Rovněž jsem si potvrdil, že velikost referenční síly nemá vliv na přesnost výpočtu.

Velikost kritického zatížení zatížení na podpěru F_{KR} odpovídá:

$$F_{KR} = F_R \cdot \lambda \quad (6.1)$$

6.3 Presentace a analýza výsledků lineárního přístupu

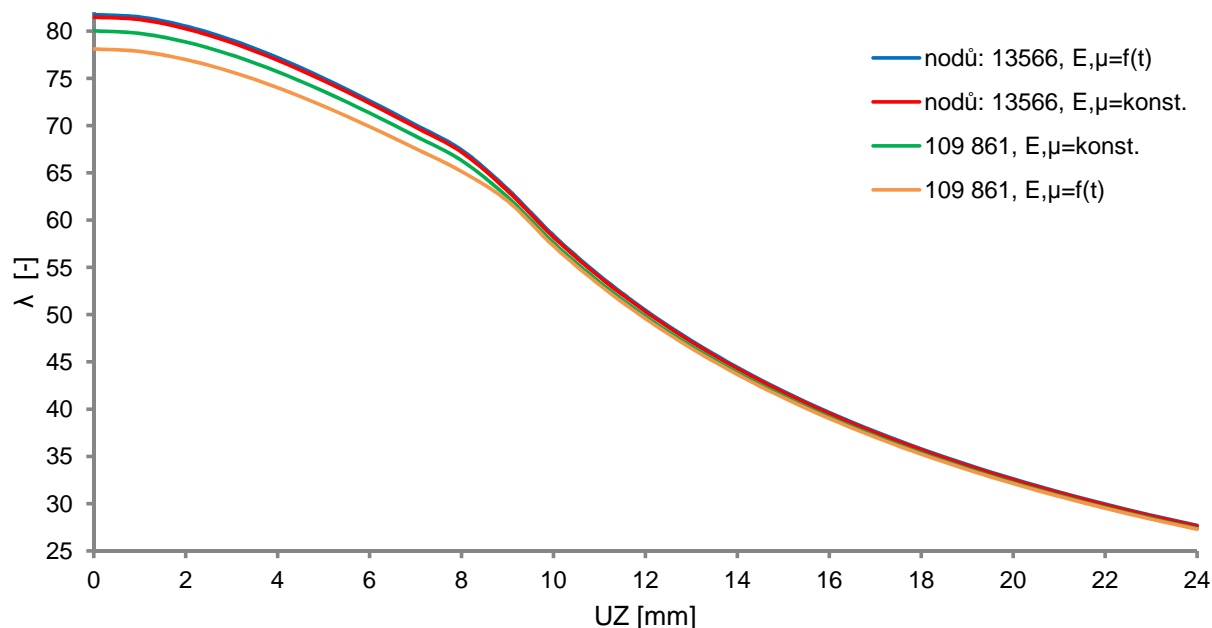
6.3.1 Kyvná podpěra

Závislosti kritického zatížení pro kyvnou podpěru jsou uvedeny v níže uvedených grafech. V grafu 6.4 jsou porovnány výsledky při kombinaci použití různého množství elementů a uvážení E , μ konstantní nebo jako funkce teploty. Touto závislostí jsem si potvrdil velikost vlivu jednotlivých závislostí ve výpočtu (materiálové vlasti jako funkce teploty, vliv počtu nodů). V grafu 6.5 je zobrazena závislost λ na posuvu UX i UZ.

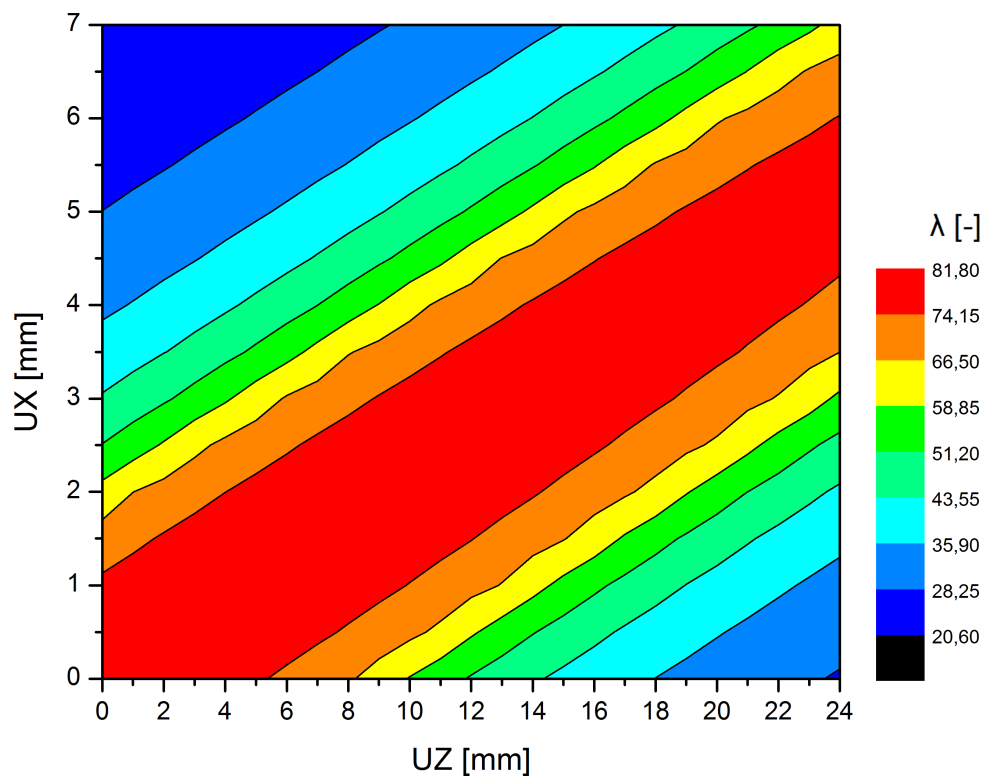
V grafu 6.6 jsou uvedeny výsledky pro případ, kdy je posuv ve směru $X = 0$ a je tak zjištěna pouze závislost mezi posuvem UZ a vlastním číslem λ .

Při výpočtu byly použity kvadratické prvky solid 186 s celkovým počtem elementů 4 085 a nodů 13 566. Výpočet trval přibližně jednu hodinu a 25 minut (CP 10 572).

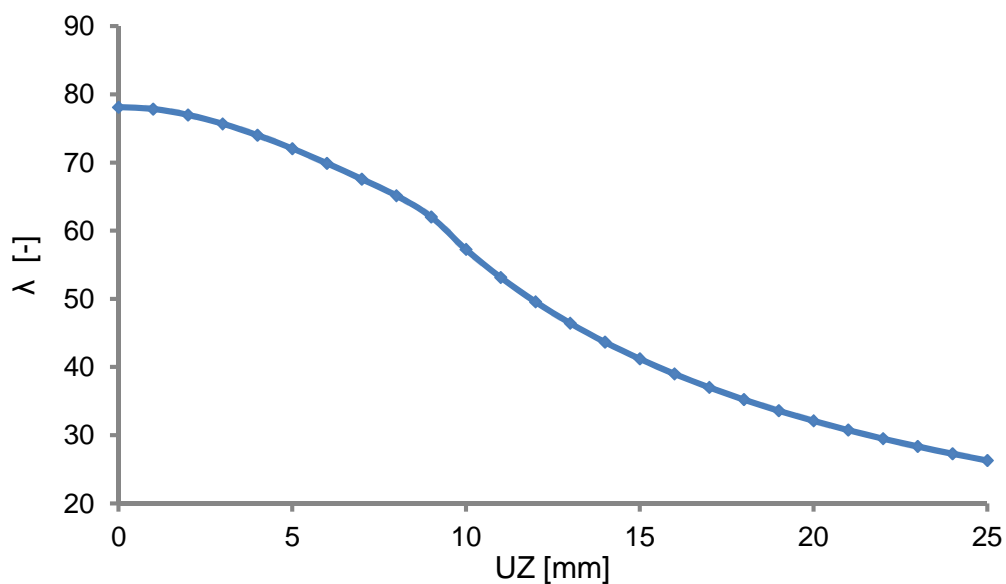
Zmenšením velikosti výpočtového elementu jsem dosáhl 109 861 nodů. Výpočet s touto diskretizací trval 20 hodin. Všechny výpočty kyvné podpěry byly spočteny za přibližně 44 hodin.



Obrázek 6.4: Graf porovnání přesnosti výpočtů kyvné podpěry.



Obrázek 6.5: Graf závislosti UZ a UX na λ .



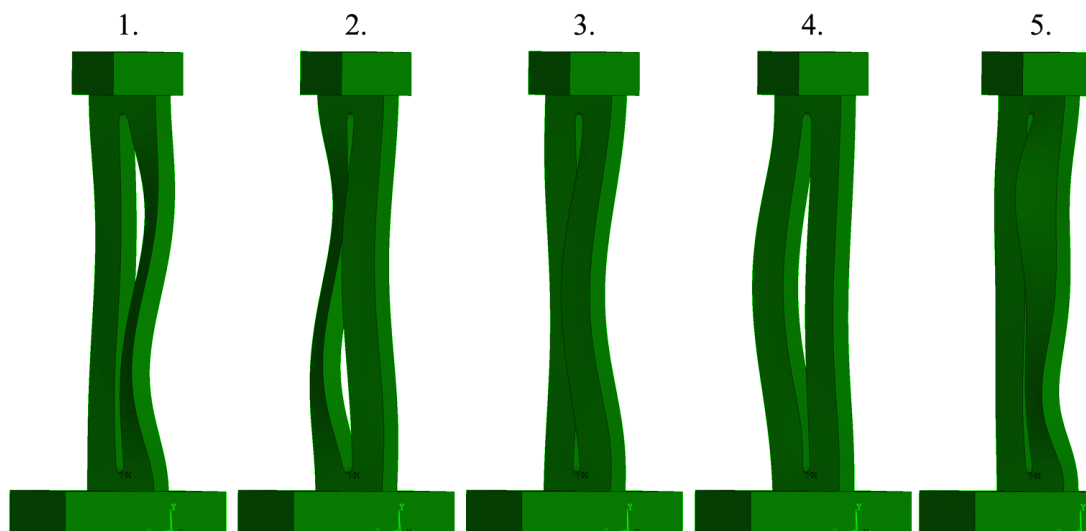
Obrázek 6.6: Graf závislosti UZ na λ .

Všechny závislosti jsou vypočteny pro první vlastní číslo, kterému odpovídá první vlastní tvar. Tento tvar je při zatěžování a daných OP nejpravděpodobnější, jelikož je nejméně energeticky náročný. Na obrázku 6.7 je zobrazeno prvních pět vlastních tvarů, přičemž 1. a 2., 3. a 4. jsou rozdílné pouze výběrem části při výpočtu. Tyto tvary odpovídají tvaru deformace, nikoli však její velikosti.

K porovnání prvních pěti vlastních čísel λ_i uvádám následující vztah, ze kterého vy-

plývá, že dvojice λ_1 a λ_2 stejně jako λ_3 a λ_4 jsou velmi blízké. Stav, který by reálně nastal u těchto dvojic na reálné konstrukci se blíží nahodilému.

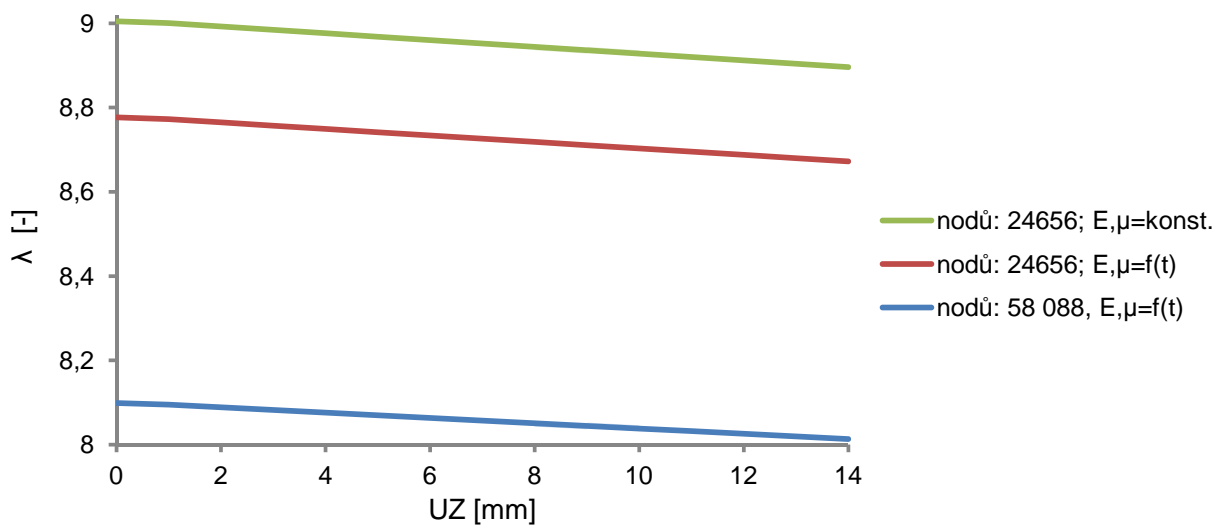
$$\lambda_1 = \frac{\lambda_2}{1,02} = \frac{\lambda_3}{1,68} = \frac{\lambda_4}{1,71} = \frac{\lambda_5}{3,05} \quad (6.2)$$



Obrázek 6.7: Vlastní tvary deformace kyvné podpěry.

6.3.2 Pevná podpěra

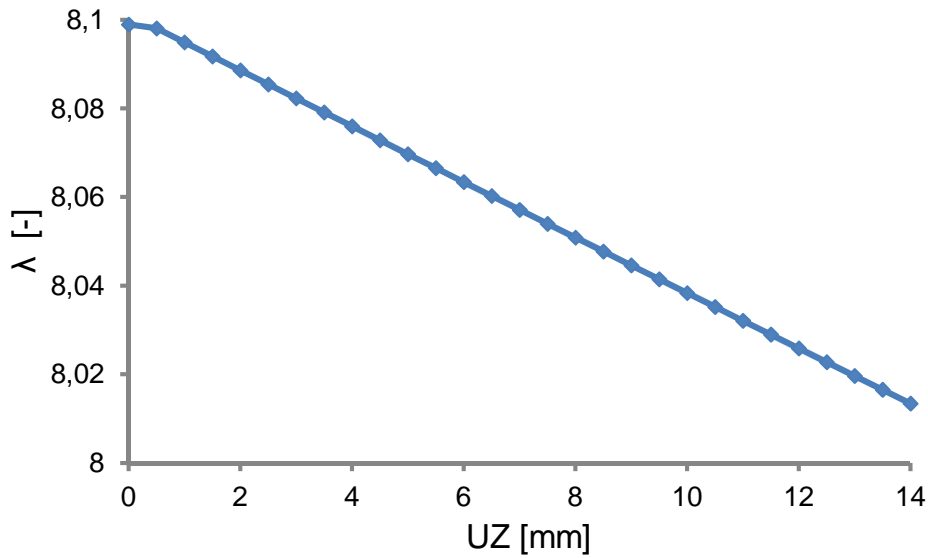
V grafu 6.8 jsou porovnány výsledky při kombinaci použití různého množství elementů a uvážení E , μ konstantní nebo jako funkce teploty.



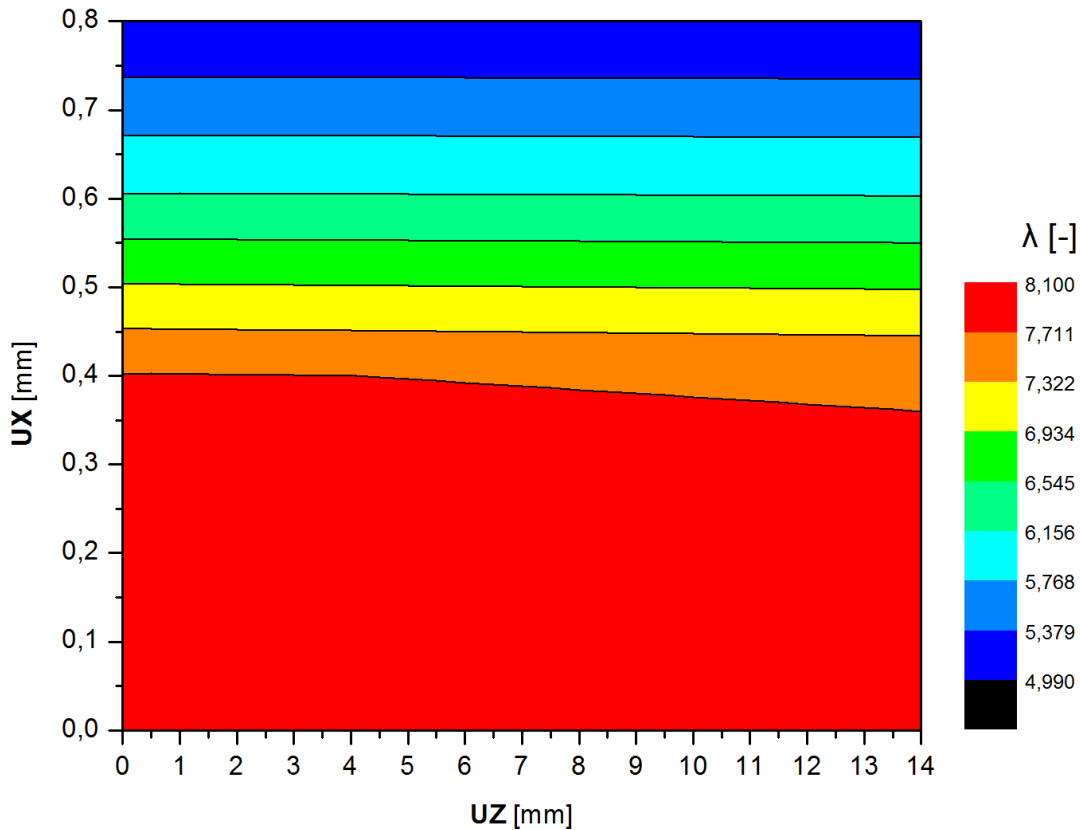
Obrázek 6.8: Graf porovnání přesnosti výpočtů pevné podpěry.

Závislosti kritické síly (odpovídající λ) na imperfekcích jsou uvedeny v následujících grafech. Při výpočtech dále uváděných závislostí bylo použito kvadratického prvku 186, síť byla tvořena celkem 29 375 elementy a 58 088 nody. Délka všech výpočtů byla přibližně

9 hodin. Předzatěžující síla byla stejná jako u výpočtu kyvné podpěry, tj. $F_R = 1E5$ N a dle vzorce 6.1 lze určit konkrétní zatěžující síla. Závislosti jsou vypočteny pro první vlastní číslo, kterému odpovídá první vlastní tvar deformace.



Obrázek 6.9: Graf závislosti UZ na λ .



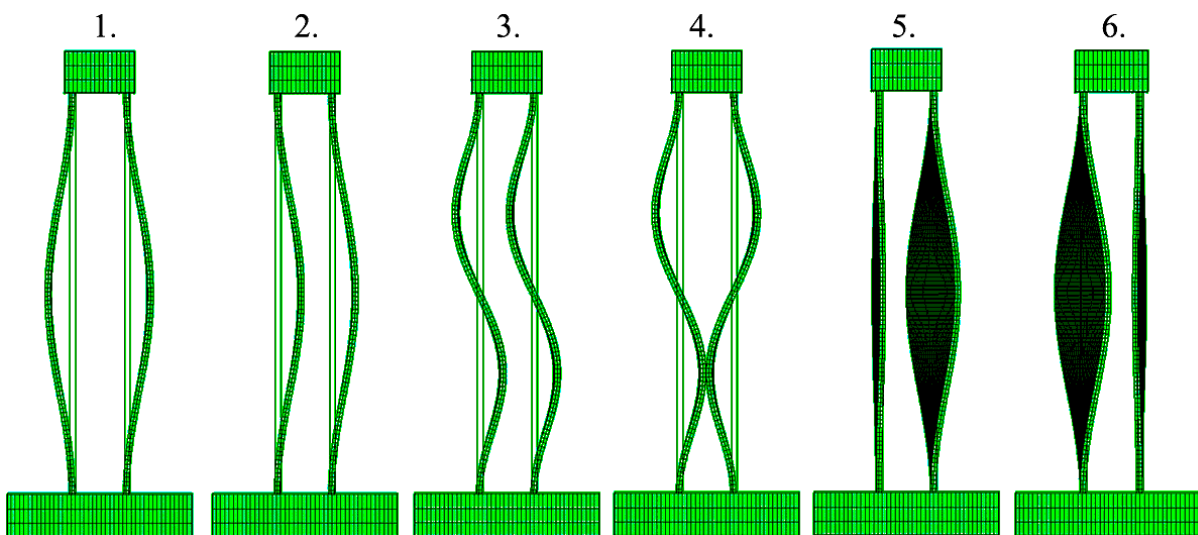
Obrázek 6.10: Graf závislosti UZ a UX na λ .

Pevná podpěra je navržena pouze pro posuv kolmo na osy rotace turbíny (UZ). Do výpočtu jsem ale zahrnul i možný posuv ve směru osy rotace (UX). Změnami OP pouze ve směru UZ se vypočtený násobek maximálního zatížení λ mění pouze minimálně. Pokud

by ale došlo v OP ke změnám i v UX, maximální zatížení se podstatně sníží.

Na obr. 6.11 je zobrazeno prvních šest vlastních tvarů, přičemž 1. a 2., 3. a 4., 5. a 6. jsou rozdílné pouze výběrem směru deformace řízené pivotem výpočtu. Tyto tvary odpovídají tvaru deformace, nikoli však její velikosti. Závislost mezi tvarem (odpovídajícímu λ_i) a zatížením u všech dvojic s podobnou deformací je v poměrech zobrazena ve výrazu 6.3.

$$\lambda_1 = \frac{\lambda_2}{1,001} = \frac{\lambda_3}{2,05} = \frac{\lambda_4}{2,06} = \frac{\lambda_5}{3,41} = \frac{\lambda_6}{3,42} \quad (6.3)$$



Obrázek 6.11: Vlastní tvary deformace kyvné podpěry.

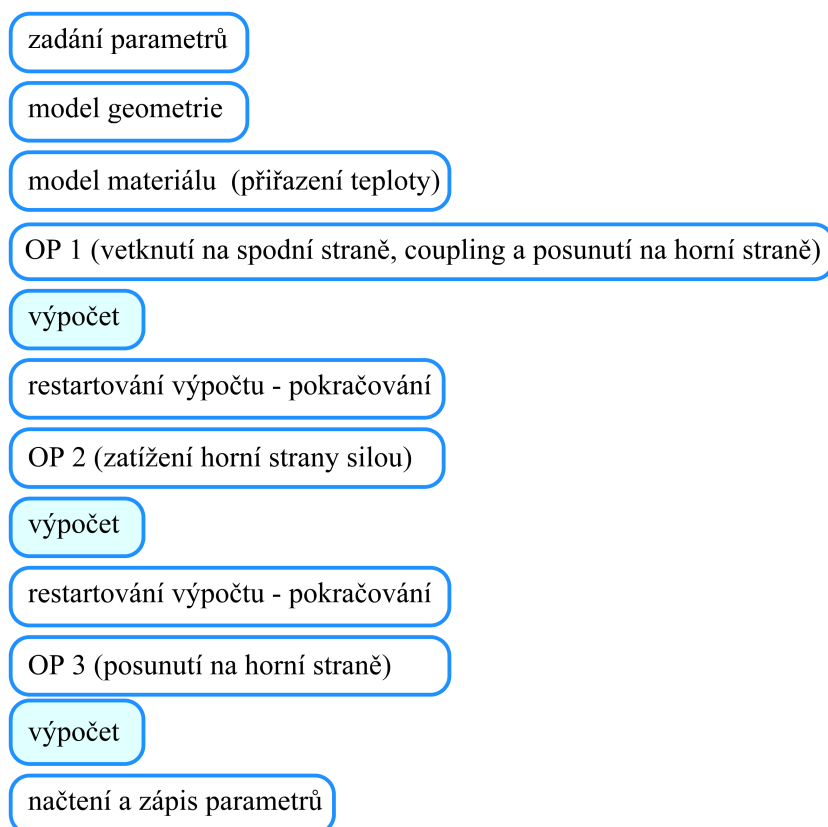
7 Zjištění symetrie úlohy

Při montáži je kyvná podpora předsunuta proti směru dilatace turbínové skříně řádově (dle velikosti turbíny) o několik milimetrů. Zahřátím na provozní teplotu se horní strana kyvné podpěry postupně přesune z výchozího stavu přes rovnovážný bod¹ opět do stavu deformovaného, tentokrát ale na opačné straně rovnovážného bodu. Přechod geometrie z montážního (výchozího) do provozního stavu může způsobit náhlou změnu tvaru deformace a sám o sobě by mohl být nebezpečný. Pokud se ovšem potvrdí, že přechod nebezpečný není a deformace se projevuje stejně před i po dosažení rovnovážného bodu, je možné úlohu považovat za symetrickou.

Po takové úvaze dochází ke značnému zjednodušení řešení nelineárním přístupem. Není třeba simulovat zatížení od montážního stavu a stačí pouze zatěžovat pouze jedním (libovolným) směrem od rovnovážného bodu.

7.1 Algoritmus výpočtu

Stejně jako u předchozího výpočtu i zde uvádím místo výpočetního makra pouze stručný přehled, který jsem k výpočtu použil. V prvních dvou výpočtech byly nastaveny zápisy pouze pro 4 substepy (s další možností dělení nezapisovaných iterací na 100). Poslední výpočet měl nastavený zápis 100 substepů (s další možností dělení nezapisovaných iterací na 10 000).



Obrázek 7.1: Schéma algoritmu výpočtu.

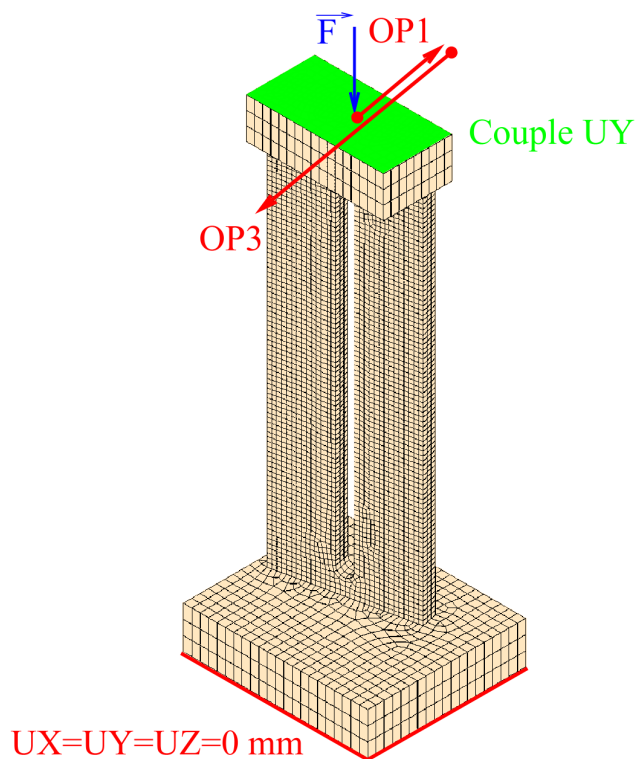
¹Rovnovážným bodem je myšlen nedeformovaný stav nezatížené geometrie.

7.2 Okrajové podmínky

Výpočetní simulací jsem se snažil co nejvíce přiblížit okrajovým a počátečním podmínkám praxe, zároveň ale musel výpočet proběhnout tak, aby výsledky byly porovnatelné. V montážním stavu jsem horní části podpěry přiřadil posuv 10 mm kolmo na největší plochu stojiny (OP 1). Následně podpěru zatížil silou $F = 5E6N$ odpovídající stavu, kdy je podpěra předeprnutá a zatížená tíhou od hmotnosti turbíny. V praxi následuje zahřátí turbíny do provozního stavu, kdy podpěra přechází přes rovnovážný bod. Tuto podmínku jsem modeloval tak, že jsem zadal nové posunutí horní části podpěry 20 mm proti směru posunutí použitého při OP 1.

OP 1 a OP 3 (na obr. 7.2) vychází z algoritmu výpočtu a představují svázané posuvy v osách tak, aby bylo zajištěno, že posuvy budou pouze kolmé na největší plochu stojiny.

Zatížení uvažuji pouze v tomto směru, protože mé řešení má být unifikované pro použití u turbín různých rozměrů. Konstruktor, který bude navrhovat montáž podpěr si z rozměrů turbíny a z rozložení teplot dokáže analyticky spočítat směr celkové dilatace. Následně podpěru náležitě natočit, případně pozměnit natočení částí podpěry před svařováním tak, aby směr tvořený dilatací axiální a radiální směřoval kolmo na tuto plochu.

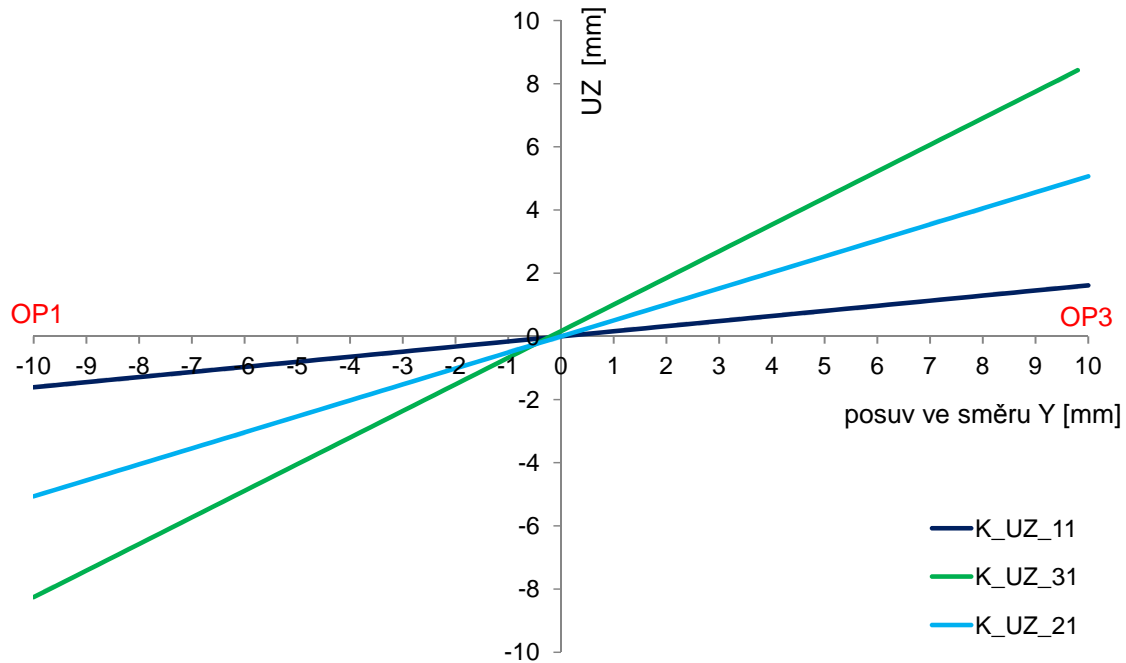


Obrázek 7.2: Okrajové podmínky pro kyvnou podpěru.

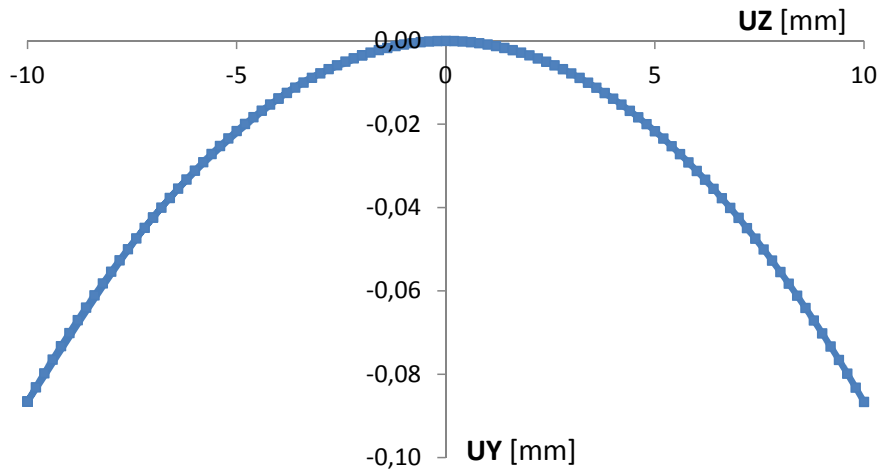
7.3 Presentace výsledků

Výsledky jsem po výpočtu zapsal do externího textového souboru a následně porovnával v tabulkovém editoru. V grafu 7.3 jsem vykreslil změny pouze ve třech bodech (11, 21, 31), protože tyto body jsou plnohodnotnými reprezentativními zástupci pro každou z ima-

ginárních rovin (10, 20, 30). Vynášena je závislost UZ v jednotlivých bodech na posuvu mezi OP 1 a OP 3. Všechny závislosti jsou lineárně závislé. Dále a lze z grafu pozorovat, že při zatěžování nedošlo k přeskočení určitého tvaru deformace na jiný.



Obrázek 7.3: Graf závislosti posuvu ve směru Z na iteraci.



Obrázek 7.4: Graf závislosti posuvu ve směru Z na posuvu ve směru Y.

Srovnal jsem hodnoty pro oba grafy ve výsledkových souborech a dospěl k závěru, že mohu úlohu považovat za symetrickou. Porovnané hodnoty zatěžování na obě strany od rovnovážného bodu se lišili o desetiny až setiny procent. Vzniklou odchylku považuji za numerickou chybu při výpočtu.

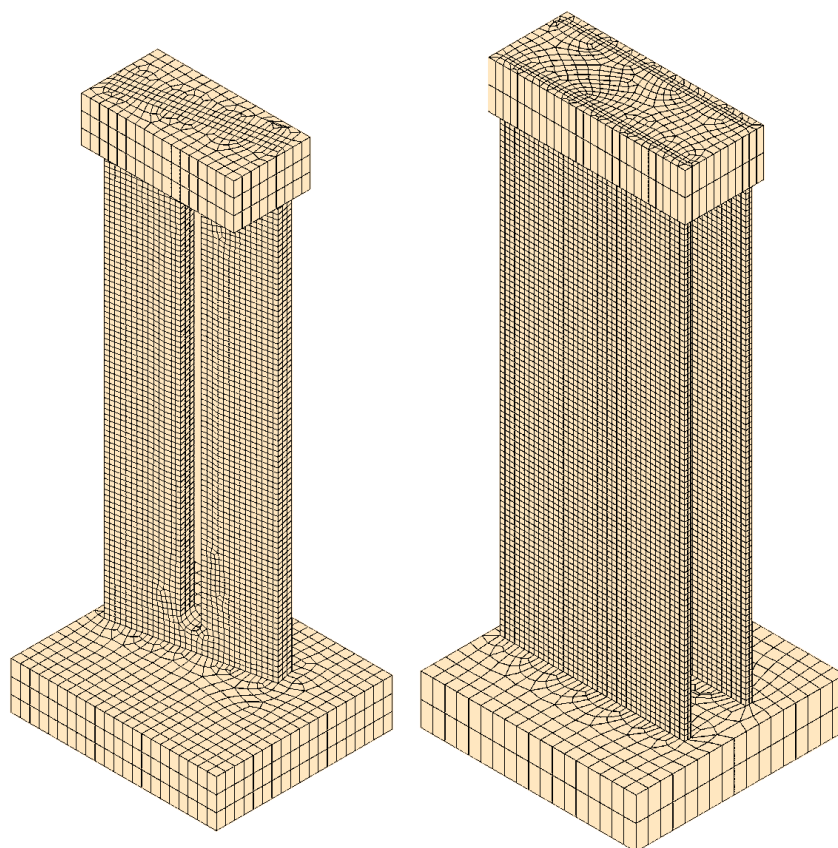
8 Nelineární řešení vzpěrné stability

Data spočtená lineárním řešením byla třeba ověřit další výpočtem. Metodiku, kterou jsem si zvolil pro verifikaci těchto hodnot je použití nelineárního řešiče MKP. Výpočet touto metodou zahrnuje změnu geometrie v průběhu zatěžování a tím je možné sledovat chování konstrukce. Pro náročnost výpočtu jsem musel stávající výpočtový model upravit do přijatelnější podoby.

Diskretizovaný model konečnoprvkové sítě jsem zredukoval na nižší počet nodů, než bylo použito při lineárním řešení. Na stojinách podpěr, které jsou nejvíce náchylné vzpěrnému namáhání, jsem přidal počet výpočtových elementů, naopak na horním a dolním montážním kvádru bylo elementů podstatně ubráno.

Tabulka 8.1: Tabulka srovnání počtu nodů pro dané přístupy k výpočtu.

	Lineární výpočet	Nelineární výpočet
Pevná podpěra	58 088	52 568
Kyvná podpěra	109 861	46 204

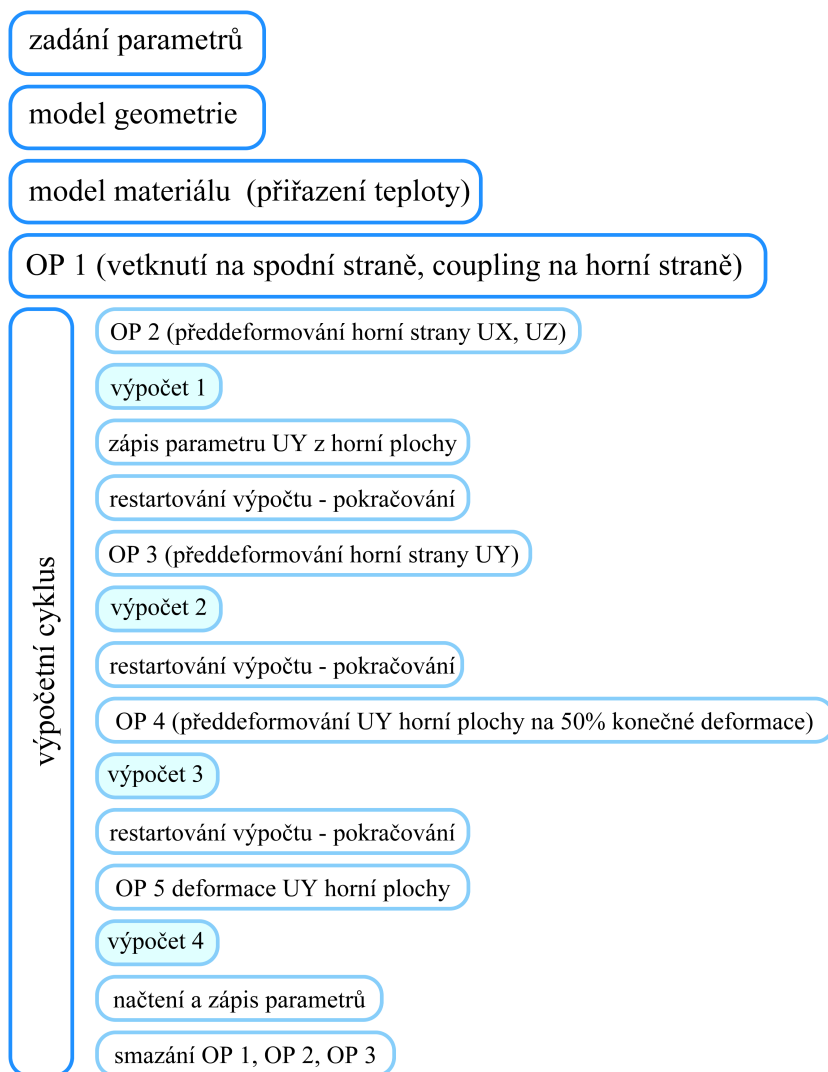


Obrázek 8.1: Změněný diskretizovaný model geometrie pro obě podpěry.

Hardwarovou náročnost výpočtu jsem dále podstatně snížil zapisováním menšího množství položek do výpočtových databází. Uloženým výstupem tedy byly zvoleny pouze podstatné položky (NSOL,RSOL, a pomocné) s frekvencí ukládání každého výpočtového kroku. Nebyly ukládány napětí ani přetvoření (stress, strain).

8.1 Algoritmus výpočtu

Přístup k výpočtu je obdobný jako u řešení 7 s využitím přírůstkového řešiče. Naprogramované makro bylo ovšem v oblasti řešení změněno, jelikož přístup lineární a inkrementální je diametrálně odlišný. Opět uvede pouze redukovaný algoritmus, jelikož makro je velmi obsáhlé. Výpočetní cyklus zastupuje výpočty pro vybrané hodnoty z pole UX x UZ parametrů vychýlení.



Obrázek 8.2: Schéma algoritmu výpočtu.

První výpočet řízeně předdeformoval podpěru ve směru os X a Z. Změnila se i poloha horního kvádru ve směru osy Y, která je třeba po výpočtu 1 zjistit a znovu pevně přiřadit dané ploše. Následovala řízená deformace horního kvádru ve směru osy Y. Pro urychlení výpočtu jsem hruběji (10 substepů/loadtep) zatěžoval první polovinu zatěžovací cesty. Druhou polovinu, kde jsem potřeboval odečítat hodnoty s vyšší přesností, jsem zatěžoval podstatně jemněji (200 substepů/loadstep).

Výsledky načtené z bodů popisovaných v podkapitole 5.6 jsem následně vypsal do externího výsledkového souboru. Před opětovným spuštěním cyklu výpočtu bylo třeba smazat OP předdeformovávací horní kvádr.

Volba metody řešiče

Konečnoprvkový program Ansys umožňuje použít k řešení složitých soustav rovnic několik různých řešičů. Výběr vhodného řešiče není jednoduchý, jelikož je třeba se rozhodnout pro rychlý řešič na úkor přesnosti výpočtu a naopak. Dále je třeba vzít v potaz hardwarová omezení výpočetní stanice (rychlost procesoru, odkládací paměť, diskové pole).

Pro správné zvolení řešiče jsem provedl jeden zkrácený cyklus nelineárního výpočtu více řešiči a srovnal hodnoty z určitého nodu. Výsledek je uveden v následující tabulce.

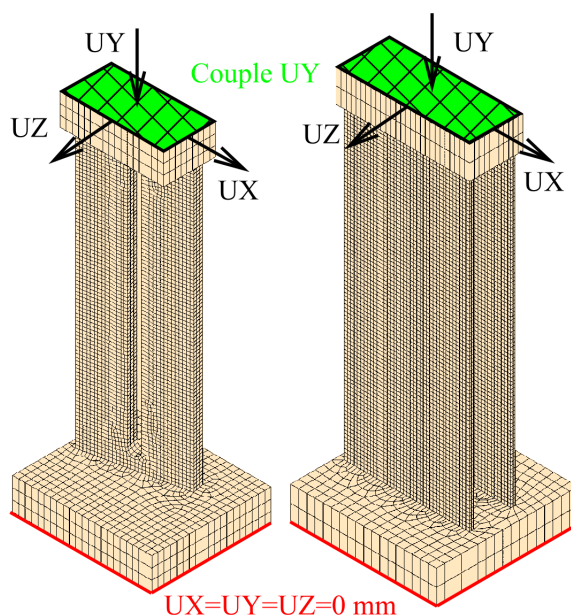
Tabulka 8.2: Tabulka srovnání řešičů.

Řešič	Tolerance řešiče	CP	Reakční síla ve vybraním bodě [N]
SPARSE	-	9 997	10 380
PCG	1E-8	14 257	10 380
PCG	1E-6	4 300	10 380
PCG	1E-5	6 450	10 380

Pokud bych vycházel pouze z výsledků dle tabulky 8.2, jednoznačně bych volil řešič PCG s tolerancí 1E-6 s nejkratším časem výpočtu. Řešič PCG se nedoporučuje pro řešení s velkým gradientem změn, kde by mohlo dojít k divergenci Newton-Rapsonovy metody a proto jsem pro všechny nelineární výpočty použil přímý řešič SPARSE.

8.2 Okrajové podmínky

V místech připevnění podpěry k základnímu rámu nosné konstrukce turbíny jsem předepsal OP nulové posuvy ve všech směrech. Po celou dobu všech výpočtů byly spárovány posuvy horní plochy horního kvádru ve směru osy Y. Posuvy ve směrech os X, Z a Y jsou pro jednotlivé části výpočtu blíže specifikovány v předchozí podkapitole 8.1.



Obrázek 8.3: Okrajové podmínky pro kyvnou i pevnou podpěru.

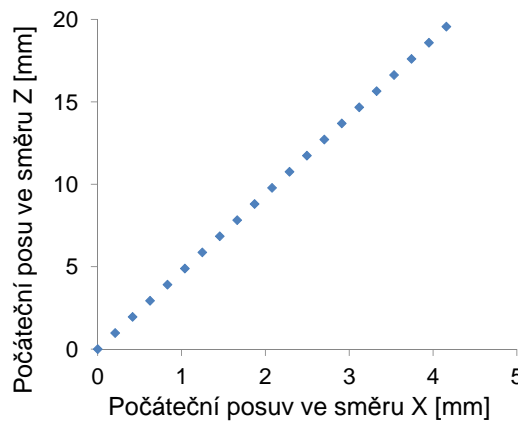
Nejpodstatnějším rozdílem v OP je velikost konečného posuvu ve směru osy Y. Z předběžných výpočtů jsem si zjistil hodnoty 5 mm u kyvné podpěry a 2 mm u podpěry pevné, jelikož tyto velikosti posuvů jsou dostačující ke zjištění bodu výskytu MS vzpěrné stability.

Řízení výpočtů pro kyvnou podpěru

V zadání, které jsem dostal od zadavatele DP je pouze požadavek pro zjištění závislosti kritického zatížení na změně vychýlení ve směru osy rotace turbíny. Turbínová skříň dilataje ve směru radiálním i axiálním, provedl jsem tedy dva výpočty:

- výpočet sestavený na základě formulace zadavatelem (změna posunutí pouze ve směru osy Z)
- výpočet zahrnující vliv radiální i axiální dilatace turbíny (lépe vystihuje reálné chování při dilatacích).

U obou výpočtů byl zvolen krok posunutí 1 mm ve směru osy rotace turbíny (osa Z), u druhého výpočtu byla k dané pozici dopočítána složka posunutí ve směru radiálním (osa X). Obr. 8.4 popisuje závislosti se svázanými posuvy ve směrech X a Z dle požadavků formulace zadavatele.



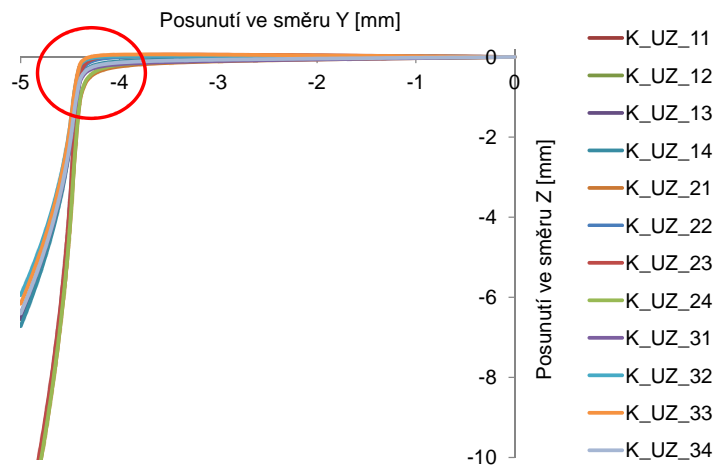
Obrázek 8.4: Závislost OP ve směrech vychylování X a Z.

Řízení výpočtů pro pevnou podpěru

U pevné podpěry je předpokládaná dilatace pouze ve směru radiálním. Používá se i upravená pevná podpěra, která je vyztužena, např. na obr. 2.1. Tímto způsobem vyztužená kyvná podpěra je podstatně tužší ve směru zatěžování (osa Y) i ve směrech dilatace. Ve výpočtu uvažuji podpěru dle zadaných výkresů (bez vyztužení) a dilataci simuluji pouze ve směru radiálním.

8.3 Prezentace výsledků nelineárního výpočtu

Výsledky zapsané do textového souboru jsem dále zpracoval v tabulkovém editoru. Ke zjištění chování konstrukce v celém rozsahu zatěžování jsem zvolil výpočet s menším počtem substepů a tím přibližně zjistil inflexní místa. Na obr. 8.5 je toto inflexní místo zvýrazněno červenou kružnicí.

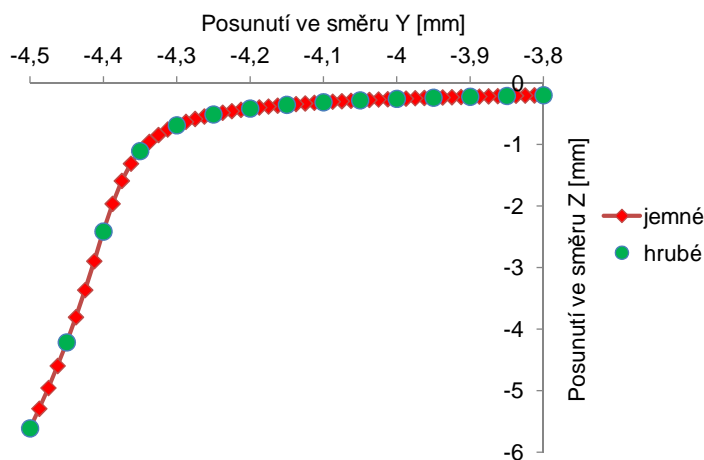


Obrázek 8.5: Chování konstrukce při užití hrubšího výpočetního kroku.

Dále z grafu 8.5 vyplývá, že dochází k prvnímu deformačnímu tvaru, kdy se konstrukce prohýbá nejvýrazněji v polovině stěn (nejstrmější růst posuvů v bodech 21,22,23,24) pro všechny OP.

Stejným způsobem jsem si zjistil průběhy deformace pevné podpěry a vždy došlo k prvnímu deformačnímu tvaru obdobně jako u podpěry kyvné.

Výsledkem hrubějšího zatěžování bylo zjištění, že inflexní bod se nachází vždy za hranicí 50% u kyvné podpěry a 30% u pevné podpěry z celku deformačního zatěžování ve směru osy Y. V algoritmu řešení jsem proto vždy hrubě předzatěžoval pouze několika substepy na 50% (30%) celkové deformace, jelikož jsem věděl, že zde se inflexní bod nenachází. Zároveň jsem tímto předzatížením podstatně urychlil výpočet. Na obr. 8.6 je srovnání velikosti kroků výpočtu pro obě rychlosti zatěžování.



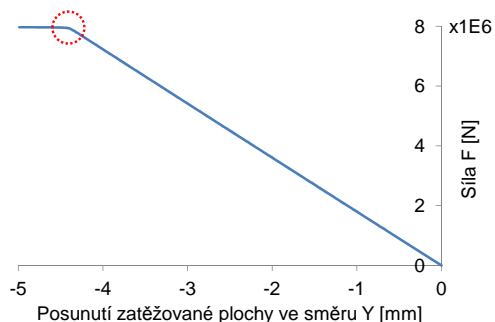
Obrázek 8.6: Srovnání hrubšího a jemnějšího kroku zatěžování.

8.3.1 Porovnávací kritéria

Aby bylo možné porovnat výsledky z různých výpočtů, musel jsem unifikovat porovnávací kritéria tak, aby platila stejně pro různé deformované stavy. Kritéria jsem definoval podle poznatků vypořádaných z chování geometrie při deformačním zatěžování. Názvy kritérií jsou pouze pracovní, jelikož jsem je vytvořil pro své potřeby a v literatuře jsem je neověřil.

Kritérium síly

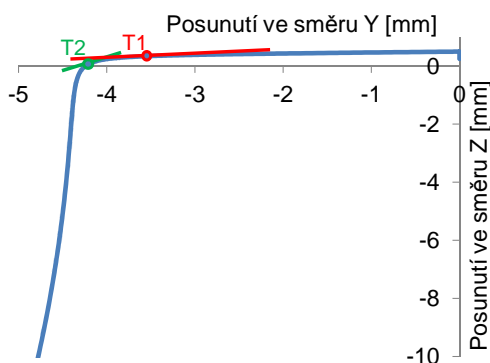
Kritérium vychází z porovnání zatěžující síly a posunutí plochy na kterou tato síla působí. Cílem kritéria je určit bod v průběhu zatěžování, ve kterém zmenšující se nárůst síly vyvolává zvětšující se nárůst posuvu. Síla i po dosažení inflexního bodu zatěžování konstrukce roste, přírůstek je ovšem velmi malý a velmi brzy se zněj stává téměř konstantní závislost, jak je vidět v grafu 8.7.



Obrázek 8.7: Ukázka použití kritéria síly.

Kritérium směrnice

Kritériu vychází ze změny funkčně přípustného stavu na funkčně nepřípustný. Interpretací se blíží definici MS deformační stability, kde MS nastává na rozhraní nepodstatného ohybu spolu s podstatným stlačováním a podstatného ohybu spolu s nepodstatným stlačováním. V grafu 8.8 zastupuje vodorovná osa deformační stlačování (na ploše 40) a svislá ohyb (posuv v bodě 21). Ke změně dominantního zatěžování pro bod 21 (zároveň i pro celek) dochází přibližně při 4. mm deformačního stlačování podpěry. Zároveň je jakýkoli bod v imaginární rovině 20 zástupcem chování jakéhokoli dalšího bodu v této rovině.



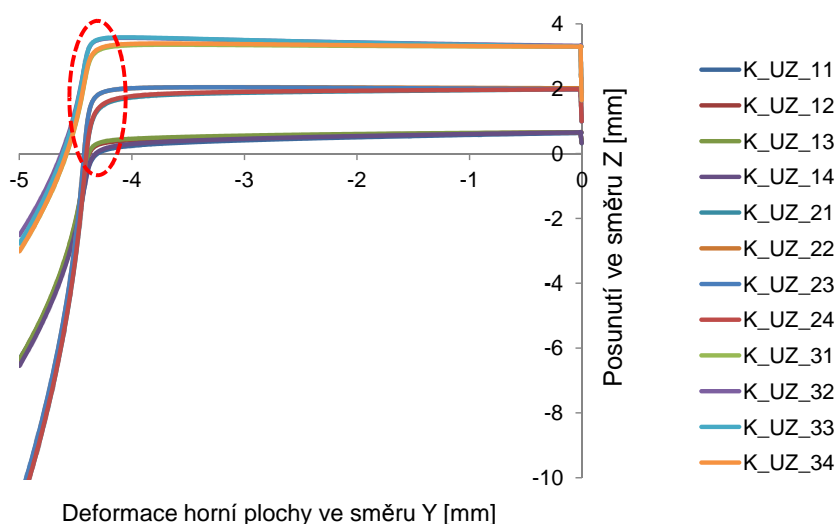
Obrázek 8.8: Kritérium směrnice.

U žádného z kritérií nelze jednoznačně určit inflexní bod. Křivka závislosti změn posunutí ve směrech Z a Y není lineární a jelikož po matematické stránce má inflexní bod mezi 1. až 3. mm deformačního zatížení (posunutí ve směru Y) zvolil jsem jiný postup hledání bodu změny dominantního zatížení.

Vyšel jsem z rovnice přímky $y_i = k_i \cdot x + q_i$ a porovnával křivku diskretizovanou na konečný počet úseček mezi jednotlivými body této křivky. Pro sousedící úsečky jsem sledoval změnu směrnice k_i . Limitními hodnotami změn (z poměru k_i/k_{i+1}) směrnice jsou 0,001, 0,002 a 0,003.

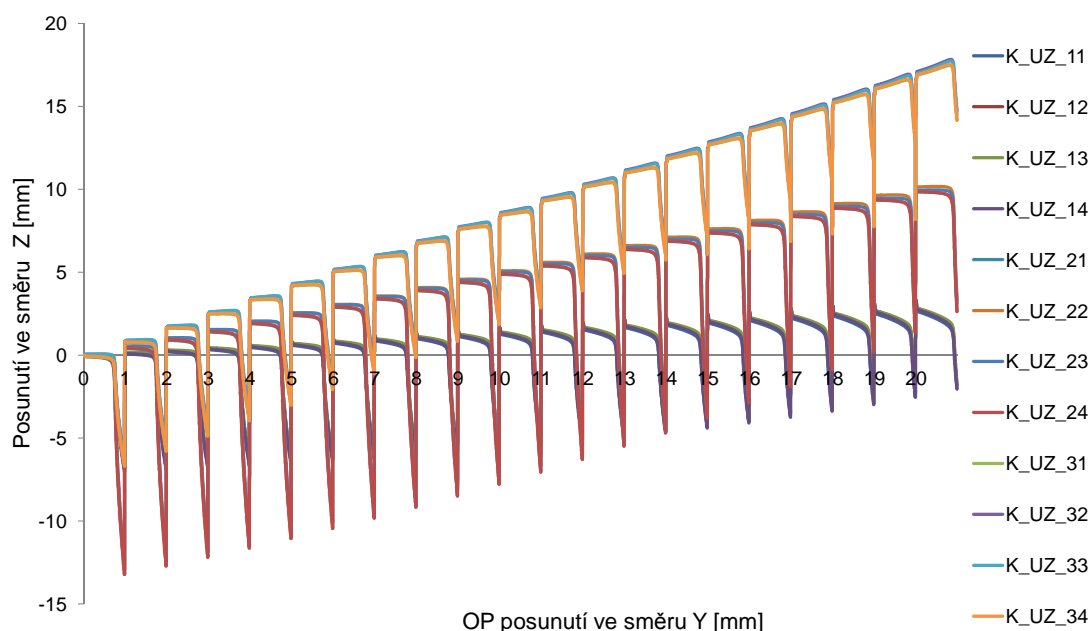
8.3.2 Presentace výsledků kyvné podpěry

Limitní hodnoty jsem získal pomocí kritérií výše popsaných. Deformačně zatížená horní plocha vyvolává změnu v posuvech všech bodů. Z této množiny bodů zapisuji pouze ty podstatné, které jsou dále použity k analyzování chování podpěry. Na obr. 8.9 je ukázka průběhu zatížení pro výpočet s počátečním posuvem 4 mm u horní plochy. Přerušovanou červenou elipsou je zde vyznačeno místo bifurkace. Obdobným přístupem jsem analyzoval celý rozsah posuvů avšak v práci uvádím z důvodu rozsáhlosti grafů pouze tento ukázkový.

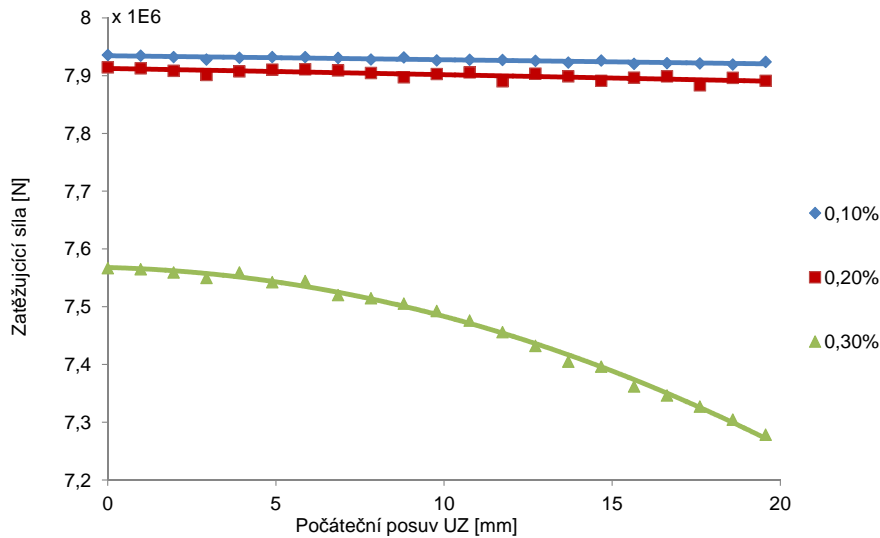


Obrázek 8.9: Ukázka průběhu deformačního zatěžování.

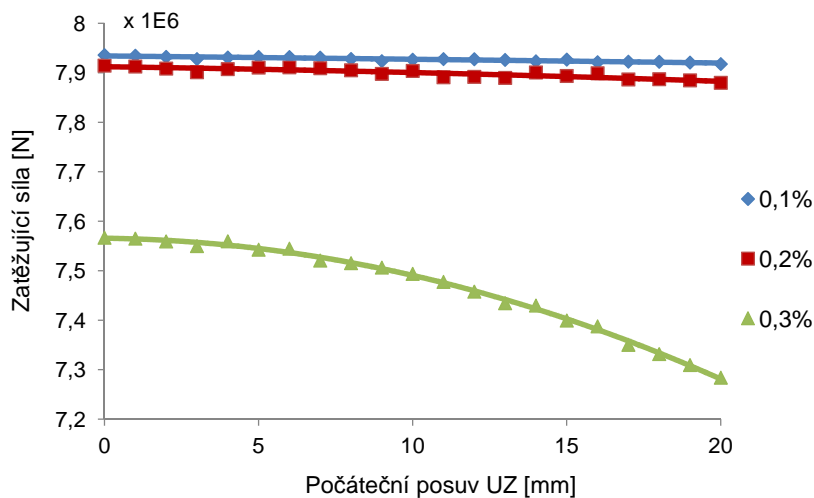
Na obr. 8.10 uvádím celý cyklus výpočtů deformačního zatěžování. Čísla na vodorovné ose označují počáteční body výpočtů pro jednotlivé posuvy. Jednotlivý výpočet obsahoval vždy 208 zapsaných iterací. Z grafu lze soudit, že vždy dochází k nejméně energeticky náročnému tvaru deformace pro všechny OP.



Obrázek 8.10: Deformační zatěžování pro celý výpočet.



Obrázek 8.11: Limitní zatížení při užití kritéria síly.

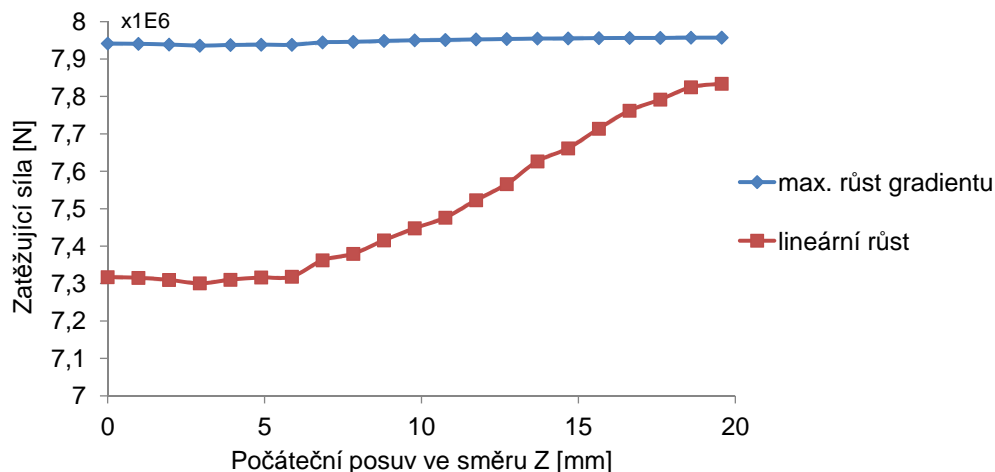


Obrázek 8.12: Limitní zatížení při užití kritéria síly (OP horní plochy $UX=0$).

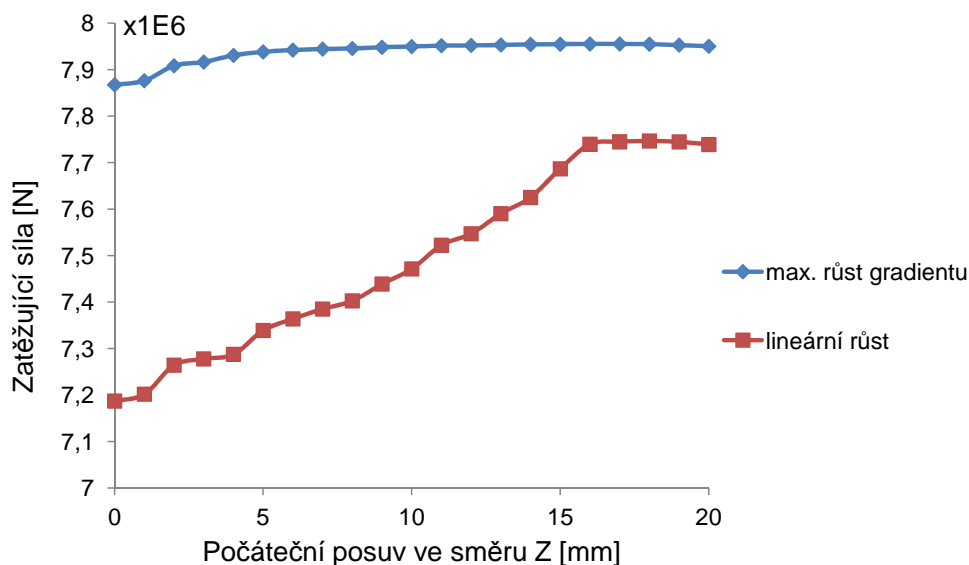
Obrázek 8.12 popisuje průběh limitního zatížení dle požadavků zadavatele. Oproti původnímu grafu (obr. 8.11) je zde zadáno vychýlení ve směru $X = 0$. Přesto se hodnoty pro závislosti uvedené na obrázcích 8.11 a 8.12 liší pouze minimálně. Rozdíl reakčních sil se pohybuje v rozmezí 0 až 5 000 N, většinou však nepřesahuje 1 000 N. Tento zanedbatelný rozdíl je dán porovnáváním hodnot s nestejnou velikostí kroku posuvu i různými velikostmi iteračních kroků.

Pro nepřehlednost neuvažují limitní hodnoty užitím kritéria směrnice v grafu na obr. 8.13 a obr. 8.14. K porovnání ale uvádím další hodnoty dle kritérií:

- max. růst gradientu - označuje bod zatěžování, ve kterém se bod 21 nejrychleji vychyloval od střednice (bod se skokovou změnou přírůstkem deformace)
- lineární růst - označuje bod zatěžování dle kritéria směrnice s limitní hodnotou 0,002 kde lze změny zatěžování uvažovat ještě jako lineární závislost.



Obrázek 8.13: Limitní zatížení při užití kritéria síly.



Obrázek 8.14: Limitní zatížení při užití kritéria síly(OP horní plochy $UX=0$).

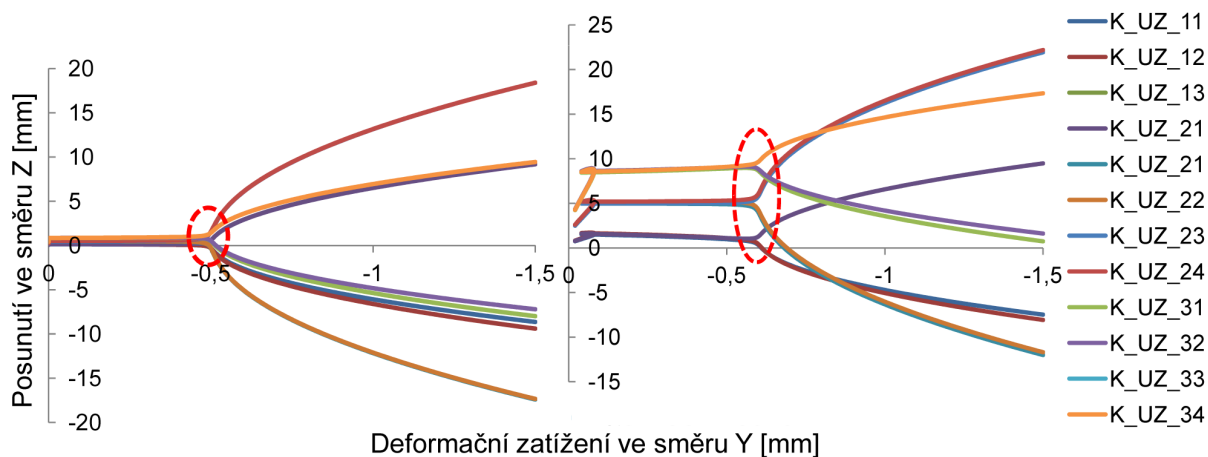
Křivka označená 0,3% a křivka nazvaná lineární růst představují dolní odhad. Při překročení síly udávané těmito hranicemi nedojde k MS deformační stability, ale změny deformované geometrie již nejsou lineární.

Všechny porovnané hodnoty se pohybují v rozmezí $7,3E6$ až $7,95E6$ N. Do porovnání jsou zahrnuty všechny závislosti z předchozích závislostí.

Dle spočtených výsledků lze soudit, že podpěra není příliš náchylná k MS vzpěrné stability v rozsahu posuvů, ve kterém jsem ji zatěžoval.

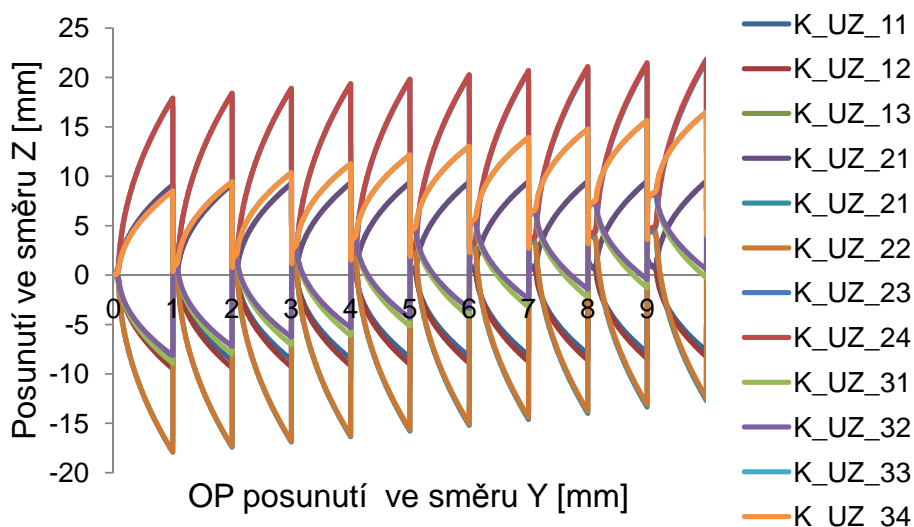
8.3.3 Prezentace výsledků pevné podpěry

Limitní hodnoty zatěžování jsem získal stejným způsobem jako u podpěry kyvné. Kritéria nemohla být použita všechna stejná, jelikož každá z podpěr má jiný průběh deformace.

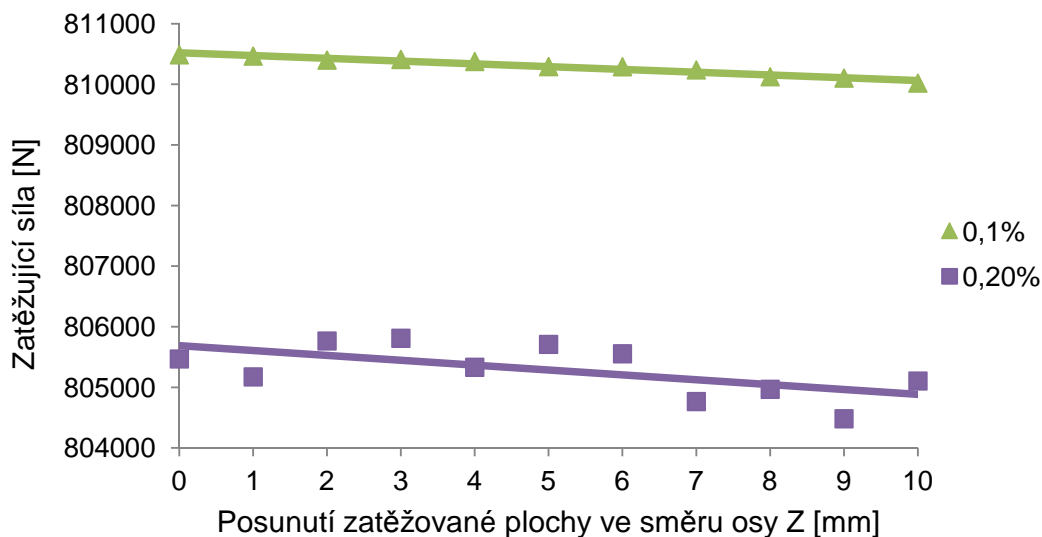


Obrázek 8.15: Průběh deformačního zatěžování pro počáteční posuv horní plochy 0 mm (vlevo) a 9 mm (vpravo).

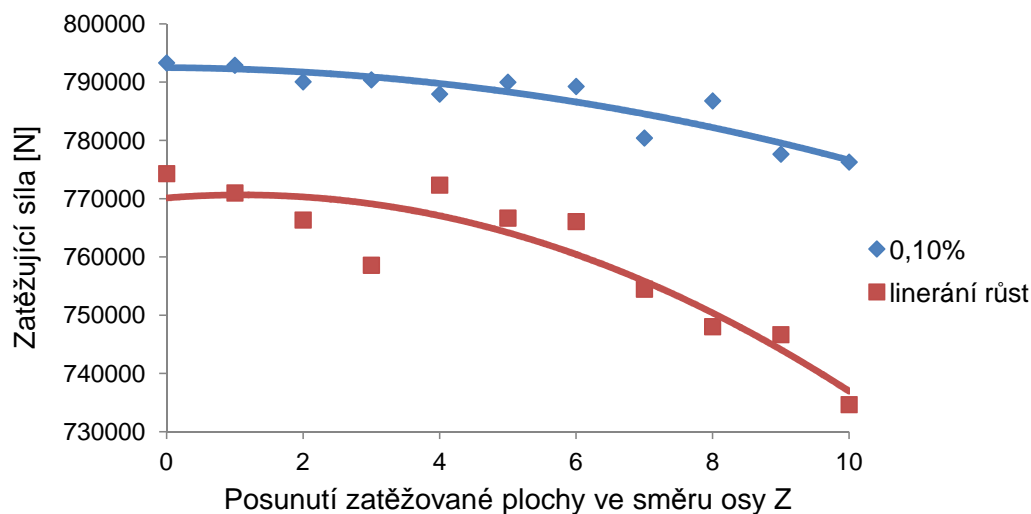
Na obr. 8.16 uvádím celý cyklus výpočtů deformačního zatěžování. Graf je složen ze závislostí pro jednotlivé body (viz obr. 8.15). Čísla na vodorovné ose označují počáteční body výpočtů pro jednotlivé posuvy. Jednotlivý výpočet obsahoval vždy 208 zapsaných iterací. Z grafu lze soudit, že vždy dochází k nejméně energeticky náročnému tvaru deformace pro všechny OP.



Obrázek 8.16: Deformační zatěžování pro celý výpočet.



Obrázek 8.17: Limitní zatížení při užití kritéria síly.



Obrázek 8.18: Limitní zatížení při užití kritéria směrnice.

Užitím kritéria síly (obr. 8.17 a po proložení bodů polynomem druhého řádu jsou hodnoty téměř lineárně závislé na OP. Z čehož lze usuzovat, že závislosti mezi vstupy a výstupy soustavy jsou téměř konstantní pro danou množinu vstupních parametrů. Maximální zatížení dle kritéria síly je $F_{krit} \cong 8,05E5$ N.

Použitím kritéria směrnice (porovnání posuvu UZ v bodě 21 vzhledem k deformačnímu zatížení UY) jsem získal nelineární závislost mezi zatěžující silou a OP. Křivka označená lineární jako růst značí místo v průběhu zatížení, kde závislost mezi posuvem horní plochy a vybočení desky podpěry lze uvažovat lineární. Do tohoto bodu lze podpěru zatěžovat aniž by hrozilo dosažení MS deformační stability.

Křivka 0,1% označuje bod v průběhu zatěžování nacházející se velmi blízko bodu MS deformační stability.

9 Analýza výsledků

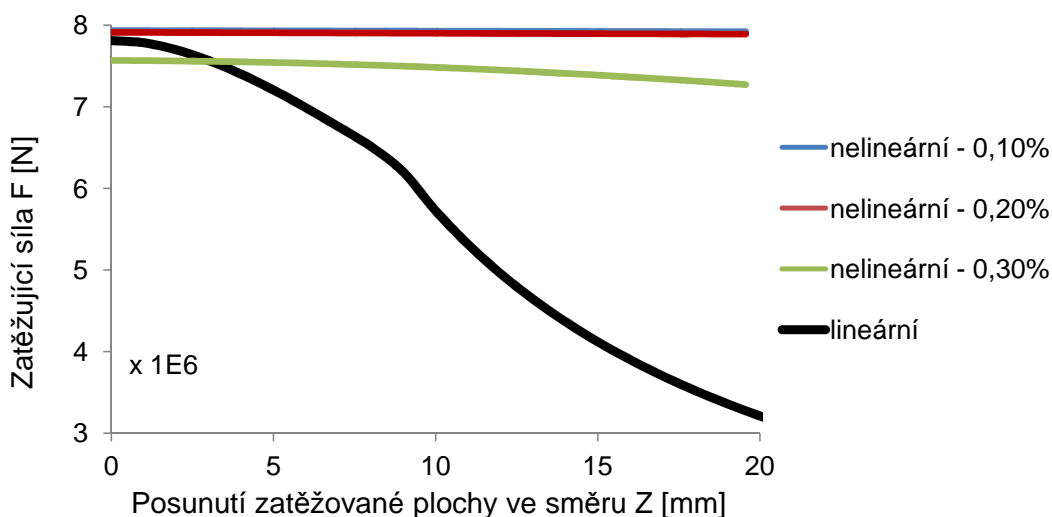
Hodnoty spočtené lineárním přístupem (problémem vlastních hodnot) a hodnoty spočtené nelineárním přístupem pro obě podpěry je dále nutné porovnat. Požadavkem zadavatele bylo zkontrolovat pouze imperfekce v posuvech do 10 mm. V DP jsem uvedl i výsledky nad rámec požadovaného řešení.

Lineárním řešením se neuvažuje změna geometrie při zatěžování a výsledné hodnoty jsou ideální (tzv. horní) mez stability. U nelineárního řešení jsem vypočetl pouze první tvar deformace (první MS deformační stability), jelikož numericky je velmi obtížné se za tento MS dostat a simulovat následující.

Grafy jsou včetně lineárního přístupu tvořeny hodnotami nalezených pomocí kritéria síly.

9.1 Kyvná podpěra

Z grafu 9.1 vyplývá, že hodnoty se příliš vzájemně neliší v oblasti malých počátečních posuvů. V oblasti větších počátečních posuvů hodnoty spočtené lineárním řešením podstatně strměji klesají než za pomoci řešení nelineárního. Tato změna je dle mého názoru dána přepočítáváním geometrie v průběhu nelineárního výpočtu u nesymetrického modelu geometrie kyvné podpěry.



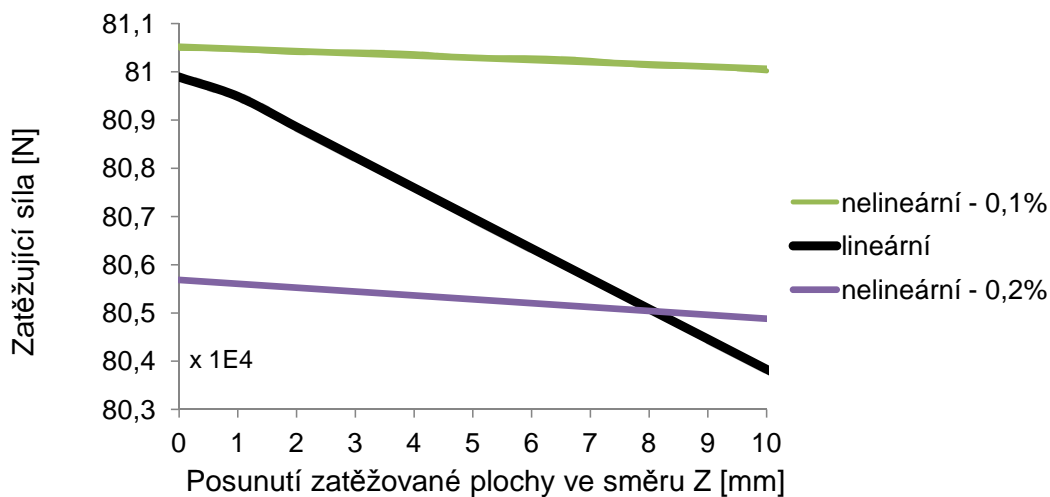
Obrázek 9.1: Srovnání hodnot vypočtené lineárním a nelineárním výpočtem.

Zanedbáním lineárního přístupu, který klesá při počátečním posuvu, dostávám na intervalu posuvů od 0 po 10 mm dle nelineárního přístupu nenižší hodnotu kritického zatížení $F_{krit} = 7,4E6$ N.

Zanedbání nelineární závislosti si mohu dovolit, jelikož u výsledné hodnoty zohledním v následující kapitole bezpečnost, čímž bude kritické zatížení podstatně sníženo.

9.2 Pevná podpěra

Hodnoty lineárního a nelineárního řešení (dle obr. 9.2) pro množinu posuvů (0 až 10 mm) jsou si velmi blízké. Nejnižší kritická hodnota z uváženého celku odpovídá $F_{krit} = 8,04E5$ N a lze ji považovat za hodnotu zastupující všechny kritické síly pro množinu posuvů 0 až 10 mm.



Obrázek 9.2: Srovnání hodnot vypočtené lineárním a nelineárním výpočtem.

10 Návrh bezpečnosti

V provozním stavu jsou obě podpěry zatíženy nejen staticky, ale i dynamicky. Vliv dynamických účinků do výpočtu neuvažují, jelikož mi nejsou známe. Podpěry jsou unifikovány pro určitou výrobní řadu turbín a není možné vytvořit fiktivní dynamické zatížení zastupující celou výrobní řadu.

Koeficient bezpečnosti je možné zvolit dle několika přístupů (norem a modelů bezpečnosti). K žádnému z přístupů, které jsem našel v literatuře, neznám požadované množství parametrů chování zatížené konstrukce. Při navrhování bezpečnosti budu vycházet pouze ze známých parametrů.

Volbu koeficientu bezpečnosti je ovlivněna řada faktorů:

- ekonomická rizika spojená s dočasným odstavením stroje
- poškození turbíny, potažmo generátoru
- ohrožení lidských životů
- nezahrnutí dynamického zatížení
- nezahrnutí vysokocyklické únavy
- nezahrnutí koncentrátorů napětí (ve kterých vznik trhliny by znamenal změnu tuhosti svarů)
- nehomogenita oceli
- další imperfekce, ke kterým může dojít např. chybnou výrobou nebo montáží výrobku.

S ohledem na zmíněné faktory obzvláště na MS deformační stability při dynamickém zatížení bych zvolil bezpečnost $k = 20$.

Maximální dovolené hodnoty pro obě podpěry odpovídají vztahu zohledňující bezpečnost: $F_{DOV} = F_{krit}/k$. Podělení kritické hodnoty zatěžování koeficientem bezpečnosti jsou hodnoty podstatně nižší a pro případný další výpočet by nebylo třeba počítat s takovou přesností.

Dovolená zatěžovací síla pro kyvnou podpěru odpovídá:

$$F_{DOV(KYVNA)} = \frac{F_{krit}}{k} = \frac{7,4E6}{20} = 3,7E5 \text{ N} \quad (10.1)$$

Dovolená zatěžovací síla pro pevnou podpěru odpovídá:

$$F_{DOV(PEVNA)} = \frac{F_{krit}}{k} = \frac{8,04E5}{20} = 0,4E5 \text{ N} \quad (10.2)$$

Z výsledků je znát, že kyvná podpěra je přibližně desetkrát méně náchylná k dosažení MS deformační stability než podpěra pevná.

11 Závěr

Podpěry používané firmou Siemens byly navrženy ještě v době, kdy bylo možné konstrukci počítat pouze analyticky. Má diplomová práce slouží ke určení hodnot maximálního zatížení obou podpěr v závislosti na geometrických imperfekcích (posuvech) podpěr nesoucích turbínovou skříň, aniž by došlo k MS deformační stability.

Hodnoty kritického zatížení jsou spočteny pro imperfekce horních (montážních) ploch u kyvné podpěry 0 až 10 mm ve směru osy rotace turbíny, u pevné podpěry 0 až 10 mm kolmo na směr osy rotace turbíny. Vstupními parametry: model materiálu, model geometrie a rozložení teplotního pole. Zadavatelem jsem byl také poučen o funkci obou podpěr. Ve výpočtech byl zanedbán důležitý vliv neznámého dynamického zatížení. Pro obsáhlost vstupních parametrů a charakter výpočtů jsem použil metodu konečných prků a výpočty modeloval parametricky makrem v prostředí Ansys APDL.

Výsledkem výpočtu měly být charakteristiky maximálního dovoleného zatížení podpěry vzhledem k imperfektované geometrii. Při řešení jsem zjistil, že pro mnou řešenou oblast vstupní imperfekcí, nemá velikost imperfekcí příliš velký vliv na dovolené zatížení.

K výpočtu bylo třeba si nadefinovat vlastní porovnávací kritérium, které by platilo pro různé typy zatěžování u obou podpěr. Z pozorování chování průběhů deformace jsem si kritérii nadefinoval několik a s jejich pomocí získával hodnoty kritických zatížení. Posuvy ve vybraných bodech obou podpěr bylo třeba v průběhu zatěžování zapisovat do externího souboru. Body byly vybrány tak, abych byly zaznamenány posuvy v místech s největší předpokládanou deformací.

Výpočty byly prováděny dvěma různými způsoby, lineárním (hledání vlastního čísla) a nelineárním (přírůstkovým zatěžováním). Výsledné dovolené hodnoty zatížení pro kyvnou i pevnou podpěru jsou zvoleny se zohledněním všech výpočtů. Výstupem výpočtů je místo charakteristik pouze hodnota dovoleného zatížení uvažováním bezpečnosti, pro kyvnou podpěru $F_{DOV(KYVNA)} = 3,7E5$ N a pevnou podpěru $F_{DOV(PEVNA)} = 0,4E5$ N.

V diplomové práci jsem splnil v plném rozsahu všechny cíle zadané zadavatelem DP, firmou Siemens. Výpočty jsem provedl pro širší rozsah než bylo uvedeno v zadání, abych se přesvědčil o průběhu deformace i mimo požadovanou oblast.

Neznalosti dynamického zatížení a jiných méně podstatných parametrů jsem vzal v potaz při návrhu bezpečnosti. Bezpečnost pro provozní stav doporučuji $k = 20$. Tuto hodnotu volím jako člověk ne zcela znalý provozního zatížení podpěr. Pro určení optimální varianty by byla třeba konzultace s expertem.

Zadavateli práce doporučuji zpracovat další studii v návaznosti na moji diplomovou práci, ve které by zohlednil dynamické zatížení a tím získal pro praxi nutné přesnější výsledky.

Literatura

- [1] **BAŽANT, Z. a CEDOLIN, L.: Stability of structures: Elastic, Inelastic, Fracture and Damage Theories.** World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2010. ISBN 13 978-981-4317-02-3; ISBN 10 981-4317-02-0. Dostupný z WWW:
http://www.google.cz/books?id=CmnBPcLy2A4C&printsec=frontcover&hl=cs&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false.
- [2] **FRANTÍK, P., MACUR, J.: Kritická síla imperfektovaných systémů** In: Modelování a měření nelineárních jevů v mechanice, sborník příspěvků, Nečtiny, Česká republika, červen 2006, s. 67-70, ISBN 80-02-01827-3.[online]. [cit. 2012-03-13]. Dostupný z WWW:
<http://kitnarf.webpark.cz/2006.06.modme/2006.06.modme.htm>.
- [3] **FRANTÍK, P.: Jednostupňový model vzpěru prutu.** Únor 2002. [online]. [cit. 2012-03-13]. Dostupný z WWW:
<http://kitnarf.webpark.cz/2002.02.onefreed/onefreed.htm>.
- [4] **JANÍČEK, P.: Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky : hledání souvislostí.** Vyd. 1. Brno : CERM akademické nakladatelství, 2007. 1230 s. Učební texty. ISBN 978-80-214-3545-2.
- [5] **JANÍČEK P., [ET AL.].: Mechanika těles: pružnost a pevnost.** 3. přeprac. vyd. Brno: CERM, 2004, 287 s. ISBN 802142592X.
- [6] **KRÁSNÝ, I., LEŠTINA, J. a PLEŠEK, J.: Buckling of Shells by FEM.** In: National Conference with International Participation ENGINEERING MECHANICS 2001. Svatka, Czech Republic 14.-17.5.2001.
- [7] **PETRUŠKA, J.: MKP v inženýrských výpočtech.** Studijní opory [online]. [cit. 2012-02-23]. Dostupný z WWW:
<http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/RIV/MKP2011.pdf>.
- [8] **PETRUŠKA J.: Ztráta stability tenkostěnných konstrukcí jako nelineární problém mechaniky : učební text.**
- [9] **ŠEJNOHA, J.: Stabilita plošných konstrukcí.** s. 217 - 233.
- [10] **VLK, M., FLORIAN Z.: Mezní stavy a spolehlivost.** [online]. [cit. 2012-02-23]. Dostupný z WWW:
<http://www.zam.fme.vutbr.cz/~vlk/meznistavy.pdf>.
- [11] **ČSN ISO 690:2010.: Informace a dokumentace – Pravidla pro bibliografické odkazy a citace informačních zdrojů.** [online]. [Cit. 2012-3-9]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011. Dostupný upravené podobě z WWW:
<http://docs.google.com/viewer?a=v&pid=sites&srcid=ZGVmYXVsdGRvbWVpbnxub3ZhaXNvNjkwfGd40jNjMTd1NWE2YTBlOTYzMWU>.

- [12] *ANDERSON, D.: Safety Factor.* [online]. [cit. 2010-05-15]. Louisiana Tech University. 2001. 7 s. Dostupný z WWW:
<http://myweb.msoe.edu/~musto/Course%20Links/ME363/Anderson.pdf>.
- [13] *Siemens AG: Siemens.* [Firemní databáze]. 2011. Interní materiál.
- [14] *Siemens AG: Siemens Energy PR.* [Firemní databáze]. Interní materiál. Material Properties Database, MSC Enterprise Mvision, Version 2010r1.
- [15] *Siemens, AG: New Siemens SST-400 GEO steam turbine for geothermal power plants.* [online]. 26.10.2011 [cit. 2012-03-09]. Dostupný z WWW:
<http://www.siemens.com/press/en/presspicture/index.php>.
- [16] *ŠPANIEL, M.: Geometrické modely a MKP sítě v Ansysu.* [online]. [cit. 2012-03-17]. Dostupný z WWW:
http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/examples/TEXTY/intro/ansys_geom.html.
- [17] *DOUGLAS, W.: Stress, Strength and Safety.* [online]. 1999, 2005 [cit. 2012-04-17] Dostupný z WWW:
<http://school.mech.uwa.edu.au/~dwright/DANotes/SSS/safety/safety.html>.
- [18] *SAS IP, Inc.: Ansys Help.* 2010.

Seznam použitých zkratek a označení

Seznam použitých zkratek

Zkratka	Význam
CP	Výpočetní čas procesoru
COUPLE	Spárování posuvů
DP	Diplomová práce
DOF	Označení stupňů volnosti
fce	Funkce
FEM	Final element method
FSI	Fakulta strojního inženýrství
MKP	Metoda konečných prvků
MS	Mezní stav
NSOL	Výsledky DOF v uzlech
OP	Okrajové podmínky
PCG	Preconditioned Conjugate Gradient iterative equation solver
rce	Rovnice
RSOL	Reakční zatížení v uzlech
SPARSE	Přímý řešič
ÚMTMB	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

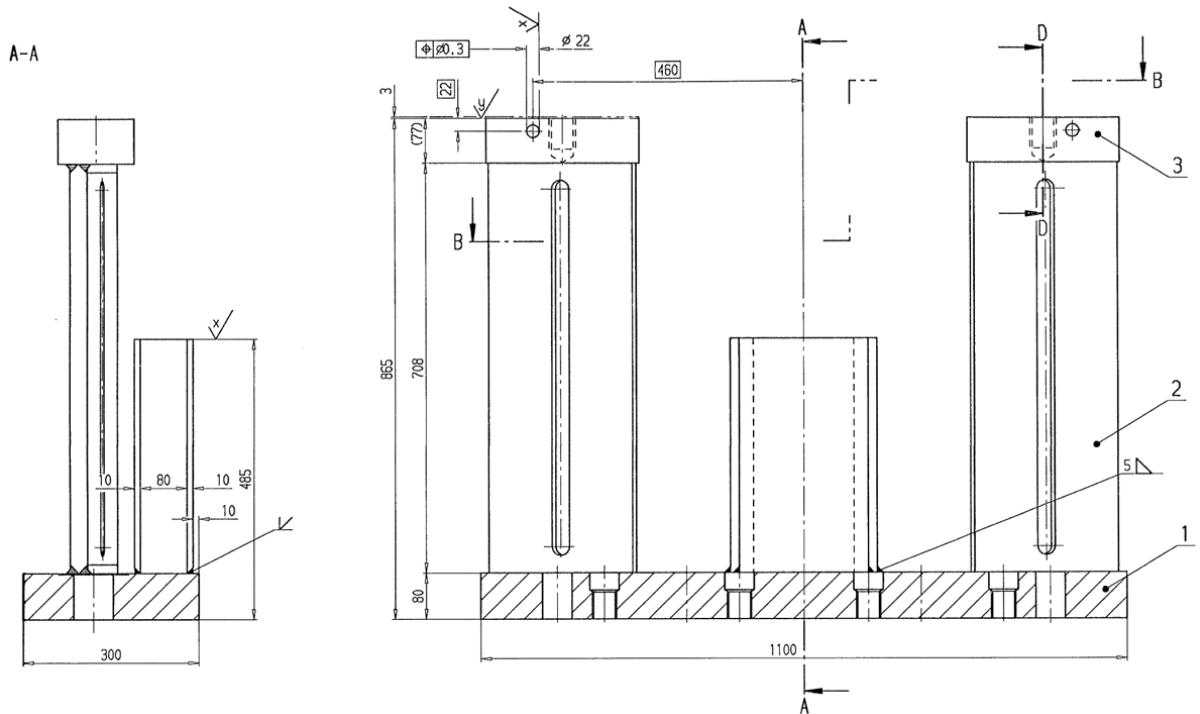
Seznam použitých označení

Označení	Rozměr	Význam
E	$[Pa]$	Mez pevnosti v tahu
F	$[N]$	Obecné označení síly
F_{krit}	$[N]$	Kritická síla
F_R	$[N]$	Referenční síla
K	$[N/m]$	Obecné označení tuhosti
K_i	$[N/m]$	Matice tuhosti v i-té iteraci
K_σ	$[N/m]$	Napěťová matice tuhosti
K_{Ti}	$[N/m]$	Tečná matice tuhosti v i-té iteraci
k_φ	$[N/m]$	Torzni tuhost
L	$[m]$	Obecné označení délky prutu
NP	$[-]$	Neznámé parametry
P	$[Nm]$	Potenciál vnějšího zatížení
Q	$[N]$	Příčné zatížení
R_i	$[N]$	Residuum v i-té iteraci
R_K	$[N]$	Residuum (konvergenční kritérium)
t	$[^\circ C]$	Obecné označení teploty
u	$[m]$	Obecné označení povuvu bodu
U_i	$[m]$	Matice posunutí v i-té iteraci
UX	$[m]$	Posunuv ve směru osy X
UY	$[m]$	Posunuv ve směru osy Y
UZ	$[m]$	Posunuv ve směru osy Z
W	$[Nm]$	Energie napjatosti tělesa

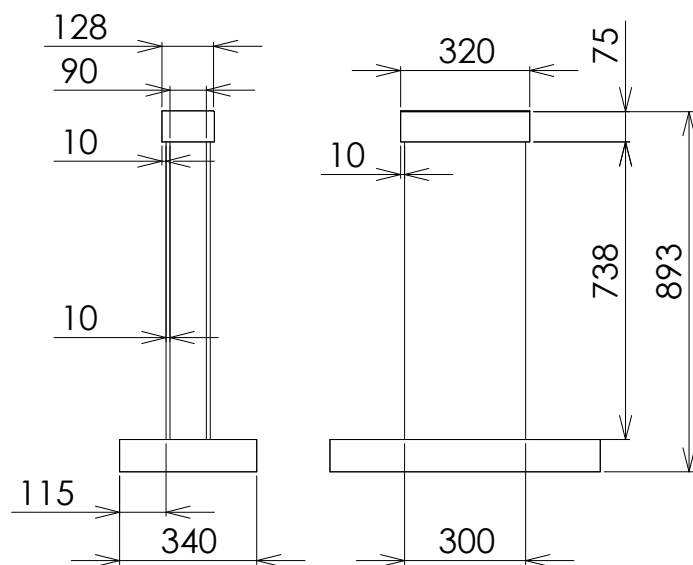
Označení	Rozměr	Význam
φ	$[rad]$	Úhel natočení
λ	$[-]$	Vlastní číslo
λ_i	$[-]$	Vlastní číslo i-tého tvaru deformace
μ	$[-]$	Poissonovo číslo
Π	$[Nm]$	Celkovoá potenciální energie tělesa
v_i	$[-]$	Obecná veličina systému podstaných veličin

A Přílohy

A.1 Výkresová dokumentace



Obrázek A.1: [13] Výřez z výkresu kyvné podpěry.



Obrázek A.2: [13] Výřez z výkresu pevné podpěry.