

Využití FEM pro návrh tvaru a konstrukce zemědělských pneumatik

Ing. Jan Kledrowetz, Ph.D.

Teze disertační práce

Teze disertační práce

**Využití FEM pro návrh tvaru a konstrukce
zemědělských pneumatik**

**Use of FEM to design the shape and construction of agricultural
tires**

Autor: **Ing. Jan Kledrowetz, Ph.D.**

Studijní program: P3909 Procesní inženýrství

Studijní obor: 3909V013 Nástroje a procesy

Školitel: doc. Ing. Jakub Javořík Ph.D.

Oponenti: prof. Dr. Ing. Libor Beneš
doc. Ing. Soňa Rusnáková, Ph.D.
doc. Ing. Jan Krmela, Ph.D.

Zlín, červen 2021

© Jan Kledrowetz

Vydala **Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně** v edici **Doctoral Thesis Summary**.
Publikace byla vydána v roce 2021

Klíčová slova: Pneumatiky, metoda konečných prvků, MSC Marc/Mentat, pryžové kompozity

Key words: Tyres, finite element method, MSC Marc/Mentat, rubber composites

Plná verze disertační práce je dostupná v Knihovně UTB ve Zlíně.

ISBN 978-80-7678-010-1

ABSTRAKT

První pneumatika, jakou známe dnes, byla vynalezena a patentována v roce 1888 J.B. Dunlopem. Poté se výroba pneumatik začala rychle rozšiřovat do celého světa. Od té doby byla vyvinuta do velice složitého a funkčního transportního prvku. S postupným rozšiřováním aplikací stoupaly nároky na její materiály a konstrukci. V poválečném období došlo zatím k největší změně v konstrukci, totiž výrobě radiální pneumatiky. V dalším období byla do výroby zavedena bezdušová pneumatika. V současné době jsou na pneumatiky kladeny obrovské nároky, ať už na rychlost, nosnost, ale především bezpečnost a spolehlivost.

Takový složitý výrobek, jakým pneumatika bezesporu je, nelze vyrábět bez důkladného vývoje. To zahrnuje i spoustu různých typů výpočtů, často velice složitých, které vyžadují hlubokou znalost matematiky a fyziky. S tím, jak se rozvíjela a zdokonalovala počítačová technologie, začala se prudce rozšiřovat nová metoda výpočtu pomocí tzv. konečných prvků, označována v angličtině FEM (Finite Element Method) nebo v češtině MKP (Metoda konečných prvků). Bylo vyvinuto mnoho softwarů, které jsou založeny na metodě konečných prvků. V průběhu let jejich vývoje zároveň dochází, mimo jiné, i k vývoji vhodných materiálových modelů.

Tato disertační práce se zabývá numerickou simulací zemědělských pneumatik. Ty jsou, oproti většině jiných typů pneumatik, výjimečné především svojí velikostí a velkou deformací při provozu. V dnešní době se většina pneumatik vyrábí s radiální konstrukcí. Proto se tato práce soustředí jen na ni.

První část je věnována výpočtu profilu pneumatiky. Tvar profilu se odvíjí od tvaru tzv. meridiánu. Vybrané pneumatiky jsou v této práci konstruovány tak, aby byl meridián v tzv. rovnovážném tvaru. Takový stav je popsán soustavou složitých matematických rovnic, které lze řešit jen numericky. V tomto novém návrhu je využito MKP softwaru k výpočtu tohoto tvaru bez nutnosti řešit manuálně tuto soustavu rovnic. Přesnost tohoto řešení byla ověřena porovnáním k meridiánu vypočítaným standardním analytickým způsobem u několika pneumatik různých konstrukcí a velikostí.

V další části je využito těchto meridiánů a je vytvořen model celé pneumatiky. Nejdříve 2D rotačně symetrický model, který je vhodný pro výpočet rotačně symetrických úloh, v tomto případě nahuštění pneumatiky požadovaným tlakem. Na tento výpočet navazuje, z tohoto modelu expandovaný, 3D model, který je dále zatížen radiální silou. Tvorba takového 3D modelu je velice snadná a výpočetně je úloha rychlá. Nevýhodou je, že pokud výpočet využívá výsledků z rotačně symetrického modelu, musí být jeho tvar, i když je modelován jako 3D, také rotačně symetrický. Dalším modelem, který byl vytvořen, je kompletní model reálné pneumatiky, tzn. i se skutečným tvarem dezénu. Tento model je složitější, nemůže využít výsledků z rotačně symetrické úlohy a tím pádem vyžaduje podstatně delší výpočetní časy. Výztužné vrstvy pneumatik, kostra a nárazníkový pás, jsou modelovány podle různých dostupných materiálových

modelů. Všechny verze modelů jsou porovnány se skutečným měřením rozměrů a radiální deformační charakteristikou, aby se vyhodnotilo nejpřesnější a nejefektivnější řešení.

ABSTRACT

In 1888 J.B.Dunlop invented and was granted a patent on the first tyre as we know it today. After that, the tyre began to spread rapidly throughout the world. Since then, the tyre has developed into a very complex and functional transport component. With the gradual expansion of applications, the demands on materials and tyre construction increased. After 2nd World War, production of radial tyres began, which was the biggest change in the construction of tyres until then. Shortly afterwards, tubeless tyres were introduced. Nowadays, tyres are subject to enormous demands in terms of speed, load capacity and mainly safety and reliability.

Tyres are such a complex product that they are undoubtedly impossible to produce without a thorough development. This includes many different types of calculations, often very complex, requiring a deep understanding of mathematics and physics. As computer technology developed and improved, a finite element method-based systems began to expand rapidly. Over the years, appropriate material models have also developed significantly.

This thesis deals with numerical simulation of agricultural tyres. In comparison with most of other types of tyres, these are exceptional in their size and large deformation during operation. Nowadays, most tyres are manufactured with radial construction. Therefore, this work focuses only on it.

The first part is devoted to the calculation of the tyre profile. The shape of the tyre profile depends on the shape of a so-called meridian. In this work, selected tyres are designed so that the meridian is in the so-called equilibrium shape. Such state is described by a system of complex mathematical equations that can only be solved numerically. In this new method, standard FEM software is used to calculate this shape without having to solve manually this set of equations. The accuracy of this solution was verified by comparing it to the meridian calculated by a standard analytical method for several tyres of different designs and sizes.

In the next part, these meridians are used and model of the whole tire is created. First, a 2D axisymmetric model, which is suitable for the calculation of rotationally symmetric tasks; in this case inflating the tire with the required pressure. This calculation is followed by an expanded 3D model, which is further loaded with a radial force. Creating such 3D model is very easy and the computational demands are small. The disadvantage is that when the calculation uses results from an axisymmetric model, its shape, even if it is modelled as 3D, must also be axisymmetric. Subsequent model that was created is a complete model of a tyre with the real tread pattern. This model is more complex, it cannot use the results from the axisymmetric task and therefore requires much longer computational times. Reinforcing parts, carcass and belts, are described by various available material models. All versions are compared to the measurements of tyre dimensions under inflation and radial deformation characteristics in order to evaluate the most accurate and efficient solution.

OBSAH

| | |
|--|----|
| 1. Současný stav řešené problematiky | 7 |
| 1.1 Analytický výpočet tvaru meridiánu pneumatiky..... | 9 |
| 1.1.1 Meridián radiálního pláště | 10 |
| 2. Cíle práce..... | 14 |
| 3. Metodika..... | 15 |
| 3.1 Výpočet meridiánu..... | 15 |
| 3.1.1 Vyhodnocování meridiánu | 16 |
| 3.2 Popis výztužných materiálů v numerickém modelu..... | 16 |
| 4. Výsledky..... | 20 |
| 4.1 Výsledky vypočítaných meridiánů | 20 |
| 4.2 Vypočítané rozměry nahuštěného pláště | 23 |
| 4.3 Výsledky radiální deformace | 24 |
| 5. Diskuze výsledků | 31 |
| 5.1 Výpočet meridiánu..... | 31 |
| 5.2 Výpočet huštění pneumatiky..... | 32 |
| 5.2.1 Vliv vstupních parametrů na rozměry pneumatiky | 33 |
| 5.3 Výpočet radiální deformace pneumatiky | 34 |
| 5.3.1 Vliv odchylek v modelu | 37 |
| 6. Přínos práce pro vědu a praxi..... | 38 |
| 7. Závěr..... | 39 |
| 8. Seznam použité literatury..... | 40 |
| 9. Seznam obrázků | 44 |
| 10. Seznam tabulek | 45 |
| 11. Seznam použitých symbolů a zkratek..... | 46 |
| 12. Publikační aktivity autora | 48 |
| 13. CV Autora | 50 |

1. SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Pneumatiky jsou již několik desetiletí neodmyslitelnou součástí dopravních prostředků. Termín „pneumatika“ značí plášť, popřípadě duši s vložkou, namontovaný na ráfek a naplněný tlakovým médiem. V tzv. bezdušovém provedení jde o plášť namontovaný na ráfek a nahuštěný. Z geometrického hlediska tvoří pneumatika uzavřený prstenec – toroid. Z mechanického hlediska se jedná o tlakovou nádobu, jejíž stěny jsou tvořeny pružnou membránou [1,2].

Hlavní funkce pneumatik jsou:

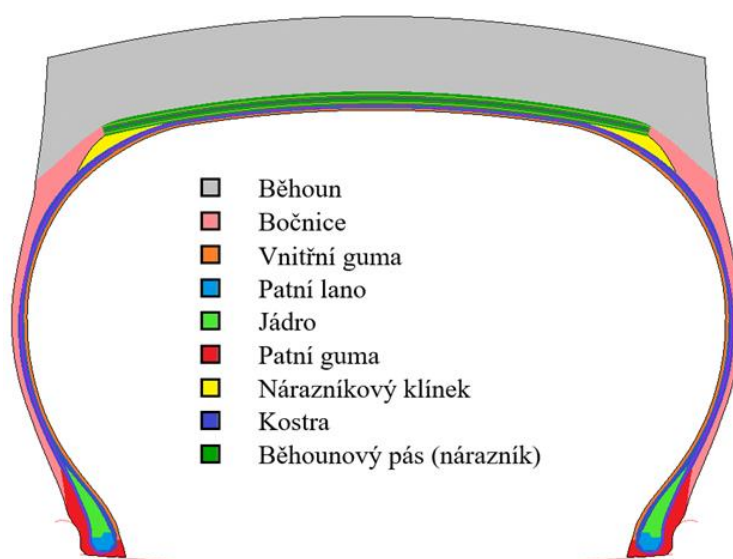
- Poskytují jediný kontakt mezi vozidlem a vozovkou.
- Zajišťují dostatečnou adhezi s povrchem vozovky.
- Umožňují přenos sil z vozidla na vozovku a tím i jeho ovládání.
- Tlumí nerovnoměrnosti vozovky.
- Poskytují komfort a bezpečnost posádky [3].

Pneumatika je složitý kompozitní prvek, který je složen z různých druhů pryže, textilních nebo ocelových kordů a ocelových drátů. Takto složitá konstrukce dělá z pneumatiky nehomogenní anizotropní těleso, které se popisuje matematicky velmi nesnadno. Kromě toho jsou velmi velké rozdíly ve fyzikálních charakteristikách jednotlivých částí pneumatiky, vztahy mezi napětím a deformací jsou značně nelineární. Ani geometrii pneumatiky, i když se obvykle aproximuje osovou symetrií, nelze považovat za zrovna jednoduchou [4].

Většina dnešních pneumatik má tzv. radiální konstrukci. Tato konstrukce se používá u většiny druhů plášťů pneumatik, zejména pro osobní a nákladní vozidla. Důvodem je dokonalejší využití konstrukčních materiálů včetně ocelových kordů, a tím dosažení lepších jízdních vlastností a bezpečnosti pneumatik i efektivnosti v exploataci. Radiální pneumatiky, oproti diagonálním pneumatikám, také přispívají k úsporám pohonných hmot vlivem nižšího valivého odporu, mají lepší jízdní vlastnosti i stabilitu při vyšších rychlostech. Hlavní části radiální pneumatiky jsou následující (Obr. 1: Hlavní části běžné pneumatiky):

- Běhoun – je vrchní část pneumatiky, která je v kontaktu s povrchem vozovky. Musí poskytovat dostatečnou adhezi s vozovkou, mít vysokou odolnost proti opotřebení, malou hlučnost, nízký valivý odpor a dobře odvádět vodu. Pro zemědělské pneumatiky je také důležitý dobrý záběr na nezpevněném povrchu.
- Bočnice – chrání výztužné vrstvy v boční stěně pneumatiky před mechanickými a chemickými vlivy okolí.

- Vnitřní guma – tenká vrstva pryže uvnitř pneumatiky, která zabraňuje úniku vzduchu přes stěnu pneumatiky ven.
- Patní lano – svazek ocelových drátů zajišťující pevné ukotvení pneumatiky na ráfku.
- Jádro – vyplňuje prostor mezi vnitřními a vnějšími vrstvami kordů nad patním lanem. Materiál a výška jádra ovlivňuje jízdní vlastnosti pneumatiky.
- Patní guma – zajišťuje těsný kontakt mezi pneumatikou a ráfkem bez úniku vzduchu.
- Nárazníkový klínek – vrstva pryže mezi kostrou a koncem nárazníků, která redukuje smykové namáhání mezi nimi a umožňuje měnit zakřivení nárazníkového pásu.
- Kostra – textilní nebo ocelové vrstvy kordů propojující obě patní lana. Jsou položeny pod úhlem blízkým 90° vůči podélnému směru. Udrží tvar nahuštěné pneumatiky a přenáší síly z ráfku do běhounového pásu.
- Nárazníkový pás – několik navzájem se křížících textilních nebo ocelových vrstev kordů, jeho úkolem je zamezit nárůstu průměru běhounu, zlepšovat přenos sil hlavně v obvodovém směru, zvyšovat komfort a odolnost pláště proti průrazu.



Obr. 1: Hlavní části běžné pneumatiky

V současné době se k výpočtům pneumatik používají dva základní přístupy, a to model analytický a numerický, nejčastěji využívající metodu konečných

prvků (MKP). Pomocí MKP lze řešit i netypické nebo složitější modely a různorodé způsoby zatěžování.

Simulacím mechanických vlastností pneumatik při stlačení se hodně věnuje například prof. Korunovic ve svých člancích [5-7]. V článku [8] se věnuje problematice modelování kordů stejně jako Yianto [9], Hui-FENG [10], Ghoresihi [11], Usabiaga [12] nebo Han [13]. Studií profilu a zatížením pneumatik se také zabývá J.Krmela [14,15], J. Phromjan a C. Suvanjumrat [16] nebo R.M. Pidapardi [17,18]. Výpočty pneumatik metodou konečných prvků se také autoři zabývají v člancích [19-24]. Celkovou problematikou spojenou s pneumatikami se zabývá už dlouhá desetiletí časopis *Tire Science and Technology*, kde lze nalézt stovky článků na různé oblasti výpočtů.

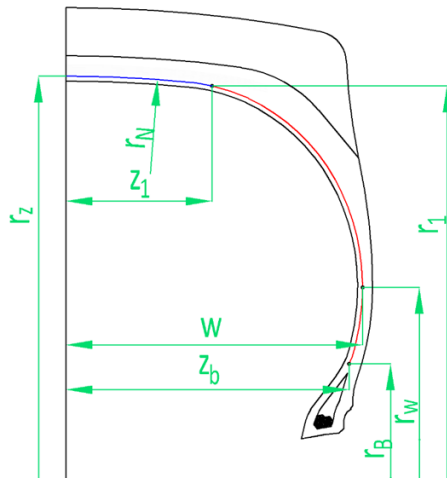
1.1 Analytický výpočet tvaru meridiánu pneumatiky

Jedním z prvních kroků při návrhu nové pneumatiky je určení tvaru nahuštěné pneumatiky. Tomuto kroku musí předcházet stanovení typu a rozměru pneumatiky i ráfku. Při nahuštění pneumatiky dochází k expanzi kostry, která ve výsledku zaujme tvar vyhovující obecnému principu minimální energie. Takový tvar se nazývá rovnovážný. Profil pneumatiky zároveň určuje napěťové vztahy v pneumatice.

První významná teoretická práce o rovnovážném tvaru byla představena Purdym v roce 1928, ale byla publikována až v roce 1963. Purdy popsal rovnovážný tvar pomocí hypereliptického integrálu [26]. Další teorie publikovali v padesátých letech například Biděрман [27] nebo Hofferbert [28]. Teorie rovnovážného tvaru byla poté ještě zdokonalena Koutným [29] nebo Bauerem [30]. Tyto teorie jsou většinou založeny na membránovém modelu, který předpokládá, že kostra má nulovou ohybovou tuhost. Pryžové části pneumatiky, resp. tloušťky stěny jsou tedy zanedbány a rovnovážný tvar je určen rovnicí membrány, tzv. meridiánu.

Koutný uvažuje, že energie nahuštěné pneumatiky při nulové rychlosti se skládá z elastické energie stěny a energie vzduchu stlačeného v dutině pneumatiky, $E_{pot} = E_{elast} + E_{air}$, přičemž energii E_{elast} lze zde považovat za zanedbatelnou. Pak lze stěnu pneumatiky redukovat na rotační plochu, jejíž konečný tvar je plně určen sítí kordů kostry [4].

Meridián radiální pneumatiky se skládá ze dvou částí, z oblouku kružnice o poloměru nárazníku r_N která sahá od zenitu $(r_Z, 0)$ k bodu (r_I, z_I) , a extrémály, která vychází z bodu ráfku (r_B, z_B) , dotýká se tečny v nejširším místě meridiánu a tečně navazuje v bodě (r_I, z_I) na oblouk kružnice (Obr. 2).



Obr. 2: Základní parametry výpočtu meridiánu

1.1.1 Meridián radiálního pláště

Pneumatika je rotační tlaková nádoba, v jejíž stěně účinkem vnitřního tlaku p vzniká napětí. Tensor napětí má obecně 9 složek σ_{ij} , kde $i, j = 1, 2, 3$ a je symetrický, tj. platí, že $\sigma_{ij} = \sigma_{ji}$, v důsledku čehož se redukuje počet nezávislých složek na 6. Určení tenzoru napětí v každém bodě pneumatiky je základní úlohou, která je však velice obtížně řešitelná. Podstatné zjednodušení znamená předpoklad rovinné napjatosti, kdy zbývají určit 3 veličiny σ_{11} , σ_{22} , σ_{12} .

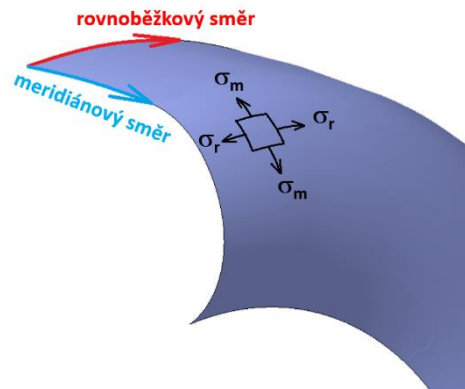
Hlavní napětí ve stěně působí ve směrech hlavní křivosti (smykové napětí je v těchto směrech nulové), takže pro rovnováhu ve směru normály platí tzv. Laplaceova rovnice:

$$\frac{\sigma_m}{R_m} + \frac{\sigma_r}{R_r} = p \quad (1)$$

Kde $\sigma_{11} = \sigma_m$, $\sigma_{22} = \sigma_r$ jsou napětí ve směru meridiánu a rovnoběžky a R_m a R_r jsou příslušné poloměry křivosti (Obr. 3)

$$\frac{1}{R_m(r)} = \frac{d \sin \mu(r)}{d_r} \quad (2)$$

$$R_r(r) = \frac{r}{\sin \mu(r)} \quad (3)$$



Obr. 3: Hlavní směry a napětí vyznačené na meridiánu

Průmět síly působící na prsteneček vyříznutý rovnoběžkami o poloměrech r a r_w do směru osy rotace je dle Obr. 4:

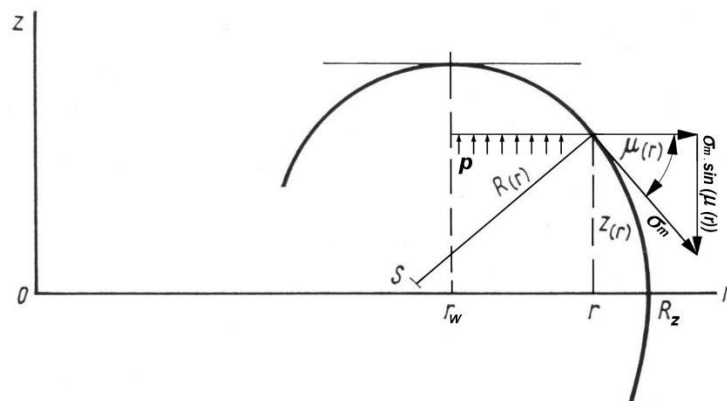
$$F_p = p \cdot \pi \cdot (r^2 - r_w^2) \quad (4)$$

Napětí na rovnoběžce o poloměru r vyvolá ve směru osy rotace sílu:

$$F_\sigma = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \sigma_m(r) \cdot \sin \mu_r \quad (5)$$

Porovnáním F_p a F_σ a vyjádřením tlaku p dostaneme

$$p = \frac{\sigma_m(r) \cdot 2 \cdot r \cdot \sin \mu_r}{r^2 - r_w^2} \quad (6)$$



Obr. 4: Silové poměry na rovnovážném meridiánu

Dosazením vztahů (2) a (3) do Laplaceovy rovnice (1) dostaneme

$$\frac{d \sin \mu(r)}{dr} + \frac{\sigma_r}{\sigma_m} \cdot \frac{\sin \mu(r)}{r} = \frac{p}{\sigma_m} \quad (7)$$

A dalším dosazením rovnice (6) do (7)

$$\frac{d \sin \mu(r)}{dr} + \left(\frac{\sigma_r}{r \cdot \sigma_m} - \frac{2 \cdot r}{r^2 - r_w^2} \right) \cdot \sin \mu(r) = 0 \quad (8)$$

Substitucí

$$A = \frac{\sigma_r}{\sigma_m} \quad (9)$$

A integrováním diferenciální rovnice (8) od r_z do r , tzn.:

$$\int_r^{r_z} \frac{d \sin \mu(r)}{\sin \mu(r)} = \int_r^{r_z} \frac{2 \cdot r}{r^2 - r_w^2} dr - \int_r^{r_z} \frac{A}{r} dr \quad (10)$$

Dostaneme rovnici

$$\sin \mu(r) = \frac{(r^2 - r_w^2) \cdot \sin \mu(r_z)}{r_z^2 - r_w^2} \cdot \exp \left(- \int_r^{r_z} \frac{A}{r} dr \right) \quad (11)$$

Protože však pro radiální pneumatiku platí

$$\mu(r_z) = -\frac{\pi}{2} \quad (12)$$

Pak rovnice (11) má tvar

$$\sin \mu(r) = \frac{(r^2 - r_w^2)}{r_z^2 - r_w^2} \cdot \exp \left(- \int_r^{r_z} \frac{A}{r} dr \right) \quad (13)$$

Protože směrnice tečny k meridiánu je derivací, pak tato rovnice umožňuje výpočet meridiánu

$$z' = f'(r) = \operatorname{tg} \mu(r) = \frac{\sin \mu(r)}{\sqrt{1 - (\sin \mu(r))^2}} \quad (14)$$

Integrací

$$z = f(r) = \int \operatorname{tg} \mu(r) dr \quad (15)$$

Pro radiální kostru platí, že

$$\sigma_r \ll \sigma_m \quad (16)$$

Pak můžeme ze vztahu (9) uvažovat, že $A=0$ a rovnice (13) přechází na

$$\sin \mu(r) = -\frac{r^2 - r_w^2}{r_z^2 - r_w^2} \quad (17)$$

A tím už dostaneme vyjádření meridiánu radiální pneumatiky

$$z = f(r) = -\int_{r_B}^{r_1} \frac{(r^2 - r_w^2)}{\sqrt{(r_z^2 - r_w^2)^2 - (r^2 - r_w^2)^2}} dr \quad (15)$$

Kde

r_l je poloměr, kde tečně navazuje extrémála na oblouk kružnice o poloměru r_N .

r_b je poloměr bodu ráfku.

r_w je poloměr nejširšího místa.

r_z je poloměr meridiánu v zenitu.

z je poloviční šířka meridiánu na poloměru r , kde $r_B \leq r \leq r_z$.

Rovnovážný tvar pláště je vepsán do obdélníku daného šířkou a průměrem pláště. Na začátku výpočtu je tedy znám poloměr r_z , největší šířka w (nikoliv však r_w) a poloměr r_N . Zbylé parametry rovnice, tzn. r_l a r_B jsou neznámé. Parametr r_B je závislý na použitém ráfku a je počítán na začátku výpočtu.

Je zřejmé, že k řešení soustavy rovnic eliptických integrálů bude potřeba pokročilých numerických řešení. Tato teorie je popsána v několika zdrojích [4, 29, 31, 32] Navrhováním tvaru pneumatiky se také zabývá například Nakajima [33-36] a ostatní autoři v článcích [37-43].

2. CÍLE PRÁCE

Cílem disertační práce je najít nejvhodnější model pro modelování výztužných vrstev pneumatiky a pneumatiky jako celku. Výchozím předpokladem je, že pneumatika je vyrobena podle principů rovnovážného tvaru. Výpočet tohoto tvaru klasickými metodami je velice obtížný, především kvůli nutnosti řešit numericky soustavu eliptických integrálů. K výpočtu rovnovážného tvaru bude v této práci navrženo řešení využitím standardního MKP softwaru bez nutnosti jinak řešit tuto soustavu rovnic. Přesnost tohoto řešení bude ověřena porovnáním k meridiánu vypočítaným standardním způsobem u několika pneumatik různých konstrukcí a velikostí. V další části budou výztužné vrstvy těchto pneumatik modelovány různými dostupnými způsoby. Pneumatika bude nahuštěna a poté ještě radiálně zatížena. Výsledné deformace a síly budou porovnány se skutečnými měřeními a bude vyhodnocen nejvhodnější model.

Postup při řešení disertační práce:

- Volba pneumatik pro následné výpočty, které mají různou velikost a výztužné kordy.
- Návrh výpočtu rovnovážného tvaru využitím MKP softwaru.
- Porovnání výsledného rovnovážného tvaru navrženou metodou se standardním výpočtem.
- Vytvoření modelů pneumatik s různými výztužnými vrstvami.
- Zatížení pneumatik různým hustícím tlakem.
- Zatížení pneumatik různou radiální silou.
- Porovnání všech provedených výpočtů s měřením.

3. METODIKA

Problematika pneumatik je velmi obsáhlá a složitá. Jejich chování je možné sledovat na základě mnoha parametrů. Změna geometrie, materiálového složení, konstrukce, teploty, hustičího tlaku nebo podmínek zatěžování způsobuje znatelnou změnu jejich chování. První měření, které nový rozměr pneumatiky podstupuje a které musí splnit, aby byl homologován, je měření základních rozměrů. Pneumatika je pružný výrobek, jehož rozměry jsou závislé na husticím tlaku. Tato disertační práce se v první části zabývá návrhem výpočtu geometrie pneumatiky, tzv. meridiánu, metodou konečných prvků. Hlavní nosnou částí pneumatiky, která zabraňuje přílišnému nárůstu rozměrů, jsou výztužné vrstvy, tzn. u radiální pneumatiky kostrové a nárazníkové kordy. Způsob jejich modelování, efektivita a přesnost výpočtu jsou zde popsány a vyhodnocovány.

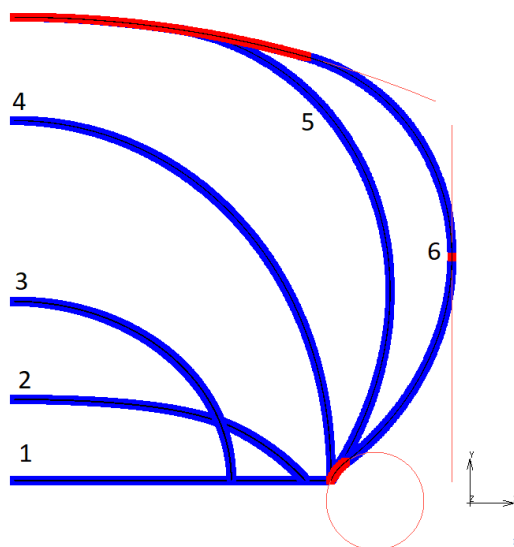
3.1 Výpočet meridiánu

První krok při tvorbě MKP modelu je nastavení okrajových podmínek - pevných hranic, které jsou určeny ze získaných vstupních rozměrů popsaných v části 3.2.1. Doporučený postup je následující:

1. Vytvoření úsečky na poloměru konfekčního bubnu (tloušťku vnitřní gumy a dalších částí pod meridiánem lze zanedbat) vedoucí od středu pneumatiky až k oblouku B . Tato úsečka je pak konvertována na dostatečně vysoký počet elementů. Vznikne membrána představující meridián. Je zřejmé, že poloměr konfekčního bubnu může být obtížné získat. Pak lze aproximovat tento průměr jako $(D_{kb} / 2 * rim_h) / 2$.
2. Membrána se skládá z matrice a výztuže. Výztuž je vedena pod úhlem $\gamma_k \approx 90^\circ$ stejně jako u konfekce. Výztuž je zde modelována pomocí prvků rebar, ale může být modelována i jako např. ortotropní materiál.
3. Jsou zadány okrajové podmínky na membránu. U středu je membráně odebrán jeden stupeň volnosti – pohyb ve směru osy x . Na tomto konci tedy může membrána narůstat na průměru (osa y), ale nesmí se posunout do šířky. Na vnějším konci je také odebrán jeden stupeň volnosti, ovšem ve směru y . Tento konec tedy nebude narůstat na průměru.
4. Je nastaven kontakt mezi membránou a vytvořenými pevnými hranicemi.

5. Je nastaven dostatečně velký tlak na spodní stranu membrány, který při spuštění výpočtu roztáhne membránu až k „rigid“ hranicím.

Na Obr. 5 je zobrazeno narůstání membrány se zvyšujícím se tlakem.



Obr. 5: Nárůst membrány se zvyšujícím se tlakem.

3.1.1 Vyhodnocování meridiánu

Meridiány vypočtené analytickou metodou a pomocí MKP se vyhodnocují podle těchto kritérií:

1. Celková délka meridiánu l_m
2. Bod patky, tzn. souřadnice z_b a r_b .
3. Bod nárazníku, tzn. souřadnice z_l a r_l
4. Poloměr největší šířky r_w .

3.2 POPIS VÝZTUŽNÝCH MATERIÁLŮ V NUMERICKÉM MODELU

Izotropní

Pro výztužné materiály, kordy, je dostatečná zkouška jednoosým tahem. Kordy jsou zkoušeny samostatně bez matrice. V MKP softwaru jsou pak popsány Youngovým modulem E a Poissonovým číslem ν .

Otázkou je, jakou hodnotu přiřadit těmto dvěma hodnotám. V této práci bylo rozhodnuto volit tyto hodnoty tímto způsobem:

Kostrá

Z hlediska funkce kostry je uvažováno, že prioritní je směr kolmý vůči podélnému směru, tzn. $\gamma_k = 90^\circ$. Úhel kordu kostry γ_k často bývá mírně odchýlen, pak platí:

Pro Youngův modul E :

$$E = E_k \cdot \sin \gamma_k \quad (60)$$

kde E_k je modul pružnosti výztužného kordu. Vzhledem k tomu, že $E_k \gg E_m$ a $\gamma_k = \langle -85^\circ, 85^\circ \rangle$, tak E_m (modul pružnosti matrice) zanedbáváme.

Jestliže $\gamma_k = 90^\circ$, pak $E = E_k$.

Protože je celý kompozit pryž-výztuž zahrnut v tomto Youngově modulu, je potřeba zahrnout i objemový podíl výztuže. Finální E je tedy:

$$E = N \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4 \cdot t} \cdot E_k \cdot \sin \gamma_k \quad (61)$$

kde

N je dostava kordu [počet kordů na 1 mm].

t je tloušťka matrice [mm].

d_k je průměr kordu [mm].

Poissonovo číslo je vypočítáno podle teorie pro monotropní kompozity [56], resp. podle objemových podílů kordu a matrice:

$$\nu = V_k \cdot \nu_k + (1 - V_k) \cdot \nu_m \quad (62)$$

Nárazníkové pásy

Z hlediska funkce nárazníku je uvažováno, že dominantní je směr podélný vůči podélnému směru, tzn. $\gamma_k = 0^\circ$. Úhel kordu kostry γ_k bývá odchýlen zpravidla 20-30°. Zde platí stejné vztahy jako pro kostru, jen je celý souřadnicový systém otočen o 90°. Platí tedy následující vztahy:

$$E = N \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4 \cdot t} \cdot E_k \cdot \cos \gamma_k \quad (63)$$

$$\nu = V_k \cdot \nu_k + (1 - V_k) \cdot \nu_m \quad (64)$$

Ortotropní

Pro ortotropní kompozity je měření mechanických vlastností poněkud obtížnější. Jestliže je výztuž považována za monotropní, je potřeba získat 5 na sobě vzájemně nezávislých parametrů E_1 , E_2 , G_{12} , ν_{21} a ν_{31} . Tyto parametry se získají tahovými zkouškami přímo na kompozitu. V technické praxi ale takováto měření nejsou standardně měřena. Často bývá výztužný kord a matrice změřena samostatně.

S.K. Clarkovy odhady parametrů ortotropní desky

Jako první se vypočítá parametr ϕ , který označuje stupeň ztužení způsobený strukturou kordu [67]:

$$\phi = E_k \cdot V_k \frac{1 - V_k}{2 \cdot G_m} \quad (73)$$

Pak

$$E_1 = E_k \cdot V_k + 12 \cdot \frac{G_m}{1 - V_k} \quad (74)$$

$$E_2 = G_m \cdot \frac{4 - \frac{4}{2 + \phi} + \frac{4 + 2\phi}{(2 + \phi)^2}}{1 - V_k} \quad (75)$$

$$G_{12} = \frac{G_m}{1 - V_k} \quad (76)$$

$$\nu_{12} = 0,5 \quad (77)$$

A ν_{21} podle vztahu:

$$\nu_{21} = \nu_{12} \cdot \frac{E_2}{E_1} \quad (78)$$

Objemový podíl kordu se spočítá jako

$$V_k = N \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4 \cdot t} \quad (79)$$

Rebary

Do vlastností rebar materiálů se zadávají zvlášť vlastnosti výztužných kordů a zvlášť matrice [68,69]. Výhodou je, že pryžová matrice může být popsána podle některého z dostupných hyperelastických modelů. Kordy jsou zkoušeny samostatně bez matrice. V MKP softwaru jsou pak popsány Youngovým modulem E a Poissonovým číslem ν .

4. VÝSLEDKY

Hlavním cílem disertační práce je nalezení vhodného numerického MKP modelu pro zadané výpočty pneumatik. Výsledky práce jsou rozděleny do dvou částí. V první části jsou vyhodnocovány výsledky MKP výpočtu rovnovážného tvaru meridiánu. Ve druhé části je pomocí tohoto meridiánu vytvořen MKP model celé pneumatiky. Ten je následně zatížen tlakem a radiální silou. Výsledky těchto simulací jsou porovnány se skutečnými měřeními.

4.1 Výsledky vypočítaných meridiánů

Porovnání všech vypočtených meridiánů je zobrazeno na Obr. 6. Meridiány jsou ve stejném měřítku, aby byla zřejmá jejich rozdílná velikost a tvar. Body analytického výpočtu jsou zobrazeny křížky a výpočet MKP křivkami.

Absolutní odchylky jsou vypočítány jako:

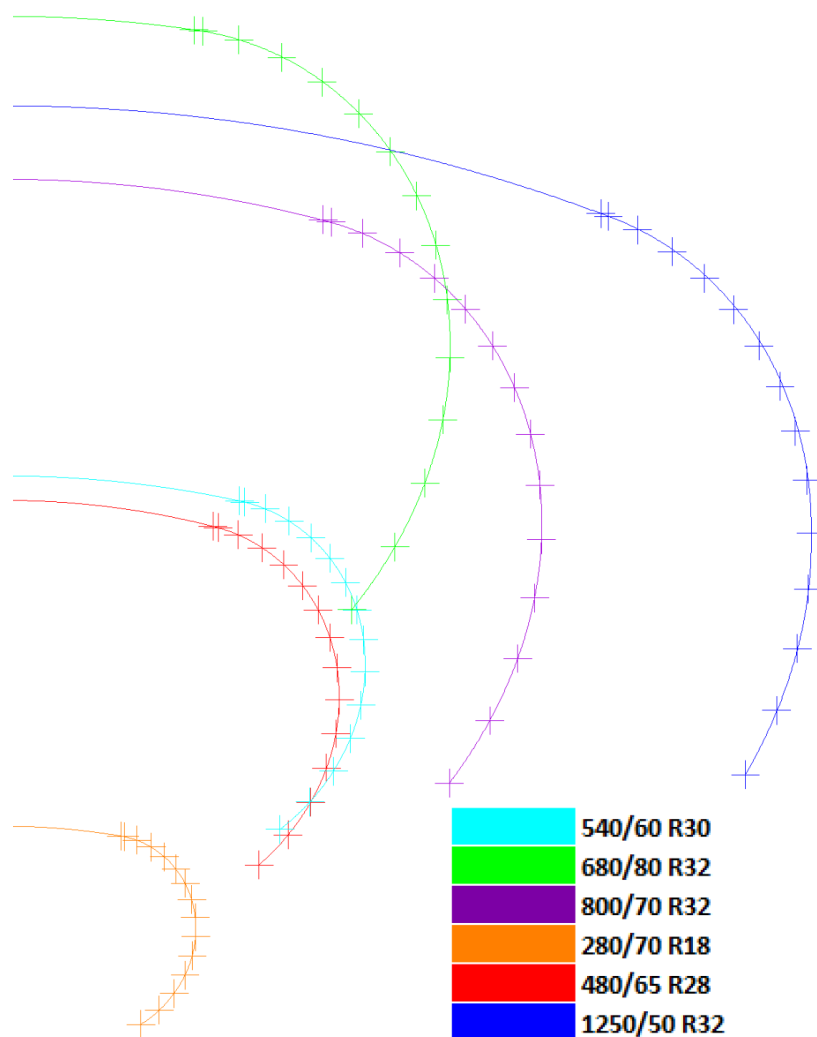
$$\text{Hodnota z MKP výpočtu [mm]} - \text{Hodnota z analytického výpočtu [mm]}$$

Relativní odchylky pro z souřadnice:

$$\frac{\text{Hodnota z MKP výpočtu [mm]} - \text{Hodnota z analytického výpočtu [mm]}}{w}$$

Relativní odchylky pro r souřadnice:

$$\frac{\text{Hodnota z MKP výpočtu [mm]} - \text{Hodnota z analytického výpočtu [mm]}}{R_z - R_b}$$



Obr. 6: Porovnání vypočtených meridiánů

Tab. 1: Porovnání vypočítaných souřadnic meridiánu

| | | 280/70R18 | | | | 480/65R28 | | | |
|-------|----------|------------|-------|--------------------|--------------------|------------|-------|--------------------|--------------------|
| | Jednotky | Analytický | MKP | Absolutní odchylka | Relativní odchylka | Analytický | MKP | Absolutní odchylka | Relativní odchylka |
| R_z | mm | 420 | | | | 653 | | | |
| w | | 136,8 | | | | 239,4 | | | |
| l_m | | 258,6 | 258,0 | -0,6 | -0,25% | 451,1 | 450,7 | -0,4 | -0,08% |
| z_b | | 97,7 | 98,1 | 0,4 | 0,26% | 182,1 | 182,4 | 0,3 | 0,13% |
| r_b | | 278,6 | 279,0 | 0,4 | 0,25% | 392,3 | 392,6 | 0,3 | 0,11% |
| r_w | | 341,3 | 347,1 | 5,8 | 1,69% | 510,0 | 511,7 | 1,7 | 0,33% |
| z_1 | | 83,7 | 84,0 | 0,3 | 0,09% | 149,2 | 149,6 | 0,4 | 0,10% |
| r_1 | | 412,9 | 412,9 | 0,0 | -0,03% | 634,0 | 633,9 | -0,1 | -0,04% |

| | | 1250/50R32 | | | | 540/65R30 | | | |
|-------|----------|------------|-------|--------------------|--------------------|------------|-------|--------------------|--------------------|
| | Jednotky | Analytický | MKP | Absolutní odchylka | Relativní odchylka | Analytický | MKP | Absolutní odchylka | Relativní odchylka |
| R_z | mm | 934 | | | | 670 | | | |
| w | | 576,5 | | | | 257,9 | | | |
| l_m | | 906,7 | 908,6 | 0,2 | 0,02% | 466,1 | 465,6 | -0,4 | -0,09% |
| z_b | | 529,5 | 529,5 | 0,0 | 0,00% | 197,1 | 197,3 | 0,2 | 0,09% |
| r_b | | 456,7 | 456,6 | 0,0 | 0,00% | 417,7 | 418,0 | 0,3 | 0,11% |
| r_w | | 629,3 | 625,9 | -3,4 | -0,54% | 530,1 | 535,6 | 5,5 | 1,03% |
| z_l | | 426,2 | 429,7 | 0,2 | 0,05% | 168,2 | 168,5 | 0,3 | 0,07% |
| r_l | | 857,2 | 855,9 | -0,1 | 0,02% | 652,1 | 652,0 | -0,1 | -0,05% |
| | | 680/80R42 | | | | 800/70R32 | | | |
| | Jednotky | Analytický | MKP | Absolutní odchylka | Relativní odchylka | Analytický | MKP | Absolutní odchylka | Relativní odchylka |
| R_z | mm | 998 | | | | 882 | | | |
| w | | 318,5 | | | | 383,9 | | | |
| l_m | | 657,9 | 658,6 | 0,7 | 0,11% | 718,4 | 717,9 | -0,5 | -0,07% |
| z_b | | 248,3 | 248,3 | 0,0 | 0,00% | 318,0 | 318,5 | 0,4 | 0,11% |
| r_b | | 574,5 | 574,5 | 0,0 | 0,00% | 450,6 | 451,1 | 0,5 | 0,13% |
| r_w | | 754,0 | 761,7 | 7,7 | 1,02% | 624,3 | 635,1 | 10,8 | 1,73% |
| z_l | | 135,6 | 136,2 | 0,6 | 0,10% | 227,9 | 228,9 | 0,5 | 0,13% |
| r_l | | 988,3 | 988,2 | -0,1 | -0,02% | 852,8 | 852,1 | -0,7 | -0,16% |

Z vypočtených hodnot meridiánů zapsaných v

Tab. 1 vyplývá, že výpočet metodou konečných prvků se v porovnání s analytickým výpočtem:

- Neliší o více než 0,7 mm v bodech patky (souřadnice z_b , r_b) a v bodě nárazníku (souřadnice z_l , r_l)
- Má největší rozdíl v délce meridiánu 0,7 mm u pneumatiky 680/80 R42. Pokud by analytický výpočet počítal s touto větší délkou, pak by maximální šířka pneumatiky vzrostla jen o 0,15 mm, což je vzhledem k šířce pneumatiky a výrobní přesnosti zanedbatelné číslo.
- Největší rozdíly jsou v poloměru nejširšího místa (souřadnice r_w), které dosahují až 10,8 mm u pneumatiky 800/70 R32.

4.2 Vypočítané rozměry nahuštěného pláště

Jako první byly provedeny výpočty 2D rotačně symetrického modelu pneumatiky.

Zvolené pneumatiky se dají rozdělit do dvou skupin podle druhy výztuže:

1. S textilním kostrovým kordem a ocelovým nárazníkovým kordem
2. S textilní kostrovým i nárazníkovým kordem

Výsledkem těchto výpočtu byly vnější rozměry pneumatiky, tzn. šířka a průměr při různých tlacích. Ty jsou zapsány v příslušných tabulkách spolu s výsledky měření.

Tab. 2: Změna rozměrů u zkoumaných pneumatik

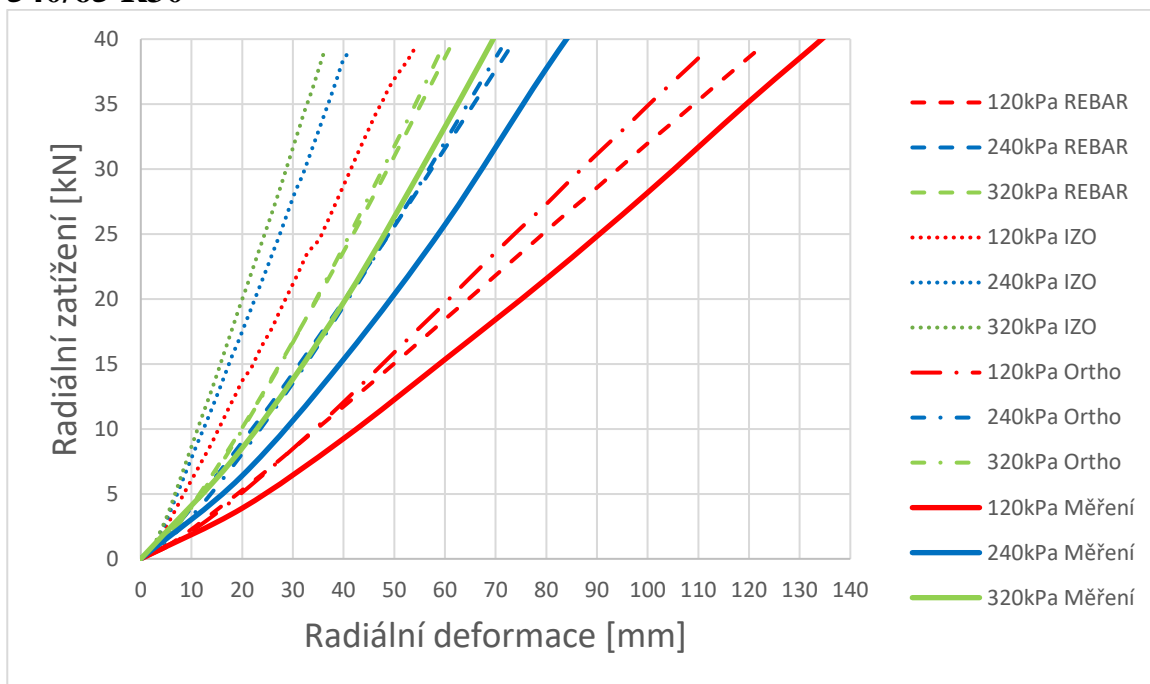
| 540/65 R30 | Šířka [mm] | | Průměr [mm] | |
|-------------------|-------------|-------------------------------|-------------|-------------------------------|
| | Nenahuštěné | Rozměry při nahuštění 240 kPa | Nenahuštěné | Rozměry při nahuštění 240 kPa |
| Měření | 528 | 538 | 1464 | 1462 |
| Rebar model | | 538 | | 1463 |
| Izotropní model | | 537 | | 1465 |
| Ortotropní model | | 537 | | 1465 |
| 680/80 R42 | Šířka [mm] | | Průměr [mm] | |
| | Nenahuštěné | Rozměry při nahuštění 320 kPa | Nenahuštěné | Rozměry při nahuštění 320 kPa |
| Měření | 632 | 663 | 2145 | 2140 |
| Rebar model | | 664 | | 2143 |
| Izotropní model | | 658 | | 2148 |
| Ortotropní model | | 660 | | 2149 |
| 800/70 R32 | Šířka [mm] | | Průměr [mm] | |
| | Nenahuštěné | Rozměry při nahuštění 240 kPa | Nenahuštěné | Rozměry při nahuštění 240 kPa |
| Měření | 731 | 775 | 1931 | 1930 |
| Rebar model | | 775 | | 1929 |
| Izotropní model | | 772 | | 1931 |
| Ortotropní model | | 774 | | 1932 |

| 280/70 R18 | | Šířka [mm] | | Průměr [mm] | |
|--------------------|-------------|-------------------------------|-------------|-------------------------------|--|
| | Nenahuštěné | Rozměry při nahuštění 160 kPa | Nenahuštěné | Rozměry při nahuštění 160 kPa | |
| Měření | 275 | 277 | 844 | 850 | |
| Rebar model | | 277 | | 850 | |
| Izotropní model | | 278 | | 846 | |
| Ortotropní model | | 279 | | 847 | |
| 480/65 R28 | | Šířka [mm] | | Průměr [mm] | |
| | Nenahuštěné | Rozměry při nahuštění 160 kPa | Nenahuštěné | Rozměry při nahuštění 160 kPa | |
| Měření | 491 | 498 | 1318 | 1332 | |
| Rebar model | | 501 | | 1332 | |
| Izotropní model | | 504 | | 1330 | |
| Ortotropní model | | 502 | | 1336 | |
| 1250/50 R32 | | Šířka [mm] | | Průměr [mm] | |
| | Nenahuštěné | Rozměry při nahuštění 320 kPa | Nenahuštěné | Rozměry při nahuštění 320 kPa | |
| Měření | 1153 | 1175 | 1981 | 2025 | |
| Rebar model | | 1179 | | 2027 | |
| Izotropní model | | 1191 | | 2003 | |
| Ortotropní model | | 1181 | | 2027 | |

4.3 Výsledky radiální deformace

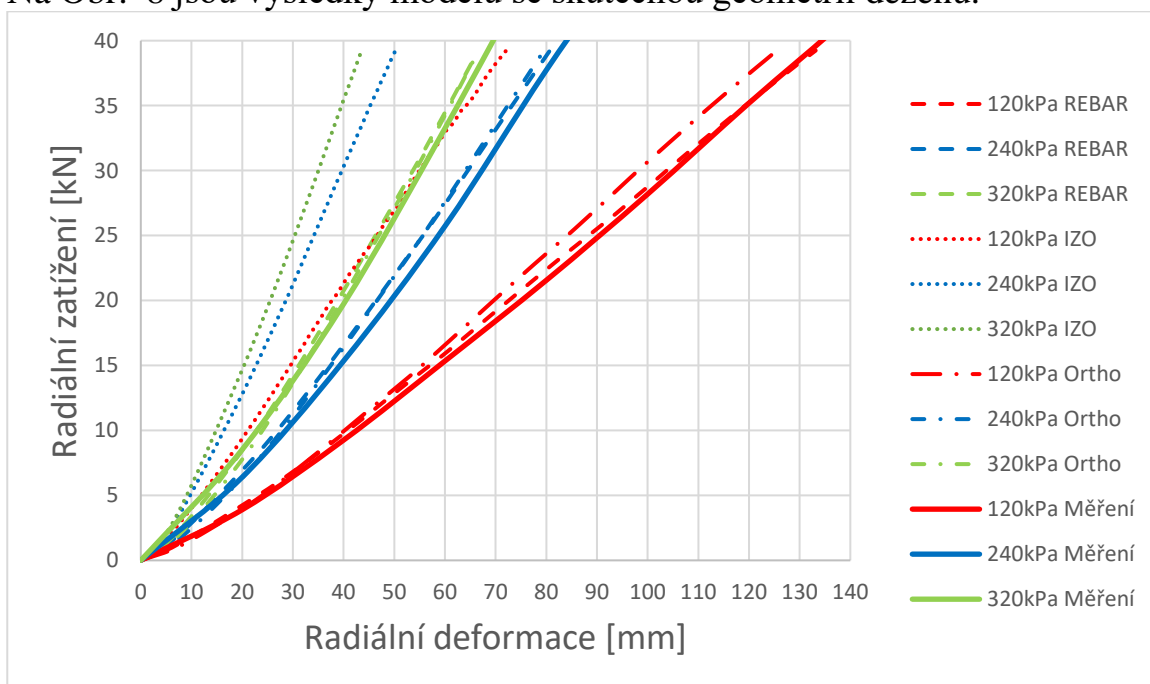
V dalším kroku jsou zobrazeny výsledky radiálních deformačních charakteristik. U každé pneumatiky jsou graficky zobrazeny výsledky rotačně symetrického modelu a kompletního modelu. Každý graf obsahuje 16 křivek, proto nejsou výsledky těchto modelů zobrazeny dohromady, ale kvůli přehlednosti v samostatných grafech.

540/65 R30



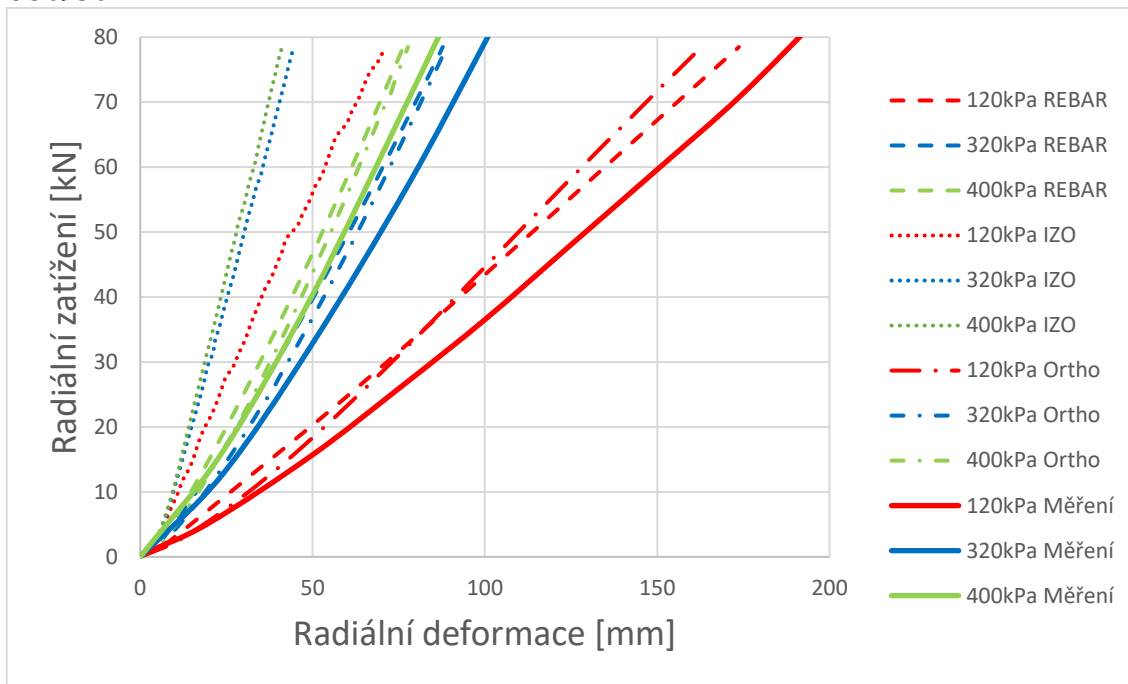
Obr. 7: Radiální deformační křivky rotačně symetrického modelu 540/65 R30

Na Obr. 8 jsou výsledky modelu se skutečnou geometrií dezénu.

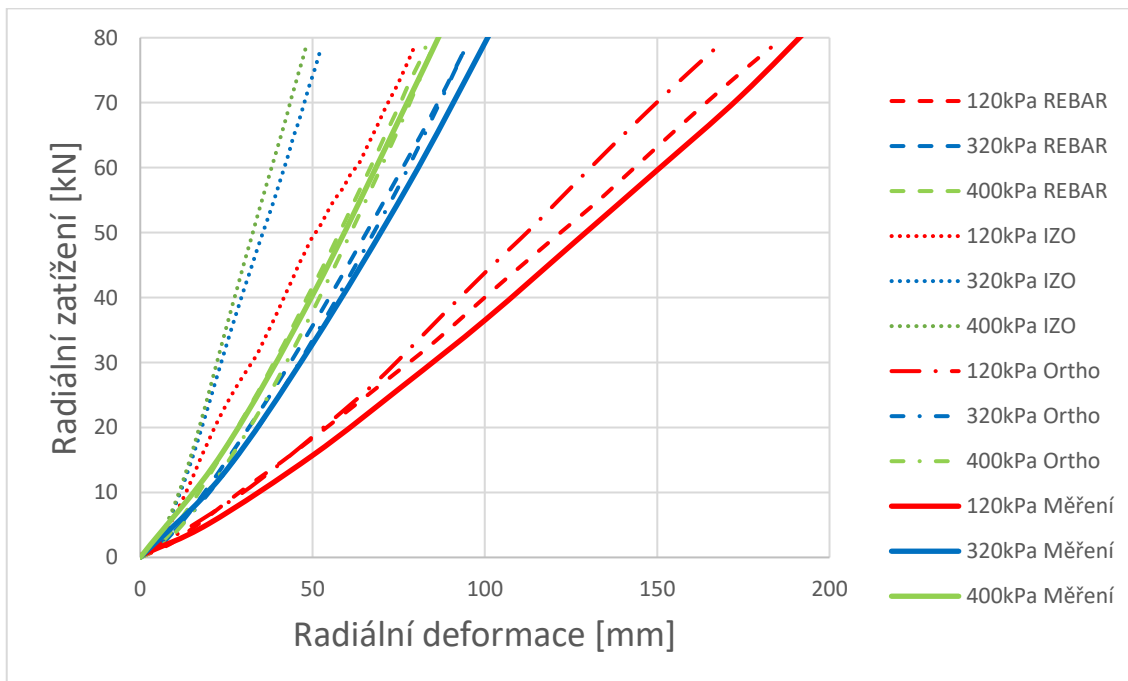


Obr. 8: Radiální deformační křivky kompletního modelu 540/65 R30

680/80 R42

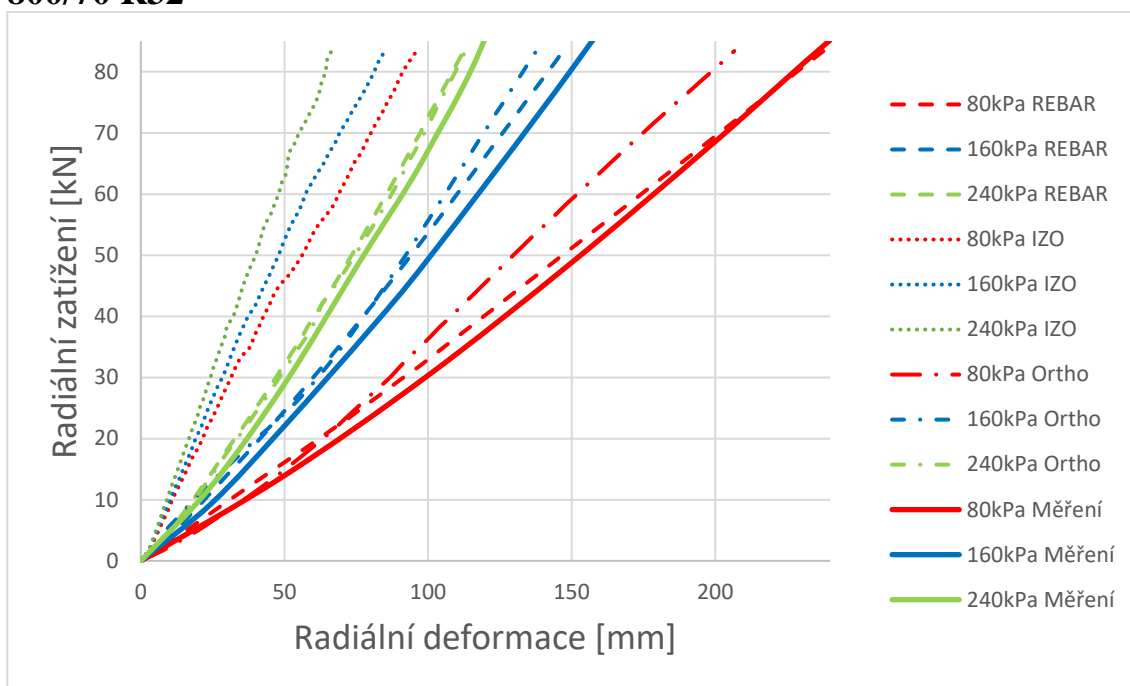


Obr. 9: Radiální deformační křivky rotačně symetrického modelu 680/80 R42

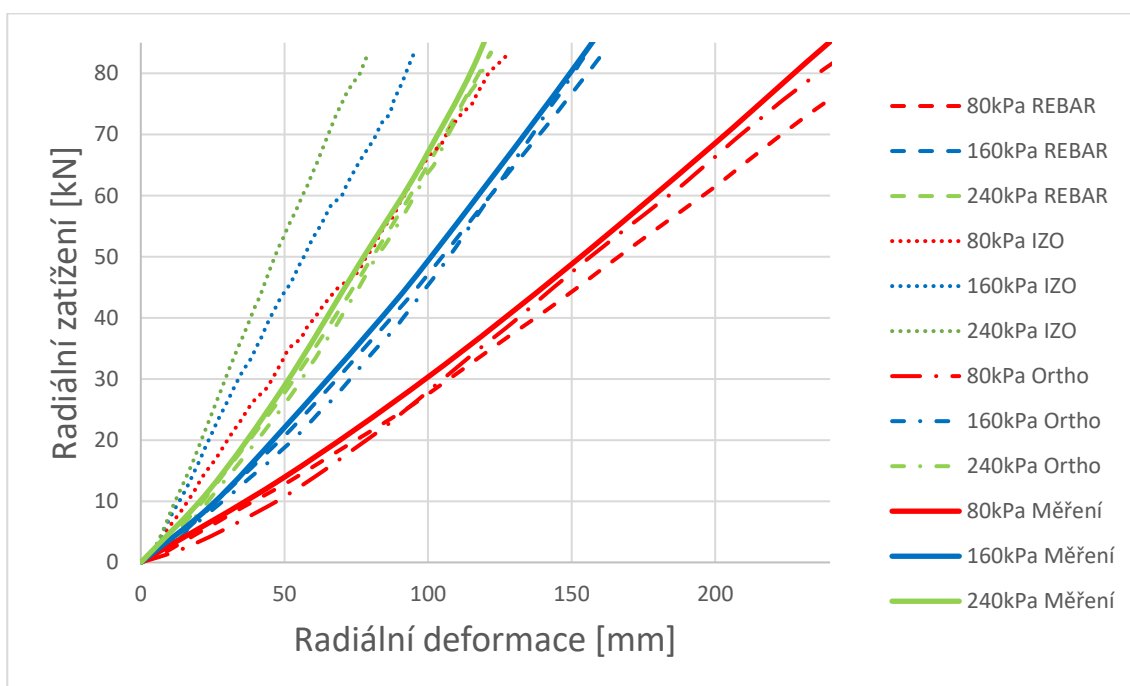


Obr. 10: Radiální deformační křivky kompletního modelu 680/80 R42

800/70 R32

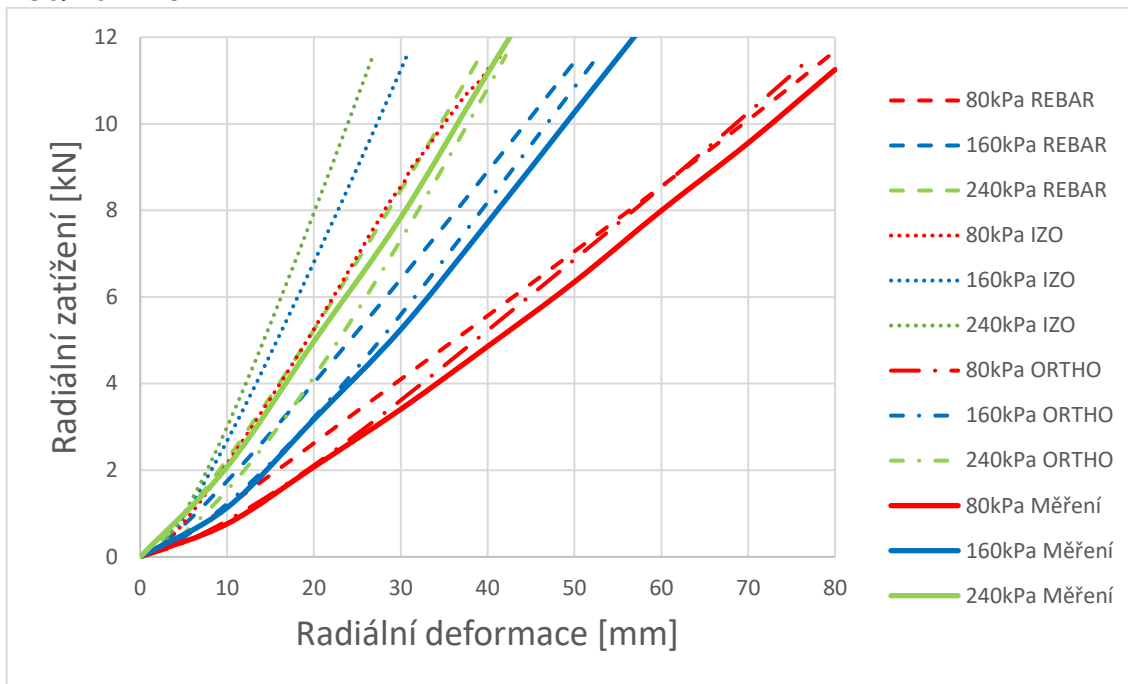


Obr. 11: Radiální deformační křivky rotačně symetrického modelu 800/70 R32

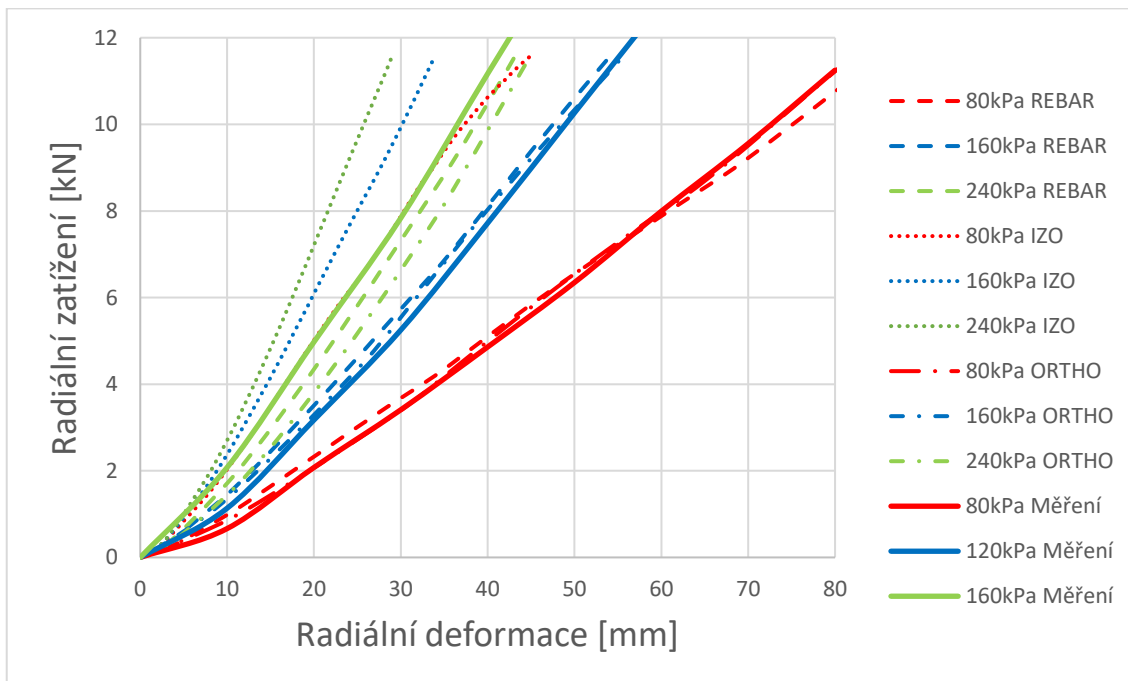


Obr. 12: Radiální deformační křivky kompletního modelu 800/70 R32

280/70 R18

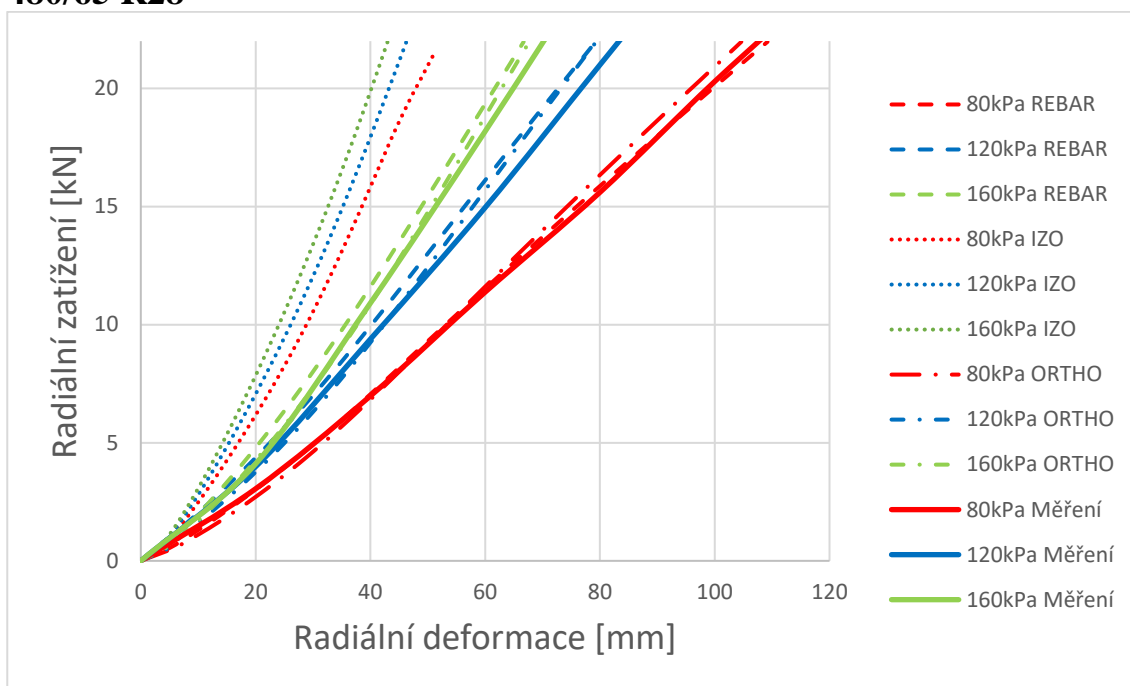


Obr. 13: Radiální deformační křivky rotačně symetrického modelu 280/70 R18

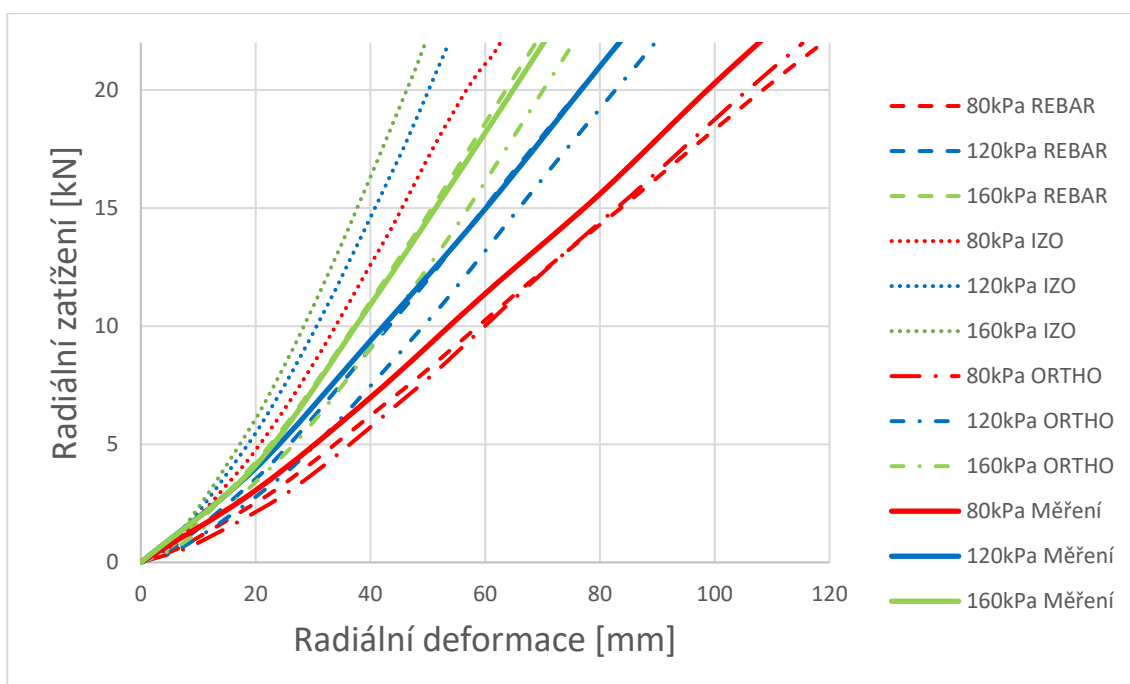


Obr. 14: Radiální deformační křivky kompletního modelu 280/70 R18

480/65 R28

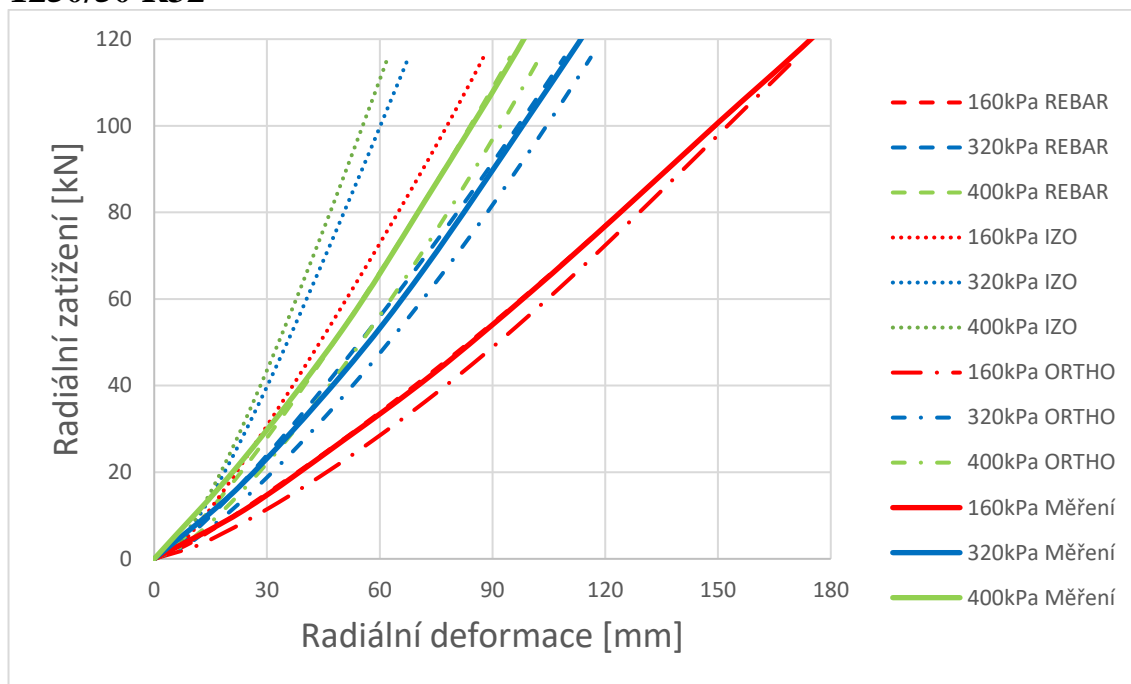


Obr. 15: Radiální deformační křivky rotačně symetrického modelu 480/65 R28

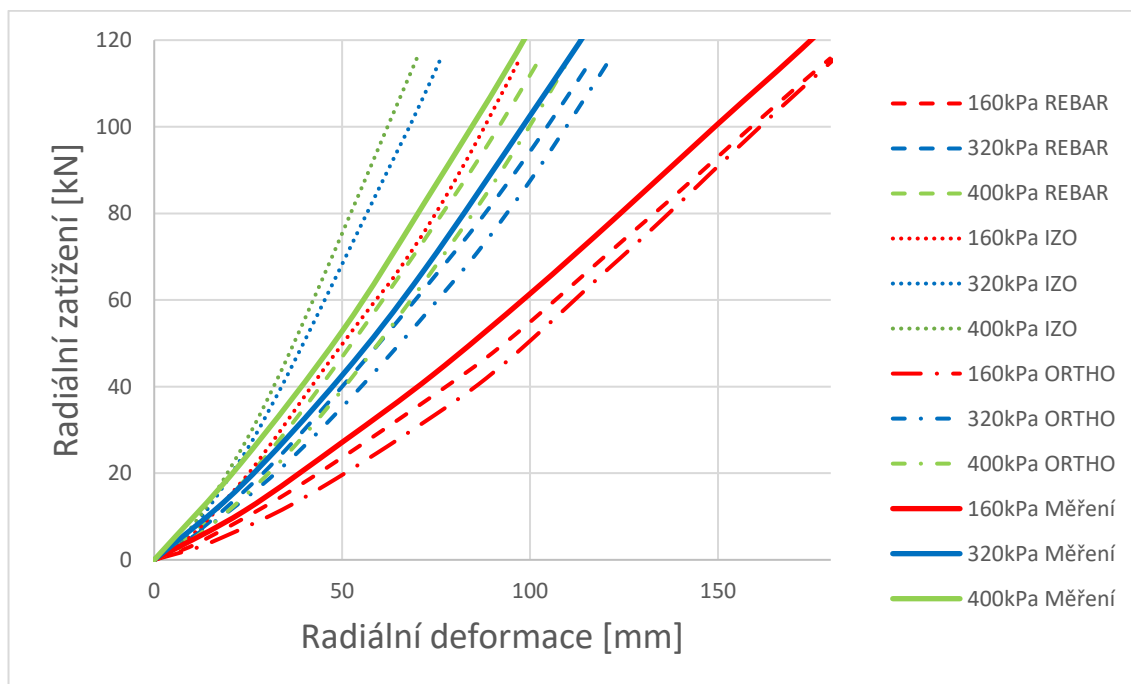


Obr. 16: Radiální deformační křivky kompletního modelu 480/65 R28

1250/50 R32



Obr. 17: Radiální deformační křivky rotačně symetrického modelu 1250/50 R32



Obr. 18: Radiální deformační křivky kompletního modelu 1250/50 R32

5. DISKUZE VÝSLEDKŮ

Diskuze výsledků je rozdělena do třech samostatných kapitol:

1. Výpočet meridiánu
2. Výpočet rozměrů po nahuštění
3. Výpočet radiální deformace

5.1 Výpočet meridiánu

Průměrné odchylky všech parametrů jsou zobrazeny v Tab. 3. Až na souřadnici r_w , která je velice citlivá na přesné určení, jsou relativní odchylky rovnající se 0,1%.

Tab. 3: Průměrné odchylky výpočtů meridiánů

| | Průměrný rozdíl aritmetických průměrů | |
|-------|---------------------------------------|-----------|
| | Absolutní | Relativní |
| l_m | 0,75 | 0,13% |
| Z_b | 0,22 | 0,13% |
| R_b | 0,25 | 0,10% |
| r_w | 5,80 | 0,79% |
| Z_1 | 0,37 | 0,09% |
| R_1 | 0,39 | 0,09% |

U těchto výpočtů je potřeba mít dostatečný počet meridiánových elementů, aby byla dosažena požadovaná přesnost. Uvažujeme-li rovnoměrné protažení elementů po celé délce, pak vzdálenost uzlů, na kterých se odečítají souřadnice, na konci výpočtu bude roven:

$$\text{Vzdálenost uzlů na konci výpočtu} = \frac{\text{Délka meridiánu}}{\text{Počet elementů}}$$

Nicméně je potřeba vzít v úvahu to, že při nahuštění není protažení elementů úplně rovnoměrné a část elementů leží pod bodem patky, takže se do konečného meridiánu vůbec nezapočítává.

Také by bylo možné vypočítané body proložit spline křivkou, anebo lokálně proložit regresní křivkou. Ale vzhledem k tomu, že výpočet MKP netrvá déle než desítky sekund i s počtem elementů v tisících, není takové řešení příliš efektivní.

5.2 Výpočet huštění pneumatiky

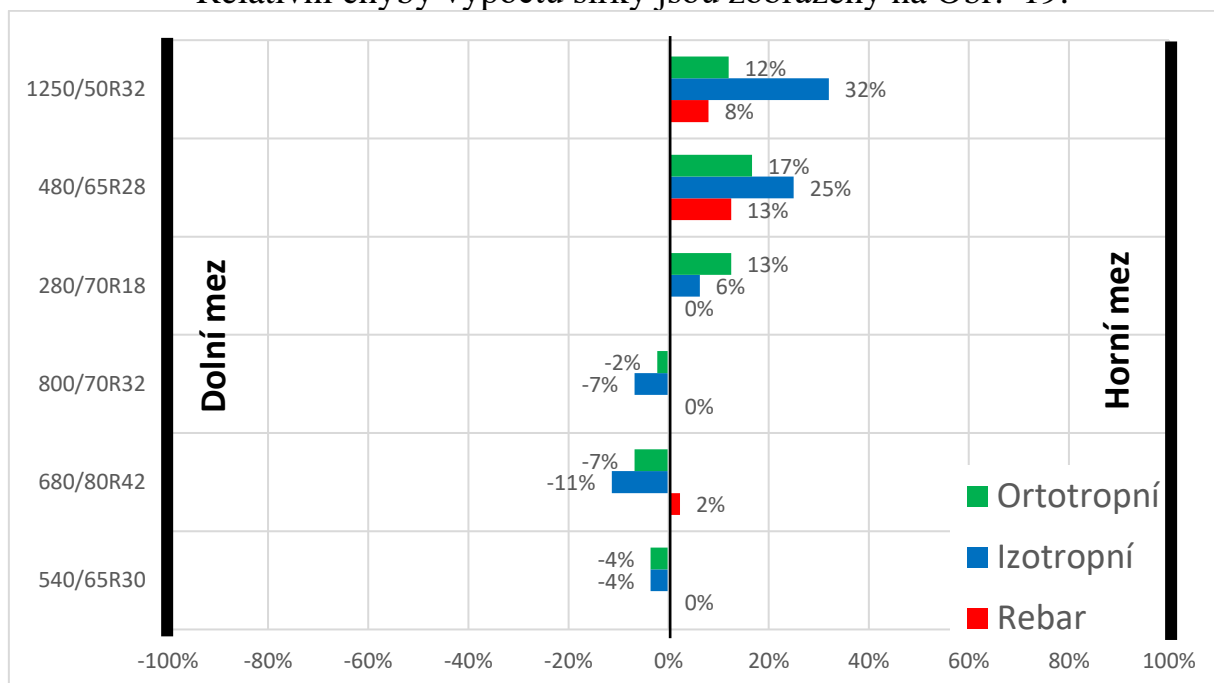
Průměr i šířka pneumatiky při nominálních podmínkách je udaná normou ETRTO. V této normě je dána jejich střední hodnota společně s horní a dolní tolerancí (mezí). Oba rozměry pneumatiky pak musí ležet uvnitř těchto tolerancí.

Relativní přesnost výpočtu vztažená na velikost tolerance je spočítána jako:

$$\text{Relativní chyba [\%]} = 100 \cdot \frac{\text{Spočítaná hodnota} - \text{Střední hodnota}}{\text{Horní tolerance} - \text{Střední hodnota}}$$

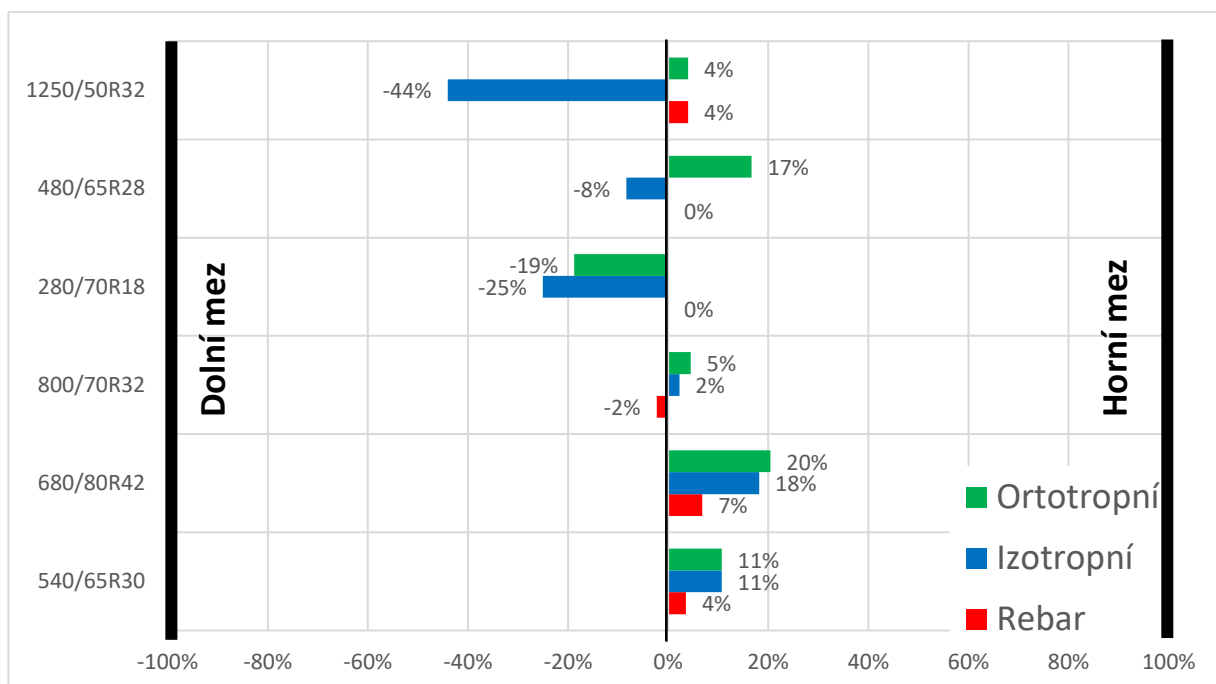
Pokud by tedy byla relativní chyba 100%, bylo by dosaženo maximální tolerance. Hodnota přes 100% by znamenala, že daný rozměr není podle normy splněn.

Relativní chyby výpočtů šířky jsou zobrazeny na Obr. 19.



Obr. 19: Relativní chyba výpočtů šířky s hraničními mezi

Relativní chyba výpočtu průměru je zobrazena na Obr. 20:



Obr. 20: Relativní chyba výpočtů průměru s hraničními mezi

Z grafů je patrné, že výsledky získané všemi modely splňují rozměrové tolerance dle normy ETRTO.

5.3 Vliv vstupních parametrů na rozměry pneumatiky

Tab. 4 shrnuje možné příčiny příliš velkých nebo malých rozměrů po nahuštění. Značka „N“ znamená, že daný rozměr příliš neovlivňuje.

Tab. 4: Analýza možných příčin odchylek rozměrů

| | Šířka | Průměr | | E nárazníků | E kostry | Úhel nárazníkového kordu | Šířka ráfku | Délka meridiálu | Teplotní smrštění |
|---|-------|--------|-----------------|---------------|---------------|--------------------------|---------------|-----------------|-------------------------------------|
| Sledovaný rozměr je oproti požadované hodnotě ↓ | | Velký | Možné příčiny ↓ | příliš nízký | N | příliš velký | N | N | zanedbané nebo příliš malé smrštění |
| | | Malý | | příliš vysoký | N | příliš malý | N | N | Příliš velké |
| | Velká | | | příliš vysoký | příliš nízký | příliš malý | příliš široký | příliš dlouhý | N |
| | Malá | | | příliš nízký | příliš vysoký | příliš velký | příliš úzký | příliš krátký | N |

Výše uvedené příčiny je nutné zohledňovat ke konkrétní pneumatice. Např. teplotní smrštění bude hrát roli především u pneumatik s textilními výztužemi

nebo pokud například bude mít pneumatika tlusté stěny, pak chyba může být i způsobena špatným počátečním tvarem. Je také zřejmé, že se může jednat i o kombinaci více příčin.

5.4 Výpočet radiální deformace pneumatiky

Tab. 5 jsou zapsány deformace pro všechny pneumatiky. Hodnoty z měření jsou zde zapsány jako absolutní čísla a vypočítaná data jako relativní chyba k těmto měřením podle vzorce:

$$\text{Relativní chyba [\%]} = 100 \cdot \left(\frac{\text{vypočítaná hodnota}}{\text{změřená hodnota}} - 1 \right)$$

Tab. 5: Porovnání přesnosti spočítaných deformací

| | Relativní odchylka v radiální deformaci | | | | | | | | |
|-------------|---|--------------------|--------|--------------------------|------------|-----------|-----------------|------------|-----------|
| | Radiální zatížení [kg] | Hustící tlak [kPa] | Měření | Rotačně symetrický model | | | Kompletní model | | |
| | | | | Rebar | Ortotropní | Izotropní | Rebar | Ortotropní | Izotropní |
| 540/65 R30 | 4000 | 120 | 131 | -7% | -15% | -59% | 2% | -4% | -45% |
| | | 240 | 83 | -12% | -14% | -51% | -2% | -4% | -40% |
| | | 320 | 68 | -10% | -13% | -47% | -1% | -1% | -37% |
| 680/80 R42 | 8000 | 120 | 188 | -8% | -13% | -62% | -3% | -11% | -57% |
| | | 320 | 99 | -11% | -10% | -55% | -5% | -4% | -46% |
| | | 400 | 85 | -10% | -9% | -52% | -2% | 0% | -44% |
| 800/70 R32 | 8500 | 80 | 236 | 1% | -12% | -59% | 12% | 4% | -46% |
| | | 160 | 153 | -4% | -10% | -45% | 5% | 1% | -38% |
| | | 240 | 117 | -4% | -3% | -43% | 5% | 5% | -32% |
| 280/70 R18 | 1180 | 80 | 82 | -3% | -5% | -49% | 4% | 0% | -45% |
| | | 160 | 55 | -8% | -4% | -44% | -2% | 1% | -38% |
| | | 240 | 41 | -5% | 2% | -35% | 4% | 9% | -30% |
| 480/65 R28 | 2240 | 80 | 108 | 1% | -3% | -51% | 10% | 7% | -42% |
| | | 120 | 83 | -5% | -5% | -44% | 0% | 8% | -36% |
| | | 160 | 70 | -5% | -3% | -39% | -2% | 7% | -29% |
| 1250/50 R32 | 11800 | 120 | 169 | 0% | 1% | -48% | 6% | 7% | -43% |
| | | 320 | 110 | -1% | 6% | -39% | 6% | 10% | -31% |
| | | 400 | 95 | -1% | 8% | -35% | 8% | 16% | -27% |

Tuhosti všech pneumatik jsou vypsány v Tab.6.

Tab. 6: Porovnání přesnosti spočítaných radiálních tuhostí

| | Radiální tuhost [N/mm] | | | | | | | | |
|--------------------|-------------------------|--------------------|--------|--------------------------|------------|-----------|-----------------|------------|-----------|
| | Nominální zatížení [kg] | Hustící tlak [kPa] | Měření | Rotačně symetrický model | | | Kompletní model | | |
| | | | | Rebar | Ortotropní | Izotropní | Rebar | Ortotropní | Izotropní |
| 540/65 R30 | 4000 | 120 | 354 | -6% | 5% | 111% | -12% | -6% | 50% |
| | | 240 | 587 | 3% | 11% | 81% | -3% | 1% | 48% |
| | | 320 | 706 | 8% | 12% | 70% | 2% | 5% | 53% |
| 680/80 R42 | 8000 | 120 | 532 | -11% | 0% | 90% | -13% | -6% | 108% |
| | | 320 | 985 | 8% | 14% | 110% | 4% | 13% | 74% |
| | | 400 | 1118 | 11% | 16% | 102% | 3% | 12% | 68% |
| 800/70 R32 | 8500 | 80 | 403 | -9% | 7% | 111% | -14% | -6% | 67% |
| | | 160 | 608 | 4% | 21% | 44% | -3% | 14% | 37% |
| | | 240 | 874 | -2% | 0% | 40% | -7% | -3% | 18% |
| 280/70 R18 | 1180 | 80 | 160 | -5% | 6% | 84% | -12% | -3% | 70% |
| | | 160 | 252 | -1% | 5% | 75% | -2% | -7% | 54% |
| | | 240 | 310 | 7% | 12% | 70% | 2% | 6% | 57% |
| 480/65 R28 | 2240 | 80 | 222 | -4% | 5% | 137% | -10% | -3% | 94% |
| | | 120 | 294 | 5% | 11% | 106% | 2% | 2% | 78% |
| | | 160 | 370 | 5% | 9% | 74% | 3% | 1% | 55% |
| 1250/50 R32 | 11800 | 120 | 785 | -1% | 7% | 94% | -3% | 3% | 86% |
| | | 320 | 1284 | -5% | -3% | 60% | -8% | -5% | 40% |
| | | 400 | 1397 | 1% | 1% | 64% | -5% | -6% | 45% |

Relativní odchylky z této tabulky jsou zprůměrovány a zobrazeny v Tab.7.

Tab. 7: Vyhodnocení přesnosti modelů

| Model výztuže | Průměrná odchylka deformace a směrodatná odchylka | |
|---------------|--|-----------|
| Rebar | Rotačně symetrický | 5% ± 4% |
| | Kompletní | 4% ± 3% |
| Ortotropní | Rotačně symetrický | 8% ± 5% |
| | Kompletní | 6% ± 4% |
| Izotropní | Rotačně symetrický | 48% ± 8% |
| | Kompletní | 39% ± 8% |
| | Průměrná odchylka radiální tuhosti a směrodatná odchylka | |
| Rebar | Rotačně symetrický | 5% ± 3% |
| | Kompletní | 6% ± 4% |
| Ortotropní | Rotačně symetrický | 8% ± 6% |
| | Kompletní | 6% ± 4% |
| Izotropní | Rotačně symetrický | 85% ± 25% |
| | Kompletní | 61% ± 22% |

Z této tabulky plyne, že rozdíly mezi rotačně symetrickým a kompletním modelem jsou, ať už v tuhosti, tak i ve vypočítané deformaci, nejvýše 2% u ortotropního modelu a 1% u rebar. Izotropní model dává podstatně rozdílné výsledky od měření a je nepoužitelný pro tento typ výpočtů.

Pro výpočty, které byly provedeny v této práci, je mnohem efektivnější využít rotačně symetrického modelu, který dosahuje téměř stejné přesnosti. Pokud je to možné, je výhodné využít rebar prvků k modelování výztužných vrstev. Pokud nejsou podporovány výpočetním programem, lze použít prvků ortotropních.

5.4.1 Vliv odchylek v modelu

Stejně jako u huštění, tak i zde je v následující kapitole analyzován vliv různých parametrů pneumatik na výslednou radiální tuhost a deformaci. Výpočty se opět týkají nejobemnější pneumatiky 1250/50 R32 s výztužemi z rebar prvků, huštěním 320kPa a rotačně symetrickou geometrií.

Tab. 8: Změna radiální deformace a tuhosti při různých odchylkách

| Jsou analyzovány tyto změny | Radiální deformace při 11800 kg [mm] | Radiální tuhost [N/mm] |
|---|--------------------------------------|------------------------|
| Standardní | 174 | 774 |
| +1" šířka ráfku | 170 | 790 |
| -1" šířka ráfku | 176 | 758 |
| Nárazníkový kord +5° | 184 | 761 |
| Nárazníkový kord -5° | 172 | 775 |
| Stejná šířka, kratší meridián | 153 | 881 |
| Bez smrštění | 174 | 772 |
| Tuhost běhounu +4x | 174 | 774 |
| Tuhost bočnice -50% | 178 | 760 |
| Tuhost bočnice +50% | 170 | 807 |
| $E_{\text{nárazníku}} = 3118 \text{ MPa}$ | 176 | 779 |
| $E_{\text{nárazníku}} = 4749 \text{ MPa}$ | 173 | 782 |
| $E_{\text{kordu}} = 2202 \text{ MPa}$ | 169 | 786 |
| Širší pneumatika, stejná délka meridiánu | 169 | 793 |

6. PŘÍNOS PRÁCE PRO VĚDU A PRAXI

Hlavním přínosem této disertační práce pro mechanické výpočty pneumatik je v rozšíření poznatků o způsobu modelování jejich hlavních nosných částí, tzn. kostrových vložek a nárazníkového pásu. Existuje několik způsobů, jak se tyto kompozitní prvky dají modelovat. Tato práce přináší:

- Návrh výpočtu rovnovážného tvaru využitím FEM softwaru, takže se nemusí řešit složité soustavy rovnic eliptických integrálů vyžadující hlubší matematické znalosti. Navržený výpočet je jednoduchý na provedení a je proveditelný i v jednoduchých MKP softwarech, které umí řešit kontaktní úlohy. Výpočetní časy se pak pohybují v řádu maximálně desítek sekund. Nespornou výhodou oproti analytickému řešení také je, že řešení vždy konverguje, pokud je fyzikálně smysluplné.
- Návrh způsobu modelování kostrových vložek a nárazníkových pásů pro výpočet rozměrů pneumatik. Cílem je najít co nejjednodušší model, který by dával spolehlivé výsledky a jeho výpočet by byl co možná nejrychlejší.
- Návrh způsobu modelování kostrových vložek a nárazníkových pásů pro výpočet radiálních tuhostí pneumatik, aby se dosáhlo co nejvyšší přesnosti. Je také zkoumán zjednodušený 3D model, výpočetně podstatně rychlejší.
- Jsou popsány nejčastěji vyskytující se nepřesnosti při tvorbě numerického modelu a je zkoumán jejich vliv na přesnost výpočtu. Pomocí toho lze v případě nepřesných výsledků snadněji identifikovat jejich příčinu.
- Navrženými metodami lze dále provádět tyto výpočty pneumatik bez nutnosti ověřování měřením, což je vzhledem k ceně a velikosti pneumatik dost obtížné.

7. ZÁVĚR

Předložená disertační práce se zabývá výpočty zemědělských pneumatik metodou konečných prvků se zaměřením na jejich výsledné rozměry a tuhosti. K výpočtu byl použit výpočetní software MSC Marc/Mentat, ale metodika výpočtů se dá aplikovat i v dalších nelineárních MKP softwarech jako je Ansys nebo Abaqus. Tyto softwary nabízejí široké možnosti typů výpočtů a i různých postupů.

V první části se práce zabývá výpočtem rovnovážného meridiánu. Je navržen postup, jakým lze tuto úlohu efektivně řešit a to jen se základními informacemi o pneumatice. Byl porovnán výpočet meridiánů šesti různých zemědělských pneumatik, které mají různou konstrukci, velikost a tvar. Rozdíly v nejdůležitějších parametrech meridiánu byly vždy menší než 0,7 mm, což je vzhledem k velikosti pneumatiky a s ohledem na výrobní přesnost dostatečně přesné.

Ve druhé části je pomocí vypočtených meridiánů vytvořen model celých pneumatik a ty jsou pak namáhány různým vnitřním tlakem a radiálním zatížením. Nejlepším modelem v při obou zatíženích je tzv. rebar. Některé výpočetní softwary ale tyto prvky neobsahují. Pak je nejvhodnější použít ortotropní prvky. Modelování výztuže jako izotropní se částečně použít dá jen při simulacích nahuštění pneumatiky, pokud nedochází k velkému nárůstu průměru. Výhodou izotropního řešení je jeho menší náročnost na výpočetní čas. Pokud je zkoumána radiální tuhost pneumatik, je časově výhodné použít zjednodušený rotačně symetrický model, který je díky symetrii pneumatiky jen čtvrtinový a nemá detailně vymodelovaný dezén. Přesnost se nesníží, ale významně se sníží čas potřebný k přípravě modelu a výpočetní čas je i 8x kratší než u modelu celé pneumatiky včetně skutečného tvaru dezénu.

Vždy je ale nutné myslet na základní pravidlo výpočtáře: „nelze získat přesné výstupy z nepřesných vstupů“. Je třeba pamatovat na to, že přesnost výpočtu je v obrovské míře dána přesností měření materiálových vlastností, precizností při vytváření geometrie modelu a správnosti nastavených podmínek.

8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] MARCÍN, Jiří a Petr ZÍTEK. *Pneumatiky*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1985.
- [2] CLARK, S. K.; DODGE, R. N. Nonlinear Cord-rubber Composites. *Tire Science and Technology*, 1990, 18.3: 191-200.
- [3] BIRIS, Sorin-Stefan et al. FEM model to study the influence of tyre pressure on agricultural tractor wheel deformations. In: *Engineering for Rural Development* [online]. Jelgava: Latvia University of Agriculture, 2011, s. 223-228 [cit. 2020-02-25]. ISSN 1691-3043. Dostupné z: http://tf.llu.lv/conference/proceedings2011/Papers/041_Biris.pdf
- [4] KOUTNÝ, František. *Konstrukce výrobků: geometrie a mechanika pneumatik*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 139 s. ISBN 9788073187965.
- [5] KORUNOVIĆ, Nikola, et al. Finite element analysis of a tire steady rolling on the drum and comparison with experiment. *Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 57.12: 888-897.
- [6] KORUNOVIĆ, N.; TRAJANOVIĆ, M.; STOJKOVIĆ, M. FEA of tyres subjected to static loading. *Journal of Serbian Society for Computational Mechanics*, 2007, 1.1: 87-98.
- [7] KORUNOVIĆ, Nikola, et al. FEM based parametric design study of tire profile using dedicated CAD model and translation code. *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*, 2014, 12.3: 209-222.
- [8] KORUNOVIĆ, Nikola, et al. Performance evaluation of cord material models applied to structural analysis of tires. *Composite Structures*, 2019, 224: 111006.
- [9] YINTAO, Wei, et al. Finite element modeling for steel cord analysis in radial tires. *Tire Science and Technology*, 2013, 41.1: 60-79.
- [10] HUI-FENG, T., et al. Mechanical properties of cord-rubber composites and tire finite element analysis. In: *COMPUTATIONAL MECHANICS IN VEHICLE SYSTEM DYNAMICS-PROCEEDINGS OF 5TH WORLD CONGRESS ON COMPUTATIONAL MECHANICS HELD IN VIENNA, AUSTRIA, JULY 2002-SUPPLEMENT TO VEHICLE SYSTEM DYNAMICS*. 2004.

- [11] GHOREISHI, Seyed Reza, et al. Analytical modeling of synthetic fiber ropes. Part II: A linear elastic model for 1+ 6 fibrous structures. *International Journal of Solids and Structures*, 2007, 44.9: 2943-2960.
- [12] USABIAGA, H.; PAGALDAY, J. M. Analytical procedure for modelling recursively and wire by wire stranded ropes subjected to traction and torsion loads. *International Journal of Solids and Structures*, 2008, 45.21: 5503-5520.
- [13] HAN, Y. H., et al. Fatigue Life Prediction for Cord-Rubber Composite Tires Using a Global-Local Finite Element Method. *Tire science and Technology*, 2004, 32.1: 23-40.
- [14] KRMELA, Jan, et al. Tire casings and their material characteristics for computational modeling of tires. In: *Engineering for Rural Development: 16th International Scientific Conference, Jelgava: Latvia University of Agriculture, Latvia*. 2017. p. 230-235.
- [15] KRMELA, Jan et al. Deformačně-napět'ové stavy pneumatiky. In: *Slovak Rubber Conference*. Matador Púchov - Slovakia, 2003, s. 34. ISBN 80-968099-8-9.
- [16] PHROMJAN, J.; SUVANJUMRAT, C. The modification of steel belt layer of airless tire for finite element analysis. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2020. p. 012047.
- [17] PIDAPARTI, R. M^h, et al. Design simulation of twisted cord-rubber structure using ProE/ANSYS. *Composite structures*, 2001, 52.3-4: 287-294.
- [18] PIDAPARTI, R. M. V. Analysis of cord-rubber composite laminates under combined tension and torsion loading. *Composites Part B: Engineering*, 1997, 28.4: 433-438.
- [19] CHO, Jaesang; LEE, Seunghwan; JEONG, Hyun-Yong. Finite element analysis of a tire using an equivalent cord model. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2015, 105: 26-32.
- [20] GHOREYSHI, MIR HAMID REZA. Finite element modelling of the steady rolling of a radial tyre with detailed tread pattern. 2009.
- [21] KIM, K. W. Finite element analysis of a steady-state rolling tire taking the effect of tread pattern into account. *International Journal of Automotive Technology*, 2006, 7.1: 101-107.

- [22] CHO, J. R., et al. Mesh generation considering detailed tread blocks for reliable 3D tire analysis. *Advances in engineering software*, 2004, 35.2: 105-113.
- [23] YANG, Xiaoguang; BEHROOZI, Mohammad; OLATUNBOSUN, Oluremi A. A neural network approach to predicting car tyre micro-scale and macro-scale behaviour. *Journal of Intelligent Learning Systems and Applications*, 2014, 2014.
- [24] DANIELSON, K. T.; NOOR, A. K.; GREEN, J. S. Computational strategies for tire modeling and analysis. *Computers & Structures*, 1996, 61.4: 673-693.
- [26] PURDY, John F. *Mathematics underlying the design of pneumatic tires*. Lithographed by Edwards Brothers, 1963.
- [27] BIDERMAN, V. *Trudy NIIŠP*. In: . Moskva, 1957.
- [28] HOFFERBERT, W. Zur Statik des Luftreifens. In: *Kautschuk und Gummi*. F9. 1956, s. 225-231.
- [29] KOUTNÝ, František. *Základy teorie pneumatik*. Zlín: VÚGPT, 1971.
- [30] BAUER, Rudolf F. Equilibrium profile of modern belted radial ply tires: Its determination and performance benefits. *Tire Science and Technology*, 2013, 41.2: 127-151.
- [31] KENNEDY, R. H. Prediction of tire shape change during post cure inflation. *Tire Science and Technology*, 2001, 29.4: 198-215.
- [32] GENT, Alan Neville; WALTER, Joseph D. *Pneumatic tire*. 2006.
- [33] NAKAJIMA, Y. Application of computational mechanics to tire design—yesterday, today, and tomorrow. *Tire Science and Technology*, 2011, 39.4: 223-244.
- [34] NAKAJIMA, Yukio. Application of optimisation technique to tyre design. *International journal of vehicle design*, 2007, 43.1-4: 49-65.
- [35] NAKAJIMA, Yukio; KAMEGAWA, Tatsuhiko; ABE, Akihiko. *New tire design procedure based on optimization technique*. SAE Technical Paper, 1996.
- [36] NAKAJIMA, Yukio; KAMEGAWA, Tatsuhiko; ABE, Akihiko. Theory of optimum tire contour and its application. *Tire Science and Technology*, 1996, 24.3: 184-203.

- [37] CORNISTEIN, Romina. a Tomas ARECHAGA. Parametric Contour Design. *Tyre Technology International*. 2016, **2016**(Annual Showcase), 42-45.
- [38] KOIDE, M., et al. Optimization for motorcycle tire using explicit FEM. *Tire Science and Technology*, 2001, 29.4: 230-243.
- [39] ZHOU, Haichao; WANG, Guolin; WANG, Yuming. Wide-Base Tire-Building Process and Design Optimization Using Finite Element Analysis. *Tire Science And Technology*, 2018, 46.4: 242-259.
- [40] FANG, K. T.; LI, R.; SUDJIANTO, A. Design and Modeling for Computer Experiments Chapman & Hall. *CRC, New York, 304pp*, 2006.
- [41] ROUSTANT, Olivier; GINSBOURGER, David; DEVILLE, Yves. DiceKriging, DiceOptim: Two R packages for the analysis of computer experiments by kriging-based metamodeling and optimization. 2012.
- [42] TANAKA, Yoshihiro; OHISHI, Katsutoshi. Unified approach to optimization of tread pattern shape and cross-sectional contour of tires. *Tire Science and Technology*, 2010, 38.4: 276-285.
- [43] KAMEGAWA, Tatsuhiko; NAKAJIMA, Yukio; ABE, Akihiko. *Method of designing a pneumatic tire to achieve a best mode under given conditions*. U.S. Patent No 5,710,718, 1998.
- [56] LAŠ, Vladislav. *Mechanika kompozitních materiálů*. Západočeská univerzita, 2004. ISBN 80-704-3273-X.
- [67] CLARK, Samuel K. Theory of the elastic net applied to cord-rubber composites. *Rubber Chemistry and Technology*, 1983, 56.2: 372-389.
- [68] ÖCHSNER, Andreas; ÖCHSNER, Marco. *The finite element analysis program MSC Marc/Mentat*. Singapore: Springer, 2016.
- [69] MANUAL, MSC Marc User. Version 2007R1: MSC. *Software corporation*, 2007.

9. SEZNAM OBRÁZKŮ

| | |
|---|----|
| Obr. 1: Hlavní části běžné pneumatiky | 8 |
| Obr. 2: Základní parametry výpočtu meridiánu | 10 |
| Obr. 3: Hlavní směry a napětí vyznačené na meridiánu | 11 |
| Obr. 4: Silové poměry na rovnovážném meridiánu | 11 |
| Obr. 5: Nárůst membrány se zvyšujícím se tlakem..... | 16 |
| Obr. 6: Porovnání vypočtených meridiánů..... | 21 |
| Obr. 7: Radiální deformační křivky rotačně symetrického modelu 540/65 R30 | 25 |
| Obr. 8: Radiální deformační křivky kompletního modelu 540/65 R30 | 25 |
| Obr. 9: Radiální deformační křivky rotačně symetrického modelu 680/80 R42 | 26 |
| Obr. 10: Radiální deformační křivky kompletního modelu 680/80 R42 | 26 |
| Obr. 11: Radiální deformační křivky rotačně symetrického modelu 800/70 R32 | 27 |
| Obr. 12: Radiální deformační křivky kompletního modelu 800/70 R32 | 27 |
| Obr. 13: Radiální deformační křivky rotačně symetrického modelu 280/70 R18 | 28 |
| Obr. 14: Radiální deformační křivky kompletního modelu 280/70 R18 | 28 |
| Obr. 15: Radiální deformační křivky rotačně symetrického modelu 480/65 R28 | 29 |
| Obr. 16: Radiální deformační křivky kompletního modelu 480/65 R28 | 29 |
| Obr. 17: Radiální deformační křivky rotačně symetrického modelu 1250/50 R32 | 30 |
| Obr. 18: Radiální deformační křivky kompletního modelu 1250/50 R32 | 30 |
| Obr. 19: Relativní chyba výpočtů šířky s hraničními mezi..... | 32 |
| Obr. 20: Relativní chyba výpočtů průměru s hraničními mezi | 33 |

10. SEZNAM TABULEK

| | |
|---|----|
| Tab. 1: Porovnání vypočítaných souřadnic meridiánu | 21 |
| Tab. 2: Změna rozměrů u zkoumaných pneumatik | 23 |
| Tab. 3: Průměrné odchylky výpočtů meridiánů..... | 31 |
| Tab. 4: Analýza možných příčin odchylek rozměrů..... | 33 |
| Tab. 5: Porovnání přesnosti spočítaných deformací..... | 34 |
| Tab. 6: Porovnání přesnosti spočítaných radiálních tuhostí | 35 |
| Tab. 7: Vyhodnocení přesnosti modelů | 36 |
| Tab. 8: Změna radiální deformace a tuhosti při různých odchylkách | 37 |

11. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka

| / Symbol | Jednotka | Popis |
|-----------------|----------|--|
| E | MPa | Youngův modul pružnosti v tahu |
| E ₁ | MPa | Youngův modul pružnosti v tahu v ose 1 |
| E ₂ | MPa | Youngův modul pružnosti v tahu v ose 2 |
| E _k | MPa | Youngův modul pružnosti v tahu kordu |
| E _m | MPa | Youngův modul pružnosti v tahu matrice |
| φ | - | Stupeň ztužení způsobený strukturou kordu |
| G | MPa | Modul pružnosti ve smyku |
| G ₁₂ | MPa | Modul pružnosti ve smyku v rovině 1-2 |
| γ _K | ° | Úhel natočení kordu vůči podélné ose (osa z) |
| G _m | MPa | Modul pružnosti ve smyku matrice |
| l _m | mm | Délka meridiánu |
| ν | - | Poissnovo číslo |
| N | kordů/mm | Dostava kordů |
| ν ₂₁ | - | Poissnovo číslo ve směru 2 při namáhání ve směru 1 |
| ν _k | - | Poissnovo číslo kordu |
| ν _m | - | Poissnovo číslo matrice |
| p | MPa | Tlak vzduchu v pneumatice |
| r | mm | poloměr kružnice |
| r ₁ | mm | Poloměr, kde tečně navazuje extrémála na oblouk kružnice o poloměru r _N |
| r _B | mm | Poloměr bodu ráfku |

| | | |
|-------|----|---|
| r_N | mm | Poloměr oblouku kružnice nárazníku |
| r_w | mm | Poloměr nejširšího místa meridiánu |
| r_z | mm | Poloměr zenitu meridiánu |
| R_z | ° | Rotace kolem osy z |
| t | mm | Tloušťka matrice kompozitu |
| t_k | mm | Vzdálenost mezi meridiánem a vnější stěnou pneumatiky v místě největšího průměru |
| t_w | mm | Vzdálenost mezi meridiánem a vnější stěnou pneumatiky v místě největší vnější šířky |
| V_k | - | Objemový podíl kordu v kompozitu |
| V_m | - | Objemový podíl matrice v kompozitu |
| z | mm | Z souřadnice meridiánu na poloměru r |
| z_1 | mm | Z souřadnice, kde tečně navazuje extrémála na oblouk kružnice o poloměru r_N |
| z_B | mm | Z souřadnice bodu ráfku |
| LI | - | Index nosnosti (Load Index). Číslo, které určuje maximální nosnost pneumatiky při rychlosti určené rychlostním indexem. |

12. PUBLIKAČNÍ AKTIVITY AUTORA

- [1] **KLEDROWETZ, Jan**, Jakub JAVOŘÍK a Rohitha KEERTHIWANSA. Evaluation of a Tyre Tread Pattern Stiffness Using FEA. *Materials Science Forum* [online]. 2019, **952**, 243-249 [cit. 2020-02-25]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.952.243. ISSN 1662-9752. Dostupné z: <https://www.scientific.net/MSF.952.243>
- [2] **KLEDROWETZ, Jan**, Jakub JAVOŘÍK, Rohitha KEERTHIWANSA a Pavel NEKOKSA. FEM Modelling Techniques for Three Point Bend Test of Rubber Composites. *Materials Science Forum* [online]. 2018, **919**, 257-265 [cit. 2020-02-25]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.919.257. ISSN 1662-9752. Dostupné z: <https://www.scientific.net/MSF.919.257>
- [3] **KLEDROWETZ, Jan**, Jakub JAVOŘÍK, Gustinna Wadu Rohitha KEERTHIWANSA a Pavel NEKOKSA. Calculation of the tyre curing mould cavity shape using FEM. *Manufacturing Technology* [online]. 2017, vol. 17, iss. 4, s. 479-483. [cit. 2020-02-25]. ISSN 1213-2489. Dostupné z: http://journal.strojirenskatechnologie.cz/templates/obalky_casopis/XVII_2017-4.pdf.
- [4] **KLEDROWETZ, Jan**, Jakub JAVOŘÍK, Gustinna Wadu Rohitha KEERTHIWANSA, Pavel KRATOCHVIL, Soňa RUSNÁKOVÁ a Petr GROSS. FEM optimization of a steel belt of OTR tyres. *Materials Science Forum* [online]. 2020, vol. 994, s. 272-279. [cit. 2021-04-23]. ISSN 0255-5476. Dostupné z: <https://www.scientific.net/MSF.994.272>.
- [5] KEERTHIWANSA, Rohitha, Jakub JAVOŘÍK a **Jan KLEDROWETZ**. Secondary Biaxial Data Application in a Process of a Hyperelastic Material Characterization. *Materials Science Forum* [online]. 2019, **952**, 275-281 [cit. 2020-02-25]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.952.275. ISSN 1662-9752. Dostupné z: <https://www.scientific.net/MSF.952.275>
- [6] KEERTHIWANSA, Rohitha, Jakub JAVOŘÍK, **Jan KLEDROWETZ** a Pavel NEKOKSA. Hyperelastic Material Characterization: A Method of Reducing the Error of Using only Uniaxial Data for Fitting Mooney-Rivlin Curve. *Materials Science Forum* [online]. 2018, **919**, 292-298 [cit. 2020-02-25]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.919.292. ISSN 1662-9752. Dostupné z: <https://www.scientific.net/MSF.919.292>

- [7] JAVOŘÍK, Jakub, **Jan KLEDROWETZ**, Rohitha KEERTHIWANSA a Pavel NEKOKSA. The Numerical Analysis of Axially Loaded Elastomeric Bushing. *Materials Science Forum* [online]. 2018, **919**, 315-324 [cit. 2020-02-25]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.919.315. ISSN 1662-9752. Dostupné z: <https://www.scientific.net/MSF.919.315>
- [8] JAVOŘÍK, Jakub, Pavel NEKOKSA, **Jan KLEDROWETZ** a Gustinna Wadu Rohitha KEERTHIWANSA. Applicable FEM models for layered beams. *Manufacturing Technology* [online]. 2017, vol. 17, iss. 4, s. 474-479. [cit. 2020-02-25]. ISSN 1213-2489. Dostupné z: http://journal.strojirenskatechnologie.cz/templates/obalky_casopis/XVII_2017-4.pdf.
- [9] KEERTHIWANSA, Gustinna Wadu Rohitha, Jakub JAVOŘÍK, **Jan KLEDROWETZ** a Pavel NEKOKSA. Elastomer testing: The risk of using only uniaxial data for fitting the Mooney-Rivlin hyperelastic-material model. *Materiali in Tehnologije* [online]. 2018, vol. 52, iss. 1, s. 3-8. [cit. 2020-02-25]. ISSN 1580-2949. Dostupné z: <http://mit.imt.si/Revija/mit181.html>.
- [10] KEERTHIWANSA, Gustinna Wadu Rohitha, Jakub JAVOŘÍK a **Jan KLEDROWETZ**. Hyperelastic-material characterization: A comparison of material constants. *Materiali in Tehnologije* [online]. 2020, vol. 54, iss. 1, s. 121-123. [cit. 2021-02-18]. ISSN 1580-2949. Dostupné z: <http://mit.imt.si/izvodi/mit201/keert.pdf>.
- [11] KEERTHIWANSA, Gustinna Wadu Rohitha, Jakub JAVOŘÍK, Soňa RUSNÁKOVÁ, **Jan KLEDROWETZ** a Petr GROSS. Hyperelastic material characterization: How the change in mooney-rivlin parameter values effect the model curve. *Materials Science Forum* [online]. 2020, vol. 994, s. 265-271. [cit. 2021-02-18]. ISSN 0255-5476. Dostupné z: <https://www.scientific.net/MSF.994.265>.

13. CV AUTORA

Osobní údaje

| | |
|------------------------|--------------------------------|
| Jméno a příjmení | Jan Kledrowetz |
| Datum a místo narození | 26.3.1985 ve Zlíně |
| Bydliště | Osvobození 531, Slavičín 76321 |
| Telefon | +420 774 236 144 |
| Email | kledrowetz@utb.cz |
| Státní příslušnost | Česká |

Školní vzdělání

| | |
|--------------|---|
| 2015 - dosud | UTB ve Zlíně, Fakulta technologická <i>Doktorský studijní program: Procesní inženýrství</i> <i>Studijní obor: Nástroje a procesy</i> |
| 2008 - 2010 | UTB ve Zlíně, Fakulta technologická <i>Magisterský studijní program: Procesní inženýrství</i> <i>Studijní obor: Konstrukce technologických zařízení</i> |
| 2005 - 2008 | UTB ve Zlíně, Fakulta technologická <i>Bakalářský studijní program: Procesní inženýrství</i> <i>Studijní obor: Technologická zařízení</i> |
| 2002 - 2003 | International school of the Hague |
| 2000 - 2005 | Střední průmyslová škola Zlín <i>Obor: Technické lyceum</i> |

Pracovní zkušenosti

- 2010 - dosud Mitas a.s. (Trelleborg Wheel Systems Czech Republic a.s.)
Pozice: Advanced Engineer
- 2009 - 2010 Sonetech s.r.o.
Pozice: Programátor průmyslových robotů

Znalosti jazykové

- Čeština Mateřský jazyk
- Angličtina Pokročilý
- Němčina Začátečník

Znalosti softwarové

MS Office, AutoCAD, Creo, MSC Marc/Mentat, MSC Patran, Pascal, Delphi, Abaqus

Ing. Jan Kledrowetz, Ph.D.

Využití FEM pro návrh tvaru a konstrukce zemědělských pneumatik

Use of FEM to design the shape and construction of agricultural tires

Efektivní modelování pneumatik

Teze disertační práce

Vydala Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně,
nám. T. G. Masaryka 5555, 760 01 Zlín.

Náklad: vyšlo elektronicky

Sazba: autor

Publikace neprošla jazykovou ani redakční úpravou.

Rok vydání 2021

ISBN 978-80-7678-010-1

