



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

ADITIVNĚ VYRÁBĚNÝ ABSORBÉR KINETICKÉ ENERGIE PRO OCHRANU CITLIVÉHO NÁKLADU

ADDITIVELY PRODUCED KINETIC ENERGY ABSORBER TO PROTECT SENSITIVE CARGO

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Dominik Kolář

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.

BRNO 2026

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Bc. Dominik Kolář**
Studijní program: Konstrukční inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.**
Akademický rok: 2025/26

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:

Aditivně vyráběný absorbér kinetické energie pro ochranu citlivého nákladu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Prostorové struktury jsou zajímavé díky vysokému poměru pevnosti vůči vlastní hmotnosti a jejich schopnost podléhat značné deformaci při relativně nízkém přenášeném napětí z nich dělá dobré absorbéry energie. Pokrok v aditivní výrobě poskytuje volnost návrhu tvarově složitých struktur, přesto jsou efektivní tvary struktur vhodných pro různé aplikace stále předmětem výzkumu. Aplikace struktur na aditivně vyráběný ochranný prvek (absorpční modul) by měla umožnit efektivní snížení rázu přenášeného na dopravovaný náklad při současném zachování nízké hmotnosti ochranného obalu.

Typ práce: vývojová – konstrukční
Výstup práce: publikační výsledek (J, D)
Projekt: specifický vysokoškolský výzkum

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem je navrhnout aditivně vyráběný absorbér kinetické energie, který zajistí snížení maximální hodnoty tíhového zrychlení při dopadu citlivého nákladu o hmotnosti 70 kg pod 15 g.

Dílčí cíle diplomové práce:

- navrhnout koncepci, typy vnitřní struktury a materiály absorbéro,
- navrhnout testovací vzorky pro porovnání vlastností a dimenzování absorbéro,
- navrhnout experiment, měřicí systém a následně ověřit vlastnosti vzorků,
- výpočtově dimenzovat a ověřit účinnost absorbéro,
- vyrobit funkční vzorek segmentu absorbéro.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, digitální data.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<https://www.ustavkonstruovani.cz/texty/magisterske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

GIBSON, L. J., ASHBY, M. F., Cellular solids: structure and properties. Online. 2nd ed. Cambridge solid state science series. Cambridge: Cambridge University Press, 1999. ISBN 0-521-49911-9.

YIN, H., ZHANG, W., ZHU, L., MENG, F., LIU, J., WEN, G. Review on lattice structures for energy absorption properties. Composite Structures. 2023, roč. 304. ISSN 02638223.

ČERVINEK, O., PETTERMANN, H., TODT, M., KOUTNÝ, D., VAVERKA, O. Non-linear dynamic finite element analysis of micro-strut lattice structures made by laser powder bed fusion. Journal of Materials Research and Technology. 2022, roč. 18, s. 3684–3699. ISSN 22387854.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2025/26

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá vývojem aditivně vyráběného absorbér kinetické energie pro tlumení nárazu nákladu o hmotnosti 70 kg shozeného z letadla s padákem. Cílem práce je navrhnout modulární absorbér složený ze čtyř rohových jednotek, který při dopadové rychlosti přibližně $5,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ omezí přenášené špičkové zrychlení nákladu na hodnotu pod 15 g.

Absorbér je tvořen vnitřní mřížkovou strukturou vytištěnou technologií FFF z polyamidu vyztuženého krátkými uhlíkovými vlákny PA12CF15. V práci jsou nejprve srovnány čtyři kandidátní mřížkové topologie kvazistatickou kompresní zkouškou a dynamickou pádstrojovou zkouškou na sjednocené metodice; z porovnání byla pro funkční vzorek vybrána chirální topologie kvůli stabilnímu plateau napětí a dobrému poměru absorbované energie k hmotnosti. Mechanická odezva tištěného materiálu byla charakterizována tahovými zkouškami při několika rychlostech přetvoření pokrývajících kvazistatický i dynamický režim.

Geometrie chirální buňky byla optimalizována parametrickou MKP studií v explicitním řešiči LS-DYNA s materiálovým modelem reflektujícím závislost odezvy polymerního kompozitu na rychlosti přetvoření. Numerický model byl validován pádstrojovými experimenty na reprezentativní sadě konfigurací. Z dat parametrické studie byl odvozen regresní vztah mezi relativní hustotou a plateau napětím a sestavena návrhová mapa, která spolu s iterativním postupem umožnila analyticky stanovit parametry funkčního vzorku rohové jednotky.

Funkční vzorek byl vyroben technologií FFF a jeho odezva při simulovaném nárazu byla ověřena MKP simulací. Práce přináší kompletní metodiku návrhu a validace tištěného absorbér pro jednorázové použití – od výběru materiálu a topologie přes parametrickou MKP studii a regresní analýzu po experimentální verifikaci a iterativní dimenzování funkčního vzorku.

KLÍČOVÁ SLOVA

absorbér kinetické energie, aditivní výroba, mřížková struktura, LS-DYNA, PA12CF15

ABSTRACT

This diploma thesis addresses the development of an additively manufactured kinetic-energy absorber for cushioning the impact of a 70 kg payload airdropped by parachute. The objective of the work is to design a modular absorber composed of four corner units that, at an impact velocity of approximately $5.4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, limits the peak transmitted acceleration of the payload to below 15 g.

The absorber is formed by an internal lattice structure printed by fused filament fabrication (FFF) from polyamide reinforced with short carbon fibres (PA12CF15). Four candidate lattice topologies were first compared by quasi-static compression tests and dynamic drop-tower tests using a unified test methodology; the chiral topology was selected for the functional prototype owing to its stable plateau stress and favourable ratio of absorbed energy to mass. The mechanical response of the printed material was characterised by tensile tests at several strain rates covering both the quasi-static and the dynamic regime.

The geometry of the chiral cell was optimised through a parametric finite-element study in the explicit solver LS-DYNA, employing a material model that reflects the rate-dependent response of the polymer composite. The numerical model was validated by drop-tower experiments on a representative set of configurations. A regression relation between relative density and plateau stress was derived from the parametric study data and combined with a design map, which together with an iterative procedure enabled analytical sizing of the corner-unit functional prototype.

The functional prototype was manufactured by FFF and its response under simulated impact was verified by an FE simulation. The thesis delivers a complete methodology for the design and validation of a printed single-use absorber – from material and topology selection through a parametric FE study and regression analysis to experimental verification and iterative sizing of the functional prototype.

KEYWORDS

kinetic energy absorber, additive manufacturing, lattice structure, LS-DYNA, PA12CF15

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOLÁŘ, Dominik. *Aditivně vyráběný absorbér kinetické energie pro ochranu citlivého nákladu*. Online, diplomová práce. Daniel KOUTNÝ (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2026. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/174186>.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu doc. Ing. Danielovi Koutnému, Ph.D. za všechny rady a pomoc během práce na tomto tématu. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mi pomohli s realizací experimentálních měření. Nakonec bych rád poděkoval své rodině za podporu během celého studia, bez které by to nebylo možné.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením doc. Ing. Daniela Koutného, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

Dále prohlašuji, že jsem při zpracování této práce využil pomocných nástrojů umělé inteligence modelu Claude od firmy Anthropic, které mi posloužily k podpoře při vyhledávání odborných publikací, zpracování dat a jazykové korektuře textu.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	15
2.1	Rešeršní metody	15
2.2	Rešerše na stav techniky	16
2.3	Shrnutí hlavních zjištění	28
2.4	Identifikace novosti a příležitostí	30
3	CÍLE PRÁCE	31
3.1	Vymezení problému	31
3.2	Cíle vývoje	32
4	KONCEPČNÍ NÁVRH	33
4.1	Stanovení okrajových podmínek a kritérií návrhu	33
4.2	Návrh parametrů absorbéru	34
4.3	Výběr struktury	37
4.4	Výběr materiálu	39
4.5	Kvazistatická kompresní zkouška topologií	40
4.6	Dynamická páдостrojová zkouška kandidátních topologií	44
5	PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH	50
5.1	Matematický model	50
5.2	Parametrická studie geometrie struktury Chiral	58
5.3	Experimentální verifikace parametrické studie	64
6	DETAILNÍ NÁVRH	70
6.1	Konstrukční návrh	70
6.2	Hodnocení klíčových parametrů	82
6.3	Odhad výrobních nákladů a objemu výroby	83
7	ZÁVĚR	84
8	VÝSLEDEK VÝZKUMU PODLE RIV	86

9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	87
10	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	91
10.1	Seznam zkratek	91
10.2	Seznam symbolů a veličin	92
11	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	94
12	SEZNAM TABULEK	97
13	SEZNAM PŘÍLOH	98

1 ÚVOD

Shoz citlivého nákladu s padákem představuje nákladově efektivní způsob doručení materiálu do těžko přístupných oblastí. Tento způsob přepravy je využíván vojenskými výsadečnými jednotkami i civilními humanitárními organizacemi a uplatňuje se zejména tehdy, když pozemní doprava není možná nebo dostatečně rychlá. Navzdory zpomalení padákem dosahuje náklad při dopadu na zem zbytkové rychlosti v řádu jednotek metrů za sekundu, což generuje krátkodobá zrychlení dosahující řádově desítek g. Citlivá zařízení – elektronické přístroje, optické systémy nebo diagnostická technika – mohou být těmito zrychleními trvale poškozena nebo rozladěna. Mezi náklad a dopadovou plochu se proto vkládá tlumicí prvek, jehož úkolem je přeměnit kinetickou energii nákladu na řízenou deformační práci a snížit přenášené špičkové zrychlení pod hranici přípustnou pro chráněné zařízení.

Pro tlumení dopadu se v současné praxi využívají především polymerní pěny, hliníkové voštinové panely a tenkostěnné kovové trubky. Tato řešení jsou osvědčená a sériově dostupná, jejich mechanickou odezvu – hladinu plateau napětí, tuhost a deformační dráhu – však nelze při návrhu přesně předepsat. Vlastnosti pěn vyplývají ze stochastické vnitřní geometrie vznikající při napěňování, voštinové panely a tenkostěnné trubky jsou vázány na omezený sortiment polotovarů a jejich charakteristika se ladí především změnou tloušťky stěny nebo rozměru profilu. Pro úlohu s konkrétně definovanou hmotností nákladu, dopadovou rychlostí a přípustným přetížením je proto výhodné použít absorbér, jehož mechanické parametry lze cíleně navrhovat již na úrovni vnitřní geometrie – což přirozeně splňují mřížkové struktury vyráběné aditivní technologií.

Aditivní výroba a rozsáhle zkoumané mřížkové struktury nabízejí cestu, jak omezení současných řešení překonat. Mřížková architektura umožňuje cíleně řídit poměr tuhosti a hmotnosti, navrhovat strukturu s definovaným plateau napětím a přizpůsobit její mechanickou odezvu konkrétním provozním podmínkám. Aditivní výroba zároveň umožňuje vyrábět vnitřní geometrii, kterou klasické technologie nedokáží zhotovit, a otevírá prostor pro modulární řešení složená z menších segmentů, kde lze rozměry absorbéru přizpůsobit konkrétnímu nákladu pouhou změnou počtu a rozložení segmentů.

Cílem této diplomové práce je navrhnout, dimenzovat, vyrobit a experimentálně ověřit aditivně vyráběný modulární absorbér kinetické energie pro ochranu citlivého nákladu o hmotnosti 70 kg shozu s padákem. Absorbér má při dopadu zajistit snížení maximální hodnoty tíhového zrychlení pod 15 g a být vyrobitelný v segmentech, jejichž rozměry jsou voleny s ohledem na limity tiskové komory běžně dostupných FFF tiskáren. Práce vzniká na Ústavu konstruování FSI VUT v Brně ve spolupráci s Univerzitou obrany a Armádou České republiky, která definuje vstupní parametry úlohy.

Přínos práce spočívá ve sjednoceném experimentálním a numerickém porovnání čtyř kandidátních mřížkových topologií (CRRAH, C-Corrugated-2, HexagonalHoneycomb a HybridChiral) vyrobených z kompozitního filamentu PA12CF15, v kalibraci materiálového modelu reflektujícím závislost odezvy polymerního kompozitu na rychlosti přetvoření na základě tahových zkoušek při sedmi rychlostech přetvoření, v sestavení parametrické MKP studie 21 konfigurací v explicitním řešiči LS-DYNA validované experimentem na šesti konfiguracích, a v odvození regresního vztahu a návrhové mapy, ze kterých je iterativně dimenzována rohová jednotka funkčního vzorku absorbéru.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Rešeršní metody

Aby absorbér správně plnil svou funkci a byl využit plný potenciál mřížkových struktur, bylo nutné provést systematickou rešerši k zjištění všech možných ovlivňujících faktorů. Nejdříve bylo potřeba provést rešerši konstrukcí absorbérů, což zahrnovalo patentovou rešerši kvůli tomu, jestli nebude nalezena shoda s již zkonstruovaným absorbérem energie z mřížkových struktur. Zároveň rešerše konstrukcí absorbérů posloužila jako inspirace k nalezení optimálního topologie konstrukce.

Poté bylo třeba z velkého množství struktur nalézt správný typ s co největším absorpčním účinkem, ale zároveň aby se daná struktura nehroutila během běžné manipulace ještě před shozem z letadla.

Protože je výroba a testování struktur poměrně ekonomicky a časově nákladná, tak aby nemuselo být vyráběno velké množství fyzických vzorků pro testování, je vhodné provést simulace metodou konečných prvků. Simulace mřížkových struktur jsou náročné na výpočetní výkon, a tudíž by bylo vhodné najít zjednodušený model pro jejich simulaci. Otázky pro systematickou rešerši byly sestaveny následovně:

1. Jaké jsou konstrukce absorbérů kinetické energie?

Rešerše konstrukcí absorbérů energie.

2. Jaké mřížkové struktury jsou vhodné pro absorpci kinetické energie při nárazu?

Na výběr je velké množství druhů struktur. Je třeba vybrat vhodnou pro absorpci kinetické energie.

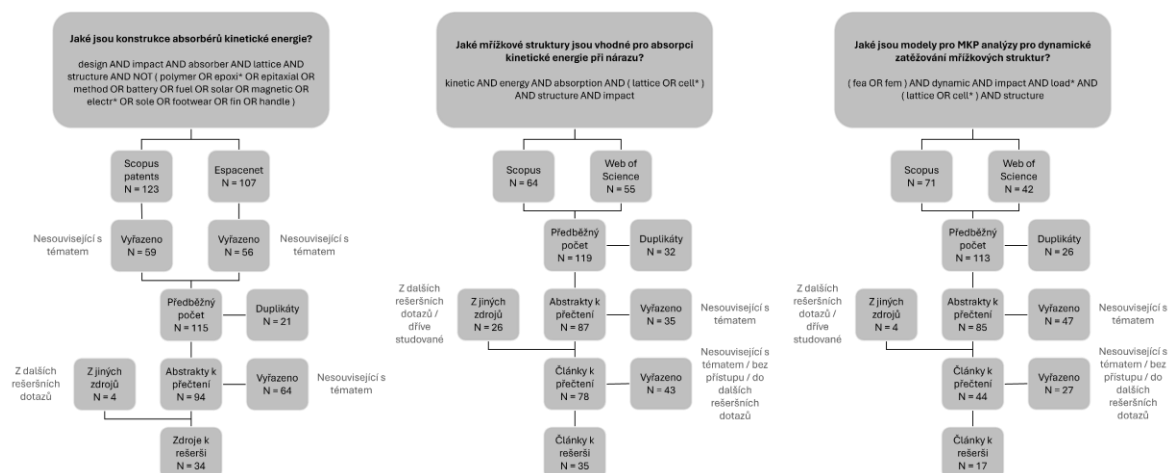
3. Jaké jsou modely pro MKP analýzy pro dynamické zatěžování mřížkových struktur?

Numerické simulace mřížkových struktur jsou náročné na výpočetní výkon. Bylo by vhodné najít zjednodušený nebo homogenizovaný model pro zrychlení výpočtu.

Z výše uvedených dotazů byly sestaveny rešeršní dotazy pomocí klíčových slov pro databáze Scopus, Web of Science, Google Scholar a Espacenet. Ty byly z obecných dotazů zpřesňovány do konkrétních podob uvedených níže v Tab. 2-1. V rámci rešerše byly také přijaty prameny, které nebyly nalezeny přímo pomocí rešeršních dotazů, ale byly vyhodnoceny jako relevantní. Zároveň byly také vyřazeny prameny nalezené pomocí rešeršních dotazů, ale nesouvisející s tématem. Celý proces popisuje sestavený PRISMA diagram zobrazen na Obr. 2-1.

Tab. 2-1 Seznam rešeršních dotazů.

Rešeršní dotaz 1	design AND impact AND absorber AND lattice AND structure AND NOT (polymer OR epoxi* OR epitaxial OR method OR battery OR fuel OR solar OR magnetic OR electr* OR sole OR footwear OR fin OR handle)
Rešeršní dotaz 2	kinetic AND energy AND absorption AND (lattice OR cell*) AND structure AND impact
Rešeršní dotaz 3	(fea OR fem) AND dynamic AND impact AND load* AND (lattice OR cell*) AND structure



Obr. 2-1 Sestavený PRISMA diagram.

2.2 Rešerše na stav techniky

2.2.1 Mechanika pádu a nárazu

Pro správný návrh absorbérů je třeba nejdříve znát jaké jevy a síly působí na přepravovaný náklad při pádu a během nárazu. Rovnice použité v této podkapitole byly čerpány z článku [1]. Pohyb tělesa při svislém pádu v gravitačním poli lze popsat pomocí Newtonova druhého zákona. Při volbě souřadnice $x(t)$ jako výšky nad zemí a kladného směru vzhůru je rovnice pohybu dána vztahem

$$m\ddot{x}(t) = -mg - F_d(t), \quad (1)$$

kde m je hmotnost tělesa, $\ddot{x}(t)$ druhá derivace polohy dle času, g gravitační zrychlení a $F_d(t)$ odporová síla prostředí – vzduchu. Odporová síla je poté vyjádřena jako

$$F_d(t) = \frac{1}{2} \rho C A(t) \dot{x}(t) \cdot |\dot{x}(t)|, \quad (2)$$

kde ρ je hustota vzduchu, C součinitel odporu, $A(t)$ efektivní plocha tělesa – padáku a $\dot{x}(t)$ první derivace polohy dle času. Dosazením do rovnice pohybu vzniká nelineární diferenciální rovnice

$$\ddot{x}(t) = -g - \frac{1}{2m} \rho C A(t) \dot{x}(t) \cdot |\dot{x}(t)|. \quad (3)$$

Pro numerické řešení je rovnice pohybu převedena do soustavy diferenciálních rovnic prvního řádu s počátečními podmínkami:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= v(t), & x(0) &= x_0, \\ \dot{v}(t) &= -g - \frac{1}{2m} \rho C A(t) v(t) \cdot |v(t)|, & v(0) &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Integrace pohybových rovnic je ukončena při splnění podmínky dopadu

$$x(t_{dopad}) = 0, \quad (5)$$

kde t_{dopad} je čas dopadu tělesa na zem.

Dle [1] je efektivní plocha odporu uvažována jako časově proměnná veličina, která simuluje proces otevření padáku. Plocha $A(t)$ je definována po částech:

$$A(t) = \begin{cases} A_b, & t < t_g, \\ A_b + \frac{A_p - A_b}{t_{open}} (t - t_g), & t_g \leq t \leq t_g + t_{open}, \\ A_p, & t > t_g + t_{open}, \end{cases} \quad (6)$$

kde A_b je plocha tělesa před otevřením padáku, A_p plocha plně otevřeného padáku, t_g čas zahájení otevření padáku a t_{open} doba otevírání padáku.

Vyřešením soustavy rovnic (4) je možné dostat dopadovou rychlost

$$v_{dopad} = |v(t_{dopad})|. \quad (7)$$

Kinetická energie tělesa při dopadu je dána vztahem

$$E_k = \frac{1}{2} m v_{dopad}^2. \quad (8)$$

Tato energie představuje vstupní energetickou hodnotu, kterou absorbér musí při dopadu tělesa na zem absorbovat.

Maximální přípustná síla [2], která může působit na těleso při požadovaném maximálním zrychlení bez poškození, se určí ze vztahu

$$F = ma^*, \quad (9)$$

kde a^* je maximální kritická hodnota zrychlení (zpomalení).

2.2.2 Mechanismy absorbování energie nárazu

Absorbování energie nárazu je proces, při kterém se kinetická energie pohybujícího se tělesa přeměňuje na jiné formy energie – především teplo, práci plastické deformace a fraktury – za účelem snížení přenášených sil a ochrany chráněného objektu. Klíčové aplikace zahrnují deformační zóny v automobilovém průmyslu, zabudované struktury a přistávací podvozky v letectví, ochranné prvky vojenských vozidel a balení citlivého nákladu [3]. Cílem návrhu absorbéru je přeměnit maximum vstupní kinetické energie na nevratnou (disipativní) energii řízeným a předvídatelným způsobem, při dodržení čtyř základních principů: nevratná přeměna energie, řízená a předvídatelná odezva, maximální využití deformačního zdvihu a nízká hmotnost struktury [3].

Z fyzikálního hlediska disipují materiály a struktury kinetickou energii nárazu několika různými mechanismy [3], jejichž zastoupení závisí na materiálu, geometrii a režimu zatížení. Klíčové mechanismy jsou:

- plastická deformace – primární a nejefektivnější mechanismus u tvárných kovových a polymerních struktur, kde dochází k trvalé změně tvaru pohybem dislokací v krystalické mřížce (u kovů) nebo přestavbou makromolekulárních řetězců (u polymerů); u tenkostěnných trubek a buněčných struktur se projevuje jako progresivní skládání, štěpení nebo laterální stlačování [4, 5];
- tření – disipativní mechanismus mezi povrchy buněčných stěn, mezi záhyby složených struktur a na rozhraní výplně a obvodové stěny u pěny plněných trubek; oproti součtu energií prázdné trubky a samostatné pěny může interakční efekt mezi výplní a stěnou u pěny plněných trubek zvýšit celkovou absorbovanou energii [6, 7];
- řízený lom (fraktura) – primární mechanismus u kompozitních a keramických absorbérů, kde delaminace, fraktura vláken a matrice nebo fragmentace tvoří nové povrchy a disipují energii [8];
- viskoelastické tlumení – vnitřní tření na molekulární úrovni u polymerů, pěn a elastomerů; rychlostně závislý mechanismus klíčový pro opakovaně použitelné absorbéry, kde nesmí docházet k trvalému poškození [9].

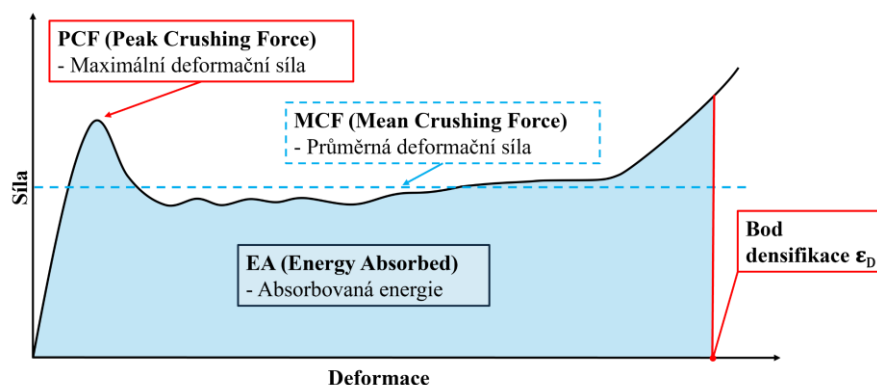
Pro kvantifikaci a vzájemné srovnání absorpční účinnosti různých struktur se používá soubor standardizovaných parametrů [4, 5], shrnutých v Tab. 2-2 a zobrazených na Obr. 2-2.

Tab. 2-2 Standardizované metriky pro hodnocení absorbérů energie nárazu.

Parametr	Definice	Vzorec
x_D	Deformace na začátku densifikace (konec plateau fáze)	Deformace pro hodnotu síly $1,05 \cdot PCF$
EA	Celková absorbovaná energie	$EA = \int_0^{x_D} F(x) dx$
SEA	Specifická absorbovaná energie (na jednotku hmotnosti)	$SEA = \frac{EA}{m}$
MCF	Průměrná deformační síla	$MCF = \frac{EA}{x_D}$
PCF	První lokální vrchol reakční síly po elastické fázi	$PCF = \text{první lok. max } F(x), x < x_D$
CFE	Účinnost deformační síly (Crush Force Efficiency)	$CFE = \frac{MCF}{PCF}$

Ideální absorbér má vysoké hodnoty SEA a CFE a nízkou hodnotu PCF – tedy absorbuje co nejvíce energie na jednotku hmotnosti při stabilním průběhu síly bez výrazných špiček, které by mohly překročit přípustné přetížení chráněného objektu [3].

V kontextu absorpčních struktur se v literatuře setkáváme se dvěma odlišnými interpretacemi parametru PCF. Pro tenkostěnné kovové trubky je PCF typicky globálním maximem reakční síly – odpovídá plastickému kolapsu stěny při tvorbě prvního záhybu a po něm následuje plateau fáze s nižšími silami [4, 5]. U buněčných struktur (pěny, voštinové a mřížkové struktury), které vykazují rostoucí plateau fázi, je nutné PCF interpretovat odlišně – jako první významný lokální peak reakční síly po elasticko-plastickém přechodu, který slouží jako referenční hladina plateau fáze [9, 10]. Globální maximum $F(x)$ v takovém případě spadá až do densifikační oblasti, která ovšem nereprezentuje aktivní absorpční odezvu struktury, nýbrž zhuštění materiálu do plné hustoty, a proto je z hlediska návrhu absorbéru nerelevantní [10]. V této práci je PCF konsistentně určováno jako první lokální vrchol σ - ϵ křivky.

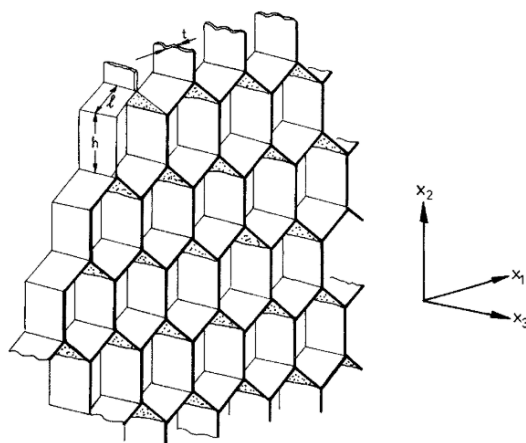


Obr. 2-2 Zobrazení hlavních metrik používaných v této práci.

Deformace na začátku densifikace ε_D určuje konec efektivní plateau fáze a počátek strmého růstu napětí v důsledku zhuštění buněčné struktury [10]. Pro potřeby této práce je ε_D určována jako bod, kde reakční síla (resp. napětí) poprvé překročí hodnotu $1,05 \cdot PCF$ – tedy okamžik, kdy struktura opouští plateau fázi.

2.2.3 Konstrukce absorbérů nárazu

Jedním z nejpoužívanějších typů absorbérů nárazu jsou konstrukce z tenkostěnných profilů např. kruhových či hranatých trubek nebo honeycomb (voštinových) profilů. Tenkostěnné profily jsou jednoduché na výrobu a stejně jako mřížkové struktury se mohou velmi dobře plasticky deformovat, a tím absorbovat značnou část energie z nárazu. Trubky je možné zatěžovat buď kolmo na průřez tzv. „out-of-plane“ nebo v rovině průřezu tzv. „in-plane“. Při zatěžování kolmo na průřez mají profily mnohem větší tuhost kvůli tomu, že je nutná axiální deformace stěn profilů [10].



Obr. 2-3 Zatížení ve směrech X1-X2 in-plane; směr X3 out-of-plane [10].

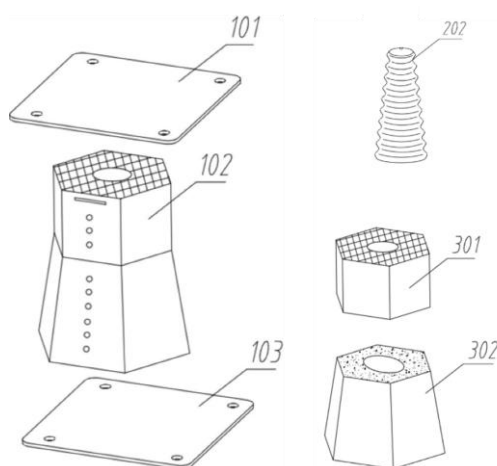
Trubkové profily mají nevýhodu při zatěžování pod úhlem, kdy dochází k velké ztrátě účinnosti absorpce. V tomto mají výhodu mřížkové struktury a pěny, u kterých nezáleží na směru zatěžování a absorbují energii ze všech směrů [10].

Absorbéry z trubkových profilů jsou používány hlavně v odvětví automotive. Použil je např. Rooppakhun ve své práci [11] pro návrh absorbéru čelního nárazu pro formuli student, kde zjistil že zvyšováním počtu trubek a zvětšováním tloušťky stěny dosáhne zvýšení celkové absorbované energie.

Nasim ve své práci [12] zase využil mřížkových struktur pro nahrazení polystyrenové výplně motorkářské helmy. Dosáhl zvýšení absorbované energie oproti původní výplni. Zlepšení dosáhl hlavně při šikmém nárazu, kde díky absorbování nárazu ve všech směrech nedošlo k tak velké rotaci hlavy a tím došlo ke zmírnění poškození. Strukturovaná výplň měla ovšem vyšší hmotnost, což lze optimalizovat ostatními parametry helmy.

Schröder se ve své práci [13] zabýval návrhem polštáře pro absorpci nárazu vesmírného modulu. Srovnával prutové struktury z nerezové oceli, hliníkové slitiny a titanové slitiny s honeycomb strukturami z hliníkových folií. Pro prutové struktury se stala jediným použitelným materiálem nerezová ocel, protože jako jediná měla dostatečnou tažnost. Struktury z ostatních materiálů se při nárazu lámaly. Při srovnání mezi pruty a honeycomb strukturami bylo možné pozorovat podobné vlastnosti co se absorpce energie týče s tím, že honeycomb struktury si vedly o něco lépe. Prutové struktury mají ovšem výhodu v tom, že je lze vyrobit v libovolných tvarech hlavně pro malé zatížení, kdy začíná být výroba voštin komplikovaná.

V patentu z Univerzity Huaqiao [14] je využito všech tří typů konstrukcí dohromady pro maximalizaci absorpčního efektu. V patentu je zařízení pro náhradu trubkových absorbérů ve vozidlech pro ochranu osob při nárazu. V absorbéru je využito jádro z vlnité trubky, tělo, které je vyplněno nejdříve několika honeycomb strukturami a poté mřížkovou strukturou. Vnější obálku tvoří titanová slitina. Konstrukce je zobrazena na Obr. 2-4.



Obr. 2-4 Patent absorpčního boxu; (101,103) podstavové plechy; (102) absorpční tělo; (202) měchová trubka; (301) odstupňované honeycomb struktury; (302) mřížková struktura [14].

2.2.4 Absorpce kinetické energie a mřížkové struktury

Komponenty pro absorpci kinetické energie jsou potřeba hlavně k ochraně osob nebo zboží, kde hrozí jejich zranění či poškození náhlým zrychlením či zpomalením. Limitní zrychlení, které je chráněný objekt schopen vydržet se často udává v násobcích gravitačního zrychlení g a jeho hodnoty jsou uvedeny v Tab. 2-3. Aby došlo k ochránění objektu musí absorbér plynule pohltit kinetickou energii objektu [2].

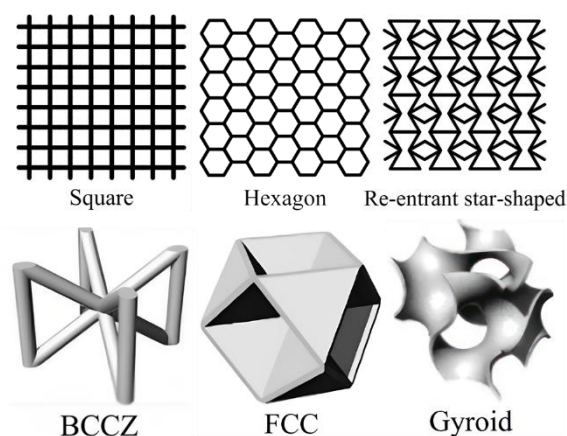
Tab. 2-3 Typické hodnoty limitního zrychlení a^* pro příklady chráněného nákladu [2].

Objekt	Limitující g -hodnota, a^*
Lidské tělo, trvalé zrychlení	5–8

Citlivé přístroje; gyroskopy	15–25
Optické a rentgenové vybavení	25–40
Počítačové displeje, tiskárny, pevné disky	40–60
Lidská hlava, doba kontaktu 36 ms	55–60
Stereá, televizní přijímače, disketové mechaniky	60–85
Domácí spotřebiče, nábytek	85–115
Obráběcí stroje, motory, podvozky nákladních a osobních vozidel	115–150

K tomu dochází při přeměně např. na teplo plastickou deformací. Při elastické deformaci by sice došlo nejdříve k pohlcení nárazu, ale při následném navrácení do původního tvaru by opět došlo k přeměně kin. energie na zrychlení. Pro efektivní pohlcení nárazu je tedy nutné, aby se absorbér dobře plasticky deformoval předem určenou rychlostí [3].

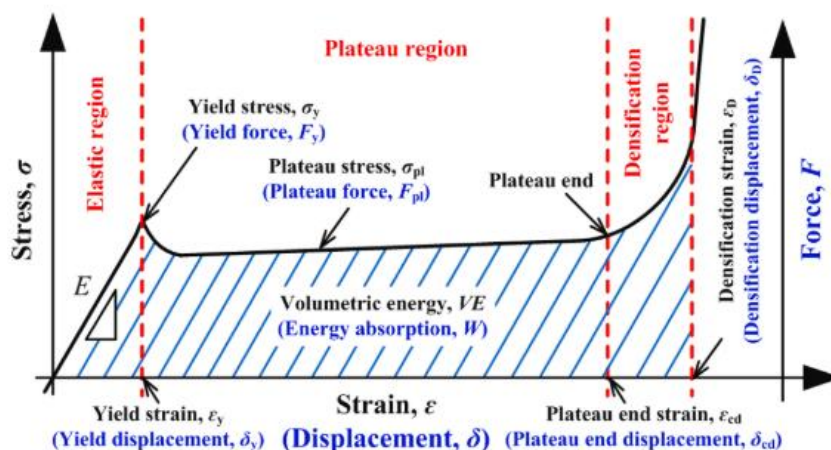
K tomuto jsou velmi výhodné pěny a mřížkové struktury, jelikož díky jejich nízkým relativním hustotám mají možnost velké deformace. Zároveň také vždy nemusí být předem jasný směr nárazu, a proto je nutné mít možnost absorbovat náraz z jakéhokoliv směru [10]. Díky nízké relativní hustotě jsou součásti tvořené těmito strukturami velmi vhodné pro užití, kde je nutné zajistit nízkou hmotnost, ale dostatečnou tuhost. Mezi další vlastnosti těchto struktur patří vysoká hodnota disipace energie při jejich deformaci. To z nich dělá skvělé adepty na tvorbu ochranných absorbérů nárazu. Mřížkových struktur je mnoho typů, které je možno rozdělit do dvou skupin dle toho, zda jsou tvořeny pruty (mikro-prutové soustavy), či stěnovými prvky (TPMS, honeycomb, voštiny). Příklady struktur jsou uvedeny na Obr. 2-5.



Obr. 2-5 Příklady typů mřížkových struktur [15].

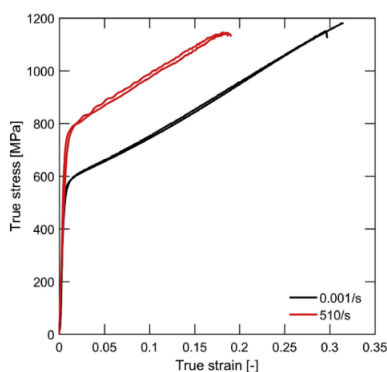
Na Obr. 2-6 je zobrazen průběh závislosti napětí na přetvoření při kompresi mřížkových struktur. Křivku je možno rozdělit na 3 oblasti. Elastická oblast, kde je deformace vratná, plateau oblast, což je hlavní část pro absorpci energie a oblast densifikace (zhutnění), kde už k absorbování energie nedochází. Jelikož je absorbovaná energie rovna ploše pod křivkou,

je pro co největší absorpci energie žadané, aby struktura měla co nejvyšší hodnotu plateau stress a co největší možnost přetvoření [2].



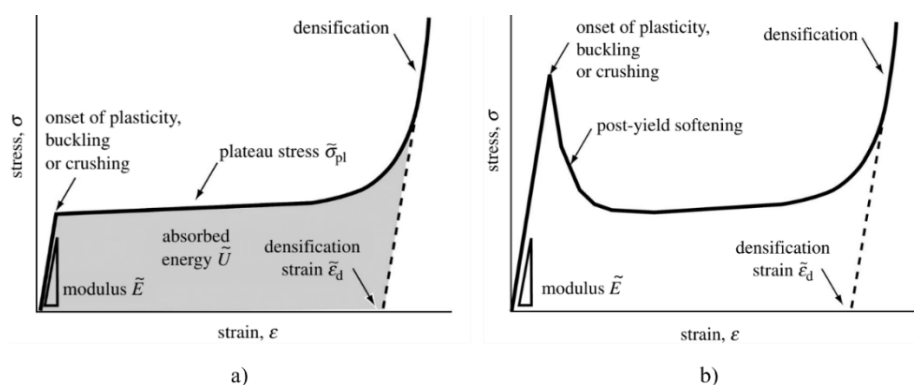
Obr. 2-6 Typická závislost napětí-přetvoření mřížkových struktur při kompresi [15].

Hodnota plateau stress ukazuje, jak velké napětí daná struktura vydrží, aniž by se začala deformovat. Na to má vliv více faktorů jako je základový materiál struktury, topologie buňky, tloušťka prutů či stěn anebo např. rychlost zatěžování. Na Obr. 2-7 je zobrazena reakce základového materiálu struktur na rychlost zatěžování. Můžeme vidět, že při větší rychlosti zatěžování znatelně roste pevnost struktury. V práci [16] bylo zjištěno že při zvýšení rychlosti přetvoření z 10^{-3} s^{-1} na 10^3 s^{-1} vzrostla pevnost struktury asi o 30 %.



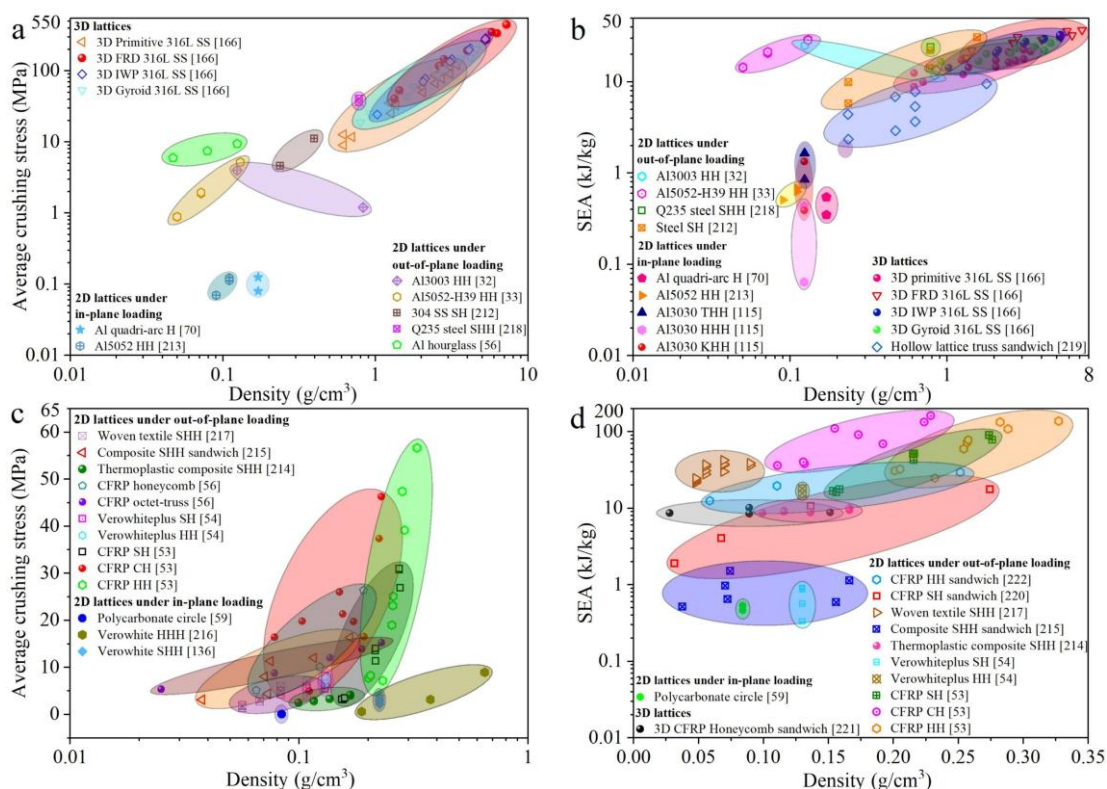
Obr. 2-7 Zobrazení citlivosti základového materiálu na rychlost přetvoření [16].

Prutové struktury můžeme rozdělit na dva typy dle stylu jejich deformace na „bending-dominated“ (ohybově dominantní), kdy se jednotlivé pruty při deformaci ohýbají a „stretch-dominated“ (tahově dominantní), kdy se pruty natahují. Rozdíl je v tom, že struktury s tahově deformovanými pruty mají vyšší pevnost a jsou vhodné pro aplikace kde není žádoucí jejich mačkání. Struktury s ohýbanými pruty mají zase nízkou pevnost a hladký přechod mezi elastickou a plastickou deformací, díky čemuž jsou vhodné pro tvorbu absorbérů nárazu [17].



Obr. 2-8 Průběh napětí-přetvoření pro různé deformační styly; (a) bending-dominated; (b) stretch-dominated [17].

Dobry přehled o chování struktur poskytuje review článek [15], který obsahuje velké množství článků s testovanými strukturami a také uvádí velký srovnávací diagram struktur dle SEA (Specific Energy Absorption), která je definovaná jako pohlcená energie na jednotku hmotnosti, a hustoty struktury. Je zobrazen na Obr. 2-9.

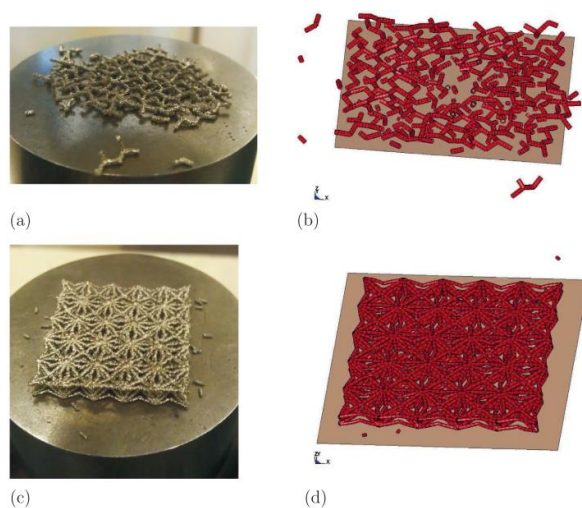


Obr. 2-9 (a) Průměrné drtivé napětí kovových mřížkových struktur, (b) Měrná pohlcená energie kovových mřížkových struktur, (c) Průměrné napětí při drcení nekovových mřížkových struktur, (d) Měrná pohlcená energie nekovových mřížkových struktur [15].

2.2.5 Simulace MKP

Kvůli komplexní geometrii mřížkových struktur je jejich simulování metodou konečných prvků velmi výpočetně náročné. Proto se zpravidla simuluje pouze malý úsek struktury, aby došlo ke snížení výpočetního času.

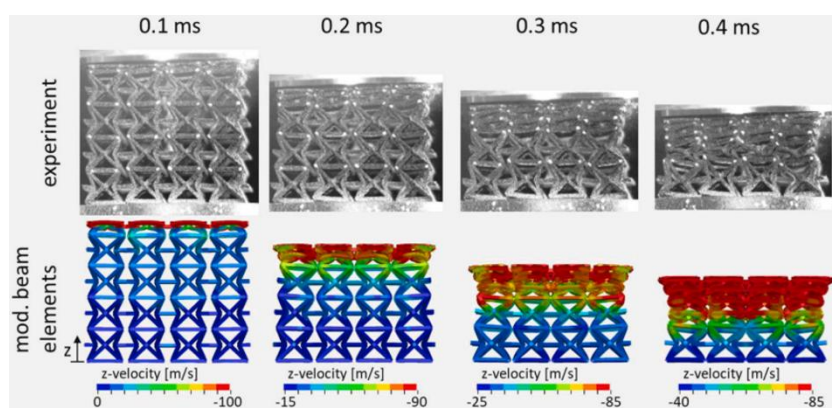
Ozdemir se ve svém výzkumu [18] zabýval simulací dynamických nárazů prutových struktur typu diamond a re-entrant cube z materiálu Ti6Al4V pomocí softwaru LS-DYNA. Bylo využito plného 3D modelu geometrie a kvůli výpočtové náročnosti byly využity 3D Timoshenko beam elementy s plasticitou a možností velkých deformací. V numerickém modelu jsou uvažovány hlavní mechanismy porušení mřížkových struktur, jako je plasticita, vzpěr a křehké smykové porušení. Aby se zohlednila plasticita, je do modelu zaveden materiálový model vztahující se k Von Misesově podmínce kluzu s izotropním deformačním zpevněním. V modelu je použito kritérium porušení na základě plastické deformace, kdy je prvek odstraněn, když všechny integrační body tloušťky dosáhnou definované deformace. Hodnota efektivního přetvoření pro selhání struktura byla určena 0,3. Vzpěr je zohledněn aktivováním geometrické nelinearity. Byla také provedena analýza citlivosti sítě pro zajištění konvergence a bylo zjištěno že je třeba alespoň 5 prvků na délku prutu s velikostí 0,543 a 0,433 mm pro různé typy buněk. Analýza nízko rychlostního a vysoko rychlostního nárazu zabrala 20 resp. 5 hodin na čtyřjádrovém 64bitovém PC s 2 GB pamětí. Nejprve bylo využito implicitního schématu řešení, ale kolem stlačení 1 mm došlo k numerickým chybám ve výpočtu, a proto bylo použito explicitního řešiče s hmotnostním škálováním. Na Obr. 2-10 je zobrazena dobrá shoda experimentu se simulací pro statické zatěžování.



Obr. 2-10 Porovnání statického experimentu se simulací; (a, b) buňka diamond; (c, d) buňka re-entrant cube [18].

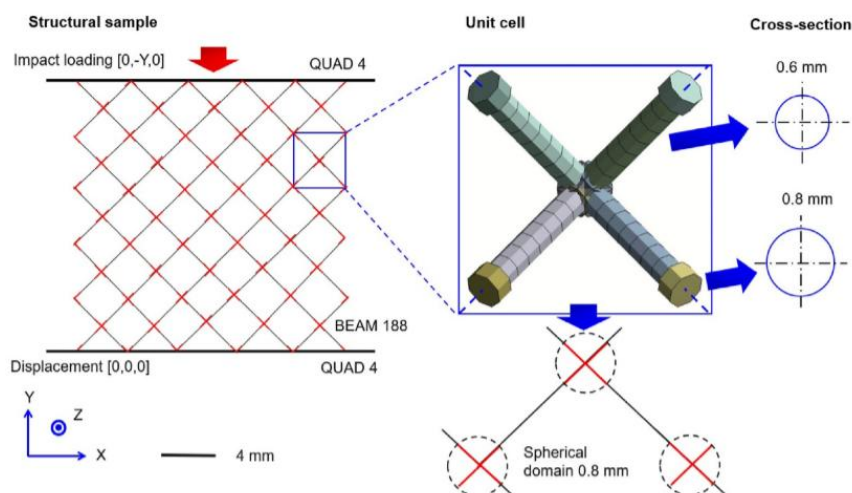
Kappe se ve své práci [19] také zabýval simulováním prutových struktur v LS-DYNA. Bylo využito Hughes-Liu beam elementů s využitím dvou předpokladů: kvůli překrývajícím se oblastem v geometrii blízko uzlů je v uzlech zvětšen objem a zvýšena hmotnost; případná omezení způsobená kumulací materiálu v oblastech kolem uzlů nejsou brána v potaz. Při

srovnání simulace s experimenty tyto předpoklady způsobily chybu menší než 10 %, což bylo bráno za přijatelnou chybu. Protože v realitě dochází k deformaci prutů mezi uzly, byl pro pruty použit elasticko-plastický materiálový model a pro uzly lineárně elastický model. V uzlech byla poté přiřazena nekonečná pevnost, což vedlo k tomu, že se pruty deformovaly dle reálného experimentu. Byl také implementován algoritmus pro kontakt mezi pruty. Pro zohlednění velké plastické deformace v prutech se v oblasti průřezu používá více integračních bodů s využitím Gaussovy kvadratury 4×4 . Na Obr. 2-11 je zobrazeno srovnání deformace mezi experimentem a simulací. Celkově bylo dosaženo dobré shody.



Obr. 2-11 Srovnání deformace struktury mezi experimentem a simulací [19].

Červínek se ve své práci [20] zabýval simulací struktur založených na BCC a FCC pomocí modulu Explicit Dynamics v Ansys Workbench. Používal nelineární elasto-plastický materiálový model nerezové oceli 316L. Plastické chování bylo definováno Hollomonovou rovnicí. Pro geometrii využil dvou-uzlové beam elementy (BEAM 188) založené na Timoshenkově teorii. Po analýze citlivosti sítě bylo zjištěno že bylo třeba alespoň 7 prvků na délku prutu. Jak je zobrazeno na Obr. 2-12 v místě uzlů byl model upraven z průměru 0,6 mm na 0,8 mm a Youngův modul pružnosti byl v místě uzlů $10 \times$ znásoben. Byly také zahrnuty vlivy rychlosti zatěžování pomocí Cowper-Symonds konstitutivního vztahu.

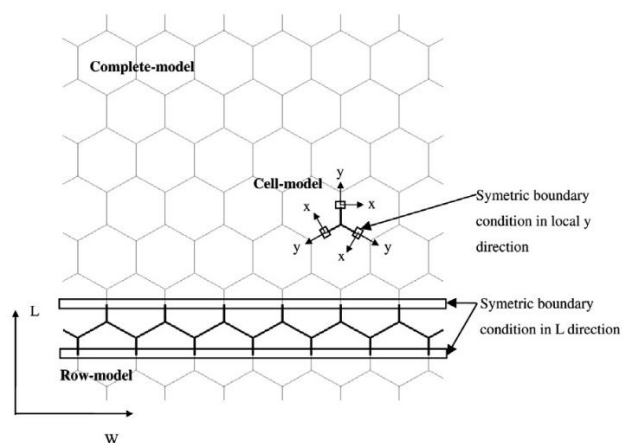


Obr. 2-12 Znáznornění kompenzace geometrických nepřesností [20].

Pro lepší shodu s experimentem byly změněny průměry CAD modelu z 0,6 na 0,55 a z 0,8 na 0,75 mm. V modelu jsou kontakty mezi pruty simulovány pouze přes osy prutů, což nereflektuje skutečnost při velkých deformacích. Proto by v dalším výzkumu měl být tento kontakt předefinován [20].

Luo se ve svém výzkumu [21] zabýval simulací nárazu na gyroidní mřížkové struktury v softwaru Abaqus. Byl sestaven izotropní elastoplastický materiálový model nerezové oceli 316L. Pro popis plastického chování materiálu byl využit Swiftův zákon o zpevnění. Pro posouzení, jestli materiál dosáhl meze kluzu je použito Von-Misesovo kritérium. Vlastnosti základového materiálu 316L byly odečteny z tahového diagramu pomocí experimentu. Pro strukturu byly využity 4-uzlové shell elementy se sníženou integrací (S4R). V modelu nebyly brány v potaz výrobní nepřesnosti, a proto v oblasti absorpce energie byla odchylka od experimentu 45 až 64 %.

Hou ve svém výzkumu [22] řešil nárazové zatížení pod úhlem na honeycomb struktury. Bylo využito softwaru Abaqus/Explicit. Model je zasítován čtyřuzlovými dvojité zakřivenými tlustými skořepinovými prvky s redukovanou integrací, finálními membránovými deformacemi, aktivním řízením hourglass modů (S4R) a 5 integračními body přes tloušťku stěny buňky. Nepřesnosti výroby byly kompenzovány jednoosým předepětím struktury o 0,1 mm. Kvůli nelinearitám byl využit modul Abaqus/Explicit, což by mělo při statickém zatěžování důsledek zdlouhavého výpočtu. Proto bylo využito hmotnostního škálování ke zkrácení časového kroku. Byl využit bilineární elasticko-plastický materiálový model. Byly využity hodnoty z experimentálního jednoosého stlačení. Byly využity 2 modely symetrie, a pro srovnání i celkový model, které jsou zobrazeny na Obr. 2-13. Co se týče přesnosti a náročnosti na výpočet, jako nejvýhodnější vyšel zjednodušený model jedné řady. Simulace byla v dobré shodě s experimentem v způsobu deformace a průběhu křivky tlaku/deformace.



Obr. 2-13 Použité modely symetrie; kompletní model, jedna řada, jedna buňka [22].

2.3 Shrnutí hlavních zjištění

V této kapitole budou zhodnoceny informace popsané v kapitole 2.2 a bude popsáno, jak budou využity pro účely návrhu absorbérů.

2.3.1 Konstrukce absorbérů

Pro účely této práce byly z přehledu typů absorbérů uvedených v předchozí kapitole vybrány mřížkové (lattice) struktury, a to z několika důvodů. Oproti stochastickým pěním a tenkostěnným trubkovým profilům umožňuje aditivní výroba mřížkových struktur detailně předepsat topologii jednotkové buňky a tím cíleně navrhnout mechanické vlastnosti – relativní hustotu, tuhost, plateau napětí, deformační mód i densifikační přetvoření – nezávisle na vnějším tvaru absorbérů. Tato relativně jednoduchá tvarovatelnost umožňuje přizpůsobit vnější geometrii prvku reálnému rozhraní s nákladem a padostrojem (libovolný obrys, gradientní hustota, lokální zesílení v rozích) bez nutnosti měnit výrobní technologii. Aditivní výroba navíc eliminuje stochastické defekty typické pro pěnové materiály a zajišťuje vyšší opakovatelnost a předvídatelnost mechanické odezvy, což je pro spolehlivý návrh ochranného prvku zásadní. Mřížková struktura tak představuje přirozenou volbu pro lehkou, modulární a opakovatelně vyrobiteľnou energii pohlcující jednotku.

Prvotní orientační návrh rozměrů absorbérů vychází z postupu popsaného v knize [2], která uvádí, jak ze známého působícího zatížení určit potřebné parametry kovových pěn pro ochranu nákladu. Ačkoli je tento postup formulován pro pěnové materiály, základní logika návrhu zůstává shodná i pro mřížkové struktury: hodnota plateau napětí struktury musí být menší než napětí, jež náklad může bezpečně přenést, aby ke deformaci absorbérů skutečně došlo a aby přetížení nákladu nepřekročilo stanovený limit. Návrhové vztahy mezi působícím zatížením, plateau napětím, plochou průřezu a minimální výškou absorbérů byly parametrizovány v prostředí Matlab, což umožňuje rychlé zhodnocení vlivu jednotlivých veličin na výslednou geometrii. Takto získaný analytický návrh bude následně validován numerickou simulací metodou konečných prvků a v závěrečné fázi experimentálně ověřen na vytištěných vzorcích. Pro výběr konkrétní topologie buňky je sestavován seznam kandidátních jednotkových buněk, z níž bude na základě dílčích kompresních zkoušek vybrána nejvhodnější struktura pro výsledný absorbér.

Z dvou základních deformačních módů mřížkových struktur představených v předchozí kapitole je pro tuto aplikaci vhodnější varianta bending-dominated (s deformací řízenou ohybem). Tento mód poskytuje hladký přechod mezi elastickou a plastickou oblastí σ - ϵ křivky a stabilní rostoucí plateau bez ostrých vrcholů reakční síly, což je z hlediska ochrany nákladu příznivé. Bending-dominated struktury navíc vykazují nižší hodnoty plateau napětí při srovnatelné relativní hustotě než stretching-dominated topologie, díky čemuž je snadnější dosáhnout cílového σ_{pl} pod hraniční hodnotou napětí, které smí být na chráněný náklad

přeneseno. Při samotném návrhu i následné simulaci je nicméně nutné zohlednit citlivost zvoleného materiálu na rychlost zatěžování – pokud vykazuje rychlostně závislé zpevnění, tato závislost vstupuje do materiálového modelu pozdější MKP simulace (viz kap. 5.1).

2.3.2 Simulace MKP

Pro simulaci impaktního zatížení mřížkových absorbérů jsou v současné praxi dominantně využívány dva simulační softwary s explicitním řešičem dynamiky – LS-DYNA (Ansys) a Abaqus/Explicit (Dassault Systèmes). Oba jsou navrženy pro úlohy s velkými deformacemi, komplexními kontakty mezi více tělesy, nelineárními materiálovými modely a krátkými časovými kroky typickými pro nárazové zatížení. Vzhledem k tomu, že FSI VUT vlastní licenci na produkty firmy Ansys, budou všechny numerické simulace v této práci provedeny v softwaru vydávaném touto firmou.

Plný 3D model celé mřížkové sestavy je výpočetně velmi náročný – typicky vede na desítky až stovky tisíc elementů na jednu opakující se buněčnou jednotku, což při nutné jemnosti časového kroku (Courantova podmínka pro nejmenší element) prodlužuje výpočet do řádů hodin až desítek hodin na běžné výpočetní stanici. Pro praktický návrh je proto vhodné simulovat pouze charakteristický výsek struktury se zavedením geometrických zjednodušení (rovinná napjatost, rovinná deformace, využití rotační či zrcadlové symetrie, opakující se buňka s periodickými okrajovými podmínkami), případně s mass scaling technikou, která uměle zvětší časový krok bez podstatného vlivu na výsledky kvazistatické a středně-rychlostní dynamiky.

Náročnost a citlivost numerického modelu na vstupní parametry se mezi typy mřížkových struktur výrazně liší. Prutové (truss-based) struktury lze efektivně modelovat pomocí 1D nebo 2D plane strain elementů a případné nepřesnosti výroby (variabilita průměru či ohybové tuhosti ramen) je snadné kompenzovat úpravou průřezu nebo škálováním materiálových konstant, čímž lze dosáhnout dobré shody mezi simulací a experimentem. Voštinové (honeycomb) struktury mají periodickou geometrii umožňující zavedení symetrických okrajových podmínek a modelování pouze opakující se buňky, což redukuje výpočetní náklady při zachování reprezentativnosti. TPMS struktury (Triply Periodic Minimal Surfaces – gyroid, primitive, diamond) jsou naopak na simulaci nejnáročnější – jejich složitá zakřivená geometrie vyžaduje jemnou diskretizaci tetraedrálními solid elementy a kalibrace modelu pro shodu s experimentem je obtížnější, neboť drobné odchylky tloušťky stěny lze parametricky kompenzovat hůře než u prutových struktur.

Pro každý typ struktury je nutné zvolit vhodný typ konečnoprvkové sítě odpovídající dominantnímu způsobu zatěžování – beam či truss elementy pro štíhlá ramena prutových mřížek, shell elementy pro tenkostěnné voštiny a solid elementy pro objemové TPMS oblasti. Materiálový model musí zachytit nelineární plastické chování a také citlivost na

rychlost deformace, neboť plateau napětí, mez kluzu i deformace na začátku densifikace se při dynamickém zatížení mohou výrazně lišit od kvazistatických hodnot.

2.4 Identifikace novosti a příležitostí

Hlavním motivem této práce je požadavek armády na spolehlivou ochranu citlivého nákladu při výsadkovém shozu padákem. Při dopadu na zem dochází k rázovému zatížení, kterému musí být chráněn obsah přepravované sestavy – typicky elektronická a zdravotnická zařízení, optika, komunikační prostředky, munice citlivá na otřesy nebo balené potraviny. Provedená rešerše ukázala, že pro tuto kombinaci požadavků – přesně laditelná ochrana v konkrétním rozsahu hmotnosti nákladu a dopadové rychlosti, přizpůsobitelná konkrétnímu druhu nákladu – existuje v dostupné odborné literatuře prostor pro nové řešení.

Aplikační oblast vojenského shozu nákladu klade na ochranné prvky vysoké nároky na spolehlivost a předvídatelnost odezvy. Pro tuto cílovou skupinu má proto smysl řešení, které je možné navrhnout přesně na míru konkrétní potřebě, nikoli pouze využít existující univerzální obal. Mřížkový absorbér z polymerního materiálu vyrobený aditivní technologií tyto požadavky splňuje hned několika cestami: topologie jednotkové buňky a její parametry lze cíleně volit pro požadovanou hladinu plateau napětí, rozměry segmentu lze přizpůsobit konkrétnímu obrysu a hmotnosti nákladu a aditivní výroba umožňuje jednoduchou změnu geometrie kus od kusu bez výrobních úprav. Modulární stohované uspořádání dále umožňuje též typ struktury použít pro různé velikosti a hmotnosti nákladu pouhou změnou počtu a rozložení segmentů.

Příležitostí přesahující armádní využití je široká uplatnitelnost stejného principu ve všech odvětvích, kde je nutné chránit náklad před rázem. Mezi typické příklady patří přepravní obaly pro citlivá zdravotnická a vědecká zařízení, ochranné prvky v automobilovém a leteckém průmyslu, humanitární doprava zásob do oblastí postižených katastrofami, kde shoz padákem představuje jedinou dostupnou cestu, a logistika exportu drahého křehkého zboží. Navržený absorbér se tedy nemusí omezovat pouze na vojenský sektor a vytváří prostor pro širší uplatnění stejné technologie a metodiky návrhu.

3 CÍLE PRÁCE

3.1 Vymezení problému

Z kapitoly 2 vyplývá, že konvenční absorbéry (polymerní pěny, voštinové struktury, tenkostěnné kovové trubky) jsou pro ochranu citlivého nákladu nedostatečně tvarově přizpůsobitelné rozměrům konkrétního nákladu a omezeně variabilní z hlediska mechanické odezvy. Aditivně vyráběné mřížkové struktury představují cestu, jak tato omezení překonat. Tato kapitola formuluje vývojový problém vycházející z výsledků rešerše a definuje vstupní podmínky a parametry, ze kterých vychází návrh absorbérů v dalších kapitolách.

3.1.1 Specifikace

Název produktu

Aditivně vyráběný absorbér kinetické energie pro ochranu citlivého nákladu.

Specifikace zákazníka

Zákazníkem je Armáda České republiky (AČR) a Univerzita obrany (UO), které požadují vyvinutí ochranného systému pro přepravu citlivého nákladu shazovaného z letadel.

Specifikace spotřebitele

Uživatelé jsou logistické a výsadkové jednotky AČR a civilní organizace přepravující citlivý náklad shozem (vojenská logistika a humanitární operace). Požadují robustnost, snadnou montáž a demontáž a spolehlivost v náročných venkovních podmínkách.

Specifikace možného trhu, ceny a výrobních technologií

Trh tvoří vojenské i civilní systémy pro air-drop ochranu palet a kontejnerů. Sekundárně lze produkt využít jako tlumicí vložku pro transportní obaly. Cílem je nízká hmotnost a přijatelné výrobní náklady.

Preferované výrobní technologie

- LPBF (AlSi10Mg, 316L)
- FFF (plastové materiály)

Vymezení problému

Při shozu citlivého nákladu vznikají krátkodobá vysoká zrychlení při dopadu, která způsobují poškození zařízení nebo jeho rozladění. Současné absorbéry (pěny, voštiny, tenkostěnné trubky) jsou nedostatečně adaptabilní rozměrům konkrétního nákladu a omezeně variabilní z hlediska mechanické odezvy. Je třeba vyvinout modulární absorbér,

který při přímém dopadu sníží maximální tíhové zrychlení pod 15 g a bude výrobitelný aditivními technologiemi z plastového nebo kompozitního filamentu metodou FFF, případně z kovového prášku metodou LPBF. Hodnota 15 g byla převzata z Tab. 2-3 jako dolní limitní hranice zrychlení pro citlivé přístroje.

Vstupní technické podmínky

- Půdorys chráněného nákladu: 450 × 800 mm.
- Výška shozu: 300 m.
- Dopadová rychlost: 5,4 m·s⁻¹.
- Kinetická energie při dopadu: 1 021 J.
- Maximální přípustná síla na náklad: 10 300 N.
- Půdorys chráněného nákladu: 450 × 800 mm.
- Maximální přípustné tíhové zrychlení při dopadu: 15 g (147,15 m·s⁻²).
- Výrobní omezení: segmentace na panely s ohledem na limity výrobního prostoru tiskárny.

3.2 Cíle vývoje

Globální cíl práce

Navrhnout, dimenzovat a vyrobit aditivně vyráběný modulární absorbér kinetické energie, který při dopadu nákladu o hmotnosti 70 kg a půdorysu 450×800 mm zajistí snížení maximální hodnoty tíhového zrychlení pod 15 g a bude výrobitelný v segmentech s ohledem na limity tiskové plochy. Výsledky jsou ověřeny numerickou simulací sestavy s materiálovým modelem kalibrovaným na experimentálně otestovaných vzorcích struktur.

Dílčí cíle

- Navrhnout koncepci, typy vnitřní struktury a materiály absorbérů
- Navrhnout testovací vzorky pro porovnání vlastností a dimenzování absorbérů
- Navrhnout experiment, měřicí systém a ověřit vlastnosti vzorků
- Výpočtově dimenzovat a ověřit účinnost absorbérů
- Vyrobit funkční vzorek segmentu absorbérů

4 KONCEPČNÍ NÁVRH

Cílem této etapy bylo na základě vstupních podmínek z reálného měření definovat okrajové parametry dopadu, vytvořit výpočtové modely pro dimenzování absorbéru, vybrat vhodný materiál a strukturu pro konstrukci absorbéru.

4.1 Stanovení okrajových podmínek a kritérií návrhu

Na základě dat poskytnutých Univerzitou obrany byly analyzovány průběhy zrychlení a rychlosti při dopadu nákladu o hmotnosti 70 kg shazovaného padákem z výšky 300 m. Cílem bylo stanovit časový průběh pohybu, dopadovou rychlost a kinetickou energii, kterou musí absorbér pohltnout.

Numerickým řešením rovnic (4) byla pro zadané parametry letu stanovena dopadová rychlost nákladu $v_{dopad} \approx 5,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Tato hodnota je dále považována za vstupní návrhový parametr absorbéru.

Kinetická energie nákladu při dopadu byla určena pomocí vztahu pro kinetickou energii uvedeného v rešerši jako rovnice (8). Pro hmotnost nákladu $m = 70 \text{ kg}$ odpovídá tato energie hodnotě přibližně $E_k \approx 1\,021 \text{ J}$. Tato energie musí být při dopadu přeměněna na deformační práci absorbéru.

Cílovým kritériem návrhu je snížení maximální hodnoty tíhového zrychlení při dopadu pod 15 g.

Pomocí této hodnoty zrychlení se určí z rovnice (9) maximální možná síla $F = 10\,300 \text{ N}$, která může působit na náklad bez poškození. Z toho vyplývá požadavek na progresivní deformaci absorbéru bez výrazných silových špiček a špiček zrychlení. Souhrn vstupních návrhových parametrů je sepsán v Tab. 4-1.

Tab. 4-1 Vstupní návrhové parametry absorbéru.

Vstupní parametr	Hodnota
Hmotnost nákladu m	70 kg
Dopadová rychlost v_{dopad}	5,4 m·s ⁻¹
Kinetická energie při dopadu E_k	1 021 J
Maximální přípustné zrychlení při dopadu a^*	15 g (147,15 m·s ⁻²)
Maximální přípustná síla při dopadu F	10 300 N

4.2 Návrh parametrů absorbérů

V této podkapitole bude věnována pozornost návrhu parametrů absorbérů dle zdroje [2] v závislosti na vstupních podmínkách.

Při nárazu musí absorbér přeměnit kinetickou energii na deformační práci

$$E_k = E_a = A \cdot H \cdot \int_0^{\varepsilon_d} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon, \quad (10)$$

kde $\sigma(\varepsilon)$ je napětí při daném přetvoření, ε_d je densifikační přetvoření, A je půdorysná plocha absorbérů a H je výška absorbérů.

Pro zjednodušený model s konstantním plateau napětím σ_{pl} platí

$$E_a = \sigma_{pl} \cdot \varepsilon_d \cdot A \cdot h. \quad (11)$$

Z tohoto vztahu lze odvodit minimální potřebnou výšku absorbérů

$$H = \frac{v_{dopad}^2}{2 \cdot a^* \cdot \varepsilon_d}. \quad (12)$$

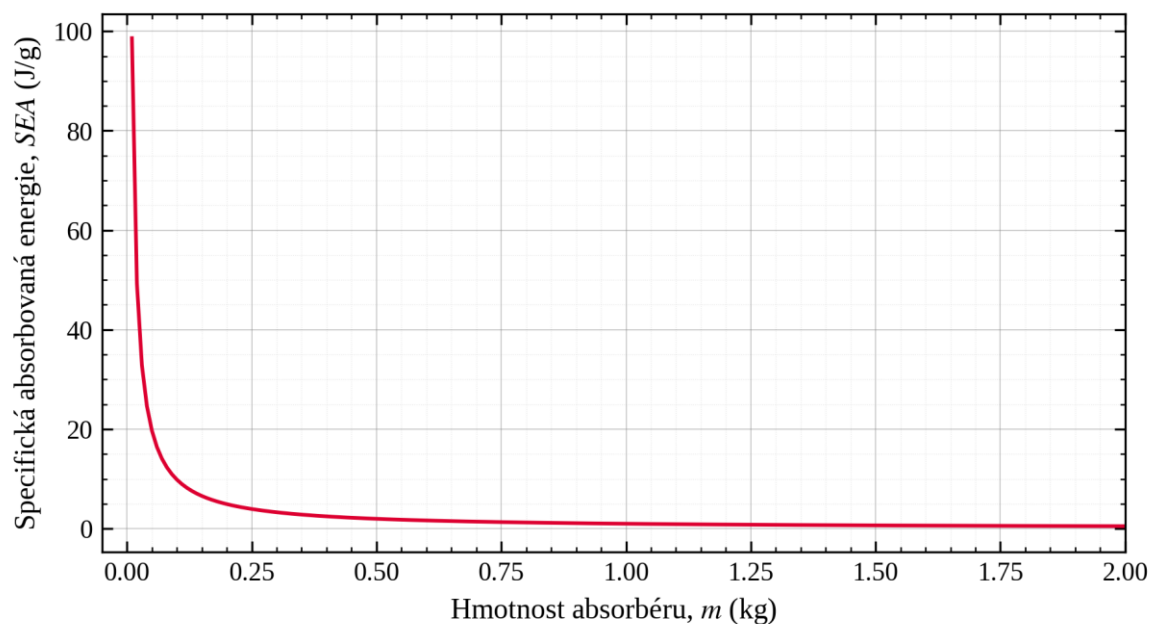
Potřebné plateau napětí, což je napětí, pod kterým se musí struktura deformovat, aby ochránila náklad pro danou plochu a hmotnost se určí jako

$$\sigma_{pl} = \frac{m \cdot a^* \cdot v_{dopad}^2}{2 \cdot A}. \quad (13)$$

Důležitý parametr pro posuzování, jak dobře struktura absorbuje energii se nazývá *Specific Energy Absorption (SEA)* a určí se jako

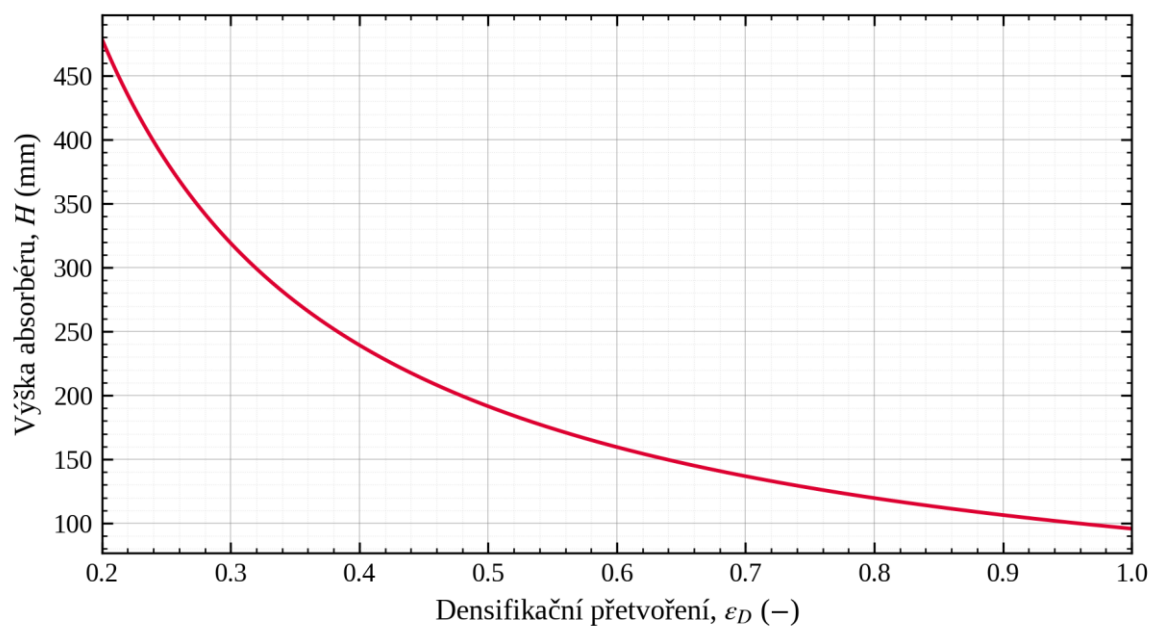
$$SEA = \frac{1}{m_{ab}} \int_0^{\varepsilon_d} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon, \quad (14)$$

kde m_{ab} je hmotnost absorbérů. Závislost *SEA* na hmotnosti absorbérů m_{ab} je zobrazena na Obr. 4-1. Z grafu lze odečíst že např. pro hmotnost absorbérů 0,5 kg potřebujeme strukturu s *SEA* asi 2 J·g⁻¹.

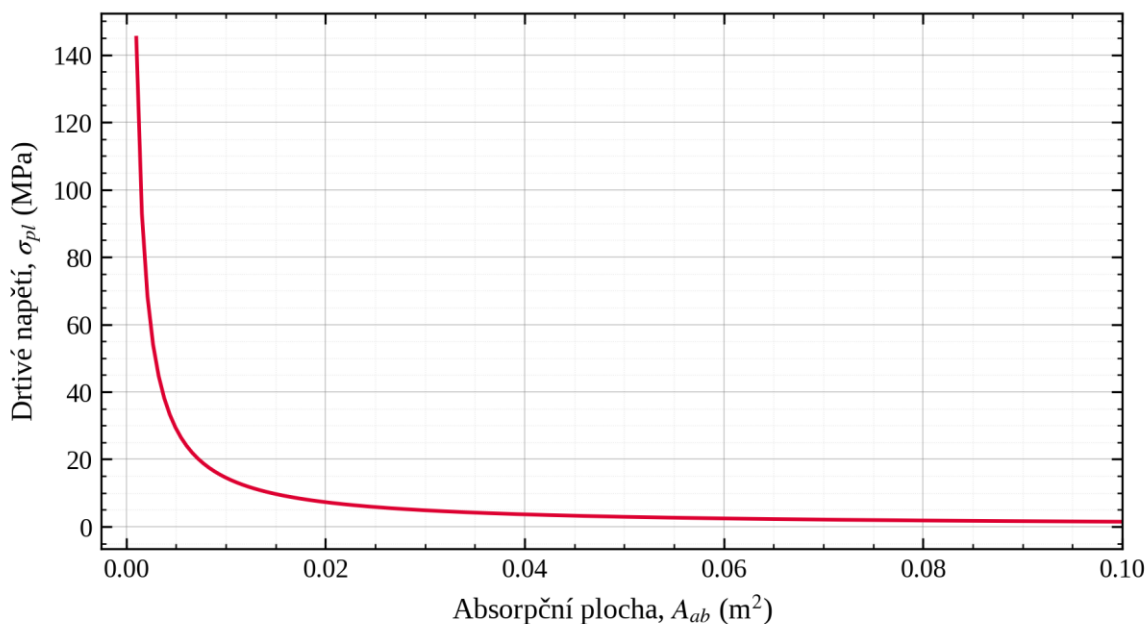


Obr. 4-1 Závislost SEA na hmotnosti absorbérů m_{ab} .

Na Obr. 4-2 resp. Obr. 4-3 lze graficky vidět, jak výšku absorbérů H ovlivňuje densifikační přetvoření ε_d , resp. jak plateau napětí σ_{pl} ovlivňuje plocha absorbérů A . Je znázorněno že při densifikačním přetvoření struktury 0,5 je potřeba struktura o výšce asi 190 mm a při ploše absorbérů asi 0,04 m² je potřeba struktura s plateau napětím asi 4 MPa.



Obr. 4-2 Závislost výšky absorbérů H na densifikačním přetvoření ε_d při hodnotě $a^* = 15$ g.



Obr. 4-3 Závislost plateau napětí σ_{pl} na ploše absorberu A při hodnotě $a^* = 15$ g.

4.2.1 Volba mezi kovovými a polymerními mřížkovými strukturami

Z analytického modelu uvedeného v 4.2 vyplývá, že pro splnění návrhových podmínek (kinetická energie nárazu $E_k \approx 1\,021$ J, maximální přípustná síla $F = 10\,300$ N, půdorys absorberu řádově setiny m²) je potřebné plateau napětí mřížkové struktury řádově v jednotkách MPa. Tento požadavek je rozhodující pro volbu materiálové třídy mřížky.

Z přehledového článku Yin et al. [15] vyplývá, že mřížkové struktury vyráběné technologiemi SLM, DMLS a EBM z kovových materiálů (slitiny hliníku, korozivzdorné oceli, slitiny titanu) dosahují plateau napětí typicky v rozsahu desítek až stovek MPa. Polymerní mřížkové struktury vyráběné technologiemi FFF, SLA nebo SLS dosahují plateau napětí v rozsahu jednotek MPa, výjimečně nižších desítek MPa. Srovnání typických rozsahů plateau napětí kovových a nekovových mřížkových struktur je uvedeno na Obr. 2-9.

Pro návrhové plateau napětí v řádu jednotek MPa jsou kovové mřížkové struktury o jeden až dva řády příliš tuhé – vedly by ke generování silové odezvy násobně přesahující přípustný limit $F = 10\,300$ N a tím k překročení limitního zrychlení $a^* = 15$ g působícího na chráněný náklad. Polymerní mřížkové struktury naproti tomu plateau napětí v požadovaném řádu nativně dosahují. Sekundárně přispívají k volbě polymerního materiálu i snadná zpracovatelnost technologií FFF, dostupnost a výrazně nižší pořizovací cena oproti technologiím SLM nebo DMLS. Z těchto důvodů byla pro další výběr materiálu uvažována výhradně třída polymerních materiálů zpracovatelných technologií FFF.

4.3 Výběr struktury

Cílem této podkapitoly je identifikovat ze známé literatury kandidátní topologie mřížkových struktur pro vnitřní výplň absorberu. Hodnocení probíhá s ohledem na čtyři konstrukční omezení vyplývající ze zvolené technologie výroby a metodiky následného numerického modelování:

- vyrobitelnost zvolené geometrie technologií FFF – vyloučení topologií, jejichž publikované varianty vyžadují přesnost nebo materiály odpovídající výhradně technologiím SLM, DMLS nebo SLA;
- parametrizovatelnost geometrie ve dvou rozměrech pro účely následné MKP analýzy (5.1.2) – vyloučení čistě prostorových struktur typu TPMS, objemových prutových a uzavřených struktur;
- mechanismus ohybově dominantního progresivního kolapsu zajišťující stabilní plateau napětí v křivce napětí–přetvoření;
- řádově odpovídající hodnoty plateau napětí a SEA z publikovaných měření vůči návrhovým podmínkám stanoveným v Tab. 4-1.

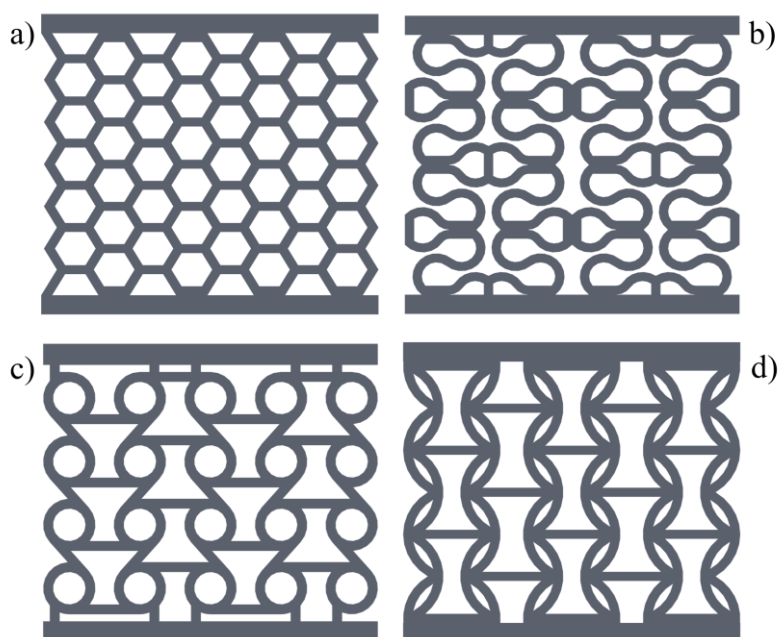
V rámci rešerše byly z databází Scopus, Web of Science a Google Scholar vyhledány články zabývající se mřížkovými strukturami určenými pro pohlcování nárazové energie. Z každého zkoumaného článku byly extrahovány klíčové informace o každé navržené topologii – materiál a výrobní metoda, parametry buňky, rozměry zkušebních vzorků, metodika testování, dosažené hodnoty plateau napětí a SEA, charakter průběhu deformace a poznámky o stabilitě plateau oblasti. Vznikla tak souhrnná tabulka kandidátních topologií zahrnující různé geometrie od konvenčních voštin přes auxetické a re-entrant struktury, varianty TPMS až po nedávno publikované bio-inspirované a chirální varianty. Seznam těchto struktur je externě přiložen jako Příloha 1.

Aplikací uvedených konstrukčních omezení byla většina kandidátních topologií vyloučena z dalšího hodnocení. Topologie vyrobené technologií SLM, DMLS nebo SLA z kovových nebo fotopolymerních materiálů nesplnily kritérium vyrobitelnosti technologií FFF. Trojrozměrné TPMS topologie a uzavřené pěny byly vyloučeny pro nemožnost adekvátního zachycení deformace v rovinném 2D modelu. Po této redukci zbyly čtyři kandidátní topologie splňující všechna stanovená kritéria, které byly vybrány pro další detailní porovnání:

- (a) Hexagonal Honeycomb (HexHon) – klasická šestiúhelníková voština, standardní referenční topologie pro porovnání nově navrhovaných mřížkových struktur, široce využívaná v řadě dále uvedených publikací jako benchmark. Slouží zde k orientaci výsledků a referenčnímu porovnání;
- (b) C-Corrugated-2 – bio-inspirovaná vlnitá metamateriálová struktura odvozená z práce Hamzehei et al. [23], která je reformulací konvenční re-entrant geometrie

s vlnitými stěnami inspirovanými strukturou kaktusového vlákna. Ze sady porovnávaných variant s různým zakřivením stěn vykázala nejvyšší hodnoty SEA při zachování progresivního kolapsu;

- (c) Hybrid-Chiral – funkčně gradovaná chirální honeycomb struktura z práce Qi et al. [24]; ze srovnání variant anti-chiral a hybrid-chiral byla vybrána varianta hybrid-chiral, která vykazovala hladší přechod z elastické do plastické oblasti křivky napětí–přetvoření a stabilnější plateau v dynamickém zatížení;
- (d) CRRAH (Circular Reinforced Re-entrant Arched Honeycomb) – re-entrant arch honeycomb zpevněný kruhovými žebry z práce Wang et al. [25]; ze sady porovnávaných variant re-entrant arched honeycomb vykázala nejhladší přechod mezi elastickou a plastickou oblastí křivky napětí–přetvoření vlivem dvoufázového kolapsu řízeného kruhovým výztužným prvkem v re-entrant buňce.



Obr. 4-4 Vybrané kandidátní topologie pro absorbér. a) Hexagonal Honeycomb; b) C-Corrugated-2; c) Hybrid-Chiral; d) CRRAH.

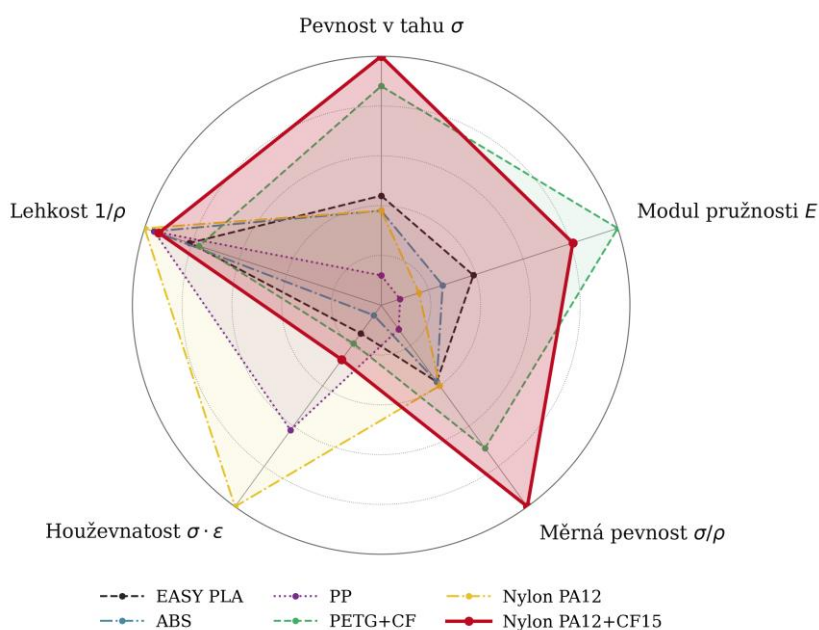
Pro každou z vybraných čtyř topologií následuje experimentální porovnání tištěných vzorků formou kvazistatické kompresní zkoušky (4.5) a dynamické pádostrojové (4.6), na jejichž základě je z těchto čtyř kandidátů vybrána finální topologie pro absorbér.

4.4 Výběr materiálu

4.4.1 Srovnání FFF filamentů

Pro objektivní porovnání mechanických vlastností jednotlivých materiálových tříd FFF filamentů bylo zvoleno portfolio výrobce Fiberlogy S.A., jehož široké portfolio technických filamentů a příznivá cenová hladina umožňují pokrýt všechny zvažované materiálové třídy v rámci jednoho katalogu. Z dostupného portfolio byly z technických listů systematicky shromážděny mechanické vlastnosti pro reprezentativní výběr šesti filamentů pokrývajících klíčové materiálové třídy: EASY PLA jako zástupce klasických tuhých termoplastů, ABS jako technický plast s vyváženými vlastnostmi, PP jako čistý polyolefin s nízkou hustotou a velmi vysokou tažností, PETG+CF jako kopolyester PET-G s 10 % uhlíkové výztuže, Nylon PA12 jako čistý polyamid s vysokou tažností a Nylon PA12+CF15 jako polyamid PA12 vyztužený 15 % uhlíkových vláken.

Vyhodnocení bylo provedeno na základě pěti mechanických kritérií relevantních pro lattice strukturu absorbéru: pevnosti v tahu σ pro stabilní progresivní kolaps mřížky, modulu pružnosti E , který rozhoduje o tom, zda se žebra mřížky při kompresi plasticky složí do požadovaného plateau napětí, nebo zda jen elasticky vybočí a odpruží zpět bez pohlcení energie, specifické pevnosti σ/ρ pro maximalizaci SEA, houževnatosti $\sigma \cdot \varepsilon$ měřené plochou pod křivkou napětí–přetvoření a lehkosti $1/\rho$. Radarový graf na Obr. 4-5 znázorňuje normalizované hodnoty pěti hodnotících kritérií pro každý filament. Hodnoty jsou normalizovány tak, že maximální dosažená hodnota v dané ose odpovídá jedné. Filament pokrývající plochou radarového grafu největší část plochy proto vykazuje nejvyrovnanější profil mechanických vlastností.



Obr. 4-5 Radarové srovnání kandidátních FFF filamentů.

Z radarového grafu plyne, že žádný z ostatních filamentů nesplňuje souběh všech relevantních kritérií. EASY PLA má rozumnou pevnost (53 MPa), ale jako sklovitý polymer se lomí v křehkém režimu bez výrazné plastické oblasti – což je pro absorbér energie hlavní omezení. ABS má vyvážený profil bez výrazného maxima v žádném z kritérií. PP dosahuje nejnižší pevnosti (14 MPa) i tuhosti (700 MPa); přes vysokou tažnost (> 100 %) by žebra při kompresi elasticky vybočila a reakční síla by nedosáhla plateau. PETG+CF má vysoký modul (9 000 MPa), ale omezenou plastickou oblast a vyšší hustotu. Čistý PA12 má vysokou tažnost (> 50 %) a nízkou hustotu, avšak nízkou pevnost (45 MPa) i tuhost (1 400 MPa), což v lattice vede ke globálnímu vybočení místo řízeného kolapsu.

Filament Nylon PA12+CF15 vyniká nejvyšší pevností v tahu (120 MPa) i specifickou pevností ze srovnávaných materiálů. PA12 matrice si i po výztuži uhlíkovými vlákny zachovává plastickou oblast σ - ϵ křivky a lomí se až po znatelné plastické deformaci, takže žebra mřížky reagují progresivním plastickým kolapsem. Vysoký modul pružnosti (7 300 MPa) zároveň zajišťuje dostatečnou tuhost pro stabilní průběh deformace. Tato kombinace pevnosti, tuhosti a duktilního chování činí polyamid PA12 vyztužený 15 % krátkých uhlíkových vláken nejvhodnějším kandidátem pro materiál absorbéru.

4.5 Kvazistatická kompresní zkouška topologií

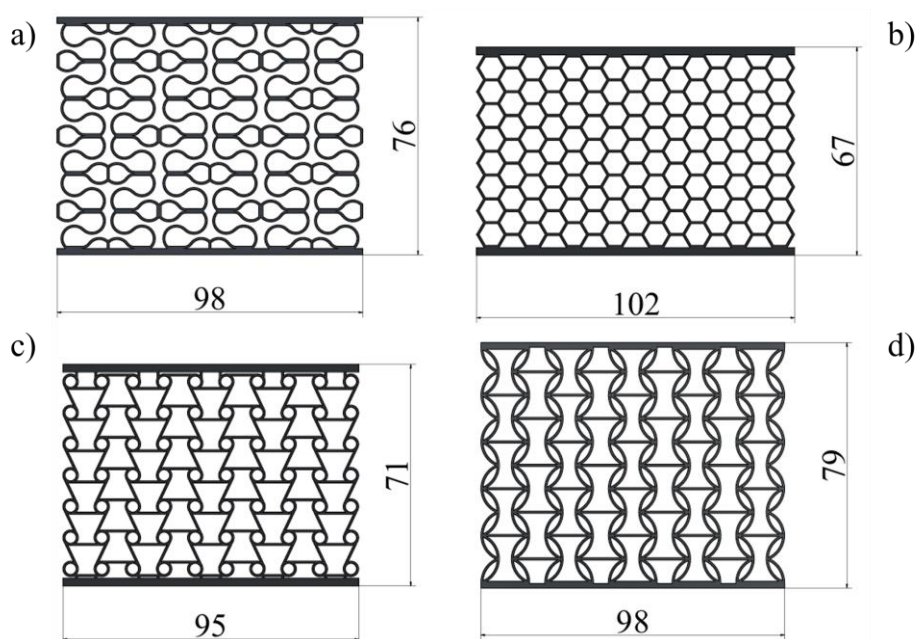
V této podkapitole je popsána kvazistatická kompresní zkouška čtyř kandidátních topologií (Corrugated, HexHon, Chiral, CRRH) vyrobených z materiálu PA12CF15 zvoleného v předchozí podkapitole. Cílem zkoušky je porovnat tvar deformační křivky a kvantitativní hodnoty PCF, MCF, CFE, SEA a densifikačního přetvoření jednotlivých topologií, ověřit jejich potenciál splnit návrhové podmínky absorbéru.

4.5.1 Měřicí okruh

Kvazistatická kompresní zkouška byla provedena na univerzálním zkušebním stroji Shimadzu AG-X Plus 100 kN umístěném na Ústavu konstruování FSI VUT. Stroj je vybaven hlavou s rozsahem 100 kN s certifikovanou přesností měření síly a kontinuálním záznamem polohy příčnicku. Záznam dat – průběh reakční síly a posuvu příčnicku v čase – je proveden softwarem Shimadzu Trapezium X, jenž umožňuje rovněž základní vyhodnocení a export naměřených dat ve formátu pro další zpracování. Stejný zkušební stroj byl použit i pro pětici tahových zkoušek materiálu PA12CF15 popsaných v 5.1.1.

4.5.2 Vzorky

Pro každou ze čtyř testovaných topologií byly vyrobeny tři zkušební vzorky technologií FFF z filamentu Fiberlogy PA12CF15. Vzorky mají kvádrový půdorys o reprezentativní šířce kolem 100 mm a výšku zhruba 70 mm podle konkrétní geometrie buňky příslušné topologie, čemuž odpovídá hmotnost jednoho vzorku v rozsahu zhruba 27–31 g. Hloubka vzorků byla jednotná pro všechny struktury 16,5 mm. Relativní hustota vzorků (poměr skutečné hmotnosti vzorku k hmotnosti plného kvádrů odpovídajících rozměrů z PA12CF15) leží v úzkém intervalu 0,260–0,280, čímž je zaručena srovnatelná materiálová náročnost a velikost pohlcené energie nezávisle na geometrii buňky. Tisk vzorků byl proveden v orientaci s podélnou osou kompresního zatížení rovnoběžnou s tiskovou rovinou, totožně s orientací použitou pro vzorky pro dynamickou pádostrojovou zkoušku v 4.6. Schémata vzorků jednotlivých topologií před zkouškou jsou zobrazena na Obr. 4-6.



Obr. 4-6 Schémata vzorků pro kvazistatické měření, jednotná hloubka 16,5 mm; (a) C-Corrugated-2, (b) Hexagonal Honeycomb, (c) Hybrid Chiral, (d) CRRAH.

4.5.3 Metodika měření

Vzorek byl umístěn na pevnou dolní podstavu zkušebního stroje a stlačován pohyblivým horním příčnickem konstantní rychlostí $10 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ odpovídající kvazistatickému zatěžování s rychlostí přetvoření přibližně $2 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$. Stlačování pokračovalo až do dosažení densifikační fáze vzorku, identifikované prudkým nárůstem reakční síly. Z naměřeného průběhu reakční síly v závislosti na posuvu příčnicku byly následně vyhodnoceny tyto metriky:

- PCF (Peak Crush Force) – maximální hodnota reakční síly před densifikací;
- MCF (Mean Crush Force) – střední síla v plateau oblasti, vyhodnocená jako podíl pohlcené energie EA a posuvu xD při počátku densifikace;
- CFE = MCF / PCF – Crush Force Efficiency, ukazatel stability plateau (čím blíže 1, tím rovnoměrnější průběh);
- EA – pohlcená energie do počátku densifikace, integrál síly přes posuv;
- SEA = EA / m – specifická pohlcená energie vztažená na hmotnost vzorku;
- σ_{PCF} a σ_{MCF} – odpovídající napětí stanovené jako podíl síly a počáteční plochy průřezu vzorku;
- ε_D – densifikační přetvoření, hodnota poměrné deformace na počátku densifikační fáze.

Vyhodnocení bylo provedeno Python skriptem, který automatizovaně detekuje počátek densifikační fáze (skokový nárůst směrnice křivky síla–posuv), integruje plochu pod křivkou síla–posuv a počítá uvedené metriky pro každý vzorek samostatně. Pro každou topologii byly z tří vzorků určeny průměrné hodnoty a směrodatné odchylky pro vyhodnocení opakovatelnosti.

4.5.4 Výsledky

Souhrnné výsledky kvazistatické kompresní zkoušky pro čtyři testované topologie shrnuje Tab. 4-2 v podobě průměrných hodnot a směrodatných odchylek přes tři vzorky každé topologie. Charakteristické průběhy reakční síly v závislosti na posuvu příčnicku pro všechny čtyři topologie jsou uvedeny souhrnně na Obr. 4-7.

Tab. 4-2 Průměrné hodnoty metrik kvazistatické kompresní zkoušky pro čtyři kandidátní topologie. Hodnoty jsou uvedeny jako průměr $\pm$ směrodatná odchylka.

Topologie	PCF (N)	MCF (N)	CFE (–)	EA (J)	SEA (J·g ⁻¹)	σ_{pl} (MPa)	ε_D (–)
CRRAH	1136 $\pm$ 8	1020 $\pm$ 4	0,898 $\pm$ 0,003	19,9 $\pm$ 0,9	0,65 $\pm$ 0,03	0,635 $\pm$ 0,004	0,248 $\pm$ 0,012
C-Corrugated-2	1869 $\pm$ 66	1296 $\pm$ 45	0,693 $\pm$ 0,003	49,1 $\pm$ 3,9	1,78 $\pm$ 0,14	0,803 $\pm$ 0,026	0,516 $\pm$ 0,023
HexagonalHoneycomb	2782 $\pm$ 24	2146 $\pm$ 94	0,771 $\pm$ 0,027	71,8 $\pm$ 16,1	2,68 $\pm$ 0,60	1,268 $\pm$ 0,059	0,495 $\pm$ 0,090
HybridChiral	1586 $\pm$ 8	1321 $\pm$ 33	0,833 $\pm$ 0,020	23,7 $\pm$ 3,6	0,87 $\pm$ 0,13	0,835 $\pm$ 0,021	0,251 $\pm$ 0,031

Z tabulky a souhrnného grafu vyplývá, že čtyři testované topologie pokrývají široký rozsah silových odezev: maximální reakční síla PCF se pohybuje od přibližně 1 100 N (CRRAH) až po 2 800 N (HexHon), tedy v poměru téměř 2,5 : 1. Tomu odpovídá i rozsah specifické pohlcené energie SEA od 0,65 J · g⁻¹ (CRRAH) po 2,68 J · g⁻¹ (HexHon). Hodnoty

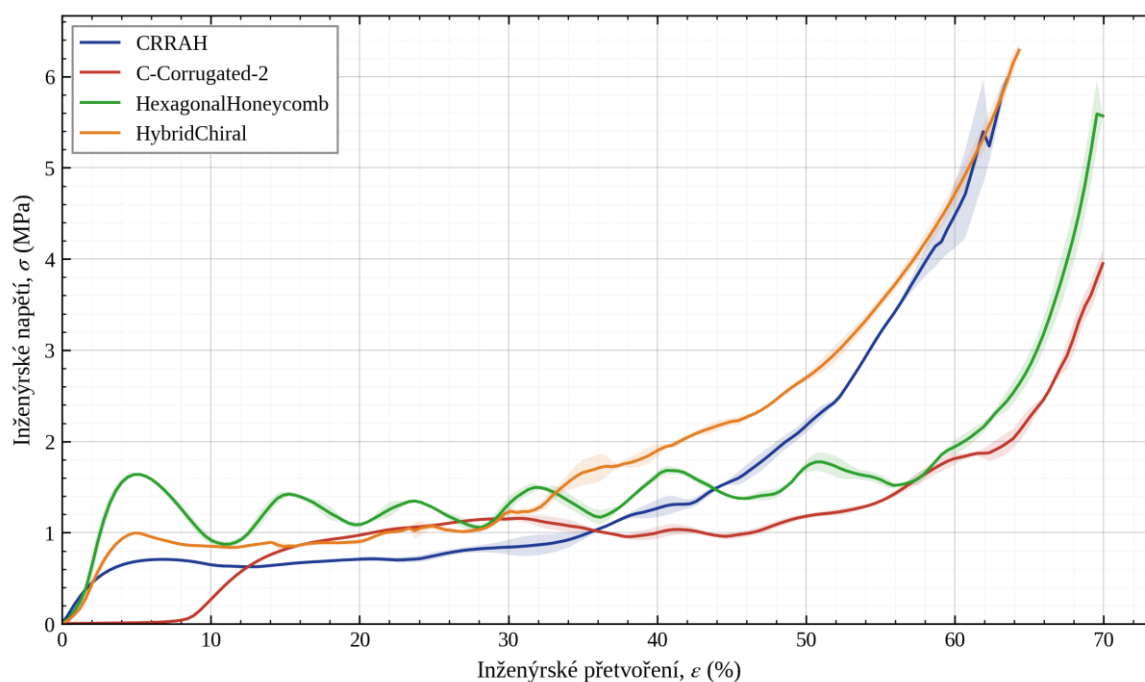
směrodatných odchylek u všech topologií jsou nízké (typicky pod 5 % průměru u PCF a CFE), což potvrzuje vysokou opakovatelnost kvazistatické zkoušky i homogenitu vyrobených vzorků.

Topologie Hexagonal Honeycomb vykazuje výrazně nejvyšší tuhostní i energetickou odezvu – nejvyšší PCF, MCF, σ_{pl} i SEA. Crush Force Efficiency CFE = 0,77 však naznačuje znatelnou nestabilitu plateau, doprovázenou oscilacemi reakční síly typickými pro postupný kolaps tuhých svislých stěn buněk. Densifikační přetvoření $\varepsilon_D = 0,50$ je z testovaných topologií průměrné.

Topologie C-Corrugated-2 dosahuje středních hodnot PCF a SEA, avšak nejvyššího densifikačního přetvoření $\varepsilon_D = 0,52$, což znamená největší kompresní dráhu využitou pro pohlcení energie. CFE = 0,69 je u této topologie nejnižší – plateau je výrazně oscilační, což souvisí s postupným kolapsem zakřivených stěn s bio-inspirovanou geometrií.

Topologie HybridChiral má mezilehlou silovou odezvu (PCF $\approx 1\,590$ N) a relativně vysokou CFE = 0,83 svědčící o stabilním plateau. Densifikační přetvoření $\varepsilon_D = 0,25$ však ukazuje, že topologie přechází do densifikační fáze podstatně dříve než HexHon nebo Corrugated, čímž je její celková pohlcená energie EA omezena (jen 23,7 J při hmotnosti vzorku 27,2 g).

Topologie CRRAH vykazuje nejstabilnější plateau ze všech testovaných topologií (CFE = 0,90), což je v souladu s mechanismem dvoufázového kolapsu popsáním v rámci práce [25]. Hodnoty PCF, MCF a SEA jsou však nejnižší ze všech topologií a hodnota $\varepsilon_D = 0,25$ je rovněž nízká, podobně jako u HybridChiral.



Obr. 4-7 Vyhodnocení kompresní zkoušky kandidátních struktur. Tučně zvýrazněné křivky jsou průměrované hodnoty v každém bodě, stínovaně je zobrazen rozptyl měření.

4.5.5 Vyhodnocení a výběr topologie

Z kvazistatické zkoušky vyplývají dvě protichůdné dílčí závěry. Z hlediska absolutní energetické účinnosti vychází nejvýhodněji topologie HexagonalHoneycomb – má 4× vyšší SEA než CRRAH a 1,5× vyšší než C-Corrugated-2. Z hlediska stability silové odezvy (nízké oscilace, vysoká CFE) naopak vychází nejlépe topologie CRRAH (CFE = 0,90), následovaná HybridChiral (CFE = 0,83). Pro absorbér citlivého nákladu jsou obě vlastnosti důležité současně – vysoká energetická účinnost minimalizuje hmotnost absorbéru, stabilní plateau minimalizuje špičkové zrychlení přenášené na náklad. Konečnou volbu topologie však nelze provést na základě kvazistatické zkoušky samotné, protože plateau napětí a stabilita kolapsu se u většiny topologií významně liší při dynamickém zatěžování. Rozhodující porovnání všech čtyř topologií je proto provedeno v rámci dynamické páдостrojové zkoušky popsané v 4.6.

4.6 Dynamická páдостrojová zkouška kandidátních topologií

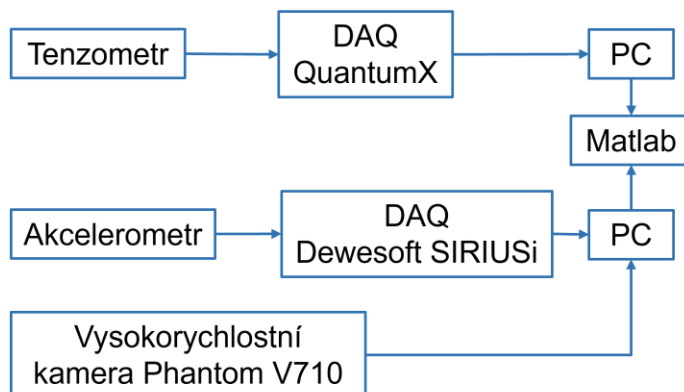
Kvazistatická kompresní zkouška popsaná v předchozí podkapitole umožnila porovnat tvar deformační křivky a hodnoty SEA jednotlivých topologií, neorientuje však výběr na chování blízké reálnému scénáři dopadu absorbéru. Pro ověření, zda pořadí topologií zůstává platné i při dynamickém zatížení charakteristickém pro pád nákladu, byla provedena páдостrojová zkouška stejných čtyř kandidátních topologií (Corrugated, HexHon, Chiral, CRRAH) z materiálu PA12CF15.

4.6.1 Měřicí okruh

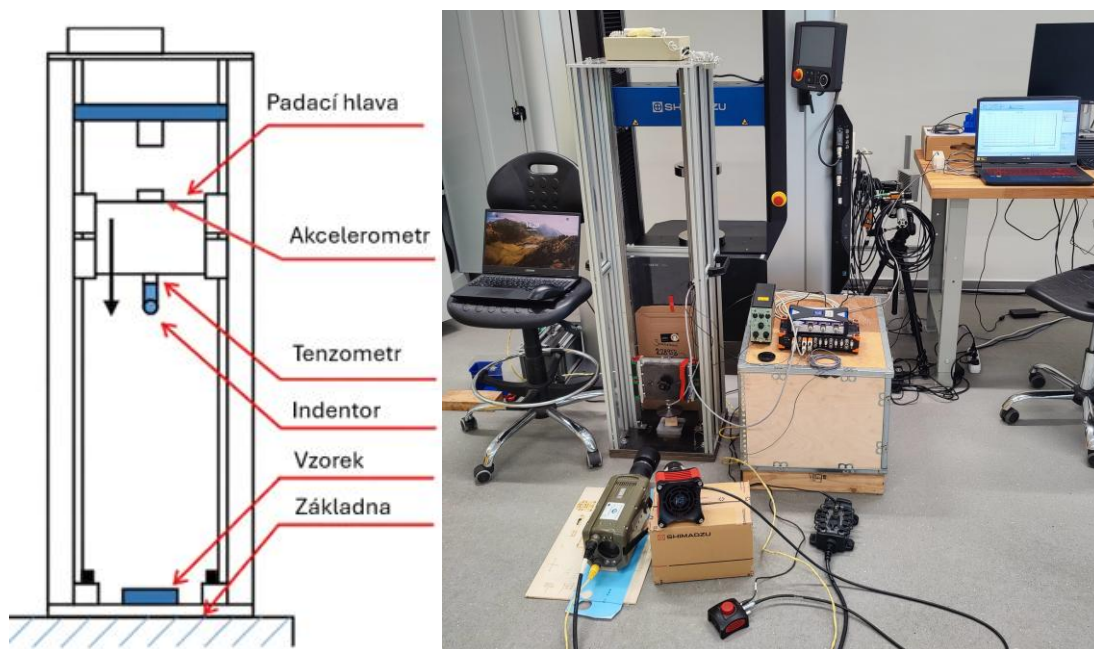
Pro dynamické pádové zkoušky čtyř kandidátních topologií byl použit páдостroj vyvinutý na Ústavu konstruování FSI VUT. Padající indenter o hmotnosti 13,4 kg byl uvolněn z výšky 1070 mm, čemuž odpovídá dopadová rychlost přibližně $2,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Indenter má kruhový průřez o průměru 40 mm, z čehož vychází i návrh velikosti zkušebních vzorků struktury. Měřicí řetězec (Obr. 4-8) se skládá ze tří nezávislých větví – silové a 2 kinematických.

Reakční síla působící na padající indenter je snímána tenzometrem HBK XY31-3/120 vzorkovacím kmitočtem 96 000 Hz, jehož signál je zesilován a digitalizován měřicí kartou HBM QuantumX MX410B. Současně je na padající těleso instalován piezoelektrický akcelerometr Brüel & Kjær typ 4393 s napěťovým výstupem zaznamenávaným měřicí kartou Dewesoft SIRIUSi-X-8xUNI. Polohu a rychlost indenteru zachycuje vysokorychlostní kamera Phantom V710 snímající rychlostí 19 727 snímků za sekundu při rozlišení $1280 \times 304 \text{ px}$. Kamera je natočena o 90° vůči svislé ose pádu, indenter se

v záznamu pohybuje zleva doprava – toto uspořádání umožňuje plně využít delší stranu obrazu pro zachycení dráhy dopadu při zachování dostatečně vysoké snímkovací frekvence. Schéma pádstroje s fotografií měřicího stanoviště je na Obr. 4-9.

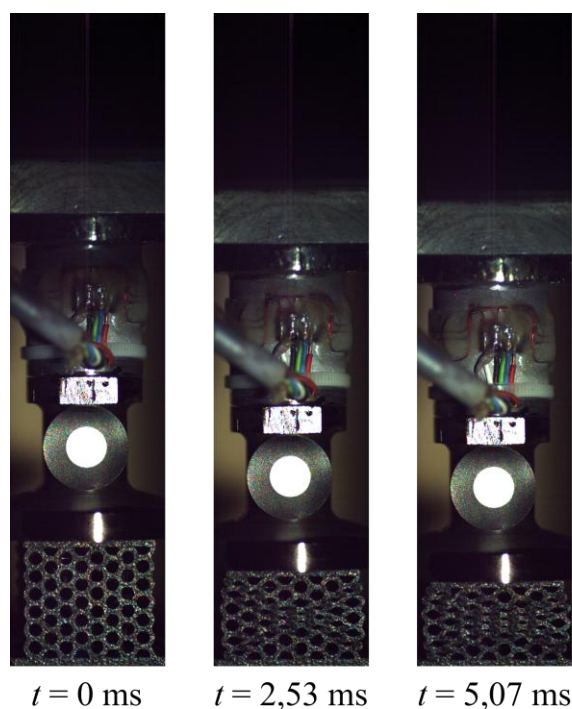


Obr. 4-8 Schéma měřicího řetězce.



Obr. 4-9 (Vlevo) schéma sestavy pádstroje [26], upraveno; (vpravo) foto měřicího okruhu.

Synchronizace silového a kinematického záznamu byla provedena v softwaru Matlab a Python. Z videozáznamu je sledován kontrastní bod umístěný na indentoru a okamžik kontaktu indentoru s horní hranou vzorku je definován jako snímek, ve kterém bod dosáhne předem změřené počáteční výšky vzorku. Ukázka videozáznamu je na Obr. 4-10. Pro signály z tenzometru a akcelerometru je okamžik kontaktu identifikován jako bod prudkého nárůstu reakční síly, respektive zrychlení. Tyto dva nezávisle určené časové okamžiky poskytují společnou časovou osu, na kterou jsou silové, akcelerometrické a kinematické záznamy synchronizovány.

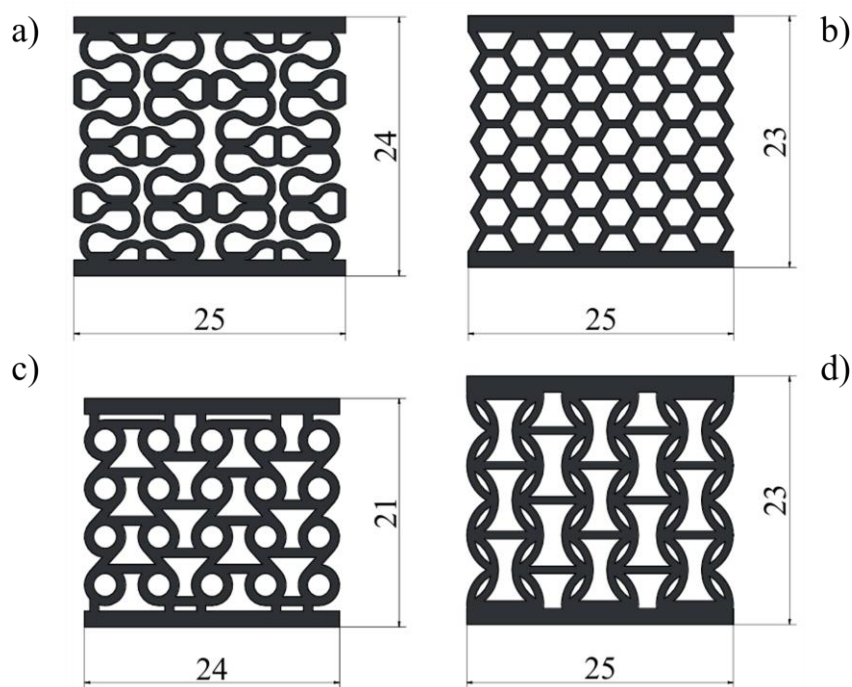


Obr. 4-10 Ukázka záznamu vysokorychlostní kamery. Čas $t = 0$ je bod kontaktu mezi indentorem a vzorkem.

4.6.2 Metodika měření

Vzorky všech čtyř topologií (Corrugated, HexHon, Chiral, CRRH) byly vyrobeny technologií FFF z filamentu PA12CF15 ve stejné orientaci tisku jako vzorky pro kvazistatickou zkoušku popsanou v předchozí podkapitole a jsou zobrazeny na Obr. 4-11. Půdorys jednotlivých vzorků byl zmenšen oproti kvazistatické sérii tak, aby se celý vzorek vešel pod kontaktní plochu kruhového indentoru o průměru 40 mm. Pro každou topologii bylo testováno osm vzorků, vždy při stejné výšce pádu 1070 mm odpovídající dopadové rychlosti přibližně $2,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Skutečná dopadová rychlost každé zkoušky byla určena z videozáznamu jako derivace polohy kontrastního bodu na indentoru těsně před okamžikem kontaktu se vzorkem.

Naměřená data – síla z tenzometru, zrychlení z akcelerometru a posuv z videozáznamu – byla synchronizována podle postupu popsaného výše a vyhodnocena v softwaru Matlab a Python. Data jsou dostupná jako příložená Příloha 2. Z každé zkoušky byl sestaven průběh reakční síly v závislosti na posuvu indentoru, ze kterého byly odečteny špičková reakční síla PCF, střední reakční síla v plateau oblasti MCF, crush force efficiency CFE jako poměr MCF/PCF a specifická pohlcená energie SEA jako podíl plochy pod křivkou síla–posuv a hmotnosti vzorku. Pro každou topologii byly tyto metriky zprůměrovány přes osm vzorků a doplněny směrodatnou odchylkou pro posouzení opakovatelnosti.



Obr. 4-11 Schémata vzorků pro pádstrojové měření, jednotná hloubka 25 mm; (a) C-Corrugated-2, (b) Hexagonal Honeycomb, (c) Hybrid Chiral, (d) CRRH.

4.6.3 Výsledky

Z naměřených signálů reakční síly, zrychlení a posuvu indentoru byly pro každý z osmi vzorků každé ze čtyř topologií vyhodnoceny metriky PCF, MCF, CFE, EA, SEA, σ_{PCF} , σ_{MCF} , σ_{xD} , a_{PCF} , a_{xD} , ε_D a d_{max} . Průměrné hodnoty metrik přes osm vzorků pro každou topologii shrnuje Tab. 4-3. V tabulce jsou zeleně zvýrazněny hodnoty, ve kterých daná topologie dosáhla nejlepšího výsledku mezi čtyřmi testovanými topologiemi, a červeně nejhoršího. Pro každou metriku byl smysl „lepší“ stanoven podle požadavků kladených na materiál absorbéru – pro PCF, MCF, σ_{PCF} , σ_{MCF} , σ_{xD} , a_{PCF} , a_{xD} je „lepší“ nižší hodnota (nižší síla i zrychlení přenášené na náklad), pro SEA, CFE, ε_D , d_{max} a rel. hustotu vyšší hodnota (vyšší pohlcená energie, stabilnější plateau, delší kompresní dráha).

Tab. 4-3 Průměrné hodnoty metrik dynamické pádstrojové zkoušky pro čtyři kandidátní topologie. Zeleně zvýrazněna nejlepší hodnota metriky mezi topologiemi, červeně nejhorší.

Metrika	C-Corrugated-2	Chiral	Honeycomb	CRRH
SEA ($J \cdot g^{-1}$)	3,43	4,82	6,74	3,06
PCF (N)	5558	5461	6917	6940
σ_{PCF} (MPa)	8,80	9,27	11,22	11,19
a_{PCF} ($m \cdot s^{-2}$)	460	407	495	500

MCF (N)	3674	4642	6132	5997
σ_{MCF} (MPa)	5,82	7,88	9,95	9,67
CFE (–)	0,661	0,850	0,887	0,864
ε_{D} (–)	0,274	0,263	0,317	0,166
σ_{xD} (MPa)	9,23	9,70	10,66	11,73
a_{xD} (m·s ⁻²)	471	425	559	575
d_{max} (mm)	8,73	8,19	7,48	6,90
ρ_{rel} (–)	0,522	0,508	0,463	0,565
A (mm ²)	631	589	616	620

Tab. 4-4 Vyhodnocení čtyř topologií podle počtu nejlepších (zelených) a nejhorších (červených) metrik z Tab. 4-3. Pořadí je dáno NET skóre (zelené – červené).

Topologie	Nejlepších (zelených)	Nejhorších (červených)	NET
Chiral	4	0	+4
C-Corrugated-2	5	2	+3
Honeycomb	3	4	–1
CRRAH	1	7	–6

Z naměřených dat vyplývá, že topologie HexagonalHoneycomb (Honeycomb) dosahuje absolutně nejvyšší specifické pohlcené energie $\text{SEA} = 6,74 \text{ J} \cdot \text{g}^{-1}$ a nejvyšší stability plateau s $\text{CFE} = 0,887$, avšak za cenu nejvyšších hodnot střední reakční síly $\text{MCF} = 6\,132 \text{ N}$ a středního napětí $\sigma_{\text{MCF}} = 9,95 \text{ MPa}$. Honeycomb tedy maximalizuje pohlcenou energii, ale generuje vyšší zatížení přenášené na chráněný náklad.

Topologie C-Corrugated-2 dosahuje nejnižších hodnot střední síly $\text{MCF} = 3\,674 \text{ N}$ a středního napětí $\sigma_{\text{MCF}} = 5,82 \text{ MPa}$, avšak vykazuje nejnižší $\text{CFE} = 0,661$, což svědčí o významně oscilačním průběhu plateau s nestabilním kolapsem vlnitých stěn. $\text{SEA} = 3,43 \text{ J} \cdot \text{g}^{-1}$ je v porovnání s ostatními topologiemi nízká.

Topologie Chiral dosahuje nejnižší špičkové reakční síly $\text{PCF} = 5\,461 \text{ N}$ a – což je z hlediska ochrany nákladu rozhodující – nejnižšího špičkového zrychlení indentoru $a_{\text{PCF}} = 407 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Plateau je stabilní ($\text{CFE} = 0,850$), $\text{SEA} = 4,82 \text{ J} \cdot \text{g}^{-1}$ druhá nejvyšší a v celé tabulce metrik nevykazuje topologie Chiral jedinou nejhorší hodnotu.

Topologie CRRAH vykazuje výrazně nejnižší densifikační přetvoření $\varepsilon_{\text{D}} = 0,166$ a nejmenší dosažený posuv $d_{\text{max}} = 6,90 \text{ mm}$ – předčasně přechází do densifikační fáze. Při srovnatelně

vysokých hodnotách PCF i σ_{PCF} jako Honeycomb dosahuje nejnížší SEA = 3,06 J · g⁻¹. CRRAH je tedy nejstrnulější a nejméně efektivní z kandidátních topologií, navzdory svému příznivému výsledku v kvazistatické zkoušce (CFE = 0,90).

4.6.4 Vyhodnocení a výběr topologie

Pro kvantitativní vyhodnocení byly pro každou metriku v Tab. 4-3 vyznačeny topologie s nejlepší (zeleně) a nejhorší (červeně) hodnotou. Souhrnné vyhodnocení podle NET skóre (počet zelených zvýraznění zmenšený o počet červených zvýraznění) shrnuje Tab. 4-4. Nejvyšší NET skóre +4 dosáhla topologie Chiral, která v žádné z hodnocených metrik nevykazuje nejhorší výsledek a v klíčové metrice špičkového zrychlení indentoru a_{PCF} zaznamenala nejnížší hodnotu.

Z hlediska ochrany citlivého nákladu je špičkové zrychlení a_{PCF} rozhodující metrikou, protože je přímou mírou maximálního setrvačného zatížení, kterému je chráněné zařízení během dopadu vystaveno. Z tohoto pohledu i z hlediska vyrovnanosti profilu metrik je topologie Chiral nejvhodnějším kandidátem pro absorbér citlivého nákladu. Topologie HexagonalHoneycomb sice dosahuje vyšší specifické pohlcené energie, avšak ji doprovází vyšší špičkové i střední síly a zrychlení, čímž porušuje princip ochrany nákladu. Topologie C-Corrugated-2 má výhodu nízké střední síly v plateau, ale neuspokojivá hodnota CFE = 0,661 naznačuje silně oscilační průběh a tím nepředvídatelné odezvy v reálných podmínkách dopadu. Topologie CRRAH je z důvodu předčasné densifikace pro aplikaci absorbéru zcela nevhodná.

Na základě tohoto vyhodnocení byla pro další etapu vývoje – sestavení matematického modelu, kalibraci materiálového modelu a parametrickou studii (5) – vybrána topologie Chiral.

5 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH

Předmětem této kapitoly je sestavení nástrojů pro kvantitativní dimenzování absorbéru: explicitního MKP modelu dynamické komprese a regresního popisu závislosti odezvy chirální struktury na jejích geometrických parametrech. Nejprve je vytvořen a kalibrován materiálový model kompozitu PA12CF15 a numerický model 2D rovinné deformace (kap. 5.1). Na tomto modelu je provedena parametrická studie 21 konfigurací chirální buňky popisující vliv relativní hustoty, průřezové plochy a výšky struktury na silovou a akcelerační odezvu (kap. 5.2). Spolehlivost MKP modelu je závěrem ověřena srovnáním s pádostrojovou zkouškou na podmnožině osmi konfigurací (kap. 5.3). Výstupy této kapitoly – regresní vztah a kvantifikace odchylek MKP modelu vůči experimentu – slouží jako vstupy pro detailní návrh funkčního vzorku absorbéru v navazující kapitole 6.

5.1 Matematický model

Tato podkapitola popisuje vznik dvou částí numerického modelu. Nejprve je sestaven materiálový model kompozitu PA12CF15 s rychlostní citlivostí kalibrovaný z tahových zkoušek (kap. 5.1.1) a následně vlastní simulace rázové komprese chirální struktury v explicitním řešiči LS-DYNA s formulací 2D rovinné deformace (kap. 5.1.2).

5.1.1 Materiálový model PA12CF15

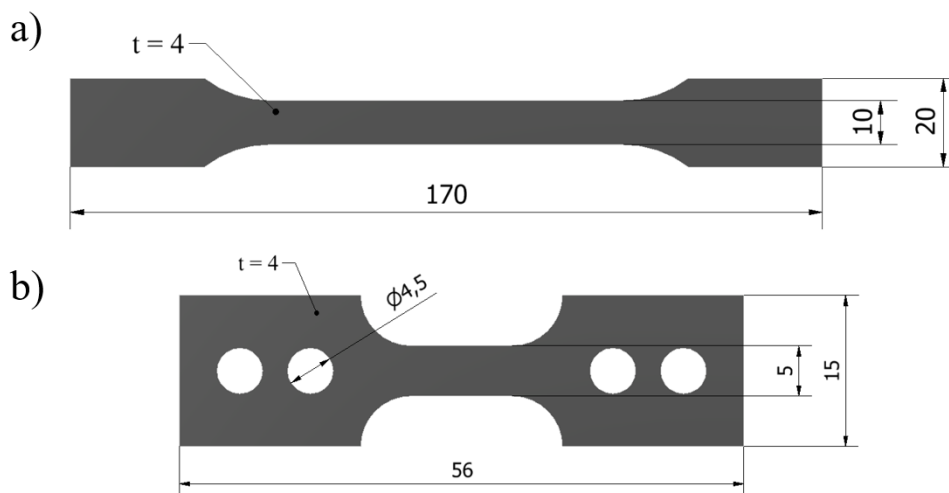
V této podkapitole je popsán materiálový model kompozitního filamentu Fiberlogy PA12CF15 (polyamid 12 vyztužený 15 % uhlíkových vláken). Cílem je popsat tahové chování tištěného materiálu v rozsahu rychlostí přetvoření odpovídajícím reálnému dopadu absorbéru a sestavit závislé na rychlosti přetvoření materiálový model implementovatelný v softwaru LS-DYNA.

Mechanické chování materiálu bylo charakterizováno tahovými zkouškami při dvou rozsazích rychlosti přetvoření – kvazistatický rozsah na zkušebním stroji Shimadzu AG-X Plus 100 kN a dynamický rozsah na pádostroji vyvinutém na Ústavu strojírenské technologie FSI VUT [27]. Tato dvoukroková metodika pokrývá rozsah rychlostí přetvoření přibližně $3 \cdot 10^{-4}$ až 70 s^{-1} .

Vzorky pro tahové zkoušky

Vzorky byly vytištěny z filamentu Fiberlogy PA12CF15. Pro kvazistatické zkoušky byl použit vzorek tvaru typu 1A dle normy ČSN EN ISO 527-2; pro dynamické zkoušky na pádostroji byla geometrie vzorku upravena s ohledem na rozměrová omezení testovacího přípravku (rozměry viz Obr. 5-1).

Tisk byl proveden technologií FFF v ploché orientaci (podélná osa vzorku rovnoběžná s pracovní deskou tiskárny) s výškou vrstvy 0,15 mm a 100% výplní orientovanou střídavě po vrstvách pod úhlem $+45^\circ$ a -45° . Tato konfigurace zajišťuje quasi-izotropní chování v rovině tisku a omezuje směrovou závislost mechanické odezvy.



Obr. 5-1 Geometrie vzorku (a) ISO 527-2 typ 1A pro tahové zkoušky kvazistatické; (b) upravená varianta pro pádostroj.

Kvazistatické tahové zkoušky

Kvazistatické tahové zkoušky byly provedeny na univerzálním zkušebním stroji Shimadzu AG-X Plus 100 kN dle metodiky normy ČSN EN ISO 527-2. K měření prodloužení byl použit kontaktní extensometr Temeco MFA 25 s počáteční měřicí délkou $L_0 = 50$ mm.

Za účelem charakterizace rychlostní citlivosti materiálu bylo zatěžování provedeno při pěti různých rychlostech posuvu příčnicku: 1, 10, 100, 1 000 a 1 500 $\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$. Pro jednotlivé rychlosti to odpovídá efektivním rychlostem přetvoření přibližně $3,3 \cdot 10^{-4}$, $3,3 \cdot 10^{-3}$, $3,3 \cdot 10^{-2}$, $3,3 \cdot 10^{-1}$ a $5,0 \cdot 10^{-1} \text{ s}^{-1}$. Pro nejnižší rychlost ($1 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$) bylo testováno pět vzorků, pro každou další rychlost tři vzorky; celkem bylo vyhodnoceno 17 vzorků.

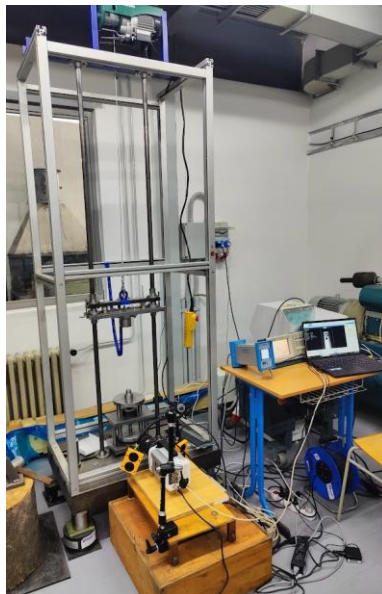
Ze záznamu síly a prodloužení byly určeny inženýrské hodnoty napětí a přetvoření, následně přepočtené na pravdivé (true) napětí a přetvoření. Pro každou rychlost byla sestavena průměrná křivka napětí–přetvoření použitá jako vstup do materiálového modelu (viz dále).

Dynamické tahové zkoušky

Dynamické tahové zkoušky při vyšších rychlostech přetvoření byly provedeny na pádostroji vyvinutém na Ústavu strojírenské technologie FSI VUT v rámci diplomové práce [27]. Zařízení tvoří svislá nosná konstrukce s elektromagnetickým zdvihovým systémem, která umožňuje volný pád nárazového modulu o hmotnosti 12,75 kg z výšky až 1,6 m. Detailní popis konstrukce pádostroje je uveden v práci [27].

Vzorek je upnut mezi dvě čelisti, horní čelist je spojena se siloměrem na nosném rámu a spodní čelist je pevně uchycena k základu sestavy. Po pádu nárazového modulu na horní

část siloměru dochází k přenosu kinetické energie přes mechanismus tahem na vzorek. Foto sestavy je uvedeno na Obr. 5-2. Pro upevnění vzorků z PA12CF15 byly v rámci této práce navrženy a vyrobeny vlastní čelisti.



Obr. 5-2 Foto sestavy pádostroje pro tahovou zkoušku PA12CF15.

Měřicí řetězec sestával z piezoelektrického silového snímače Kistler 9106C (jmenovitý rozsah 330 kN, citlivost $-4,4 \text{ pC} \cdot \text{N}^{-1}$), nábojového zesilovače Kistler 5018A, digitálního osciloskopu Tektronix TDS 210 a počítače se softwarem SCOPE pro záznam dat. Deformace vzorku byla snímána vysokorychlostní kamerou Photron FASTCAM Nova S16 (model 1100K-M-16BG-NV 10GbE) při snímkovací frekvenci 200 000 snímků za sekundu. Schéma zapojení řetězce je zobrazeno na Obr. 5-3. Na obě čelisti byly umístěny kontrastní body, jejichž vzájemný posuv ze záznamu kamery sloužil pro stanovení přetvoření vzorku v čase.



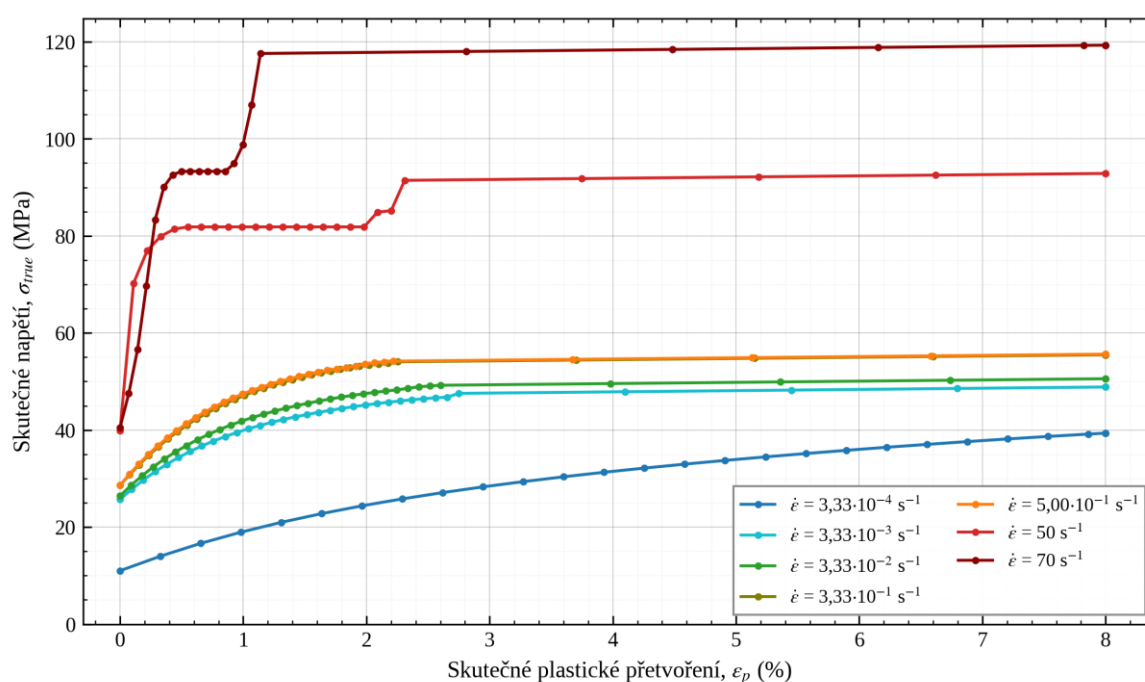
Obr. 5-3 Schéma zapojení měřicího řetězce.

Zkoušky byly provedeny při dvou výškách pádu nárazového modulu – 382 mm a 842 mm, kterým odpovídají rychlosti přetvoření přibližně 50 s^{-1} a 70 s^{-1} . Pro každou rychlost byly testovány tři vzorky.

Tab. 5-1 Souhrn tahových zkoušek PA12CF15.

$\dot{\epsilon}$ (s ⁻¹)	Stroj / metoda	Posuv / pádová rychlost
$3,3 \cdot 10^{-4}$	Shimadzu AG-X Plus 100 kN	1 mm·min ⁻¹
$3,3 \cdot 10^{-3}$	Shimadzu AG-X Plus 100 kN	10 mm·min ⁻¹
$3,3 \cdot 10^{-2}$	Shimadzu AG-X Plus 100 kN	100 mm·min ⁻¹
$3,3 \cdot 10^{-1}$	Shimadzu AG-X Plus 100 kN	1 000 mm·min ⁻¹
$5,0 \cdot 10^{-1}$	Shimadzu AG-X Plus 100 kN	1 500 mm·min ⁻¹
50	Pádostroj ÚST	2,73 m·s ⁻¹
70	Pádostroj ÚST	4,06 m·s ⁻¹

Souhrnné srovnání průměrných křivek napětí–přetvoření pro všechny testované rychlosti přetvoření je zobrazeno na Obr. 5-4. Z grafu je patrná systematická závislost meze kluzu, pevnosti v tahu a tažnosti na rychlosti přetvoření.



Obr. 5-4 Souhrnný graf křivek napětí–přetvoření PA12CF15 pro všechny testované rychlosti přetvoření.

Materiálový model v LS-DYNA

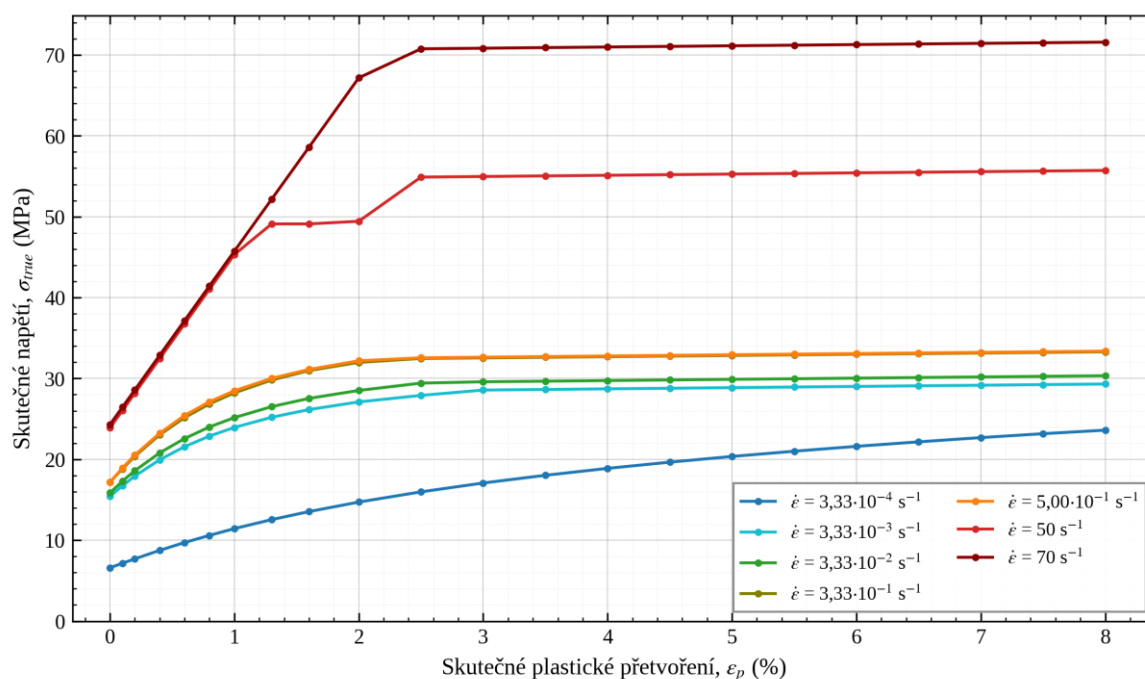
Pro numerický model dynamické komprese chirální struktury byl v prostředí LS-DYNA použit izotropní elastoplastický materiálový model *MAT_024 (*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY) s tabulkou LCSS (Load Curve Stress Scaling) zachycující závislost napětí na rychlosti přetvoření. Vstupem materiálového modelu jsou experimentálně naměřené křivky napětí–přetvoření z tahových zkoušek

popsaných v předchozí. Každá rychlost přetvoření je v tabulce LCSS zastoupena jednou křivkou; mezi naměřenými rychlostmi LS-DYNA interpoluje a vně extrapoluje, čímž je pokryt celý rozsah lokálních rychlostí přetvoření vznikajících v simulaci kolapsu chirální struktury. Modul pružnosti E byl odvozen ze sklonu lineární části nejnižší rychlostní křivky LCSS tabulky. Poissonův poměr byl zvolen jako hodnota $\nu = 0,31$. Mezní efektivní plastické přetvoření pro eliminaci elementu (parametr FAIL) bylo zvoleno s hodnotou 0,6 na základě sady menších MKP simulací.

Při prvních pokusech o implementaci přímo naměřených křivek do *MAT_024 LS-DYNA solver odmítl tabulku přijmout a vyhlásil varování o nestabilním materiálovém modelu – sklon zpevňovacích úseků naměřených křivek v plastické oblasti překračuje hodnotu Youngova modulu $E = 3,76$ GPa, což vede v explicitním řešiči k numerické divergenci. Příčinou je zaokrouhlení a šum experimentálních dat v krátkých úsecích křivky, kde se zaznamenaný gradient napětí–přetvoření blíží nebo přesahuje E . Z tohoto důvodu byl sklon zpevňovacích úseků u křivek, jejichž lokální tečná tuhost přesáhla hodnotu Youngova modulu E , shora omezen pod tuto hodnotu. Křivky bez překročení zůstaly beze změny. Mez kluzu, pevnost v tahu a tažnost zůstávají u všech naměřených křivek zachovány v souladu s experimentem; změna se týká pouze lokální rychlosti zpevňování v upravených úsecích.

S takto upravenou tabulkou LCSS byly provedeny verifikační MKP simulace na šesti konfiguracích chirální struktury z parametrické studie (viz 5.3). Pro každou konfiguraci byly k dispozici 4 až 8 experimentálních vzorků z pádstrojových zkoušek. Srovnání simulačních predikcí s průměrnými experimentálními hodnotami metrik PCF, MCF, EA, x_D a $a_{\max}$ ukázalo, že materiálový model s pouze upravenými sklony křivek systematicky nadhodnocuje reakční sílu napříč celým rozsahem testovaných relativních hustot, s průměrnou absolutní odchylkou MKP od experimentu kolem 46 %. Predikované hodnoty PCF, MCF i EA jsou ve všech šesti konfiguracích vyšší než experimentálně zaznamenané.

Tato systematická odchylka byla odstraněna aplikací jednotného škálovacího koeficientu $k = 0,6$ na celou tabulku LCSS – všechny hodnoty napětí v každé z naměřených křivek (po úpravě sklonu) byly vynásobeny faktorem 0,6, zatímco osa přetvoření zůstala nezměněna. Hodnota koeficientu byla získána minimalizací průměrné absolutní odchylky MKP od experimentu současně přes všech šest konfigurací a všechny porovnávané metriky. Upravené křivky jsou zobrazeny na Obr. 5-5.



Obr. 5-5 Upravené materiálové křivky pro LS-DYNA.

Po aplikaci koeficientu $k = 0,6$ klesla průměrná absolutní odchylka MKP od experimentu na 17 %, což je úroveň shody přijatelná pro inženýrský návrh tištěné mřížkové struktury s vnitřními defekty a variabilitou tisku. Reziduální odchylky jsou interpretovány jako důsledek geometrických nepřesností tisku (tloušťka stěn kolísá v rozmezí přibližně ± 5 % od nominální hodnoty), lokálních defektů v napojení žebířů a vlivu orientace tisku vzhledem ke směru zatěžování, které jednotný škálovací koeficient nedokáže rozlišit. Takto kalibrovaný materiálový model je dále v práci používán ve všech navazujících MKP simulacích – pro parametrickou studii chirální struktury (kap. 5.2) i pro ověřovací simulace iterací funkčního vzorku (kap. 6.1).

5.1.2 Numerický model dynamické komprese

V této podkapitole je popsán numerický model dynamické komprese chirální struktury sloužící pro parametrickou studii viz 5.2 a kalibraci materiálového modelu PA12CF15 popsaného v 0. Cílem modelu je s minimální výpočetní náročností reprodukovat odezvu jedné konfigurace chirální struktury při dopadu pádostrojového závaží a získat tak průběhy síly, posuvu a zrychlení pro porovnání s experimentem.

Workflow a software

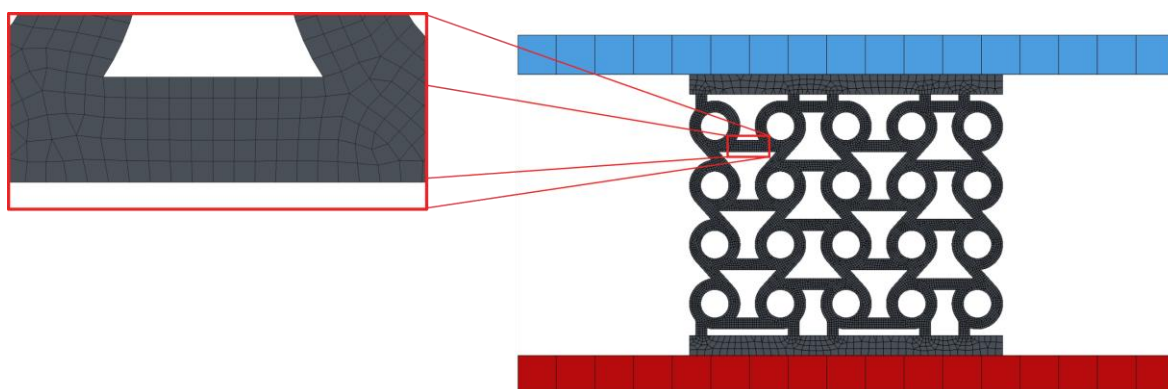
Geometrický model byl vytvořen v softwaru Autodesk Inventor a importován do prostředí ANSYS Workbench 2025 R1, kde byl v modulu Design Modeler upraven pro 2D úlohu s předpokladem rovinné deformace (plane strain). V modulu LS-DYNA byly nastaveny okrajové podmínky, kontakty a vygenerována síť konečných prvků. Materiálový model

PA12CF15 s tabulkou LCSS (viz 0) byl definován v modulu Engineering Data prostředím ANSYS Workbench a přiřazen vzorku struktury. Vstupní soubor v textovém formátu .k byl následně exportován z Workbench a před spuštěním v něm byly v textovém editoru ručně doplněny karty a parametry, které grafické rozhraní Workbench přímo neumožňuje nastavit. Takto upravený vstupní soubor byl spuštěn v řešiči LS-RUN 2025 R1. Postprocessing výsledků byl proveden v softwaru LS-PrePost 2025 R1 a v Pythonu pro vykreslení srovnávacích grafů.

Geometrie a síť

Model je formulován jako 2D úloha s předpokladem rovinné deformace (plane strain), modeluje se celá geometrie chirální struktury bez využití symetrie. Indentor i podstava jsou modelovány jako tuhá tělesa (rigid body).

Síť konečných prvků (Obr. 5-6) je rozčleněna podle funkční role jednotlivých částí. Stěny chirálních buněk jsou síťovány elementy o velikosti 0,14 mm tak, aby přes nominální tloušťku stěny 0,9 mm vycházelo nejméně pět elementů. Krycí desky struktury jsou síťovány elementy o velikosti 0,8 mm, tuhý indentor a podstava elementy o velikosti 3 mm. Celkový počet elementů a uzlů se s konkrétní konfigurací mění podle počtu buněk struktury; pro typickou konfiguraci se pohybuje řádově v tisících až desetitisících prvků.



Obr. 5-6 Síť konečných prvků s detailem na tloušťku stěny.

Materiály a hmotnostní škálování pro 2D

Pro materiál chirální struktury byl použit model *MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY s tabulkou LCSS popsaný v 0 ($E = 3,76$ GPa, $\nu = 0,31$, mez plastického přetvoření do porušení $\varepsilon = 0,6$). Hustota tištěného materiálu PA12CF15 byla stanovena vážením několika vzorků a podělením objemu jejich CAD modelu, čímž je přímo zohledněna porozita vznikající při tisku metodou FFF. Výsledná efektivní hustota přibližně $748 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ je nižší než katalogová hodnota plně hutného PA12CF15 uváděná v technickém listu výrobce, která však platí pro vzorky vyráběné vstřikováním.

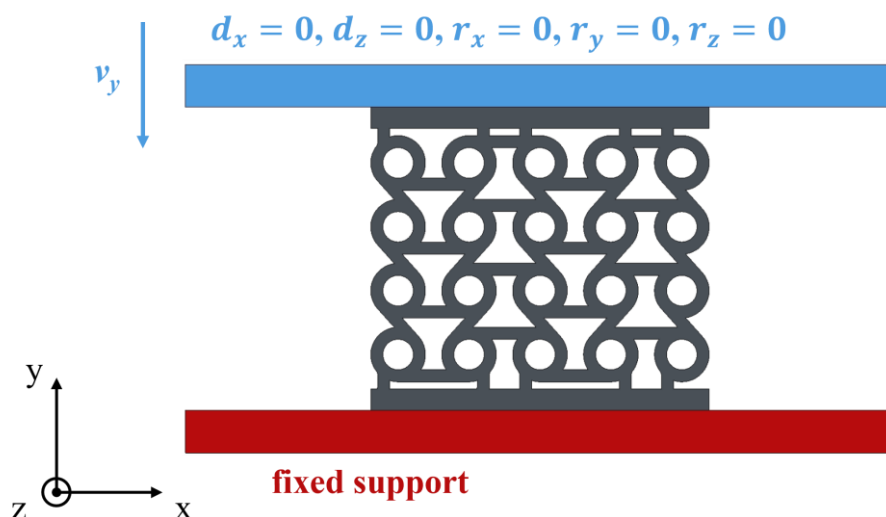
Indentor a podstava jsou modelovány jako tuhá tělesa, hustota indentoru je vědomě škálována pro účely 2D rovinné úlohy. Princip škálování vychází z toho, že 2D model

vztahuje hmotnost k jednotkové hloubce ve směru kolmém na rovinu modelu. Měrná hmotnost indentoru je stanovena jako podíl skutečné hmotnosti padajícího závaží pádostroje (13,4 kg) a skutečné hloubky modelovaného vzorku struktury. Tato měrná hmotnost se v simulaci dosáhne nastavením hustoty indentoru jako podíl měrné hmotnosti a plochy průřezu indentoru v rovině 2D modelu. Tímto postupem je v 2D rovinné úloze zachována kinetická energie ekvivalentní reálnému trojrozměrnému experimentu. Hodnota hustoty indentoru se pro každou konfiguraci mění podle skutečné hloubky modelované struktury.

Okrajové podmínky a zatížení

Indentoru je předepsána počáteční rychlost ve směru osy Y (svisle dolů) odpovídající rychlosti zaznamenané vysokorychlostní kamerou v okamžiku kontaktu indentoru se vzorkem v reálném experimentu. U indentoru jsou zároveň omezeny všechny stupně volnosti kromě translace ve směru osy Y, čímž je zaručen pohyb pouze ve svislé ose při zachování orientace vůči vzorku. Schéma okrajových podmínek je zobrazeno na Obr. 5-7.

Na indenter je dále aplikována gravitační síla odpovídající tíhovému zrychlení $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Podstava je plně zafixována ve všech šesti stupních volnosti.



Obr. 5-7 Okrajové podmínky. Značky d_x a d_z značí posuvy k jednotlivým osám, r_x , r_y a r_z značí rotace kolem jednotlivých os.

Kontakty

V modelu jsou definovány dva typy kontaktu, oba s koeficientem statického tření $\mu = 0,2$:

- mezi indentorem a horní hranou struktury;
- kontakt v rámci celé sestavy zachycující dotyk stěn buněk při jejich kolapsu (self-contact).

Časová integrace a numerická stabilita

Simulace probíhala s celkovým časem 0,01 s (10 ms), což pro dosažené dopadové rychlosti pokrývá celou fázi nárazu až do okamžiku densifikace. Časový krok integrace byl řízen

automaticky tak, aby splňoval Courant-Friedrichsovu podmínku stability explicitního schématu – časový krok musí být kratší než doba, za kterou tlaková vlna projde nejmenším elementem sítě. Skutečný použitý časový krok je dán redukčním faktorem TSSFAC = 0,9 (90 % této teoretické meze), čímž je zajištěna dostatečná bezpečnostní rezerva. Hmotnostní škálování (mass scaling), tedy umělé zvýšení hustoty nejmenších elementů, kterým by se prodloužil minimální stabilní časový krok a zkrátila tak doba výpočtu, nebylo použito pro zachování fyzikální přesnosti odezvy.

U prvků s redukovanou integrací mohou vznikat parazitní módy deformace s nulovou energií (tzv. hourglass módy). Pro jejich potlačení byla v simulaci aktivována hourglass kontrola podle Flanagan a Belytschka [28] založená na přidání umělé tuhosti, s koeficientem stabilizace 0,05.

Vyhodnocení a validace

Pro každou simulaci jsou z výstupních databází LS-DYNA extrahovány následující veličiny: reakční síla na kontaktu indentor-struktura, Y-posuv tuhého tělesa indentoru a Y-zrychlení tuhého tělesa indentoru. Z těchto veličin jsou sestaveny dvě klíčové porovnávací křivky – průběh síly v závislosti na posuvu a průběh zrychlení v čase.

Validace numerického modelu byla provedena na šesti konfiguracích chirální struktury (konfigurace 1, 5, 9, 10, 15 a 20) viz 5.2, pokrývajících reprezentativní rozsah parametrické studie. Každá konfigurace byla pádostrojem reálně otestována – konfigurace 1 osmi vzorky v rámci úvodního rozsáhlejšího ověření, zbylé konfigurace čtyřmi vzorky každá. Pro každou konfiguraci byla provedena jedna odpovídající MKP simulace.

5.2 Parametrická studie geometrie struktury Chiral

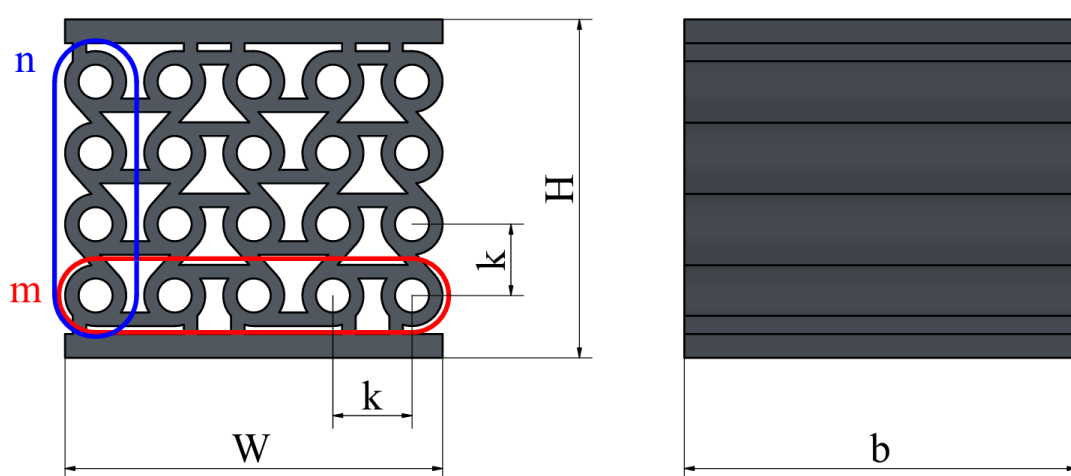
Cílem této podkapitoly je systematicky vyhodnotit vliv geometrických parametrů chirální mřížkové struktury na průběh reakční síly a zrychlení indentoru během rázové komprese. Předmětem studie není nalezení jedné optimální konfigurace, ale popis závislostí výstupních metrik na parametrech struktury – výsledky této studie slouží jako vstup pro volbu finální geometrie funkčního vzorku v rámci kapitoly 6 a dimenzování celého absorbéru tak, aby splnil návrhový limit špičkového zrychlení $a^* = 15$ g.

Geometrie chirální buňky je popsána třemi nezávislými parametry. Parametr k představuje škálovací faktor chiraloty, kterým je ovlivněna délka žeber a celkový rozměr základní buňky. Parametr n je počet buněk ve svislém směru (směr zatěžování), parametr m počet buněk ve vodorovném směru (šířka struktury). Hloubka vzorku ve směru kolmém na rovinu zatěžování byla navržena konstantní pro většinu konfigurací jako $b = 25$ mm. Hodnoty výšky H a šířky W zkušebního vzorku vyplývají z volby trojice k , n , m a jsou pro každou

konfiguraci odměřeny z CAD modelu. Studie zahrnuje 21 simulačních konfigurací rozdělených do čtyř sérií:

- Série A (konfigurace 1–9) – kompletní faktoriální matice 3×3 v prostoru (k, n) při fixní hodnotě $m = 5$;
- Série B (konfigurace 10–13) – variace m při $n = 6$ a $k = 2,0$;
- Série C (konfigurace 14–17) – variace m při $n = 4$ a $k = 2,0$;
- Série D (konfigurace 18–21) – variace m při $n = 5$ a $k = 2,0$.

Série B, C, D rozšiřují výchozí bod $k = 2,0$ do třetí dimenze m a společně se sériemi obsahujícími hodnoty $m = 5$ (série A, konfigurace 7–9) tvoří matici 3×5 v prostoru (n, m) při fixním $k = 2,0$. Doplnkově byla provedena citlivostní analýza vlivu hloubky vzorku b pro konfiguraci 9 ($k = 2,0$, $n = 6$, $m = 5$) ve dvou dalších hodnotách $b = 35$ mm a $b = 45$ mm.



Obr. 5-8 Schéma konfigurace 1 se zakreslenými parametry.

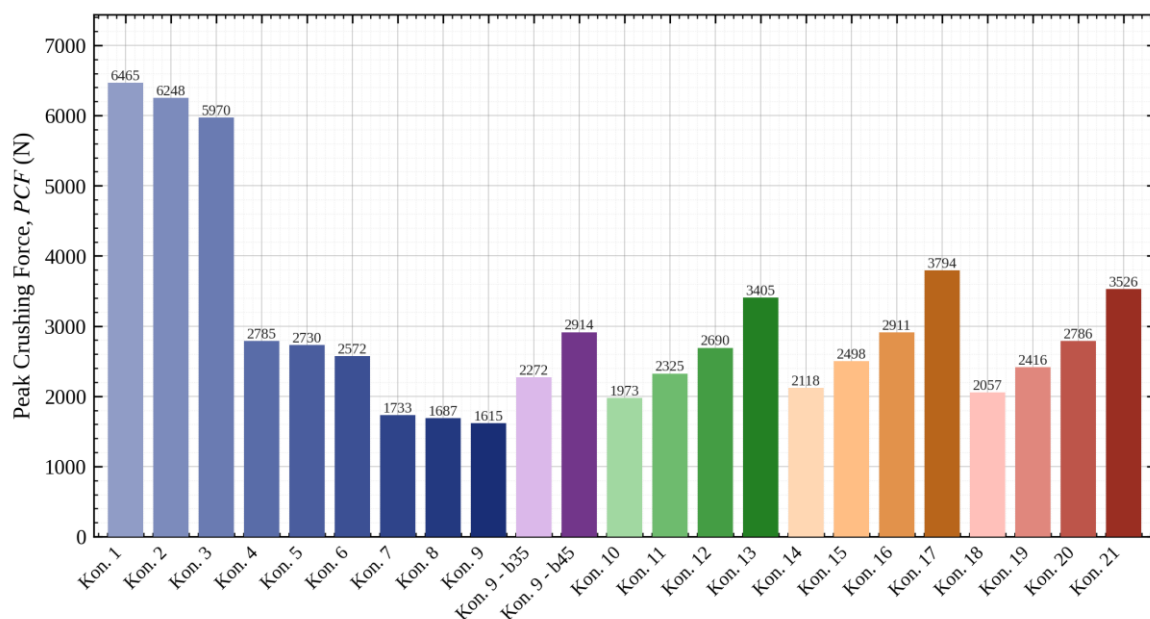
Tab. 5-2 Seznam 21 simulačních konfigurací parametrické studie. Hloubka vzorku ve směru kolmém na rovinu zatěžování $b = 25$ mm pro všechny konfigurace.

Konfigurace	k (–)	n (–)	m (–)	H (mm)	W (mm)	ρ_{rel} (–)	Série
1	1,0	4	5	21,4	23,9	0,571	A
2	1,0	5	5	25,9	23,9	0,560	A
3	1,0	6	5	30,4	23,9	0,552	A
4	1,5	4	5	28,1	33,9	0,409	A
5	1,5	5	5	34,9	33,9	0,393	A
6	1,5	6	5	41,6	33,9	0,383	A
7	2,0	4	5	34,9	43,9	0,317	A
8	2,0	5	5	43,9	43,9	0,301	A
9	2,0	6	5	52,9	43,9	0,290	A

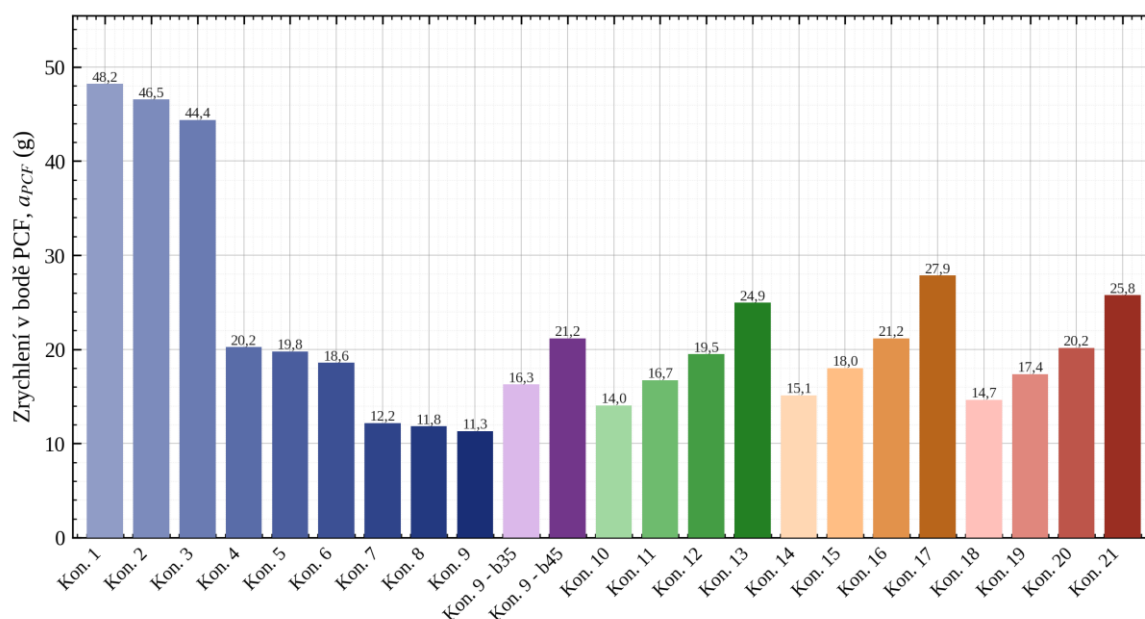
10	2,0	6	6	52,9	53,9	0,288	B
11	2,0	6	7	52,9	63,9	0,286	B
12	2,0	6	8	52,9	73,9	0,285	B
13	2,0	6	10	52,9	93,9	0,283	B
14	2,0	4	6	34,9	53,9	0,315	C
15	2,0	4	7	34,9	63,9	0,313	C
16	2,0	4	8	34,9	73,9	0,312	C
17	2,0	4	10	34,9	93,9	0,310	C
18	2,0	5	6	43,9	53,9	0,299	D
19	2,0	5	7	43,9	63,9	0,297	D
20	2,0	5	8	43,9	73,9	0,296	D
21	2,0	5	10	43,9	93,9	0,294	D

Numerický MKP model simulací jednotlivých konfigurací (geometrie, síť, materiálový model, kontakty, časový krok) odpovídá modelu popsanému v kapitole 5.1.2. Materiálový model PA12CF15 použitý ve studii je popsán v kapitole 0. Pro každou simulaci jsou vyhodnocovány stejné metriky (PCF, MCF, CFE, EA, SEA, σ_{PCF} , σ_{MCF} , ε_D , a_{PCF} , d_{max}) jako pro experimentální pádstrojovou zkoušku v kapitole 4.6, což zajišťuje přímou srovnatelnost simulačních a experimentálních dat.

Zobrazení hodnot PCF pro všech 23 konfigurací jsou uvedeny na Obr. 5-9. Souhrnné průběhy zrychlení indentoru v čase PCF pro tytéž konfigurace uvádí Obr. 5-10.



Obr. 5-9 Graf hodnot PCF všech 23 konfigurací.



Obr. 5-10 Graf hodnot zrychlení v čase PCF všech 23 konfigurací.

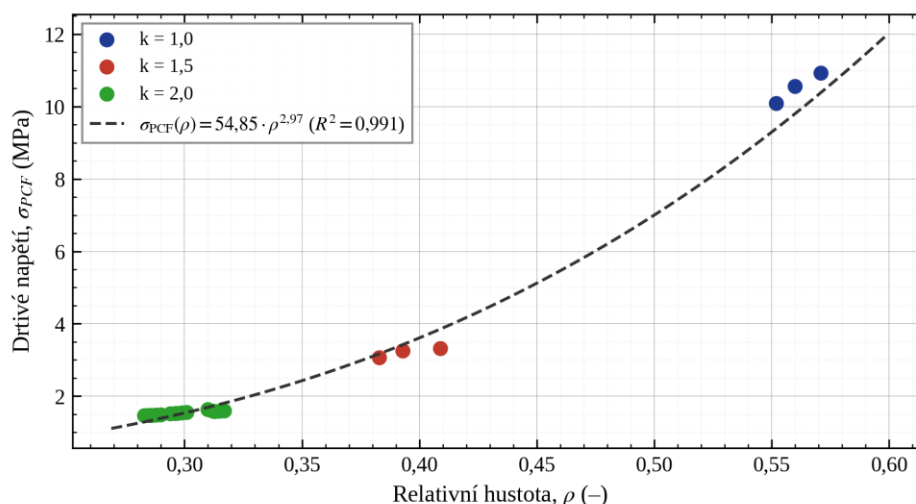
5.2.1 Hlavní efekty parametrů

Chování chirální struktury při rázové kompresi sjednotit do tří fyzikálních parametrů – relativní hustoty ρ , průřezové plochy $A = W \cdot b$ a celkové výšky struktury H . Geometrické parametry chirální buňky (škálovací faktor k , počet buněk v rovině zatížení n , počet buněk vodorovně m , hloubka b) ovlivňují tyto tři fyzikální veličiny jednoznačně – k a m společně určují W , k a n určují H , a relativní hustota ρ je funkcí (k , n , m).

Relativní hustota ρ má dominantní vliv na úroveň silové i akcelerační odezvy struktury. Drtivé napětí σ_{PCF} (špičková reakční síla normalizovaná průřezovou plochou) vykazuje mocninovou závislost na ρ – pro vysoké hodnoty ρ (konfigurace 1–3, $\rho \approx 0,55$ – $0,57$) dosahuje σ_{PCF} úrovní přibližně 10–11 MPa, zatímco při řidších strukturách (konfigurace 9–13, $\rho \approx 0,28$ – $0,29$) klesá na úroveň pod 4 MPa. Tato závislost je zachycena regresním vztahem

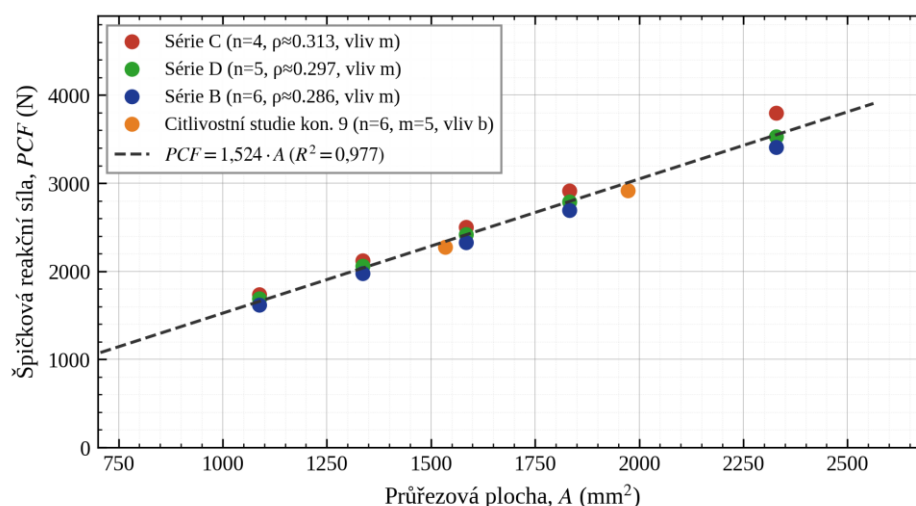
$$\sigma_{PCF}(\rho) = 54,85 \cdot \rho^{2,97} \quad (15)$$

s koeficientem determinace $R^2 = 0,991$ (viz Obr. 5-11). Mocninná závislost s exponentem $n = 2,97$ odpovídá fyzikální podstatě procesu – drtivé napětí roste téměř s třetí mocninou hustoty, neboť při zhuštění materiálu se zvyšuje jak nosný průřez stěn na jednotku půdorysné plochy, tak tuhost geometrického uspořádání proti ohybu žeber. Tato regrese je v kapitole 6 použita jako kvantitativní nástroj pro výpočet cílové hustoty funkčního vzorku odpovídající požadovanému špičkovému zrychlení.



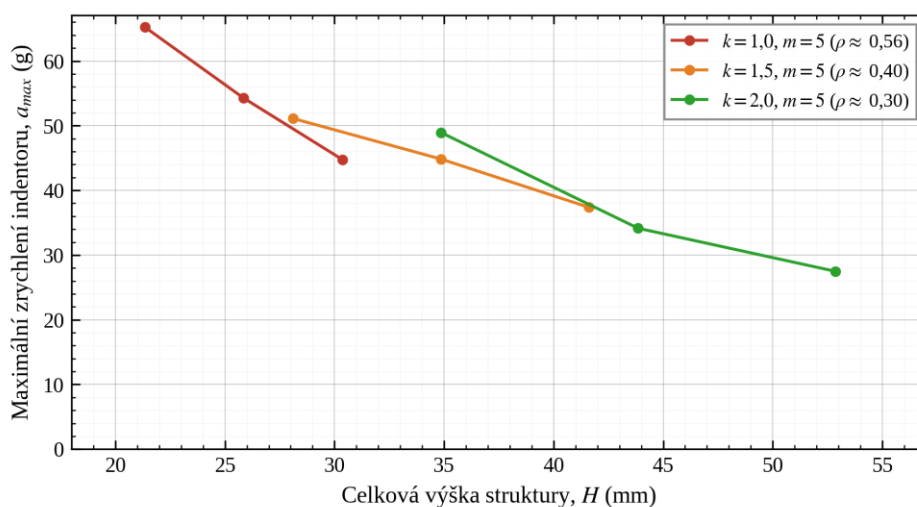
Obr. 5-11 Závislost drtivého napětí σ_{PCF} na relativní hustotě ρ pro 21 konfigurací parametrické studie s vyznačenou regresní křivkou.

Průřezová plocha $A = W \cdot b$ (kde W je šířka segmentu a b hloubka vzorku) ovlivňuje silovou odezvu přibližně lineárně – při zachované hustotě ρ se PCF škáluje úměrně A . To je v souladu s mechanickým výkladem $F_{PCF} = \sigma_{PCF} \cdot A$, kde σ_{PCF} závisí na ρ a vlastnostech materiálu. Konfigurace 9–13 (série B, $\rho \approx 0,28$ – $0,29$, $n = 6$, $k = 2,0$) demonstrují tuto lineární škálovatelnost – při zvyšování m z 5 na 10 roste W z 43,9 na 93,9 mm (faktor 2,14), zatímco PCF roste téměř ve stejném poměru. Analogicky citlivostní studie pro konfiguraci 9 prokázala přímou úměrnost mezi PCF a hloubkou b při zachovaných geometrických parametrech buňky. Z hlediska návrhu funkčního vzorku to znamená, že plocha A je nezávislou návrhovou volností – lze ji volit podle dostupné výrobní obálky (FFF tisková komora) bez ovlivnění specifické silové charakteristiky struktury.



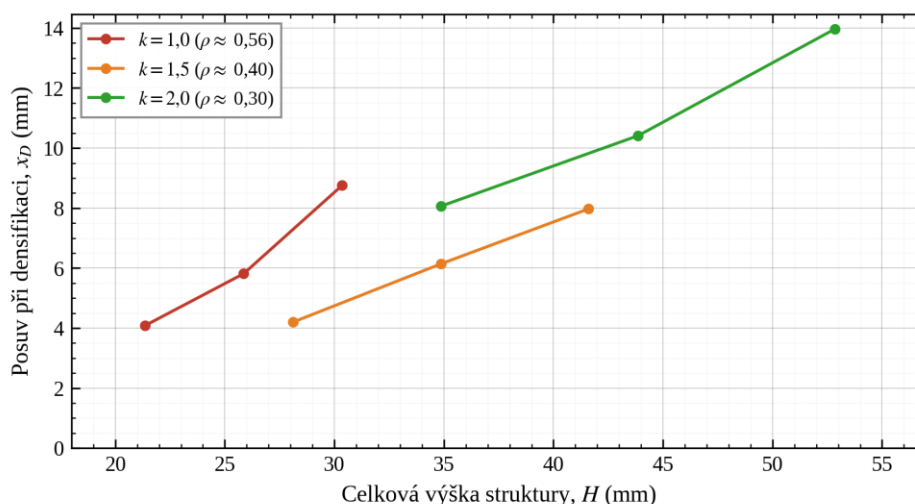
Obr. 5-12 Vliv průřezové plochy A na špičkovou reakční sílu při fixní relativní hustotě $\rho \approx 0,30$ (kombinovaná data ze série B, C, D a citlivostní studie hloubky b).

Výška struktury H ovlivňuje absorpční dráhu, do které se rozprostře disipovaná energie. Silovou odezvu (PCF, MCF) výška H téměř nemění (rozdíl pod 10 % při zdvojnásobení H), avšak maximální zrychlení indentoru $a_{\max}$ výrazně klesá s rostoucím H . Tento trend je znázorněn na Obr. 5-13, kde jsou vyneseny tři křivky odpovídající třem úrovním relativní hustoty ($k = 1,0$ s $\rho \approx 0,56$; $k = 1,5$ s $\rho \approx 0,40$; $k = 2,0$ s $\rho \approx 0,30$) ze série A při $m = 5$. Pro $k = 2,0$ klesá $a_{\max}$ z 49 g na 27 g při prodloužení H z 35 na 53 mm (faktor 1,51) – tj. zhruba dvojnásobné prodloužení absorpční dráhy sníží špičkové zrychlení téměř na polovinu. Fyzikální podklad této závislosti spočívá v tom, že kratší H vede k předčasnému nástupu densifikace dříve, než je pohlcena veškerá kinetická energie, a v post-densifikační fázi prudce roste reakční síla a tedy zrychlení; delší H umožňuje absorpci energie v plateau fázi při nízké MCF a krátkou (nebo žádnou) post-densifikační fázi.



Obr. 5-13 Závislost maximálního zrychlení indentoru $a_{\max}$ na celkové výšce struktury H pro tři úrovně relativní hustoty ($k = 1,0$; $1,5$; $2,0$ ze série A při $m = 5$).

Současně posuv při densifikaci x_D roste s H lineárně (Obr. 5-14) – poměr $x_D / H \approx \varepsilon_D$ zůstává při konstantní ρ téměř konstantní, takže H působí jako lineární škálovací parametr pro celkovou absorpční dráhu. Pro návrh funkčního vzorku v kapitole 6 to znamená, že H je primárním nástrojem pro snížení $a_{\max}$ pod návrhový limit při zachované hustotě.



Obr. 5-14 Závislost densifikačního posuvu x_D na celkové výšce struktury H pro tři úrovně relativní hustoty ($k = 1,0; 1,5; 2,0$ ze série A při $m = 5$).

Souhrnem lze říct, že silové a akcelerační chování chirální struktury při rázové kompresi je z hlediska návrhu popsáno trojicí fyzikálních parametrů (ρ , A , H). Relativní hustota určuje úroveň drtivého napětí σ_{PCF} prostřednictvím mocninné regrese $\sigma_{PCF}(\rho) = 54,85 \cdot \rho^{2,97}$ a tím i specifickou silovou charakteristiku materiálu, plocha $A = W \cdot b$ škáluje absolutní špičkovou reakční sílu lineárně podle vztahu $F_{PCF} = \sigma_{PCF} \cdot A$, a výška H určuje dostupnou absorpční dráhu pro pohlcení energie. Tato tři navzájem nezávislá zobecnění geometrických parametrů (k , m , n) jsou v kapitole 6 přímo použita pro analytický návrh funkčního vzorku rohové jednotky absorbéru – relativní hustota se volí z mocninného vztahu $\sigma_{PCF}(\rho)$ pro splnění limitu špičkového zrychlení, plocha A z omezení tiskové komory a výška H z kinematické podmínky pro pohlcení dopadové kinetické energie.

5.3 Experimentální verifikace parametrické studie

Cílem experimentální verifikace popsané v této podkapitole je kvantifikovat shodu mezi predikcemi numerického modelu (5.1.2) a naměřenými hodnotami pádostrojové zkoušky na podmnožině konfigurací parametrické studie a vyhodnotit, zda je MKP model spolehlivý jako prediktivní nástroj pro detailní návrh funkčního vzorku absorbéru. Data naměřená z této kapitoly jsou dostupná jako Příloha 3.

5.3.1 Vybrané konfigurace pro verifikaci

Z 21 konfigurací parametrické studie (viz Tab. 5-2) bylo pro experimentální verifikaci vybráno šest reprezentativních konfigurací pokrývajících široký rozsah měněných parametrů ($k = 1$ i $k = 2$; $n = 4$ až 6 ; $m = 5$ až 10). Doplňkově byly experimentálně otestovány dvě

hloubky vzorku $b = 35$ mm a $b = 45$ mm pro konfiguraci 9 ($k = 2$, $n = 6$, $m = 5$) odpovídající citlivostní analýze provedené v rámci parametrické studie. Přehled vybraných konfigurací a hlavních geometrických parametrů shrnuje Tab. 5-3.

Tab. 5-3 Vybrané konfigurace parametrické studie zařazené do experimentální verifikace pádstrojovou zkouškou. Hloubka vzorku $b = 25$ mm s výjimkou citlivostních konfigurací 9 ($b = 35$ mm) a 9 ($b = 45$ mm).

Konfigurace	k (–)	n (–)	m (–)	b (mm)	ρ_{rel} (–)
Konfigurace 1	1,0	4	5	25	0,571
Konfigurace 5	1,5	5	5	25	0,393
Konfigurace 9	2,0	6	5	25	0,290
Konfigurace 10	2,0	6	6	25	0,288
Konfigurace 15	2,0	4	7	25	0,313
Konfigurace 20	2,0	5	8	25	0,296
Konfigurace 9, $b = 35$	2,0	6	5	35	0,290
Konfigurace 9, $b = 45$	2,0	6	5	45	0,290

5.3.2 Metodika porovnání

Pro každou konfiguraci uvedenou v Tab. 5-3 byla nezávisle provedena jedna MKP simulace dle modelu popsaného v 5.1.2 a několik pádstrojových zkoušek dle metodiky popsané v 4.6. Z MKP simulace byla pro každou konfiguraci získána jedna sada hodnot metrik (PCF, MCF, EA, CFE), z pádstrojové zkoušky odpovídající průměr a směrodatná odchylka přes všechny otestované vzorky téže konfigurace.

Pro každou metriku X (kde X je jedna z PCF, MCF, EA, CFE) je relativní rozdíl MKP predikce vůči experimentálnímu průměru kvantifikován jako

$$\Delta X = \frac{X_{MKP} - X_{experiment_průměr}}{X_{experiment_průměr}} \cdot 100 [\%] \quad (16)$$

Kladná hodnota ΔX znamená, že MKP nadhodnocuje danou metriku oproti experimentu, záporná podhodnocuje. Absolutní hodnota $|\Delta X|$ představuje míru shody mezi modelem a experimentem nezávisle na směru odchylky. Pro vizuální vyhodnocení v Tab. 5-4 jsou hodnoty barevně rozlišeny: zeleně $|\Delta X| \leq 15 \%$, žlutě $15\text{--}30 \%$ a červeně $|\Delta X| > 30 \%$.

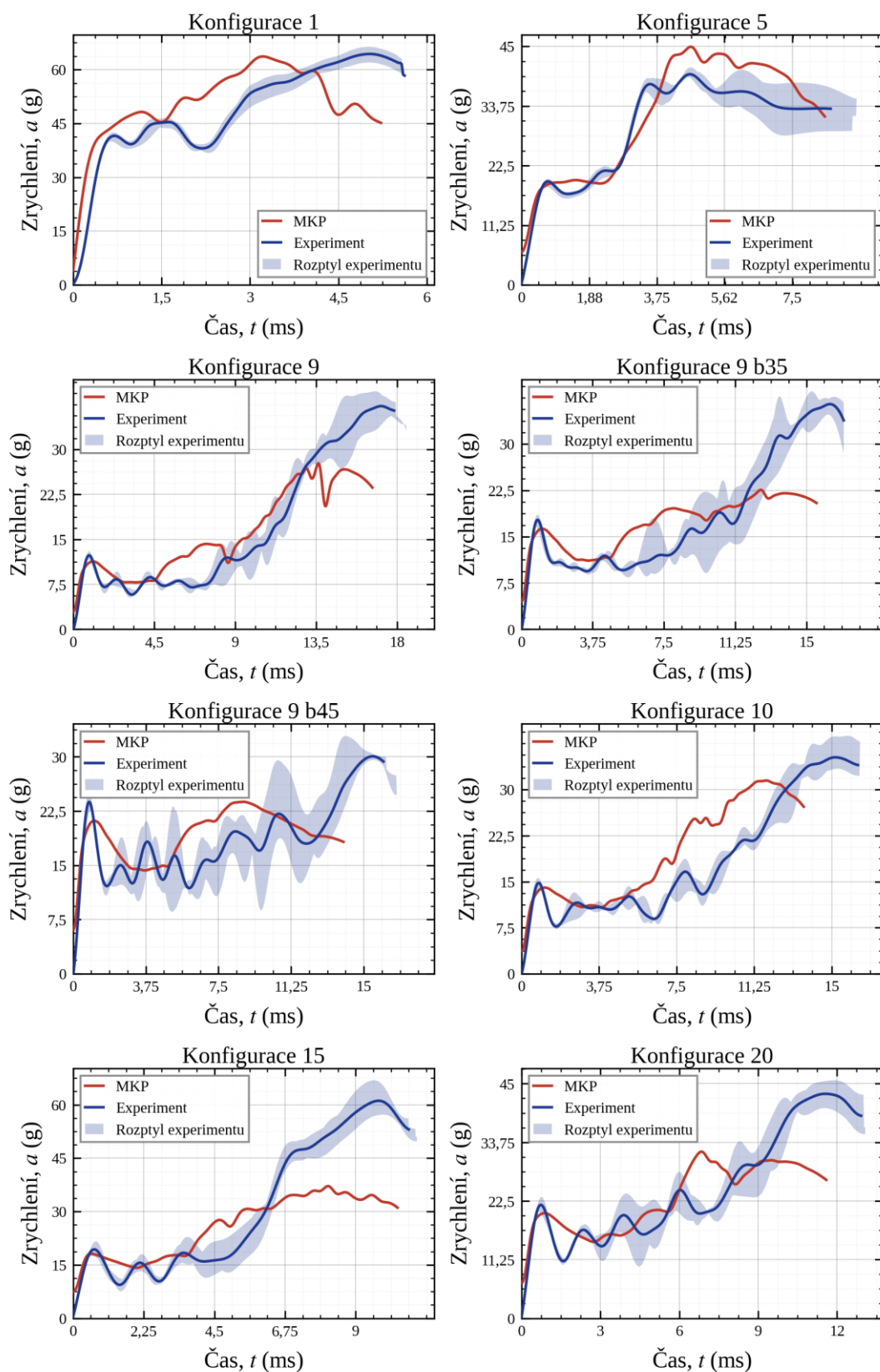
5.3.3 Výsledky

Tab. 5-4 Relativní odchylky MKP predikcí vůči experimentálnímu průměru pro vybrané konfigurace. Barvy: zeleně $|\Delta X| \leq 15 \%$, žlutě 15–30 %, červeně $> 30 \%$.

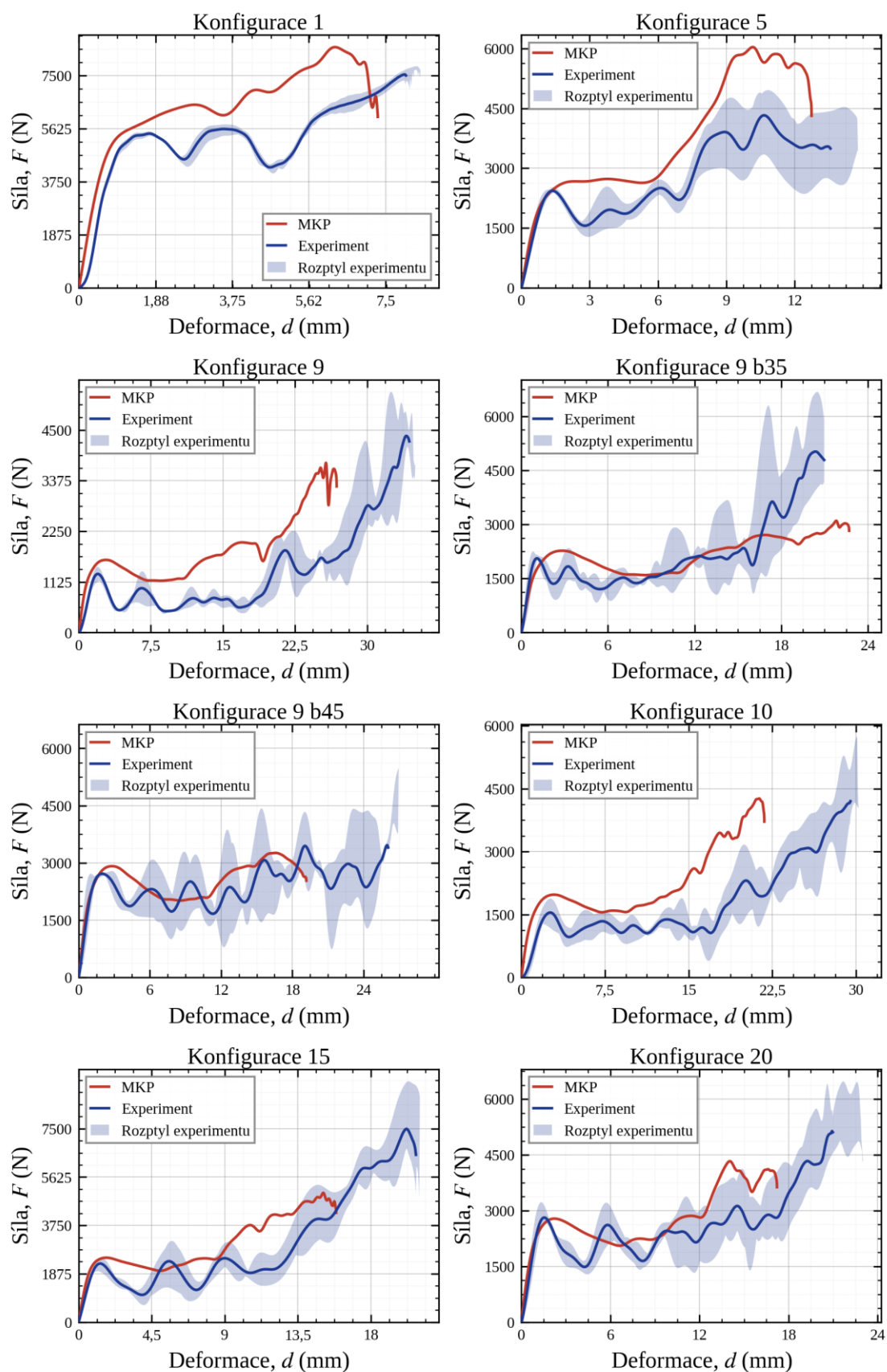
Konfigurace	ΔPCF (%)	ΔMCF (%)	ΔEA (%)	ΔCFE (%)	Δa_{PCF} (%)	Δa_{max} (%)
Konfigurace 1	18,8	19,0	-13,4	0,1	9,6	0,3
Konfigurace 5	11,5	24,4	3,3	9,3	19,3	12,4
Konfigurace 9	23,4	44,9	-24,2	11,7	-2,0	-26,7
Konfigurace 10	25,1	40,6	-2,2	8,9	-0,1	-11,3
Konfigurace 15	9,4	22,7	-14,3	9,3	6,1	-39,4
Konfigurace 20	-2,5	5,2	-25,8	5,8	3,2	-26,8
Konfigurace 9, b = 35	6,2	9,6	-3,9	2,6	7,2	-40,3
Konfigurace 9, b = 45	6,4	2,8	-35,7	-3,0	7,7	-22,5

Z Tab. 5-4 vyplývá, že průměrná absolutní odchylka MKP od experimentu napříč všemi osmi konfiguracemi a šesti vyhodnocovanými metrikami činí přibližně 14 %, s nejvyšší shodou v metrice crush force efficiency CFE a v metrice špičkového zrychlení indentoru a_{PCF} (průměrné $|\Delta a_{PCF}| \approx 7 \%$; sedm z osmi konfigurací leží pod 15 %). Špičková reakční síla PCF je modelem nadhodnocována v rozsahu zhruba 6 až 25 %, střední reakční síla MCF v plateau oblasti v rozsahu 3 až 45 % – nejvyšší odchylky MCF jsou pozorovány u konfigurací s nejnižší relativní hustotou (konfigurace 9 a 10, $\rho_{rel} \approx 0,29$). U maximálního zrychlení a_{max} , které u většiny konfigurací nastává až ve fázi densifikace, model systematicky podhodnocuje skutečné experimentální hodnoty (záporné hodnoty Δa_{max}), zejména u konfigurace 15 a citlivostních konfigurací s vyšší hloubkou b ($|\Delta a_{max}|$ až 40 %). Citlivostní konfigurace 9 (b = 35 mm) a 9 (b = 45 mm) vykazují u silových metrik PCF a MCF výrazně lepší shodu ($|\Delta| \leq 10 \%$) než odpovídající konfigurace 9 s výchozí hloubkou b = 25 mm, což potvrzuje vliv 2D plane strain zjednodušení na chování struktur s malou hloubkou ve směru kolmém na rovinu zatěžování.

Pro vizuální porovnání jsou na Obr. 5-15 a Obr. 5-16 uvedeny srovnávací grafy – reakční síla v závislosti na posuvu indentoru a zrychlení indentoru v čase. Experimentální chování je zobrazeno průměrnou křivkou doplněnou o stínovaný rozptyl napříč vzorky, MKP predikce je vykreslena samostatnou křivkou až do bodu maximální deformace indentoru.



Obr. 5-15 Srovnání průběhů zrychlení indentoru v čase z MKP simulace a z pádostrojevého experimentu. Experimentální chování je v každém panelu zobrazeno průměrnou křivkou (modrá) doplněnou o stínovaný rozptyl mezi minimální a maximální hodnotou. MKP křivka je zobrazena červeně.



Obr. 5-16 Srovnání průběhů reakční síly indentoru v čase z MKP simulace a z pádstrojového experimentu. Experimentální chování je v každém panelu zobrazeno průměrnou křivkou (modrá) doplněnou o stínovaný rozptyl mezi minimální a maximální hodnotou. MKP křivka je zobrazena červeně.

5.3.4 Zdroje odchylek mezi MKP a experimentem

Vyšší absolutní odchylky pozorované zejména u metrik MCF a EA v konfiguracích s nejnižší relativní hustotou lze přičíst kombinaci tří hlavních zdrojů.

Prvním zdrojem odchylek je zjednodušení modelu na 2D rovinnou deformaci, které neumožňuje zachytit deformační jevy probíhající ve směru hloubky vzorku. V reálné 3D struktuře mohou tenká žebra chirální buňky vykazovat při kompresi pohyb kolmo na rovinu zatěžování, který 2D model z principu nezachycuje. Při menší hloubce vzorku ($b = 25$ mm) jsou tyto trojrozměrné efekty výraznější, zatímco u větších hloubek ($b = 35$ a 45 mm) jsou potlačeny vzájemnou podporou žebířů podél osy hloubky a chování struktury se blíží idealizovanému plane strain limitu. Tím lze vysvětlit lepší shodu modelu s experimentem u citlivostních konfigurací s vyšší hloubkou.

Druhým zdrojem odchylek je geometrická nepřesnost tištěných vzorků oproti CAD modelu. Reálná tloušťka žebířů a zaoblení v napojení mezi žebířy kolísá v důsledku tolerancí FFF technologie, což ovlivňuje lokální napěťové pole zejména v okamžiku počátečního kolapsu, a tedy ve špičkové reakční síle PCF.

Třetím zdrojem je použitý materiálový model s tabulkou LCSS a kalibračním faktorem $k = 0,6$ (viz 0) je sice empiricky kalibrován na pádostrojová data, ale kalibrace předpokládá uniformní rychlostní citlivost napětí, zatímco reálné chování PA12CF15 vykazuje i závislost na napěťovém stavu (jednoosé vs. víceosé).

Závěrem této podkapitoly lze konstatovat, že MKP model parametrické studie spolehlivě predikuje pořadí konfigurací podle silové a akcelerační odezvy (absolutní hodnoty PCF, MCF, EA mají u všech osmi verifikovaných konfigurací stejný řád jako experimentální průměry) a poskytuje proto použitelnou kvantitativní orientaci pro výběr finální konfigurace funkčního vzorku absorberu v kapitole 6. Při interpretaci absolutních hodnot je však třeba uvažovat se systematickým nadhodnocením MCF v rozsahu zhruba 20 % u konfigurací s nízkou relativní hustotou ($\rho_{\text{rel}} \approx 0,29$) a se zpřesněním modelu pro reálnou hloubku absorberu.

6 DETAILNÍ NÁVRH

Cílem této kapitoly je popsat konstrukční návrh funkčního vzorku rohové jednotky absorbéru a vyhodnotit splnění návrhových cílů ověřením numerickou simulací. Kapitola navazuje na výsledky parametrické studie chirální geometrie (5.2), z níž je známo, jak relativní hustota ρ , celková výška H a průřezová plocha A ovlivňují průběh reakční síly a špičkové zrychlení indentoru, a na výsledky experimentální verifikace MKP modelu (5.3), které potvrdily použitelnost modelu pro prediktivní návrh.

6.1 Konstrukční návrh

Návrh funkčního vzorku rohové jednotky absorbéru byl proveden iteračně kombinací analytických vztahů, regresního vztahu $\sigma_{PCF}(\rho)$ odvozeného z parametrické studie (5.2.1), stabilitní podmínky $H/W \leq 1,5$ proti axiálnímu vybočení sestavy a omezení vyplývajících z výrobní technologie FFF tisku. Vstupní podmínky jsou převzaty z koncepčního návrhu (4); odhady koeficientů CFE a ε_D vycházejí z výsledků experimentální verifikace MKP modelu (5.3). V dalších podkapitolách je iterační proces popsán v chronologickém pořadí – od analytického návrhu iterace 1, přes její ověřovací MKP simulaci odhalující nesplnění návrhového limitu zrychlení i deficit pohlcené energie, k revizi geometrie v iteraci 2 s aktualizovanými odhady a vyhodnocení iterace 2 jako finální konfigurace funkčního vzorku.

6.1.1 Vstupní podmínky pro rohovou jednotku

Absorbér je navržen v modulární konfiguraci čtyř rohových jednotek umístěných pod čtyřmi rohy nákladu – toto konstrukční uspořádání vychází z úvahy podložit každý roh nákladu samostatnou rohovou jednotkou absorbéru, čímž je hmotnost nákladu rozložena rovnoměrně na 4 paralelní tlumicí prvky a každá rohová jednotka přenáší jednu čtvrtinu hmotnosti chráněného nákladu. Vstupní podmínky pro výpočet jedné rohové jednotky vyplývají z návrhových parametrů uvedených v 2.2.1 a vztahů uvedených v 4.2:

- hmotnost na jednu rohovou jednotku $m_{\text{imp}} = 17,5 \text{ kg}$ (jedna čtvrtina celkové hmotnosti nákladu 70 kg);
- dopadová rychlost $v = 5,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;
- maximální přípustné zrychlení $a^* = 15 \text{ g}$ ($\approx 147,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$);
- maximální přípustná reakční síla na jednu rohovou jednotku $F_{\text{max}} = m_{\text{imp}} \cdot a^* \cdot g = 17,5 \cdot 15 \cdot 9,81 \approx 2\,575 \text{ N}$;
- tloušťka stěny chirální buňky $t = 0,9 \text{ mm}$ (pevně zvolena z hlediska výrobního rozlišení FFF tisku a vstupuje do všech výpočtů relativní hustoty).

6.1.2 Návrhové vztahy

Návrh vychází ze tří vztahů. První je čistě kinematický vztah pro minimální výšku absorbéru $H_{\min}$ odvozený v 4.2 rovnice (12)

$$H_{\min} = \frac{v^2}{(2 \cdot CFE \cdot \varepsilon_D \cdot a^* \cdot g)}.$$

Hodnota $H_{\min}$ je nezávislá na hmotnosti i průřezu – vyplývá pouze z dopadové rychlosti a požadovaného zrychlení.

Druhý vztah vyplývá ze silové rovnováhy. Maximální průřezová plocha A absorbéru musí splňovat podmínku, že průměrné drtivé napětí σ_{PCF} násobené touto plochou nepřevýší $F_{\max}$:

$$A_{\max} = \frac{F_{\max}}{\sigma_{PCF}}.$$

Třetí vztah je mocninný zákon $\sigma_{PCF}(\rho)$ odvozený regresí výsledků parametrické studie viz 5.2.1. Tento vztah se používá v dalším iteračním návrhu jako prediktivní nástroj pro odhad σ_{PCF} v konfiguracích mimo rozsah parametrické studie.

6.1.3 Iterace 1 – návrh prvního funkčního vzorku

Návrhové parametry rohové jednotky funkčního vzorku leží v agresivně extrapolovaném pásmu regresního vztahu $\sigma_{PCF}(\rho)$ z parametrické studie (viz 5.2), který pokrývá pouze interpolační oblast $\rho \in [0,283; 0,571]$. Z tohoto důvodu je návrh funkčního vzorku řešen iterativně: na základě úvodního odhadu klíčových materiálových parametrů (CFE , ε_D) je analyticky stanovena geometrie vzorku, ta je následně ověřena MKP simulací a případně upravena v navazující iteraci.

Pro úvodní výpočet jsou zvoleny konzervativní hodnoty $CFE = 0,80$ a $\varepsilon_D = 0,50$. Hodnota $CFE = 0,80$ odpovídá vysoké uniformitě silové odezvy v plateau fázi a předpokládá, že funkční vzorek bude dimenzován s dostatečnou rezervou výšky tak, aby nedocházelo k předčasné densifikaci a plateau napětí zůstalo stabilní v celém pracovním rozsahu. Hodnota $\varepsilon_D = 0,50$ představuje konzervativní odhad pro buněčnou strukturu s nízkou relativní hustotou, která je schopna výrazné deformace před densifikací.

Z kinematické podmínky pro plné pohlcení dopadové energie v plateau fázi při zatížení $a^* = 15$ g vyplývá minimální výška absorbéru:

$$H_{\min} = \frac{v^2}{(2 \cdot CFE \cdot \varepsilon_D \cdot a^* \cdot g)} = \frac{5,4^2}{(2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 \cdot 15 \cdot 9,81)} = 248 \text{ mm}$$

Pro pokrytí MKP nejistoty a vytvoření bezpečnostní rezervy je zvoleno

$$H_{total} = 1,2 \cdot H_{min} = 298 \text{ mm}.$$

Z důvodu omezení tiskové komory použité tiskárny Prusa CoreOne (rozměr v ose Y činí 220 mm) je celková výška realizována jako 2 stohované segmenty s mezideskami. Po zaokrouhlení na celočíselný počet řad buněk činí výška jednoho segmentu $H_{seg} = 156,15$ mm, tedy $H_{total} = 2 \cdot 156,15 = 312,3$ mm (rezerva 26 % nad H_{min}).

Z Newtonova zákona $F = m \cdot a$ vyplývá, že vrcholová reakční síla F_{PCF} se přenáší na indentor jako špičkové zrychlení $a_{PCF} = F_{PCF} / (m \cdot g)$. Pro splnění návrhového limitu $a^* = 15 \text{ g}$ s rezervou 20 % pro pokrytí MKP nejistoty je cílová hodnota vrcholové reakční síly

$$F_{PCF} = 0,8 \cdot m \cdot a^* \cdot g = 0,8 \cdot 17,5 \cdot 15 \cdot 9,81 = 2\,060 \text{ N}.$$

Volba průřezové plochy $A = W \cdot b$ vychází z rozměrových omezení tiskové komory. Šířka segmentu W byla zvolena blízko maxima 250 mm v ose X tiskárny, zaokrouhleno na celočíselný počet buněk v šířkovém směru. Hloubka b byla v úvodním návrhu stanovena na 150 mm – hodnota leží přibližně uprostřed mezi spodní mezí, pod kterou by docházelo ke ztrátě stability štíhlé struktury, a horním tiskovým limitem 270 mm v ose Z, takže poskytuje rezervu v obou směrech pro úpravy v navazujících iteracích. Předběžné rozměry $W \times b = 250 \times 150$ mm dávají cílovou průřezovou plochu $A = 37\,500 \text{ mm}^2$. Po určení konečné hodnoty šířky $W = 244,15$ mm odpovídající celočíselnému počtu buněk je hloubka dopočtena pro zachování cílové A jako $b = 37\,500 / 244,15 \approx 154$ mm. Výsledné rozměry činí $W = 244,15$ mm a $b = 154$ mm, tedy průřezová plocha $A = 37\,599 \text{ mm}^2$. Drtivé napětí je tedy

$$\sigma_{PCF} = \frac{F_{PCF}}{A} = \frac{2\,060}{37\,599} = 0,0548 \text{ MPa}.$$

Z regresního vztahu (15) plyne odpovídající relativní hustota $\rho \approx 0,099$. Po zaokrouhlení na celočíselný počet buněk v segmentu byla výsledná relativní hustota konfigurace iterace 1 ustanovena na $\rho = 0,0991$.

Pro tuto konfiguraci predikuje regresní vztah

$$\sigma_{PCF} = 54,85 \cdot 0,0991^{2,97} = 0,0572 \text{ MPa},$$

vrcholovou kompresní sílu

$$F_{PCF} = \sigma_{PCF} \cdot A = 0,0572 \cdot 37\,599 = 2\,151 \text{ N}$$

(rezerva 16 % pod silovým limitem $F_{max} = 2\,575 \text{ N}$) a vrcholové zrychlení

$$a_{PCF} = \frac{F_{PCF}}{m_{imp} \cdot g} = \frac{2\,151}{17,5 \cdot 9,81} = 12,53 \text{ g}$$

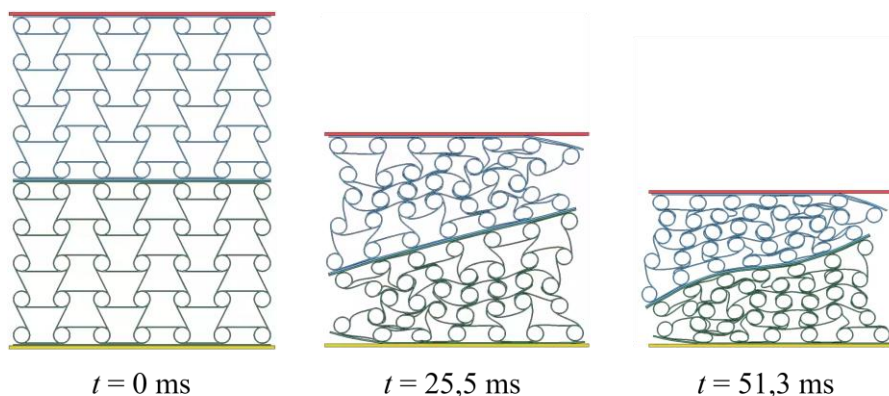
(rezerva 16 % pod limitem $a^* = 15 \text{ g}$).

Souhrn všech parametrů iterace 1 a verifikace splnění návrhových podmínek (silová rovnováha, kinematická podmínka, rozměrová omezení tiskové komory) je uveden v Tab. 6-1. Model iterace 1 je zobrazen na Obr. 6-2.

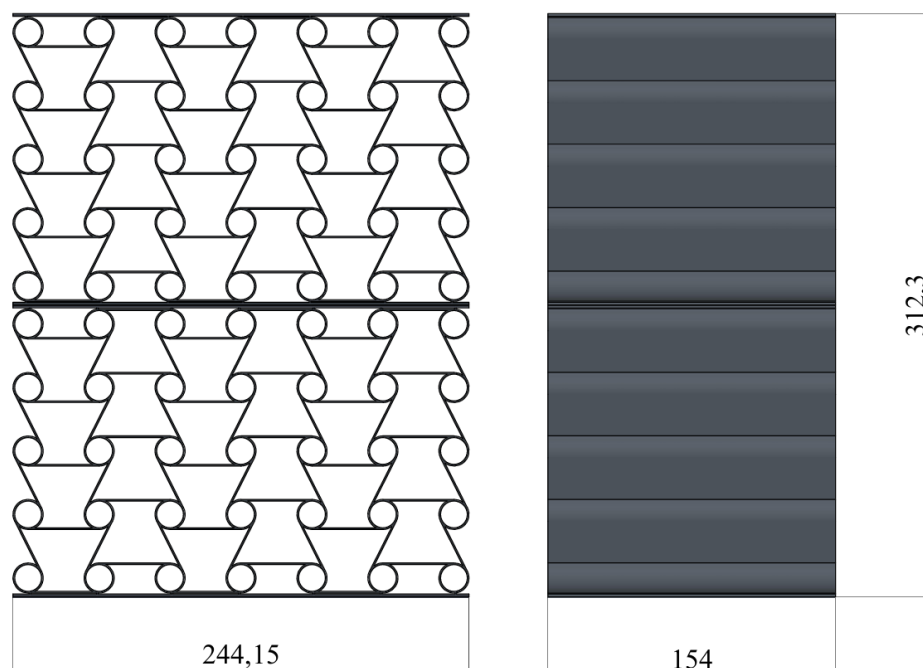
Tab. 6-1 Parametry iterace 1 funkčního vzorku rohové jednotky absorbéru s ověřením návrhových limitů.

Veličina	Hodnota	Limit	Rezerva
CFE (odhad)	0,80	–	–
ε_D (odhad)	0,50	–	–
W (mm)	244,15	≤ 250	+2,3 %
H _{seg} (mm)	156,15	≤ 220	+29 %
b (mm)	154	≤ 270	+43 %
H _{total} (mm)	312,3	$\geq H_{\min} = 248$	+26 %
A (mm ²)	37 599	–	–
ρ (–)	0,0991	–	–
σ_{PCF} predikované (MPa)	0,0573	–	–
F _{PCF} predikované (N)	2 154	$\leq 2\,575$	+16 %
a _{PCF} predikované (g)	12,55	$\leq 15,0$	+16 %

Predikované hodnoty parametrů iterace 1 shrnuté v Tab. 6-1 jsou v rámci podmínek silové rovnováhy a kinematické podmínky uvnitř povolených limitů. Tato analytická predikce je v následujícím odstavci ověřena MKP simulací iterace 1 v explicitním řešiči LS-DYNA. Numerický model odpovídá metodice popsané v kap. 5.1.2. Průběh deformace viz Obr. 6-1.



Obr. 6-1 Zobrazení deformace iterace 1 v čase.



Obr. 6-2 Zobrazení konfigurace iterace 1.

Tab. 6-2 srovnává predikované hodnoty s výsledky MKP simulace iterace 1. MKP simulace funkčního vzorku iterace 1 byla vyhodnocena konzistentní metodikou s parametrickou studií (5.2) a její experimentální verifikací (5.3) – průběhy reakční síly i zrychlení indentoru byly filtrovány Butterworthovým nízkofrekvenčním filtrem 4. řádu s mezní frekvencí 2 kHz.

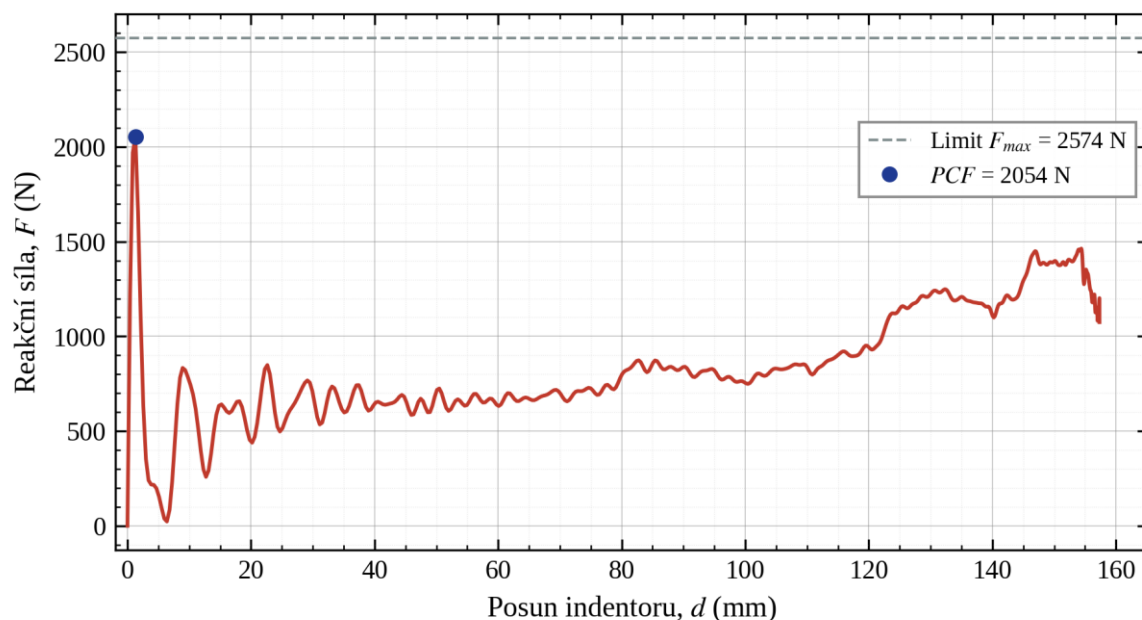
Tab. 6-2 Srovnání predikovaných hodnot iterace 1 z analytického návrhu s výsledky ověřovací MKP simulace.

Veličina	Predikce	MKP iter. 1	Splněno
σ_{PCF} (MPa)	0,0570	0,0546	✓ shoda (rozdíl 4 %)
F_{PCF} (N)	2 145	2 054	✓ shoda (rozdíl 4 %)
a_{PCF} (g)	12,55	9,51	✓ (pod 15 g)
CFE (–)	0,80	0,405	× (predikce přecenila plateau)
ε_D (–)	0,50	–	(densifikace nedosažena)
F_{max} (N)	–	2 054	(= F_{PCF})
a_{max} (g)	≤ 15	16,65	× (nad limit)

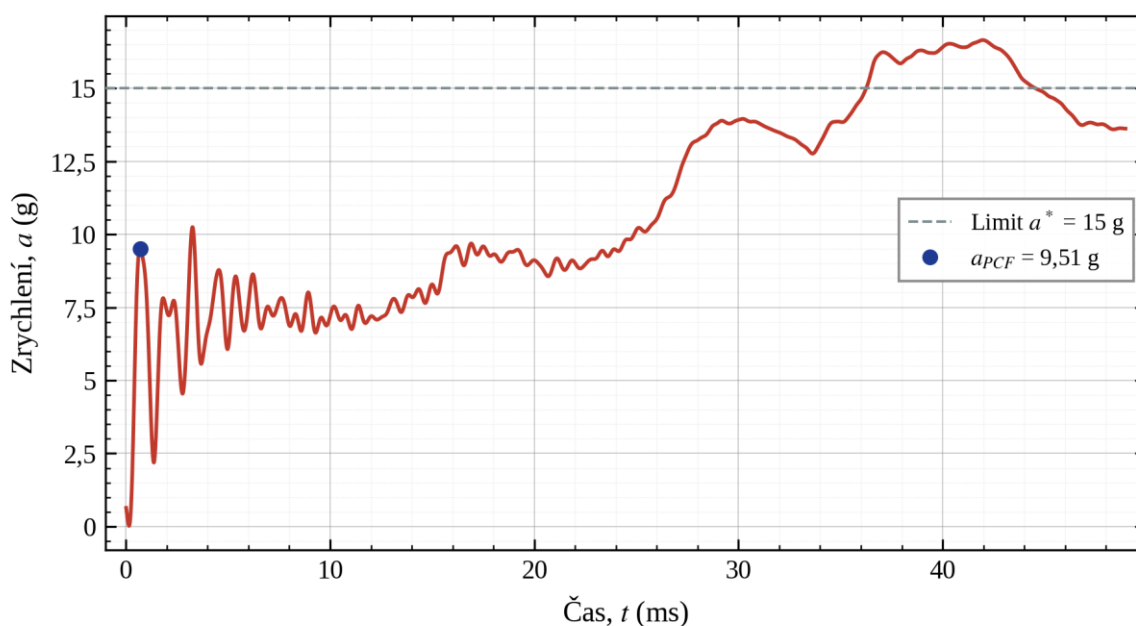
Z Tab. 6-2 plynou pro iteraci 1 tři klíčová zjištění. Za prvé, vrcholová reakční síla F_{PCF} (Obr. 6-3) i odpovídající drtivé napětí σ_{PCF} se v MKP simulaci shodují s predikcí z analytického návrhu v rámci 4 % rozdílu, což potvrzuje platnost regresního vztahu $\sigma_{PCF}(p)$ odvozeného v 5.2.1 i pro extrapolaci na nízké relativní hustoty. Špičkové zrychlení (Obr. 6-4) $a_{PCF} = 9,51$ g zůstává s rezervou pod návrhovým limitem 15 g.

Za druhé, hodnota crush force efficiency $CFE = 0,405$ je výrazně nižší než předpokládaná hodnota $CFE = 0,80$ z analytického návrhu – predikce přecenila uniformitu silové odezvy v plateau fázi. Densifikační přetvoření ε_D není v MKP simulaci definovatelné, neboť vzorek během kompresního děje nedosáhl klasické densifikační fáze a indenter se vrátil dříve, než struktura přešla do hutné fáze.

Za třetí, maximální zrychlení $a_{\max} = 16,65$ g překračuje návrhový limit $a^* = 15$ g o přibližně 11 %, čímž iterace 1 nesplňuje hlavní návrhový cíl. Maximální reakční síla $F_{\max} = 2\,054$ N je shodná s F_{PCF} – vrcholová reakční síla zůstává v celém průběhu simulace největší hodnotou a žádný post-PCF nárůst ji nepřekročil. Klíčový poznatek pro revizi geometrie je, že problém neleží ve vrcholové reakční síle, nýbrž v nedostatečné uniformitě plata (nízká CFE) a v překročení návrhového limitu zrychlení v koncové fázi dopadu. Strategie iterace 2 proto cílí na dvě úpravy: snížení relativní hustoty ρ pro mírnější silovou odezvu a prodloužení celkové výšky H_{total} pro získání delší absorpční dráhy.



Obr. 6-3 Reakční síla v závislosti na posuvu indenteru pro iteraci 1 funkčního vzorku.



Obr. 6-4 Zrychlení indentoru v čase pro iteraci 1 funkčního vzorku.

6.1.4 Iterace 2 – revize geometrie po MKP ověření iterace 1

Z výsledků iterace 1 (Tab. 6-2) plyne klíčový problém: špičkové zrychlení $a_{\max} = 16,58 \text{ g}$ v MKP simulaci překračuje cílovou hodnotu $a_{\text{target}} = 12 \text{ g}$ (návrhový limit 15 g s 20% rezervou pro MKP nejistotu, viz kap. 5.3) o přibližně 38 %; po aplikaci MKP rezervy se horní odhad experimentálního $a_{\max}$ dostává na $19,9 \text{ g}$, čímž výrazně přesahuje návrhový limit 15 g . Revize geometrie v iteraci 2 musí tedy snížit špičkové zrychlení pod cílovou hodnotu, aby reálné experimentální chování absorbérů splnilo návrhový limit s bezpečnostní rezervou pro MKP nejistotu.

První úvahou je pouhé prodloužení výšky H_{total} při zachované geometrii buňky (tedy $\rho = 0,099$). Z kinematické podmínky pro pohlcení dopadové energie v plateau fázi vyplývá minimální výška s hodnotami z MKP iterace 1 ($\text{CFE} = 0,405$; $\varepsilon_D = 0,266$) a limitem $a^* = 15 \text{ g}$ dle rov. (12)

$$H_{\min} = \frac{5,4^2}{2 \cdot 0,405 \cdot 0,266 \cdot 15 \cdot 9,81} = 920 \text{ mm}.$$

Tato výška ale naráží na konstrukční omezení štíhlosti absorbérů, vyjádřené podmínkou $H_{\text{total}} / W \leq 1,5$. Podmínka zabraňuje ztrátě stability sestavy axiálním vybočením při zatížení a zajišťuje stabilní průběh kolapsu bez bočního vychýlení. Pro šířku $W = 244 \text{ mm}$ (zachovanou z iterace 1) je maximální přípustná výška:

$$H_{\max} = 1,5 \cdot W = 1,5 \cdot 244 = 366 \text{ mm}.$$

Požadovaná $H_{\min} = 920$ mm tedy odpovídá poměru $H/W = 3,77$, který podmínku stability výrazně porušuje. Pouhé zvýšení výšky absorbérů při zachované relativní hustotě tedy není realizovatelné – návrhový limit $a^* \leq 15$ g a stabilitní podmínka $H/W \leq 1,5$ jsou navzájem neslučitelné při $\rho = 0,099$.

Snížení $a_{\max}$ pod cílovou hodnotu vyžaduje souběžný zásah do tří geometrických parametrů – relativní hustoty ρ , průřezové plochy A a celkové výšky H . Jak ukázala parametrická studie (kap. 5.2), každý z nich ovlivňuje silovou a akcelerační odezvu odlišnou cestou; v iteraci 2 je proto každý z nich upraven na základě konkrétního zjištění z MKP simulace iterace 1.

Hustota ρ je hlavním nástrojem ke snížení samotného materiálového drtivého napětí. Cílem pro iteraci 2 je dostat $a_{\max}$ pod $a_{\text{target}} = 12$ g (návrhový limit 15 g s 20 % rezervou pro MKP nejistotu). Požadovaný faktor poklesu odezvy je

$$k_a = \frac{a_{\text{target}}}{a_{\max, \text{iter}1}} = \frac{12}{16,65} = 0,721. \quad (17)$$

Aplikací regresního vztahu $\sigma_{\text{PCF}} \propto \rho^n$ ($n = 2,97$) plyne odpovídající faktor poklesu relativní hustoty inverzí mocniny:

$$k_\rho = (k_a)^{\frac{1}{n}} = 0,721^{\frac{1}{2,97}} = 0,896. \quad (18)$$

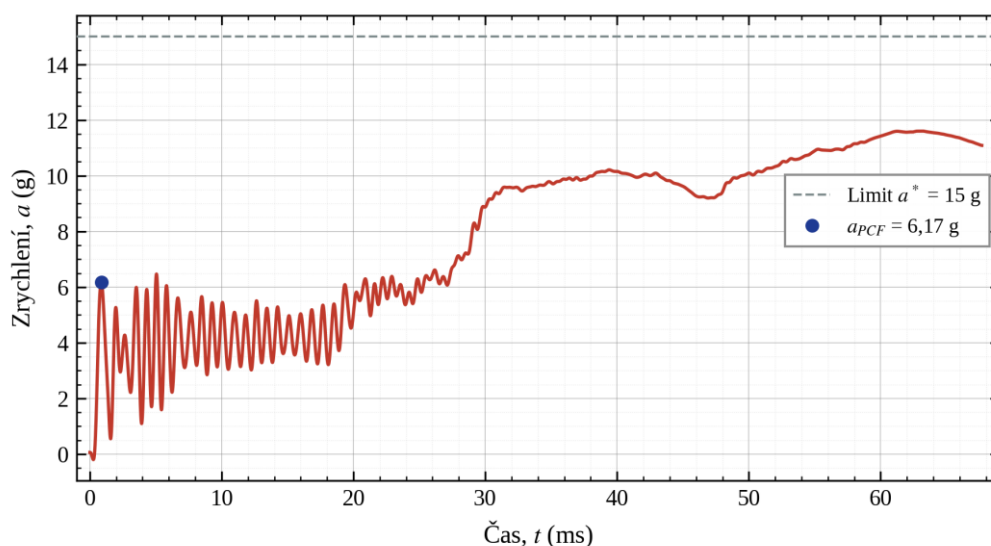
Cílová relativní hustota je poté:

$$\rho_{\text{target}} = \rho_{\text{iter}1} \cdot k_\rho = 0,0991 \cdot 0,896 = 0,088 \quad (19)$$

Z regrese $\sigma_{\text{PCF}}(\rho)$ plyne pokles materiálové drtivé pevnosti z $\sigma_{\text{PCF, iter}1} = 0,0573$ MPa na $\sigma_{\text{PCF, iter}2} = 0,0402$ MPa, tj. snížení o 30 %.

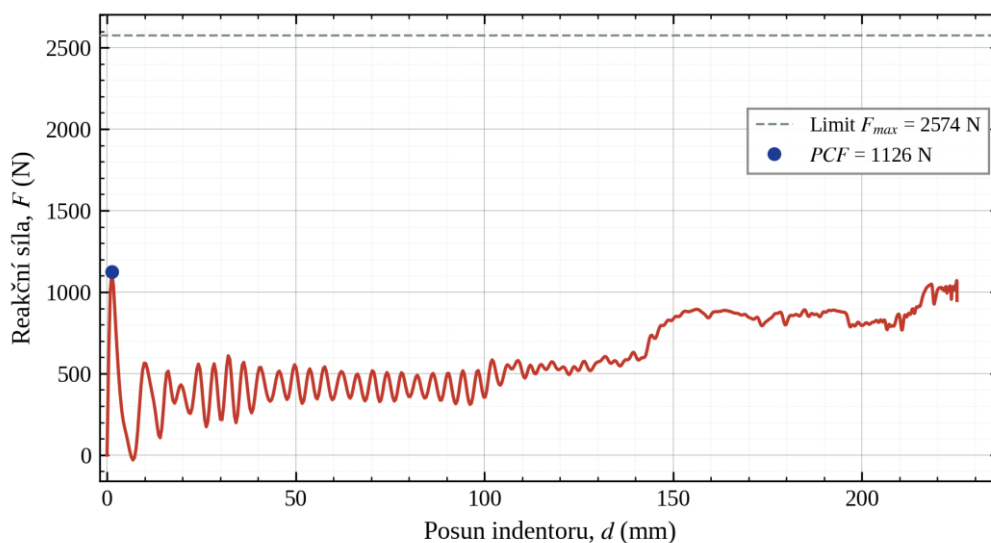
Druhou úpravou je snížení průřezové plochy A . Z parametrické studie (kap. 5.2) plyne, že vrcholová reakční síla F_{PCF} roste při zachované ρ přibližně lineárně s průřezovou plochou – pro konfigurace 9–13 i pro citlivostní studii hloubky b při konfiguraci 9 platí $F_{\text{PCF}} \approx \sigma_{\text{PCF}} \cdot A$. Snížení A tedy přímo snižuje F_{PCF} a přes Newtonův zákon $F = m \cdot a$ i špičkové zrychlení indentoru, přičemž vedlejším přínosem je úspora materiálu rohové jednotky absorbérů a tím i hmotnost absorbérů.

Pro iteraci 2 je voleno $A_{\text{iter}2} = 27\,500$ mm² (oproti nominální $A_{\text{iter}1} = 37\,500$ mm² z úvodního návrhu iterace 1. Hmotnost rohové jednotky absorbérů klesne o cca 22 %. Po úpravě relativní hustoty a výšky modelu odpovídá šířka segmentu topologii buňky a vychází $W = 245,9$ mm; hloubka segmentu je následně dopočtena pro zachování cílové průřezové plochy jako $b_{\text{iter}2} = 27\,500 / 245,9 \approx 112$ mm.



Obr. 6-5 Zrychlení indentoru v čase pro iteraci 2 funkčního vzorku.

Třetí úpravou je prodloužení celkové výšky struktury H . V MKP simulaci iterace 1 (Obr. 6-4) byl na konci záznamu pozorován vzrůstající trend zrychlení indentoru, který indikuje blížící se nástup densifikační fáze struktury – indentor se odrazil dříve, než stačil plně využít absorpční dráhu, ale silová odezva se na konci kompresního děje již začínala zvyšovat. Pro zajištění dostatečné rezervy proti dosažení densifikace v iteraci 2 (a tím proti prudkému nárůstu reakční síly a špičkového zrychlení v post-densifikační fázi) je zvolena rezerva 20 % na celkové výšce absorbéru, tj. zvětšení H ze 312,3 mm na cca 374 mm. Realizováno jako dvousegmentová konstrukce $H_{\text{seg}} = 187,4 \text{ mm} \cdot 2 = H_{\text{total, iter2}} = 374,8 \text{ mm}$. Poměr $H_{\text{total}} / W = 374,8 / 245,9 \approx 1,52$ mírně přesahuje stabilitní hranici 1,5; toto přesážení je v akceptovatelné toleranci. Model iterace 2 je zobrazen na Obr. 6-7 a je přiložen jako Příloha 4.

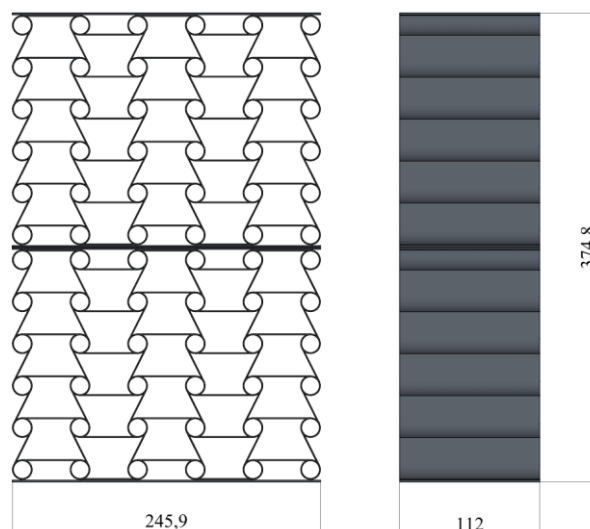


Obr. 6-6 Reakční síla v závislosti na posuvu indentoru pro iteraci 2 funkčního vzorku.

Souběžné provedení tří úprav vede k následujícím predikovaným hodnotám pro iteraci 2. Materiálové drtivé napětí $\sigma_{PCF,predikce} = 0,0402$ MPa plyne přímo z regrese pro $\rho = 0,088$. Vrcholová reakční síla $F_{PCF,predikce} = \sigma_{PCF,predikce} \cdot A_{Iter2} = 0,0402 \cdot 27\,491 = 1\,105$ N s rezervou 57 % pod silovým limitem $F_{max} = 2\,575$ N. Průběh síly je zobrazen na Obr. 6-6, průběh zrychlení na Obr. 6-7. Špičkové zrychlení v okamžiku F_{PCF} činí $a_{PCF,predikce} = 6,44$ g. Maximální zrychlení a_{max} v průběhu kompresního děje není analytickým návrhem přímo predikováno, neboť jeho hodnota závisí na strukturní odezvě a vykazuje v parametrické studii rozptyl, který spolehlivá extrapolace na konkrétní geometrii iterace 2 nepokrývá. Souhrn parametrů iterace 2 a verifikace návrhových limitů je uveden v Tab. 6-3.

Tab. 6-3 Parametry iterace 2 funkčního vzorku rohové jednotky absorberu s ověřením návrhových limitů.

Veličina	Hodnota	Limit	Rezerva
CFE (odhad)	0,80	–	–
ε_D (odhad)	0,40	–	–
W (mm)	245,9	≤ 250	+1,7 %
H _{seg} (mm)	187,4	≤ 220	+14,8 %
b (mm)	112	≤ 270	+58 %
H _{total} (mm)	374,8	$\geq H_{min} = 310$	+20,9 %
A (mm ²)	27 491	–	–
ρ (–)	0,088	–	–
σ_{PCF} predikované (MPa)	0,0402	–	–
F_{PCF} predikované (N)	1 105	$\leq 2\,575$	+57 %
a_{PCF} predikované (g)	6,44	$\leq 15,0$	+57 %



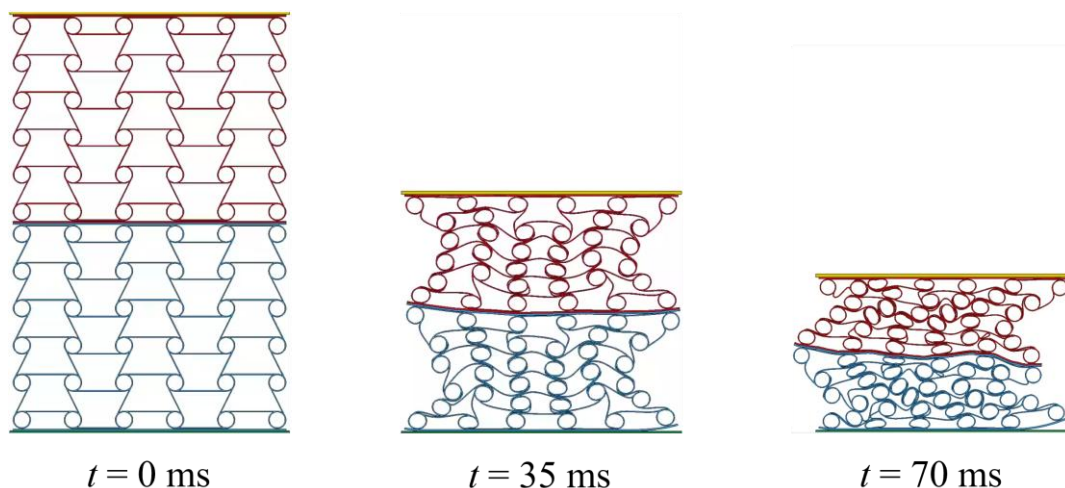
Obr. 6-7 Geometrický model iterace 2.

Tab. 6-4 srovnává predikované hodnoty s výsledky MKP simulace iterace 2; vyhodnocení používá stejnou metodiku jako iterace 1.

Tab. 6-4 Srovnání predikovaných hodnot iterace 2 z analytického návrhu s výsledky ověřovací MKP simulace.

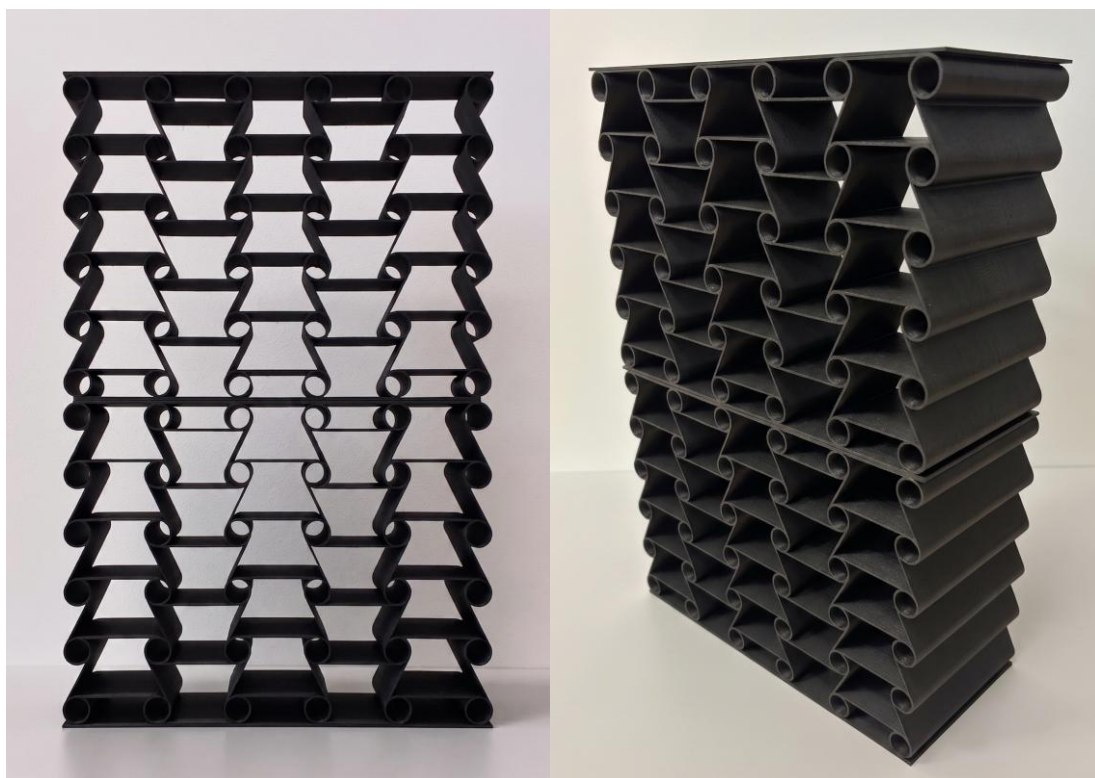
Veličina	Predikce	MKP iter 2	Splněno
σ_{PCF} (MPa)	0,0402	0,0410	✓ shoda (rozdíl 2 %)
F_{PCF} (N)	1 105	1 126	✓ shoda (rozdíl 2 %)
a_{PCF} (g)	6,44	6,17	✓ shoda (rozdíl 4 %)
MCF (N)	–	599	–
$CFE = MCF / PCF$ (–)	0,80	0,532	× (predikce přecenila plateau)
x_D (mm)	–	225,2	(= d_{max} , densifikace nedosažena)
ε_D (–)	0,40	–	(densifikace nedosažena)
EA do d_{max} (J)	255	135	× (53 % $E_{kin} = 255$ J)
d_{max} (mm)	–	225,2	× (využito 60 % H_{total})
F_{max} (N)	–	1 126	(= F_{PCF})
a_{max} (g)	≤ 15	11,60	✓ (rezerva 22,7 % pod limitem)

MKP simulace potvrzuje splnění hlavního návrhového cíle: maximální zrychlení $a_{max} = 11,60$ g leží s rezervou 22,7 % pod limitem 15 g a po aplikaci 20 % MKP rezervy odpovídá horní odhad experimentální hodnotě 13,92 g (rezerva 7,2 % pod limitem). Vrcholová reakční síla $F_{max,iter2} = 1\,126$ N zůstává s rezervou 56 % pod $F_{max} = 2\,575$ N. Veličiny σ_{PCF} , F_{PCF} a a_{PCF} se shodují s analytickou predikcí v rámci 2–4 %, což potvrzuje, že regrese $\sigma_{PCF}(\rho)$ z parametrické studie zachovává vypovídací schopnost i v silně extrapolovaném pásmu $\rho < 0,1$. Zobrazení průběhu MKP je vidět na Obr. 6-8.



Obr. 6-8 Zobrazení deformace iterace 2 v čase.

CFE = 0,532 leží stejně jako v iteraci 1 pod hodnotou 0,80 použitou v analytickém návrhu; uniformita plateau fáze je tedy v MKP nižší, než předpokládá zjednodušený kinematický model. Indentor dosáhl maximálního posuvu $d_{\max} = 225 \text{ mm}$, což odpovídá 60 % výšky absorbéru, a struktura nepřešla do densifikace. To je v rámci řešené úlohy přípustné: práce se zabývá pouze prvním dopadem nákladu a pohlcení celé kinetické energie není návrhovým cílem – postačuje, aby v průběhu prvního kontaktu nebyl překročen limit zrychlení. Iterace 2 je tedy MKP ověřena jako finální geometrie funkčního vzorku rohové jednotky absorbéru. Fotografie vyrobeného funkčního vzorku jsou vidět na Obr. 6-9.



Obr. 6-9 Fotografie vyrobeného funkčního vzorku iterace 2.

6.2 Hodnocení klíčových parametrů

Tato podkapitola hodnotí splnění návrhových cílů stanovených v kap. 4.1 dle parametrů z Tab. 4-1 na finálním funkčním vzorku rohové jednotky absorbérů navrženém v iteraci 2 (kap. 6.1.4). Vyhodnocení vychází z výsledků ověřovací MKP simulace iterace 2 (Tab. 6-4 srovnává predikované hodnoty s výsledky MKP simulace iterace 2; vyhodnocení používá stejnou metodiku jako iterace 1.

Tab. 6-4) a z hmotnostní a rozměrové analýzy výrobitelné geometrie.

Funkční cíl snížení špičkového zrychlení indentoru pod $a^* = 15$ g je splněn – MKP simulace iterace 2 dala $a_{\max} = 11,60$ g, s rezervou 22,7 % pod návrhovým limitem. Po aplikaci 20 % bezpečnostní rezervy pro pokrytí MKP nejistoty (kap. 5.3: $\Delta a_{\max}$ až -19 %) je horní odhad experimentálního zrychlení 13,92 g. Maximální reakční síla $F_{\max} = 1\,126$ N na jednu rohovou jednotku odpovídá celkové síle 4 504 N pro modulární absorbér se čtyřmi paralelními rohovými jednotkami, což je s rezervou 56 % pod globálním silovým limitem $F = 10\,300$ N.

Bezpečnostní hledisko progresivního kolapsu bez bočního vybočení je splněno kombinací poměru $H_{\text{total}} / W \approx 1,52$. MKP simulace prokázala plynulou deformaci po vrstvách buněk; indentor dosáhl maximálního posuvu $d_{\max} = 225$ mm odpovídajícího 60 % využití dostupné výšky absorbérů, takže struktura zůstává v plateau fázi a nepřechází do post-densifikační fáze s prudkým nárůstem reakční síly.

Hmotnost skutečně vyrobeného segmentu funkčního vzorku činí $m_{\text{seg}} = 397$ g (měřeno po dokončení tisku). Jedna rohová jednotka tvořená dvojicí stohovaných segmentů tedy váží $2 \cdot 397 = 794$ g, celý modulární absorbér se čtyřmi rohovými jednotkami $4 \cdot 794 = 3\,176$ g (přibližně 3,2 kg), tj. 4,5 % hmotnosti chráněného nákladu (70 kg).

Geometrie funkčního vzorku splňuje rozměrová omezení tiskové komory stroje Prusa CoreOne – jeden segment o rozměrech $245,9 \times 187,4 \times 111,8$ mm leží uvnitř limitů $\leq 250 \times 220 \times 270$ mm v osách X, Y, Z. Modulární dvousegmentová konstrukce s tloušťkou stěny $t = 0,9$ mm je výrobitelná na FFF tiskárně s materiálem PA12CF15. Souhrn splnění cílů je uveden v Tab. 6-5.

Odhad výrobních nákladů a parametrů výrobního cyklu jednoho segmentu i celého modulárního absorbérů je uveden v navazující kap. 0.

Tab. 6-5 Souhrn splnění návrhových cílů funkčního vzorku rohové jednotky absorbérů iterace 2.

Kritérium	Návrhový cíl	Dosaženo (Iter2 MKP)	Splněno
$a_{\max}$	≤ 15 g	11,60 g (13,92 g s 20 % MKP rezervou)	✓ rezerva 7,2 %
$F_{\max}$ (celý absorbér)	$\leq 10\,300$ N	4 504 N	✓ rezerva 56 %

Hmotnost absorbérů m_{abs}	minimalizovat	3,20 kg (4,5 % nákladu)	–
------------------------------	---------------	----------------------------	---

Řešení uvedené v této práci se zabývá výhradně dopadem nákladu kolmo na absorbér. Šikmý dopad pod úhlem, který by mohl narušit progresivní kolaps struktury, není v této práci řešen a zůstává předmětem dalšího vývoje.

6.3 Odhad výrobních nákladů a objemu výroby

Výrobní náklady jednoho segmentu absorbérů jsou odhadnuty pro technologii FFF z kompozitního filamentu PA12CF15 (Fiberlogy). Přímé materiálové náklady vycházejí z hmotnosti segmentu $m_{seg} \approx 0,4$ kg (polovina hmotnosti rohové jednotky $m_{abs} = 0,8$ kg, viz kap. 6.1.4) a katalogové ceny filamentu, která se na českém trhu pohybuje kolem 2 500 Kč/kg (květen 2026). Materiálové náklady jednoho celého modulárního absorbérů (8 segmentů, 4 rohové jednotky) se tedy pohybují v nižších jednotkách tisíc Kč.

Provozní náklady zahrnují spotřebu elektrické energie tiskárny, amortizaci stroje v poměru doby tisku jednoho segmentu k jeho životnosti, postprocessing a práci operátora při zakládání úloh a kontrole tisku.

Z hlediska objemu výroby je řešení zaměřeno na kusovou až malosériovou produkci. Charakter použití (vybavení výsadkových jednotek, humanitárních týmů a servisních organizací) předpokládá výrobu individuálních sad přizpůsobených konkrétnímu chráněnému nákladu spíše než hromadnou výrobu jednoho typu segmentu. Modulární uspořádání umožňuje variabilitu sestavy bez změny technologie – měněn je pouze počet a uspořádání segmentů. Tato charakteristika favorizuje technologii FFF, která má nízké pořizovací náklady, krátký čas přechodu mezi tiskovými úlohami a širokou dostupnost na trhu.

7 ZÁVĚR

Diplomová práce řeší vývoj aditivně vyráběného modulárního absorbéru kinetické energie pro ochranu citlivého nákladu o hmotnosti 70 kg při shozu padákem. Hlavním cílem je snížit maximální hodnotu tíhového zrychlení působícího na náklad při dopadu pod hranici 15 g a zajistit vyrobiteľnosť absorbéru v segmentech kompatibilních s tiskovou plochou běžně dostupných FFF tiskáren. Cíl je adresován prostřednictvím pěti dílčích kroků – návrhu koncepce a výběru materiálu, návrhu testovacích vzorků, návrhu experimentu a měřicího systému s ověřením vlastností vzorků, výpočtového dimenzování s ověřením účinnosti absorbéru a výroby funkčního vzorku jeho segmentu.

Rešerše současného stavu poznání mapuje konstrukce energií pohlcujících prvků, mechanismy disipace energie, charakteristickou napěťově-deformační odezvu buněčných materiálů, vliv rychlosti zatěžování a metodiky numerických simulací rázových úloh. Z rešerše vychází výběr čtyř kandidátních mřížkových topologií a identifikace mezery v poznání, kterou tato práce zaplňuje sjednoceným experimentálním i numerickým porovnáním těchto topologií vyrobených z kompozitního filamentu PA12CF15 technologií FFF.

Z analýzy vstupních podmínek je odvozena dopadová rychlost $5,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, kinetická energie 1 021 J a odpovídající maximální přípustná reakční síla 10 300 N rozložená na čtyři rohové jednotky. Pro vybraný materiál PA12CF15 je sestaven a kalibrován materiálový model s tabulkou reflektující závislost odezvy polymerního kompozitu na rychlosti přetvoření; podkladem jsou tahové zkoušky při sedmi rychlostech v rozsahu od $3\cdot 10^{-4}$ do 70 s^{-1} . Tento materiálový model tvoří vstup do explicitního MKP modelu v prostředí LS-DYNA.

Z experimentálního porovnání čtyř kandidátních topologií vyplývá, že jednotlivé struktury se výrazně liší v hladkosti plateau napětí, specifické pohlcené energii i tvaru densifikační fáze. Pro funkční vzorek absorbéru je vybrána chirální topologie, která vykazuje nejvyrovnanější profil sledovaných metrik a nejnižší špičkové zrychlení indentoru.

V navazující parametrické MKP studii je simulována široká škála konfigurací chirální mřížky pokrývající interpolační rozsah relativní hustoty. Numerický model je validován pádstrojovými experimenty na šesti konfiguracích s průměrnou absolutní odchylkou metrik kolem 14 %. Z dat parametrické studie je odvozen mocninový regresní a sestavena návrhová mapa v rovině relativní hustota–průřezová plocha, která spolu s iterativním postupem umožňuje analyticky stanovit parametry funkčního vzorku rohové jednotky.

Funkční vzorek rohové jednotky absorbéru je iterativně dimenzován s využitím odvozeného regresního vztahu a fyzikálních omezení (sílová rovnováha, kinematická podmínka minimální výšky, stabilitní podmínka štíhlosti a rozměrová omezení tiskové komory) a verifikován MKP simulací v explicitním řešiči. Finální iterace splňuje hlavní návrhový cíl – maximální zrychlení indentoru 11,6 g leží s rezervou 22,7 % pod limitem 15 g a po

aplikaci 20 % rezervy pro MKP nejistotu leží stále pod limitem. Maximální reakční síla na jednu rohovou jednotku činí 1 126 N, což odpovídá celkové síle 4 504 N pro modulární absorbér se čtyřmi paralelními jednotkami, tj. s rezervou 56 % pod globálním silovým limitem 10 300 N. Celkový absorbér má hmotnosti 3,2 kg. Funkční vzorek segmentu je vyroben technologií FFF z filamentu PA12CF15 na tiskárně Prusa CoreOne.

Práce přináší kompletní metodiku návrhu a numerické verifikace tištěného absorbéru – od výběru materiálu a topologie přes parametrickou MKP studii s regresní analýzou a její experimentální validací po iterativní dimenzování a výrobu funkčního vzorku. Použitá metodika ve spojení s odvozeným regresním vztahem a návrhovou mapou umožňuje absorbér přizpůsobit jiným hmotnostem nákladu i dopadovým rychlostem úpravou geometrie chirální mřížky a počtu segmentů, přičemž je při návrhu pro odlišné parametry třeba zohlednit systematické odchylky MKP modelu vůči experimentu identifikované v parametrické studii.

Dalším směrem výzkumu je experimentální ověření finálního funkčního vzorku rohové jednotky pádostrojovou zkouškou v plné konfiguraci 70 kg / 5,4 m·s⁻¹, kterou v rámci této práce nebylo možné provést, neboť pádostroj dostupný na ÚK FSI VUT nedisponuje odpovídající hmotností závaží ani dopadovou rychlostí; zkouška je plánována na pracovišti Univerzity obrany. Otevřeným prostorem pro pokračující vývoj je rozšíření portfolia testovaných topologií, návrh gradované struktury s postupně rostoucí tuhostí a zohlednění šikmého dopadu, který v současné práci není uvažován.

8 VÝSLEDEK VÝZKUMU PODLE RIV

Výsledkem této vývojové diplomové práce je odborný článek, který shrnuje metodiku návrhu, experimentální charakterizaci a numerické dimenzování aditivně vyráběného absorberu kinetické energie z mřížkové struktury.

Název článku:

Additively Manufactured Lattice-Based Energy Absorber for Air-Dropped Sensitive Payloads

Autoři článku:

D. Kolář, D. Koutný

Abstrakt:

This paper presents the design and finite-element validated dimensioning of an additively manufactured modular kinetic-energy absorber intended to protect a 70 kg sensitive payload airdropped by parachute. At an impact velocity of $5.4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ the absorber must limit the peak transmitted acceleration below 15. Four lattice topologies – Hexagonal Honeycomb, C-Corrugated 2, HybridChiral and CRRAH – were fabricated from carbon-fibre-reinforced polyamide 12 (PA12CF15) and compared by quasi-static compression and dynamic drop-tower tests using a unified methodology; the chiral topology was selected on the basis of the lowest peak indenter acceleration and the most balanced metric profile. The rate-dependent response of the printed material was characterised by tensile tests at seven strain rates spanning $3.3\cdot 10^{-4}$ to 70 s^{-1} and fed into an explicit LS-DYNA model. A parametric study of 21 chiral configurations yielded a power-law regression, validated on six configurations with mean absolute deviations of $\approx 14 \%$. An iterative two-step procedure produced a corner-unit geometry that limits the peak acceleration to 11.6 g, i.e. 22.7 % below the design limit, at a total absorber mass of 3.2 kg.

Stav článku:

Manuskript připraven k odeslání

Bibliografická citace:

KOLÁŘ, Dominik a KOUTNÝ, Daniel. Additively Manufactured Lattice-Based Energy Absorber for Air-Dropped Sensitive Payloads. 2026. Pozn.: *Manuskript připraven k odeslání.*

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MEADE, Douglas B., 1998. ODE Models for the Parachute Problem. Online. *SIAM Review*. Vol. 40, no. 2, s. 327-332. ISSN 0036-1445. Dostupné z: <https://doi.org/10.1137/s0036144596316248>. [cit. 2026-03-05].
- [2] M. F. ASHBY. *Metal Foams: A Design Guide*. Elsevier, 2000. ISBN 0-7506-7219.
- [3] LU, Guoxing a YU, Tongxi. *Energy Absorption of Structures and Materials*. CRC Press, 2003. ISBN 0-8493-1768-1.
- [4] ALGHAMDI, A.A.A. Collapsible impact energy absorbers: an overview. Online. *Thin-Walled Structures*. 2001, vol. 39, no. 2, s. 189-213. ISSN 0263-8231. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/s0263-8231\(00\)00048-3](https://doi.org/10.1016/s0263-8231(00)00048-3). [cit. 2026-03-08].
- [5] BAROUTAJI, Ahmad; SAJJIA, Mustafa a OLABI, Abdul-Ghani. On the crashworthiness performance of thin-walled energy absorbers: Recent advances and future developments. Online. *Thin-Walled Structures*. 2017, vol. 118, s. 137-163. ISSN 0263-8231. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2017.05.018>. [cit. 2026-03-12].
- [6] HANSSEN, A.G.; LANGSETH, M. a HOPPERSTAD, O.S. Static and dynamic crushing of square aluminium extrusions with aluminium foam filler. Online. *International Journal of Impact Engineering*. 2000, vol. 24, no. 4, s. 347-383. ISSN 0734-743X. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/s0734-743x\(99\)00169-4](https://doi.org/10.1016/s0734-743x(99)00169-4). [cit. 2026-03-25].
- [7] LI, Jinyou; CHEN, Zhe; LI, Qunyang; JIN, Lihua a ZHAO, Zhihua. Harnessing Friction in Intertwined Structures for High-Capacity Reusable Energy-Absorbing Architected Materials. Online. *Advanced Science*. 2022, vol. 9, no. 13. ISSN 2198-3844. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/advs.202105769>. [cit. 2026-05-11].
- [8] MAMALIS, A.G; ROBINSON, Mark; MANOLAKOS, D.E; DEMOSTHENOUS, G.A; IOANNIDIS, M.B et al. Crashworthy capability of composite material structures. Online. *Composite Structures*. 1997, vol. 37, no. 2, s. 109-134. ISSN 0263-8223. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/s0263-8223\(97\)80005-0](https://doi.org/10.1016/s0263-8223(97)80005-0). [cit. 2026-03-28].
- [9] AVALLE, M.; BELINGARDI, G. a MONTANINI, R. Characterization of polymeric structural foams under compressive impact loading by means of energy-absorption diagram. Online. *International Journal of Impact Engineering*. 2001, vol. 25, no. 5, s. 455-472. ISSN 0734-743X. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/s0734-743x\(00\)00060-9](https://doi.org/10.1016/s0734-743x(00)00060-9). [cit. 2026-04-02].
- [10] GIBSON, Lorna J. a ASHBY, M. F. *Cellular solids: structure and properties*. 2nd ed. Cambridge solid state science series. Cambridge: Cambridge University Press, 1999. ISBN 0-521-49911-9.

- [11] ROOPPAKHUN, Supakit; BOONPORM, Pornporm a PUANGCHA-UM, Worawat. Design and Analysis of Impact Attenuator for Student Formula. Online. In: *SAE Technical Paper Series*. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International, 2015. ISSN 0148-7191. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2015-01-0094>. [cit. 2026-04-05].
- [12] NASIM, Mohammad; HASAN, Md. Jahid a GALVANETTO, Ugo. Impact behavior of energy absorbing helmet liners with PA12 lattice structures: A computational study. Online. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2022, vol. 233, s. 107673. ISSN 0020-7403. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2022.107673>. [cit. 2026-04-08].
- [13] SCHRÖDER, Silvio; GRIMM, Christian D.; WITTE, Lars; DIMASSI, Adli a BUCHHOLZ, Philip. Design, development and testing of 3D-printed conformal energy absorbing structures. Online. *Materials Today Communications*. 2023, vol. 35, s. 106204. ISSN 2352-4928. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.mtcomm.2023.106204>. [cit. 2026-05-13].
- [14] HUANG, Wenzen; ZHANG, Yong; LIN, Jiming; ZHANG, Feng a LIU, Xiaoying (Čína). *Energy absorption box*. Univ Huaqiao. Přihl.: 30. 06. 2020. Uděl.: 15. 09. 2020. CN111660977A.
- [15] YIN, Hanfeng; ZHANG, Wenzheng; ZHU, Liangcong; MENG, Fanbo; LIU, Jie et al. Review on lattice structures for energy absorption properties. Online. *Composite Structures*. 2023, vol. 304, s. 116397. ISSN 0263-8223. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2022.116397>. [cit. 2026-03-18].
- [16] TANCOGNE-DEJEAN, Thomas; SPIERINGS, Adriaan B. a MOHR, Dirk. Additively-manufactured metallic micro-lattice materials for high specific energy absorption under static and dynamic loading. Online. *Acta Materialia*. 2016, vol. 116, s. 14-28. ISSN 1359-6454. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.actamat.2016.05.054>. [cit. 2026-04-12].
- [17] ASHBY, M.F. The properties of foams and lattices. Online. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. 2005, vol. 364, no. 1838, s. 15-30. ISSN 1364-503X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1098/rsta.2005.1678>. [cit. 2026-02-20].
- [18] OZDEMIR, Zuhail; TYAS, Andrew; GOODALL, Russell a ASKES, Harm. Energy absorption in lattice structures in dynamics: Nonlinear FE simulations. Online. *International Journal of Impact Engineering*. 2017, vol. 102, s. 1-15. ISSN 0734-743X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2016.11.016>. [cit. 2026-04-15].
- [19] KAPPE, Konstantin; HOSCHKE, Klaus; RIEDEL, Werner a HIERMAIER, Stefan. Multi-objective optimization of additive manufactured functionally graded lattice structures under impact. Online. *International Journal of Impact Engineering*. 2024, vol. 183, s. 104789. ISSN 0734-743X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2023.104789>. [cit. 2026-04-18].

- [20] ČERVINEK, Ondřej; PETTERMANN, Heinz; TODT, Melanie; KOUTNÝ, Daniel a VAVERKA, Ondřej. Non-linear dynamic finite element analysis of micro-strut lattice structures made by laser powder bed fusion. Online. *Journal of Materials Research and Technology*. 2022, vol. 18, s. 3684-3699. ISSN 2238-7854. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2022.04.051>. [cit. 2026-04-22].
- [21] LUO, Zhichao; TANG, Qian; FENG, Qixiang; JIN, Mengxia; MA, Shuai et al. Finite Element Analysis on Mechanical Properties of Selective Laser Melting-Produced Stainless Steel 316L Lattice Structures under Impact Loading. Online. *Journal of Materials Engineering and Performance*. 2022, vol. 32, no. 1, s. 438-449. ISSN 1059-9495. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s11665-022-07104-9>. [cit. 2026-04-25].
- [22] HOU, B.; PATTOFATTO, S.; LI, Y.L. a ZHAO, H. Impact behavior of honeycombs under combined shear-compression. Part II: Analysis. Online. *International Journal of Solids and Structures*. 2011, vol. 48, no. 5, s. 698-705. ISSN 0020-7683. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2010.11.004>. [cit. 2026-05-02].
- [23] HAMZEHEI, Ramin; BODAGHI, Mahdi a WU, Nan. Bio-inspired design and 4D Printing of Multi-stiffness Wavy Metamaterial Energy Absorbers/Dissipators with Shape Recovery Features. Online. *Engineering Structures*. 2025, vol. 327, s. 119538. ISSN 0141-0296. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2024.119538>. [cit. 2026-05-05].
- [24] QI, Dexing; LU, Qiuyu; HE, ChunWang; LI, Ying; WU, Wenwang et al. Impact energy absorption of functionally graded chiral honeycomb structures. Online. *Extreme Mechanics Letters*. 2019, vol. 32, s. 100568. ISSN 2352-4316. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.eml.2019.100568>. [cit. 2026-05-07].
- [25] WANG, Shilong; LIU, Yang; BAO, Haiying a HUANG, Zhilai. Energy absorption and indentation resistance of re-entrant arched honeycomb reinforced by circular ribs. Online. *Latin American Journal of Solids and Structures*. 2025, roč. 22, č. 3. ISSN 1679-7825. Dostupné z: <https://doi.org/10.1590/1679-7825/e8489>. [cit. 2026-05-09].
- [26] VRÁNA, Radek. *Study of Energy Absorption in Micro-Strut Lattice Structure Produced by Selective Laser Melting*. PhD thesis, vedoucí doc. Ing. David Paloušek, Ph.D. Brno: Brno University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Machine and Industrial Design, 2018. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/113922>.
- [27] MATZKE, Patrik. *Návrh a vývoj zařízení pro dynamické zkoušky materiálů při vysokých rychlostech deformace*. Brno, 2025. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165695>

- [28] FLANAGAN, D. P. a BELYTSCHKO, T. A uniform strain hexahedron and quadrilateral with orthogonal hourglass control. Online. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. 1981, vol. 17, no. 5, s. 679-706. ISSN 0029-5981. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/nme.1620170504>. [cit. 2026-05-10].

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

10.1 Seznam zkratk

AČR	Armáda České republiky
BCC	Body Centered Cubic (objemově středěná kubická mřížka)
CAD	Computer-Aided Design (počítačově podporované navrhování)
CF	Carbon Fibre (uhlíkové vlákno)
CFE	Crush Force Efficiency (účinnost deformační síly)
CRRAH	Circular Reinforced Re-entrant Arched Honeycomb
ČSN	Česká státní norma
DMLS	Direct Metal Laser Sintering
EA	Energy Absorbed (pohlčená energie)
EBM	Electron Beam Melting
FCC	Face Centered Cubic (plošně středěná kubická mřížka)
FDM	Fused Deposition Modeling
FFF	Fused Filament Fabrication
FSI	Fakulta strojního inženýrství
HexHon	Hexagonal Honeycomb (šestiúhelníková voština)
ISO	International Organization for Standardization
LCSS	Load Curve Stress Scaling
LPBF	Laser Powder Bed Fusion
MAT_024	*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY (materiálová karta LS-DYNA)
MCF	Mean Crush Force (střední drtivá síla)
MKP	Metoda konečných prvků
PA12	Polyamid 12
PA12CF15	Polyamid 12 vyztužený 15 % krátkých uhlíkových vláken
PCF	Peak Crush Force (špičková drtivá síla)
PETG	Polyethylentereftalát modifikovaný glykolem
PLA	Polylactic Acid (kyselina polymlečná)
PP	Polypropylen
PRISMA	Preferred Reporting Items for Systematic Reviews and Meta-Analyses

RIV	Rejstřík informací o výsledcích
SEA	Specific Energy Absorption (specifická pohlcená energie)
SLA	Stereolithography
SLM	Selective Laser Melting
SLS	Selective Laser Sintering
TPMS	Triply Periodic Minimal Surfaces
UO	Univerzita obrany
ÚK	Ústav konstruování
ÚST	Ústav strojírenské technologie
VUT	Vysoké učení technické v Brně

10.2 Seznam symbolů a veličin

a^*	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	maximální přípustné zrychlení
a_{PCF}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	zrychlení indentoru v okamžiku PCF
a_{max}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	maximální zrychlení indentoru
a_{xD}	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	zrychlení v okamžiku počátku densifikace
A	mm^2	průřezová (přodorysná) plocha absorbéru
A_b	m^2	plocha tělesa před otevřením padáku
A_p	m^2	plocha plně otevřeného padáku
b	mm	hloubka vzorku (kolmá na rovinu zatěžování)
C	–	součinitel odporu vzduchu
d_{max}	mm	maximální dosažený posuv indentoru
E	GPa	Youngův modul pružnosti
E_a	J	absorbovaná (deformační) energie
E_A	J	pohlcená energie do počátku densifikace
E_k	J	kinetická energie tělesa při dopadu
F	N	síla / maximální přípustná reakční síla
F_d	N	odporová síla prostředí (vzduchu)
F_{max}	N	maximální reakční síla
F_{PCF}	N	vrcholová reakční síla
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení
H	mm	výška absorbéru
H_{max}	mm	maximální přípustná výška (stabilitní omezení)
H_{min}	mm	minimální výška absorbéru

H_{seg}	mm	výška jednoho segmentu
H_{total}	mm	celková výška absorbérů
k	–	škálovací faktor chirality / kalibrační faktor materiálového modelu
k_a	–	faktor poklesu zrychlení mezi iteracemi
k_ρ	–	faktor poklesu relativní hustoty mezi iteracemi
L_0	mm	počáteční měřicí délka extensometru
m	kg	hmotnost tělesa (nákladu)
m_{ab}	kg	hmotnost absorbérů
m_{imp}	kg	hmotnost přenášená na jednu rohovou jednotku
m_{seg}	g	hmotnost jednoho segmentu
m	–	počet buněk ve vodorovném směru (parametrická studie)
MCF	N	střední drtivá síla (Mean Crush Force)
n	–	počet buněk ve svislém směru / exponent regrese
PCF	N	špičková drtivá síla (Peak Crush Force)
R^2	–	koeficient determinace regrese
SEA	$J \cdot g^{-1}$	specifická pohlcená energie (Specific Energy Absorption)
t	mm	tloušťka stěny buňky
t_{dopad}	s	čas dopadu tělesa
t_g	s	čas zahájení otevírání padáku
t_{open}	s	doba otevírání padáku
$TSSFAC$	–	redukční faktor časového kroku v LS-DYNA
v	$m \cdot s^{-1}$	rychlost
v_{dopad}	$m \cdot s^{-1}$	dopadová rychlost
W	mm	šířka segmentu
$x(t)$	m	poloha tělesa v čase
x_D	mm	posuv při počátku densifikace
ε	–	přetvoření
ε_D	–	densifikační přetvoření
μ	–	součinitel tření
ν	–	Poissonův poměr
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	hustota materiálu
ρ_{rel}	–	relativní hustota mřížkové struktury
σ	MPa	napětí
σ_{MCF}	MPa	střední drtivé napětí
σ_{PCF}	MPa	vrcholové drtivé napětí
σ_{pl}	MPa	plateau napětí
σ_{xD}	MPa	napětí v okamžiku počátku densifikace

11 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1 Sestavený PRISMA diagram.	16
Obr. 2-2 Zobrazení hlavních metrik používaných v této práci.....	19
Obr. 2-3 Zatížení ve směrech X1-X2 in-plane; směr X3 out-of-plane [10].	20
Obr. 2-4 Patent absorpčního boxu; (101,103) podstavové plechy; (102) absorpční tělo; (202) měchová trubka; (301) odstupňované honeycomb struktury; (302) mřížková struktura [14].	21
Obr. 2-5 Příklady typů mřížkových struktur [15].	22
Obr. 2-6 Typická závislost napětí-přetvoření mřížkových struktur při kompresi [15].	23
Obr. 2-7 Zobrazení citlivosti základového materiálu na rychlost přetvoření [16].	23
Obr. 2-8 Průběh napětí-přetvoření pro různé deformační styly; (a) bending-dominated; (b) stretch-dominated [17].	24
Obr. 2-9 (a) Průměrné drtivé napětí kovových mřížkových struktur, (b) Měrná pohlcená energie kovových mřížkových struktur, (c) Průměrné napětí při drcení nekovových mřížkových struktur, (d) Měrná pohlcená energie nekovových mřížkových struktur [15].	24
Obr. 2-10 Porovnání statického experimentu se simulací; (a, b) buňka diamond; (c, d) buňka re-entrant cube [18].	25
Obr. 2-11 Srovnání deformace struktury mezi experimentem a simulací [19].	26
Obr. 2-12 Znázornění kompenzace geometrických nepřesností [20].	26
Obr. 2-13 Použité modely symetrie; kompletní model, jedna řada, jedna buňka [22].	27
Obr. 4-1 Závislost SEA na hmotnosti absorbéru m_{ab}	35
Obr. 4-2 Závislost výšky absorbéru H na densifikačním přetvoření ε_d při hodnotě $a^* = 15$ g.	35
Obr. 4-3 Závislost plateau napětí σ_{pl} na ploše absorbéru A při hodnotě $a^* = 15$ g.	36
Obr. 4-4 Vybrané kandidátní topologie pro absorbér. a) Hexagonal Honeycomb; b) C-Corrugated-2; c) Hybrid-Chiral; d) CRRAH.	38
Obr. 4-5 Radarové srovnání kandidátních FFF filamentů.	39
Obr. 4-6 Schémata vzorků pro kvazistatické měření, jednotná hloubka 16,5 mm; (a) C-Corrugated-2, (b) Hexagonal Honeycomb, (c) Hybrid Chiral, (d) CRRAH.	41
Obr. 4-7 Vyhodnocení kompresní zkoušky kandidátních struktur. Tučně zvýrazněné křivky jsou průměrované hodnoty v každém bodě, stínované je zobrazen rozptyl měření.	43
Obr. 4-8 Schéma měřicího řetězce.	45

Obr. 4-9 (Vlevo) schéma sestavy páдостroje [26], upraveno; (vpravo) foto měřicího okruhu.	45
Obr. 4-10 Ukázka záznamu vysokorychlostní kamery. Čas $t = 0$ je bod kontaktu mezi indentorem a vzorkem.	46
Obr. 4-11 Schémata vzorků pro páдостrojové měření, jednotná hloubka 25 mm; (a) C-Corrugated-2, (b) Hexagonal Honeycomb, (c) Hybrid Chiral, (d) CRRAH.	47
Obr. 5-1 Geometrie vzorku (a) ISO 527-2 typ 1A pro tahové zkoušky kvazistatické; (b) upravená varianta pro páдостroj.	51
Obr. 5-2 Foto sestavy páдостroje pro tahovou zkoušku PA12CF15.	52
Obr. 5-3 Schéma zapojení měřicího řetězce.	52
Obr. 5-4 Souhrnný graf křivek napětí–přetvoření PA12CF15 pro všechny testované rychlosti přetvoření.	53
Obr. 5-5 Upravené materiálové křivky pro LS-DYNA.	55
Obr. 5-6 Síť konečných prvků s detailem na tloušťku stěny.	56
Obr. 5-7 Okrajové podmínky. Značky d_x a d_z značí posuvy k jednotlivých osách, r_x , r_y a r_z značí rotace kolem jednotlivých os.	57
Obr. 5-8 Schéma konfigurace 1 se zakreslenými parametry.	59
Obr. 5-9 Graf hodnot PCF všech 23 konfigurací.	60
Obr. 5-10 Graf hodnot zrychlení v čase PCF všech 23 konfigurací.	61
Obr. 5-11 Závislost drtivého napětí σ_{PCF} na relativní hustotě ρ pro 21 konfigurací parametrické studie s vyznačenou regresní křivkou.	62
Obr. 5-12 Vliv průřezové plochy A na špičkovou reakční sílu při fixní relativní hustotě $\rho \approx 0,30$ (kombinovaná data ze série B, C, D a citlivostní studie hloubky b).	62
Obr. 5-13 Závislost maximálního zrychlení indentoru a_{max} na celkové výšce struktury H pro tři úrovně relativní hustoty ($k = 1,0; 1,5; 2,0$ ze série A při $m = 5$).	63
Obr. 5-14 Závislost densifikačního posuvu x_D na celkové výšce struktury H pro tři úrovně relativní hustoty ($k = 1,0; 1,5; 2,0$ ze série A při $m = 5$).	64
Obr. 5-15 Srovnání průběhů zrychlení indentoru v čase z MKP simulace a z páдостrojového experimentu. Experimentální chování je v každém panelu zobrazeno průměrnou křivkou (modrá) doplněnou o stínovaný rozptyl mezi minimální a maximální hodnotou. MKP křivka je zobrazena červeně.	67
Obr. 5-16 Srovnání průběhů reakční síly indentoru v čase z MKP simulace a z páдостrojového experimentu. Experimentální chování je v každém panelu zobrazeno	

průměrnou křivkou (modrá) doplněnou o stínovaný rozptyl mezi minimální a maximální hodnotou. MKP křivka je zobrazena červeně.....	68
Obr. 6-1 Zobrazení deformace iterace 1 v čase.	73
Obr. 6-2 Zobrazení konfigurace iterace 1.	74
Obr. 6-3 Reakční síla v závislosti na posuvu indentoru pro iteraci 1 funkčního vzorku. ..	75
Obr. 6-4 Zrychlení indentoru v čase pro iteraci 1 funkčního vzorku.	76
Obr. 6-5 Zrychlení indentoru v čase pro iteraci 2 funkčního vzorku.	78
Obr. 6-6 Reakční síla v závislosti na posuvu indentoru pro iteraci 2 funkčního vzorku. ..	78
Obr. 6-7 Geometrický model iterace 2.	79
Obr. 6-8 Zobrazení deformace iterace 2 v čase.	81
Obr. 6-9 Fotografie vyrobeného funkčního vzorku iterace 2.....	81

12 SEZNAM TABULEK

Tab. 2-1 Seznam řešeršních dotazů.	16
Tab. 2-2 Standardizované metriky pro hodnocení absorbérů energie nárazu.	19
Tab. 2-3 Typické hodnoty limitního zrychlení a^* pro příklady chráněného nákladu [2]... 21	21
Tab. 4-1 Vstupní návrhové parametry absorbéru.	33
Tab. 4-2 Průměrné hodnoty metrik kvazistatické kompresní zkoušky pro čtyři kandidátní topologie. Hodnoty jsou uvedeny jako průměr $\pm$ směrodatná odchylka.	42
Tab. 4-3 Průměrné hodnoty metrik dynamické pádostrojové zkoušky pro čtyři kandidátní topologie. Zeleně zvýrazněna nejlepší hodnota metriky mezi topologiemi, červeně nejhorší.	47
Tab. 4-4 Vyhodnocení čtyř topologií podle počtu nejlepších (zelených) a nejhorších (červených) metrik z Tab. 4-3. Pořadí je dáno NET skóre (zelené – červené).....	48
Tab. 5-1 Souhrn tahových zkoušek PA12CF15.	53
Tab. 5-2 Seznam 21 simulačních konfigurací parametrické studie. Hloubka vzorku ve směru kolmém na rovinu zatěžování $b = 25$ mm pro všechny konfigurace.	59
Tab. 5-3 Vybrané konfigurace parametrické studie zařazené do experimentální verifikace pádostrojovou zkouškou. Hloubka vzorku $b = 25$ mm s výjimkou citlivostních konfigurací 9 ($b = 35$ mm) a 9 ($b = 45$ mm).....	65
Tab. 5-4 Relativní odchylky MKP predikcí vůči experimentálnímu průměru pro vybrané konfigurace. Barvy: zeleně $ \Delta X \leq 15$ %, žlutě 15–30 %, červeně > 30 %.	66
Tab. 6-1 Parametry iterace 1 funkčního vzorku rohové jednotky absorbéru s ověřením návrhových limitů.	73
Tab. 6-2 Srovnání predikovaných hodnot iterace 1 z analytického návrhu s výsledky ověřovací MKP simulace.	74
Tab. 6-3 Parametry iterace 2 funkčního vzorku rohové jednotky absorbéru s ověřením návrhových limitů.	79
Tab. 6-4 Srovnání predikovaných hodnot iterace 2 z analytického návrhu s výsledky ověřovací MKP simulace.	80
Tab. 6-5 Souhrn splnění návrhových cílů funkčního vzorku rohové jednotky absorbéru iterace 2.	82

13 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Seznam kandidátních struktur pro konstrukci absorbéru

Příloha 2 – Data z pádostrojového testu 4 typů struktur

Příloha 3 – Data z pádostrojového testu ověření parametrické studie

Příloha 4 – CAD model vzorku iterace 2