

**Matematický model rázové
komprese a expanze**

Mathematical Model of Impact Compression and Expansion

Ing. Zdeněk Šmída

Vědecké spisy Fakulty strojní

Edice: Autoreferáty disertačních prací, sv.358

2019

Anotace

ŠMÍDA, Zdeněk. *Matematický model rázové komprese a expanze*. Katedra energetiky, Fakulta strojní, Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava,
Školitel: doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.

Předkládaná disertační práce se zabývá výzkumem rázové komprese a rázové expanze u objemových kompresorů s rotačním pohybem pístů(u) a vestavěným tlakovým poměrem. Rázová komprese a rázová expanze jsou negativní jevy, které se mohou za určitých provozních podmínek vyskytnout při chodu uvedených kompresorů.

Výroba stlačeného vzduchu, či jiných technických plynů, je nedílnou součástí moderního průmyslu. Jedná se o značně energeticky náročný proces zhruba s 19% využitelností vložené energie. Vzhledem k faktu, že spotřeba elektrické energie v lidské civilizaci vykazuje setrvalý růst, je trendem současné doby, hledat možné úspory i v aplikacích, které se doposud nevyznačovaly významnými „ztrátami“ elektrické energie. Především proces stlačování vzduchu je v technické praxi mnohdy neprávem podceňován, protože vzduch je sice zdarma, ale stlačený vzduch je jednou z nejdražších forem energie. Podstatou práce je obohacení vědního oboru o znalosti vlivu rázové komprese a rázové expanze na základě vytvoření matematických modelů a laboratorních experimentů.

Disertační práce je strukturována do několika částí, jejichž návaznost vytváří ucelený postup vedoucí k naplnění stanovených hlavních cílů. První část práce se věnuje problematice stlačeného vzduchu v současné společnosti a průmyslu, nehodě jednotky se šroubovým kompresorem iniciující výzkum rázových jevů na VŠB-TUO, shrnutí teoretických znalostí z termodynamiky kompresorů a shrnutí současných znalostí o rázové kompresi a rázové expanzi.

Druhá část disertační práce představuje samotnou tvorbu matematických modelů a to ideálního modelu simulujícího ideální pracovní proces s implementací ideálních rázových jevů a pokročilého modelu simulujícího polytropické děje s různými hodnotami polytropických exponentů s pracovním médiem s vlastnostmi reálného plynu. Simulace potvrzují změny měrné kompresní práce, příkonu, sděleného tepla a práce schopnosti plynu při kombinovaných dějích s následnou rázovou kompresí či rázovou expanzí.

Třetí část disertační práce se věnuje návrhu a realizaci měření vlivu rázových jevů na jednotku se šroubovým kompresorem. Obecně lze říci, že se výsledky experimentů shodují s výsledky matematických modelů. Na závěr této části práce jsou navrženy experimentální měřicí standy pro budoucí výzkum rázových jevů, přičemž prototyp experimentálního měřicího standu pro měření Rootsova dmyhadla byl v rámci tvorby disertační práce realizován.

Závěrečná část práce se věnuje interpretaci výsledků a jejich zhodnocení, diskuzi a také porovnání výsledků simulací s výsledky měření. Jsou zde shrnuty přínosy disertační práce pro vědní obor a pro praxi a také navrženy doporučení pro další výzkum dané problematiky.

Annotation

ŠMÍDA, Zdeněk. *Mathematical Model of Impact Compression and Expansion*. Department of Power Engineering, Faculty of Mechanical Engineering,
Tutor: doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.

The presented dissertation thesis deals with the research of the shock compression and the shock expansion at the displacement compressors with the rotary movement of the piston(s) and the built-in pressure ratio. The shock compression and the shock expansion are negative phenomena that may occur under certain operating conditions when operating said compressors.

The production of compressed air or other technical gases is an integral part of the modern industry. This is a very energy-intensive process with approximately 19% utilization of the input energy. Given the fact that electricity consumption in human civilization is showing steady growth, the trend is nowadays to look for possible savings even in applications that have not been characterized by significant “losses” of electric energy. The process of compressing air is often unduly underestimated in technical practice because air is free but compressed air is one of the most expensive forms of energy. The essence of the dissertation is to enrich the scientific field with the knowledge of the influence of shock compression and shock expansion based on the creation of mathematical models and laboratory experiments.

The dissertation thesis is structured into several parts, the continuity of which forms a coherent process leading the fulfilment of the stated goals of the dissertation. The first part of the thesis deals with the compressed air issues in contemporary society and industry, the accident of the screw compressor unit initiating the shock phenomena research at the VŠB-TUO, a summary of theoretical knowledge of compressor thermodynamics and a summary of current knowledge about the shock compression and the shock expansion.

The second part of the thesis deals with the creation of mathematical models. The ideal mathematical model simulates the ideal working process with the implementation of ideal shock phenomena. The advanced mathematical model simulates the polytropic processes with different values of polytropic exponents with working medium with real gas properties. The simulations confirm changes in the specific compression work, power consumption, specific heat, and the work-ability in combined processes with subsequent shock compression or shock expansion.

The third part of the thesis deals with the preparation and realization of shock phenomena influence measurements at the compressor unit with the screw compressor. In general, the results of experiments coincide with the results of mathematical models. At the end of this part of the thesis, experimental measurement stands for future shock phenomena research are designed. The prototype of the experimental measuring stand for measuring the Roots blower was realized in the framework of the thesis.

The final part of the thesis deals with the interpretation of results and their evaluation, discussion and comparison of simulation results with measurement results. There are summarized the benefits of the dissertation for the scientific discipline and for the practice and also suggested recommendations for further research of the issue.

Obsah

1.	Úvod.....	5
2.	Počáteční impuls vedoucí k řešení problematiky rázových dějů	6
3.	Rázové jevy.....	8
3.1	Rázová komprese	9
3.2	Rázová expanze.....	11
4.	Dosažené výsledky.....	13
4.1	Vyhodnocení výsledků matematických modelů	13
4.1.1	Výsledky ideálního matematického modelu	13
4.1.2	Výsledky pokročilého matematického modelu	18
4.2	Vyhodnocení výsledků experimentů.....	23
4.2.1	Výsledky měření rázové komprese	23
4.2.2	Závěr k měření rázové expanze.....	25
5.	Závěr	28
5.1	Přínos pro vědní obor.....	34
5.2	Přínos pro praxi.....	35
5.3	Doporučení pro další výzkum.....	36
6.	Seznam použité literatury.....	37

1. Úvod

Výroba stlačeného vzduchu, či jiných technických plynů, je nedílnou součástí moderního průmyslu. Jedná se o značně energeticky náročný proces zhruba s 19% využitelností vložené energie. Na kompresi je vynakládáno průměrně 10 % celkové spotřeby elektrické energie ve světě [14]. Roční provozní náklady kompresorů, sušiček kondenzátu a dalšího doplňkového vybavení kompresorových jednotek činí 70 až 90 % celkových nákladů na elektrickou energii [15].

V průběhu minulého desetiletí bylo v Evropské unii provedeno řada energetických auditů za účelem zjištění aktuální energetické náročnosti systémů využívajících stlačený vzduch. Jedním z výsledků této snahy je zjištění, že největší spotřeba elektrické energie za účelem výroby stlačeného vzduchu je v Německu. Jedná se přibližně o 14 TWh. V závěsu se nachází Francie a Itálie s přibližně 12 TWh a Velká Británie s přibližnou spotřebou 10 TWh. Ostatní země Evropské unie spotřebovávají na provoz kompresorů přibližně 32 TWh [16].

Světové statistické údaje uvádí, že v současné době nejrychleji rostoucí světová ekonomika, Čína spotřebovává na provoz systémů se stlačeným vzduchem zhruba 9,4 % celkové produkce elektřiny. V USA je pro pohon vzduchových kompresorových jednotek a stanic použito asi 10 % celkové spotřeby elektřiny v průmyslu a co se týče afrického kontinentu, tak jedna ze silných průmyslových afrických zemí, tedy Jihoafrická republika spotřebovává pro pohon kompresorů přibližně 9 % celkové spotřeby energie [17, 18].

Analýza desetiletého provozu typického vzduchového kompresoru ukázala, že náklady na elektrickou energii tvoří přibližně 75 % celkových provozních výdajů. Přičemž náklady na údržbu a náhradní díly tvoří pouze čtvrtinu. Provozovatel kompresorového systému by tedy měl vynaložit snahu provozovat kompresor co nejefektivněji, aby tyto náklady co nejvíce snížil [16-19].

Vzhledem k faktu, že spotřeba elektrické energie v lidské civilizaci vykazuje setrvalý růst, je trendem současné doby, hledat možné úspory i v aplikacích, které se doposud nevyznačovaly významnými „ztrátami“ elektrické energie. Především proces stlačování vzduchu je v technické praxi mnohdy neprávem podceňován. Vzduch je považován za levné a všude přítomné médium. Toto lze sice tvrdit o vzduchu s tlakem okolní atmosféry, avšak stlačený vzduch rozhodně nemůže být považován za levné pracovní médium. Komprimovaný vzduch je naopak jednou z nejdražších forem energie a plýtvání s ním je jeden z velkých problémů současného průmyslu [1, 14, 15, 20].

Na první pohled je možné říci, že stlačování plynu v kompresoru je důkladně probádaný proces, který již nemá, co nového nabídnout. Avšak po důkladnější analýze dané problematiky, je nutné tento názor přehodnotit. Během pracovního procesu kompresoru totiž dochází k celé řadě termodynamických změn, které jsou závislé, nejen na fyzikálních vlastnostech pracovního média a charakteru probíhající stavové změny, ale také na podmínkách působících vně kompresoru, např. technický stav kompresorové jednotky a potrubního systému, činnost obsluhy nebo funkčnost měřidel. Předpokladem tohoto tvrzení je, že tyto vnější podmínky nejsou ve skutečném provozu konstantní a jejich změny mohou mít za určitých okolností negativní vliv na samotný proces komprese. Je-li tato úvaha konkretizována na stlačování plynu v objemových kompresorech s vestavěným tlakovým poměrem, tak může, za určitých podmínek, dojít ke vzniku negativních provozních jevů známých jako rázová komprese či rázová expanze [19, 21-25]. Správné pochopení vlivu těchto jevů je o to důležitější, že podíl objemových kompresorů s vestavěným tlakovým poměrem na trhu vykazuje setrvalý růst [26].

V České republice nebyl zatím podobný výzkum realizován a první otázky, zabývající se touto problematikou byly publikovány v literatuře [14] a [26]. Zůstalo však pouze u teoretických předpokladů.

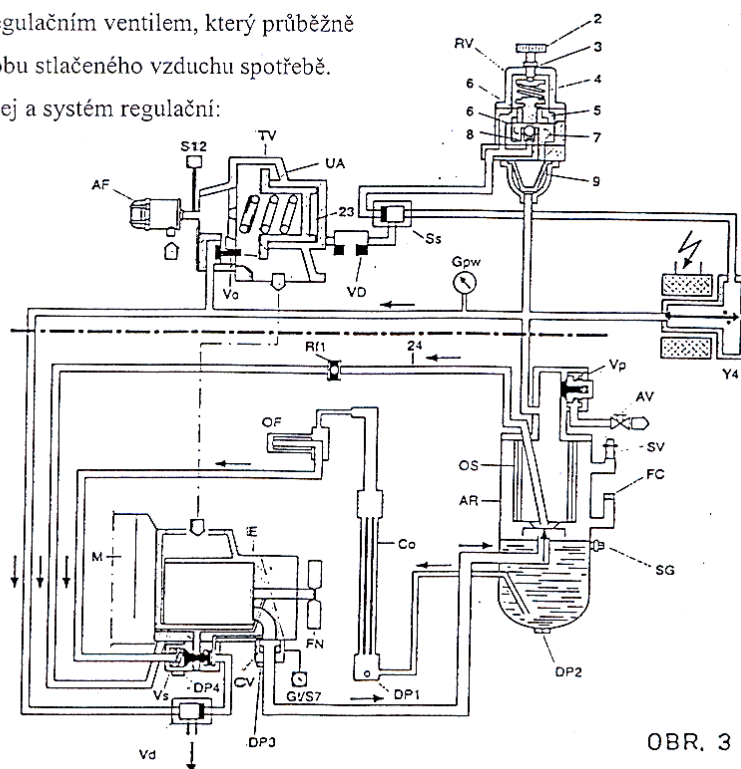
Ve světě bylo publikováno několik článků a příspěvků převážně z odborných konferencí, které se mimo jiné zabývaly i touto problematikou. V tomto případě se jedná o literární zdroje [7-10]. Uvedené články či příspěvky mají společné to, že se problematice rázových jevů u objemových kompresorů věnují pouze na úrovni teorie. Teoretické informace zmíněné v těchto člancích přibližně odpovídají znalostem, které jsou obsaženy ve veřejně dostupných skriptech. Účelem této disertační práce je tento nevyhovující stav změnit.

2. Počáteční impuls vedoucí k řešení problematiky rázových dějů

Důsledek absence ventilových rozvodů u objemových kompresorů s vestavěným s vestavěným tlakovým poměrem je již několik dekád známa [1]. Nicméně doposud nebyl podrobný vliv rázové komprese a rázové expanze na různé aspekty provozu kompresoru důkladněji zkoumán.

Počáteční impuls pro otevření této problematiky iniciovala havárie mobilní kompresorové jednotky se šroubovým kompresorem, která byla umístěna v provozních prostorách jedné z obchodních společností v Moravskoslezském kraji v České republice. Schéma kompresorové jednotky je uvedeno na obrázku (Obr. 2-1).

Systém je řízen regulačním ventilem, který průběžně přizpůsobuje výrobu stlačeného vzduchu spotřebě.
Systém vzduch/olej a systém regulační:



Obr. 2-1 Schéma havarované kompresorové jednotky se šroubovým kompresorem [2]

AF	vzduchový filtr	SV	pojistný ventil
AR	vzdušník / separátor oleje	S12	indikátor podtlaku sání
Co	chladič oleje	UA	odlehčovací ventil
CV	zpětný ventil	VD	odpouštěcí klapka regulace
DP 1	výpustní zátka chladiče oleje	Vd	odpouštěcí ventil
DP 2	výpustní zátka vzdušníku	Vp	ventil minimálního tlaku
DP 3	výpustní zátka zpětného ventilu	Vs	uzavírací ventil oleje
DP 4	výpustní zátka uzavíracího ventilu oleje	Vo	obtokový ventil
E	kompresorová jednotka	Y4	zatěžovací solenoidový ventil
FC	uzávěr plnicího hrdla separátoru	2	stavěcí šroub provozního tlaku
FN	ventilátor	3	pojistná matice stavěcího šroubu
Gpw	tlakoměr vzduchu	4	pružina
Gt/S7	kontaktní teploměr	5	horní komora, řídicí tlak
M	hnací stroj	6	membrána
OF	filtr oleje	7	dolní komora, tlak ve vzdušníku
OS	odlučovač oleje	8	kulička se sedlem
RV	regulační ventil	9	filtr řídicího vzduchu
SG	olejznak	23	komora řídicího tlaku
AV	kulový kohout	24	odsávací potrubí

Dle diskuze autora práce s odborným znalcem došlo k havárii tímto způsobem:

Během provozu kompresoru je třeba pravidelně vyměňovat čistící filtry vstupního vzduchu, k čemuž nejspíše nedocházelo. Z toho důvodu proudil do prostoru šroubového elementu znečištěný vzduch, který se během komprese v pracovním prostoru mísil s olejem. Tato směs po kompresi dále proudila potrubím do separátoru. Separátor má za úkol odstranit olej ze směsi a to především průchodem přes filtrační vložku, která je umístěna v ocelovém koši separátoru. Vlivem nečistot ve směsi oleje a vzduchu docházelo k ulpívání nečistot na filtrační vložce a k jejímu zanášení. Tím začalo docházet k nárůstu tlakové diference před a za touto vložkou. Je-li filtrační vložka čistá, tak při prudkém otevření kulového kohoutu na výstupu z kompresorové jednotky se tlakový poměr v prostoru před separátorem a za kompresorem příliš neodlišuje od hodnoty tlakového poměru ve vztahu k síti, ale i tak dochází k určité rázové expanzi. Avšak, je-li filtrační vložka zanesena, dochází k významnému zvýšení tlakové diference na filtrační vložce, a k výraznému nárůstu tlakového poměru. Tato skutečnost, dle všech dostupných podkladů, vedla ke zborcení ocelové vložky separátoru, viz obrázek (Obr. 2-2).



Obr. 2-2 Zborcený ocelový koš vložky separátoru následkem rázové expanze [3]

Bez vložky separátoru unikala olejová náplň do výstupního vzduchového potrubí a do regulačních kanálků a regulátorů, ovládajících činnost kompresorové jednotky, čímž byla jejich funkce výrazně znesnadněna. Tato porucha měla za následek úbytek oleje v olejovém systému. Vlivem zvýšeného tření, tak došlo k nárůstu teploty v pracovním prostoru šroubového kompresoru, až na úroveň vznícení olejových par. Následný požár pak způsobil destrukci kompresorové jednotky, viz obrázek (Obr. 2-3).



Obr. 2-3 Havarovaná kompresorová jednotka se šroubovým kompresorem [3]

Rázová expanze sice neiniciovala vlastní nehodu, avšak došlo k ní z důvodu změny provozních podmínek, za kterých byl kompresor provozován. Tato souhra okolností otevřela celou řadu otázek, přičemž na některé z nich hledá předložená disertační práce odpověď.

3. Rázové jevy

Vestavěný nebo také vnitřní tlakový poměr je v technické praxi běžně označován symbolem π [-]. Jedná se o podíl absolutního tlaku na výstupu z pracovního prostoru kompresoru při vestavěném tlakovém poměru p_2^π [Pa] a absolutního tlaku na vstupu do pracovního prostoru kompresoru p_1 [Pa] (velmi často se jedná o absolutní tlak na sání prvního stupně kompresoru $p_{n,1^\circ}$ [Pa]), dle rovnice (3.1) [1].

$$\pi = \frac{p_2^\pi}{p_1} [-] \quad (3.1)$$

Vestavěný tlakový poměr lze dále definovat jako tlakový poměr, na který je daný stroj navržen a vyroben. Kompresory mající vestavěný tlakový poměr dokáží, ve svém pracovním prostoru, stlačit plyn pouze na svůj návrhový tlak bez ohledu na tlak v potrubní síti či spotřebiči. Vestavěný tlakový poměr se tedy může lišit od tlakového poměru celkového.

Celkový tlakový poměr je v technické praxi běžně označován symbolem σ_c [-]. Jedná se o podíl absolutního tlaku ve výtlačném potrubí kompresoru neboli výstupního absolutního tlaku při celkovém tlakovém poměru $p_d = p_2^{\sigma_c}$ [Pa] (tlak v síti či spotřebiči) a absolutního tlaku na sání prvního stupně kompresoru $p_{n,1^\circ}$ [Pa], dle rovnice (3.2) [1].

$$\sigma_c = \frac{p_d}{p_{n,1^\circ}} [-] \quad (3.2)$$

Teorie dále praví, že rázové kompresi a rázové expanzi se u diskutovaného typu kompresorů, jež nejsou vybaveny regulací umožňující změnu vestavěných poměrů [4], prakticky nedá vyhnout z důvodu proměnlivých provozních podmínek a proto blíže nespecifikovaný „malý tlakový rozdíl“ není považován za nevýhodu. Nicméně s rostoucí tlakovou diferencí začne, negativní vliv těchto dějů, poměrně důrazně ovlivňovat různorodé aspekty chodu zasažených kompresorů. Obecně se jedná o pokles účinnosti, tlakové pulzace a celkovou nestabilitu pracovního procesu [1] a [5-9].

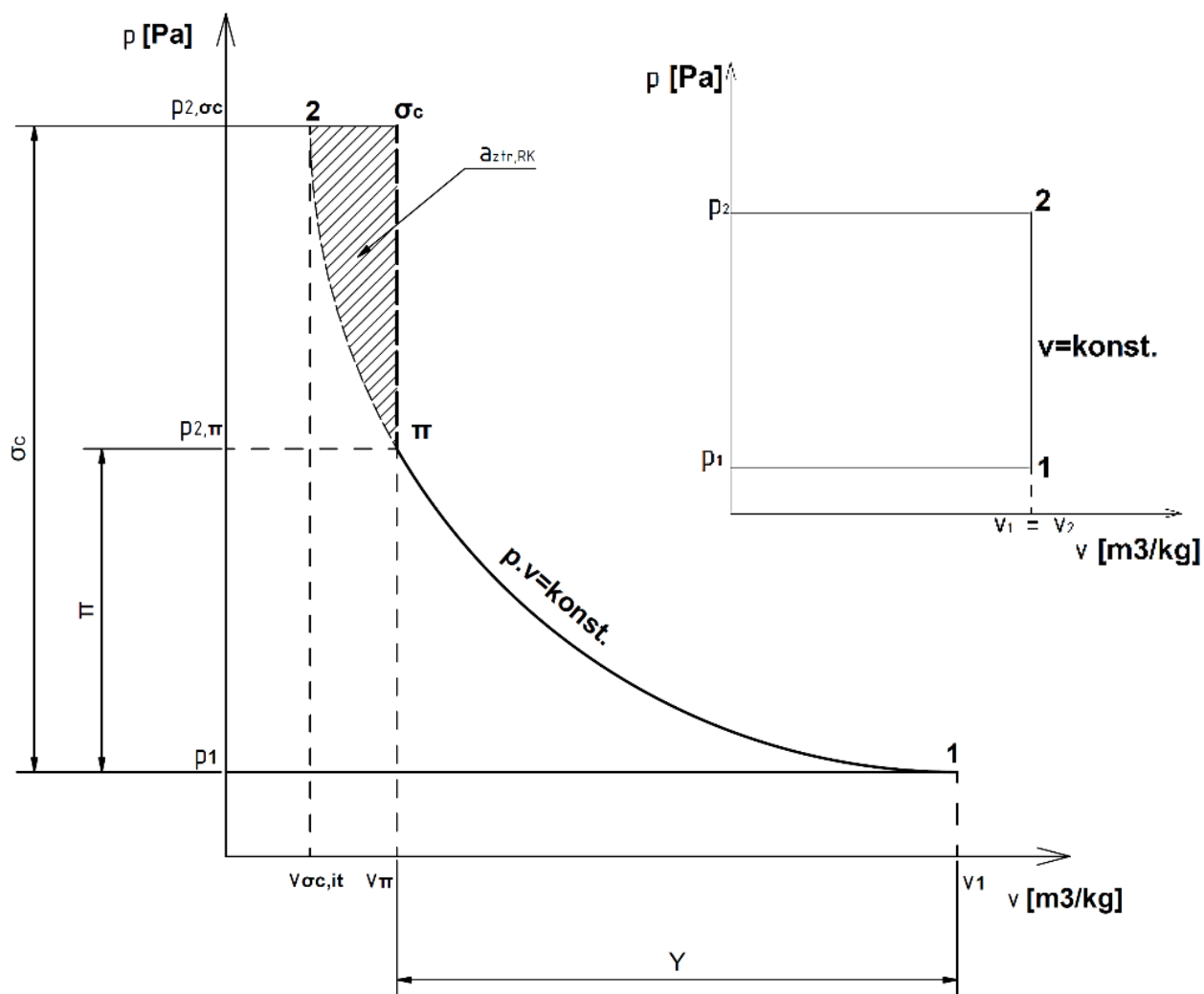
Literární zdroj [9] se dále zabývá otázkami, zdali lze považovat rázové děje za „izochorické“ stavové změny nebo se jedná spíše o děje, jež jsou inherentní s nevratnou adiabatickou stavovou změnou.

3.1 Rázová komprese

Rázová komprese (nebo také RK) v zahraniční literatuře často nazývaná „Under Compression“ nebo „Shock Compression“ vzniká v případě, kdy vestavěný tlakový poměr π [–], je menší, než celkový tlakový poměr v síti σ_c [–], neboli tlaková schopnost kompresoru $p_2^{\sigma_c}$ [Pa] je nižší, než tlak plynu v potrubním systému $p_2^{\sigma_c}$ [Pa], viz nerovnice (3.3) a (3.4) [1].

$$\pi < \sigma_c \quad (3.3)$$

$$\frac{p_2^{\pi}}{p_1} < \frac{p_2^{\sigma_c}}{p_1} \quad (3.4)$$



Obr. 3-1 Ideální indikátorový p - v diagram pracovního procesu objemového kompresoru s vestavěným tlakovým poměrem se zakreslením ideální rázové komprese a ideální p - v diagram pracovního procesu Rootsova dmyhadla

Na obrázku (Obr. 3-1) je porovnán ideální pracovní proces klasického kompresoru s vnitřní kompresí, po níž následuje rázová komprese a pracovní proces Rootsova dmyhadla. Je patrné, že tyto děje jsou obdobné. Jedná se o vnější kompresi probíhající mimo pracovní prostor stroje. Nicméně u strojů, které pracují na principu vnitřní komprese, např. šroubové kompresory, se jedná o výhradně negativní jev ne o součást běžného pracovního procesu.

Popis děje na obrázku (Obr. 3-1) je následující. V ideálním případě je plyn nejprve izotermicky stlačován z absolutního tlaku na sání prvního stupně kompresoru $p_{n,r} = p_1$ [Pa], bod č. 1, na absolutní tlak na výstupu z pracovního prostoru kompresoru p_2^{π} [Pa], bod π , který je však nižší než absolutní tlak ve výtlačném potrubí

kompresoru $p_d = p_2^{\sigma_c} [Pa]$, resp. nižší než tlak v připojeném potrubním systému, bod č. 2. Při kontaktu těchto dvou stavů dopravovaného plynu musí zákonitě dojít k vyrovnání tlaků mezi body π a σ_c , při kterém se téměř skokově – nespojitě změní stavové veličiny plynu, do bodu σ_c . Tomuto ději se říká rázová komprese, při níž proběhne systémem rázová kompresní vlna, jejíž velikost závisí na intenzitě tlakové diference. Ideální rázová komprese je považována dle schematických p-v diagramů z dostupné technické literatury za izochorickou kompresi a tímto způsobem bude také posuzována v ideálním matematickém modelu.

V případě, že by se kompresor dokázal přizpůsobit proměnlivým tlakovým podmínkám, tak by komprese pokračovala izotermicky z bodu π do bodu č. 2.

Plyn o vyšším tlaku z potrubní sítě má však snahu tlačit se zpět do kompresorové jednotky, tedy do oblasti s tlakem nižším. Pohon kompresoru musí vynaložit dodatečnou práci, aby tento reverzní tok přetlačil.

Dodatečná práce nebo také měrná ztrátová práce pro rázovou kompresi $a_{ztr,RK} [J \cdot kg^{-1}]$ má velikost, která v indikátorovém p-v diagramu (Obr. 3-1), odpovídá vyšrafované oblasti ohraničené izotermickou kompresní křivkou, křivkou, resp. úsečkou rázového děje a izobarou reprezentující tlak v potrubním systému, viz plocha $\pi - 2 - \sigma_c - \pi$. Tato vyšrafovaná oblast kromě nárůstu práce ukazuje i objem dopravovaného plynu cirkulující uvnitř aktivní oblasti z důvodu reverzního toku.

Aktivní oblastní je především část potrubí, kde se setkají odlišná tlaková prostředí. Jedná se především o kulové kohouty, ventily či jiné typy armatur, avšak teoreticky se může i jednat o spojnicí výtlačného hrdla a pracovní komůrky. V takovém případě plyn o vyšším tlaku, resp. vyšší entalpii, vtéká do pracovní komůrky, než dojde k vyrovnání tlaků a entalpií. To znamená rázové, téměř nespojitě zvýšení tlaku a teploty stále ještě komprimovaného plynu. Samotná rázová kompresní vlna představuje také „disipaci energie“, jež negativně ovlivňuje energetickou bilanci kompresoru.

Rázová komprese je tedy aperiodicky se opakující negativní jev, o němž se z dostupných literárních podkladů předpokládá, že je doprovázen rázovou kompresní vlnou, tlakovými pulzy, nárůstem axiálních sil působících na ložiska, snížením účinnosti, zvýšenou hlučností, negativním efektem na živostnost kompresorové jednotky a její vybraných částí a v neposlední řadě v nárůstu potřebné kompresní práce, příkonu stroje a ve zvýšení provozních, ale i servisních nákladů [1] a [5-9].

Jak již bylo naznačeno, tak literární zdroj [9] tvrdí, že rázová komprese je spíše nežli izochorický děj, tzv. inherentní (neodmyslitelně spjatý) s nevratným adiabatickým procesem s kompresí dosaženou díky „flexibilnímu“ zpětnému toku, tedy díky kompresní rázové vlně šířící ve směru gradientu růstu tlaku uvnitř aktivní oblasti. Tento literární zdroj dále tvrdí, že potenciální účinnost rázové komprese by měla být mírně nižší než u klasické vnitřní komprese, pokud je rázový děj pokud možno řízen tím, že je rychlost reverzního proudění velmi vysoká. Rázová komprese má dle článku [9] unikátní schopnost, tzv. zpětnovazební regulace. To znamená, že se jedná o samočinnou korekci neboli negativní zpětnou vazbu. Stroje zasažené rázovou kompresí se tímto způsobem automatiky vyrovnávají vyššímu tlaku v systému bez speciálního typu regulace se změnou vestavěného poměru.

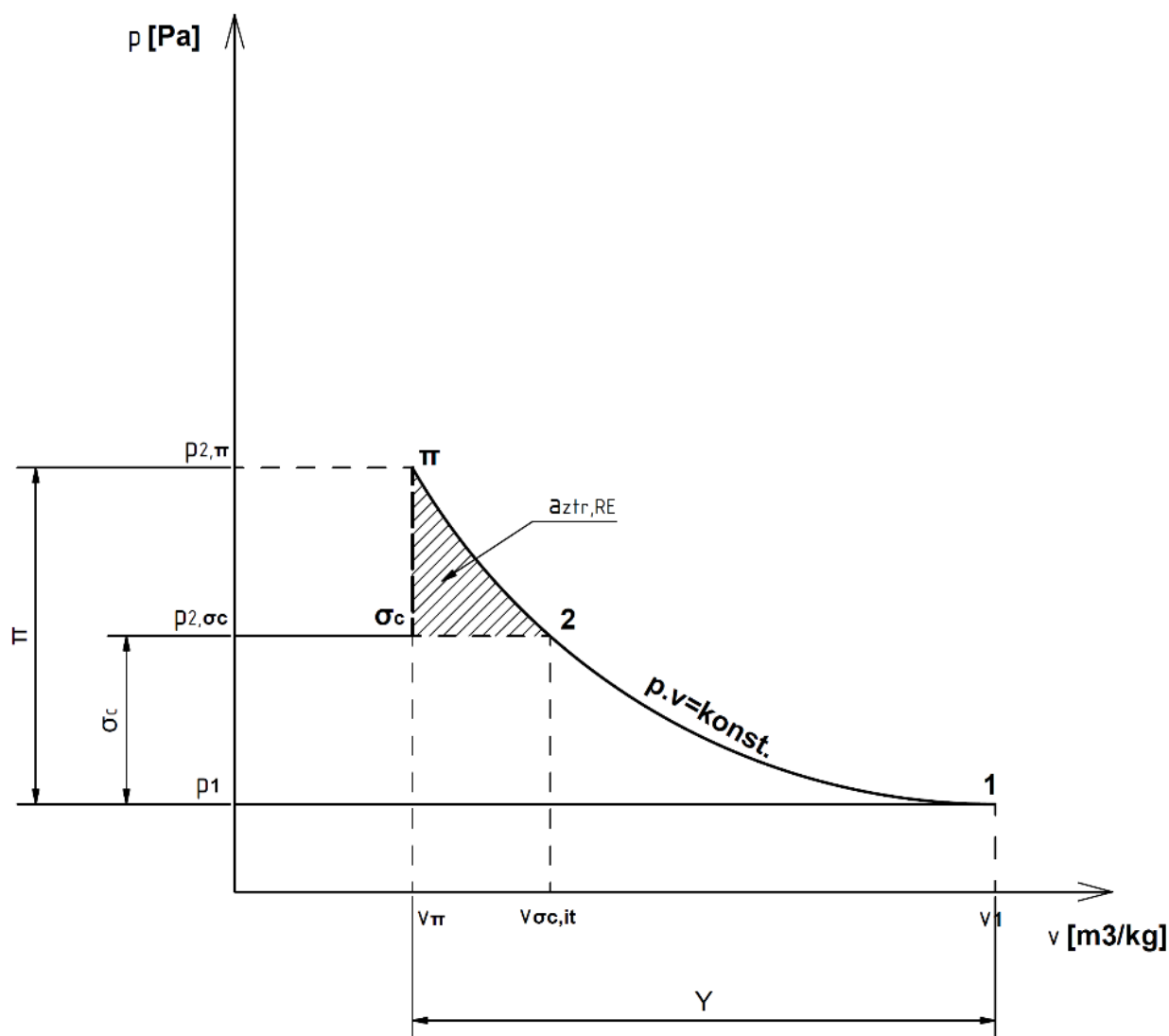
Článek své závěry konkretizuje pro tři tělesové Rootsovo dmychadlo, avšak závěry je možné, dle názoru autora předkládané disertační práce zobecnit i pro šroubové a lamelové kompresory z důvodu popisu totožného děje. Detailní rozbor této analýzy bude proveden při hodnocení závěrů modelu, jenž bude tuto problematiku simulovat.

3.2 Rázová expanze

Rázová expanze (nebo také RE) v zahraniční literatuře často nazývaná „Over Compression“ nebo „Shock Expansion“ vzniká v případě, kdy vestavěný tlakový poměr π [–], je větší, než celkový tlakový poměr v síti σ_c [–], neboli tlaková schopnost kompresoru p_2^π [Pa] je vyšší, než absolutní tlak plynu v potrubním systému $p_d = p_2^{\sigma_c}$ [Pa], viz nerovnice (3.5) a (3.6) [2].

$$\pi > \sigma_c \quad (3.5)$$

$$\frac{p_2^\pi}{p_1} > \frac{p_2^{\sigma_c}}{p_1} \quad (3.6)$$



Obr. 3-2 Ideální indikátorový p - v diagram pracovního procesu objemového kompresoru s vestavěným tlakovým poměrem se zakreslením ideální rázové expanze

Rázová expanze je pozorována u strojů, u nichž závisí pracovní proces na vnitřní kompresi, dle dostupné teorie se jedná o výhradně negativní jev. Nicméně, jak bude vysvětleno dále v disertační práci, tak tento děj má i svá pozitiva.

V ideálním případě na obrázku (Obr. 3-2) je plyn nejprve izotermicky stlačován z absolutního tlaku na sání prvního stupně kompresoru $p_{n,l^o} = p_1$ [Pa] bod č. 1, na absolutní tlak na výstupu z pracovního prostoru kompresoru p_2^π [Pa] bod π , který je však vyšší než absolutní tlak ve výtláčném potrubí kompresoru $p_d = p_2^{\sigma_c}$ [Pa], resp. vyšší než tlak v připojeném potrubním systému.

Při kontaktu těchto dvou stavů dopravovaného plynu musí zákonitě dojít k vyrovnání tlaků mezi body π a σ_c , při kterém se téměř skokově – nespojitě změní stavové veličiny plynu na stav v bodě σ_c . Tomuto ději se v tomto případě říká rázová expanze, při níž proběhne systémem expanzní vlna, jejíž velikost závisí na intenzitě tlakové diference.

V případě, že by se kompresor dokázal přizpůsobit proměnlivým tlakovým podmínkám, tak by komprese probíhala izotermicky z bodu č. 1 pouze do bodu č. 2.

Kompresor v tomto případě stlačuje plyn na „zbytečně“ vysoký tlak p_2^T [Pa]. Jak již bylo dokázáno v teorii kompresního procesu, tak ke kompresi na vyšší tlak je třeba více kompresní práce. Kompresní práce navíc nebo také měrná ztrátová práce pro rázovou expanzi $a_{ztr,RE}$ [$J \cdot kg^{-1}$] má velikost, která v indikátorovém p-v diagramu (Obr. 3-2), odpovídá vyšrafované oblasti ohraničené izotermickou kompresní křivkou, křivkou, resp. úsečkou rázového děje a izobarou reprezentující tlak v potrubním systému, viz plocha 2 – σ_c – π . Tato vyšrafovaná oblast kromě vyšší kompresní práce ukazuje i objem dopravovaného plynu, jež se dá z důvodu rázové expanze do pohybu v aktivní oblasti.

Ať už rázová expanze proběhne z důvodu otevření kulového kohoutu nebo se jedná o spojnici pracovního prostoru a výtlačného hrdla, tak vždy se jedná o přenos hmoty a energie ve směru proudění. Plyn o vyšší entalpii proudí ve směru gradientu entalpie, než dojde k jejímu vyrovnání. Jako v případě rázové komprese, tak i rázová expanze probíhá velmi rychle a dochází u ní k rázovému, téměř nespojitému snížení tlaku a teploty na hodnoty připojeného potrubního systému. Samotná expanzní vlna v tomto případě není disipací energie. Dle dostupné technické literatury je předpokládáno, že změna tlaku při expanzní vlně vykoná práci, která dle znaménkových konvencí technické termodynamiky bude mít kladné znaménko. Důsledky rázové expanze budou diskutovány v rámci vyhodnocování matematických modelů.

Expanzní vlna pomáhá proudění plynu, avšak negativum rázové expanze spočívá v tom, že tento aperiodicky se opakující jev může za určitých podmínek a intenzity rázu poškodit nebo zničit zařízení na výtlačné straně kompresoru, jako je např. separátor oleje u jednotky v případě nehody popisované v kapitole 1. Expanze je také velmi hlučný jev, tlakové pulzy mají obecně negativní efekt na životnost kompresorové jednotky či jejích částí a v neposlední řadě dochází ke stlačování na zbytečně vysoký tlak, pro kompresi je třeba více kompresní práce, větší příkon stroje a to vše se projeví na vyšších provozních, ale i servisních nákladech [1] a [5-9].

Literární zdroj [10] hovoří o rázové expanzi jako o ději, jež má z hlediska efektivity pracovního procesu mnohem vyšší vliv než rázová komprese, protože měrná ztrátová práce se týká pouze přetlačení zpětného toku plynu. Avšak u rázové expanze se jedná o maření měrné ztrátové práce pro celý objem dopravovaného plynu. Zdali tomu tak skutečně je, bude ověřeno v rámci jednoho z výpočetních modelů, Zdali tomu tak skutečně je, bude ověřeno při vyhodnocování výpočetních modelů.

Literární zdroj [8] se obecně shoduje s ostatními dostupnými teoretickými informacemi, avšak poukazuje také na zajímavé tvrzení, že: „...při rázové expanzi dochází k vnitřnímu přehřátí...“. Toto tvrzení je zde též vysvětleno pro případ, že se jedná o expanzi plynu přímo z pracovní komůrky kompresoru. Stlačovaný a dopravovaný plyn má také funkci chladicího média, které odvádí část kompresního tepla. V případě, že rázová expanze odvede téměř skokově „velké“ množství plynu, ale případně i oleje z pracovního prostoru, tak na určitou chvíli není odváděno kompresní teplo. To může vést k nárůstu teploty uvnitř části pracovního prostoru nad akceptovatelnou mez, jež se může projevit vznikem dodatečného teplotního namáhání či zvýšení vlivu tepelné dilatace až do meze tzv. „škrtnutí“ rychle rotujících částí. Literatura [17] tvrdí, že k tomuto jevu může dojít i při relativně malém celkovém tlakovém poměru σ_c [–]. Dle tvrzení článku, může nastat tento problém především při rozběhu již zahřátých kompresorů s vestavěným objemovým poměrem $Y > 2,5$ [–]. Pokud je třeba takové kompresory spouštět v zahřátém stavu, se musí jednat buďto o stroje, jež jsou osazeny příslušným regulačním šoupátkem ke změně vestavěných poměrů nebo se musí jednat o stroje chlazené vstřikováním oleje. Článek hovoří o testech na vzduchových a dusíkových kompresorech, jež tuto problematiku řešily, avšak bohužel neuvádí žádné výsledky těchto zkoušek.

4. Dosažené výsledky

4.1 Vyhodnocení výsledků matematických modelů

4.1.1 Výsledky ideálního matematického modelu

V této podkapitole je zpracován detailní rozbor všech výsledků a také podstatných aspektů nezbytných k tvorbě uceleného ideálního matematického modelu (IMM) ideální rázové komprese a ideální rázové expanze při ideálním pracovním procesu šroubových kompresorů. Výpočetní model obsahuje následující stěžejní body.

Číselné zadání vychází z datasheetu zvoleného šroubového kompresoru a z volby okrajových a počátečních podmínek a fyzikálních atributů vzduchu s vlastnostmi ideálního plynu.

Sekundární výpočetní model pro stanovení součinitele využití pracovního prostoru představuje dílčí matematický model s pokročilým vyhledávacím algoritmem ke stanovení λ pro základní výpočet i pro pracovní proces stroje ve zvoleném rozsahu celkového tlakového poměru.

Základní výpočet IMM počítá hlavní parametry potřebné pro vyhodnocování pracovního procesu a to ve jmenovitém, neboli nominálním stavu, jenž vychází z technického listu simulovaného stroje.

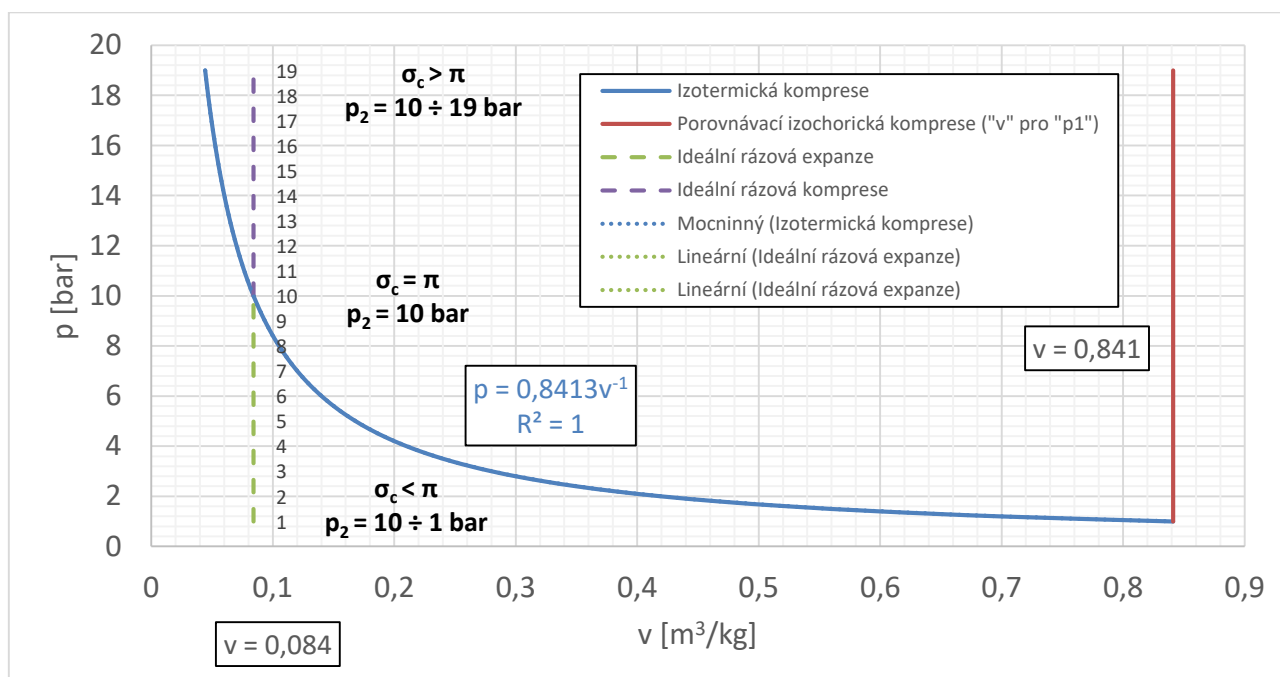
Trendy změny neboli predikce chování simulace představuje krok, kdy jsou použity dodané výsledky z provozních měření šroubových kompresorů, přičemž důležitým faktorem těchto měření je úplnost výsledků za účelem stanovení skutečných energetických charakteristik. Cílem tohoto bodu je dále stanovení chování reálného stroje při změně vypočtených či naměřených parametrů a to za účelem ověření správnosti simulace na základě geometrické podobnosti křivek energetických charakteristik.

Pracovní proces zadaného ŠK vychází ze znalostí a číselných hodnot získaných ze základního výpočtu a predikce chování simulace. Pro výpočet je zvolen rozsah do výše vestavěného tlakového poměru, jenž je v tomto případě určen na základě studia datasheetu stroje jakožto tlak, při kterém dojde k otevření odfukovacího ventilu.

Kontrola správnosti je jeden z nejpodstatnějších bodů výpočetního modelu. Energetické charakteristiky vzniklé na základě simulace jsou porovnány s tvarem křivek získaných z experimentů, resp. z měření šroubových kompresorů. Zpětná vazba do jádra výpočtu poté slouží k vyhodnocení či korekci simulovaných veličin, tak aby výsledky geometricky, a je-li to možné, tak i číselně, odpovídaly nezávislým externím datům z měření.

Rozšíření rozsahu celkového tlakového poměru představuje nezbytným krok, kdy je v simulaci uvažováno scénáři nestandardního provozního stavu, při kterém dochází k intenzivní rázové expanzi až to počátečního, resp. atmosférického tlaku a u ideální rázové komprese je počítáno se situací, kdy nezareaguje „poškozený“ pojistný (odfukovací) ventil a stroj bude vystaven vlivu tlakového přetížení. Pro výpočet je zvolen hypotetický rozsah celkového tlakového poměru do výše dvojnásobku nominálního celkového tlakového poměru, přičemž daný rozsah je zvolen z důvodu možnosti vyhodnocovat stejnou velikost intenzity rázu pro rázovou expanzi i pro rázovou kompresi.

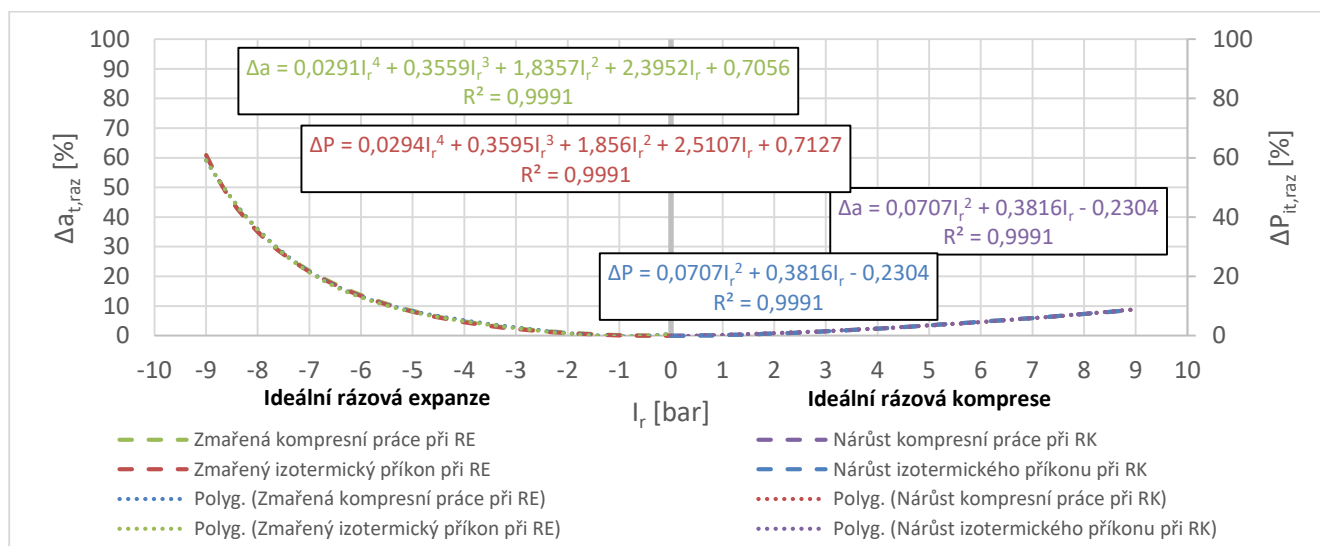
Ideální indikátorový p-v diagram s implementací ideálních rázových jevů, viz (Obr. 4-1), je prvním z hlavních výsledků IMM. Tento diagram slouží k vyhodnocení vlivu ideálních rázových jevů na měrnou technickou kompresní práci a izotermický příkon. Je zjištěno a vyčísleno, že při ideálních rázových jevech dochází ke změnám potřebné měrné technické práce i přivedeného izotermického příkonu a tyto změny jsou silně závislé na intenzitě rázu.



Obr. 4-1 Ideální indikátorový p-v diagram s implementací rázových jevů

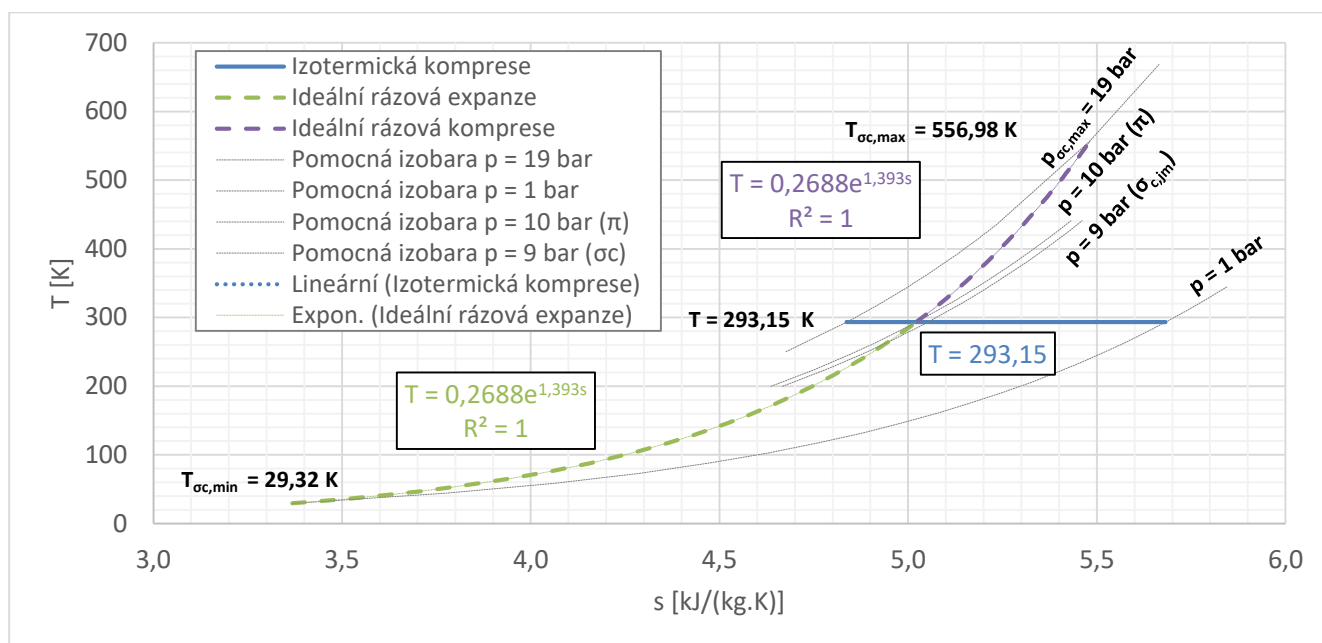
Při ideální rázové expanzi dochází s rostoucí intenzitou rázu k maření přivedené práce a příkonu, přičemž růst je velmi intenzivní a pouze díky technické práci „konané“ expanzní vlnou se nejedná o 100% maření přivedené práce a příkonu.

Při ideální rázové kompresi dochází k mnohem mírnějšímu růstu křivek. Jedná se o růst potřebné kompresní práce a příkonu proto, že ideální rázová komprese je jinou změnou, nežli změnou izotermickou a tedy i potřeba kompresní práce a příkonu je v takovém případě vyšší. Z hlediska absolutní hodnoty příkonu dochází u RK k jeho nárůstu, avšak u RE odpovídá horní hranice přivedeného příkonu vždy procesu při rovnosti tlakových poměrů $\pi = \sigma_c$.



Obr. 4-2 Diagram hodnotící vliv ideálních rázových jevů na měrnou kompresní práci a izotermický příkon v %

Ideální T-s diagram s implementací ideálních rázových jevů, viz (Obr. 4-3), je druhým z hlavních výsledků IMM. Je zjištěno, že i sdělené teplo je silně závislé na intenzitě rázu. Při ideální rázové expanzi dochází s rostoucí intenzitou rázu k nárůstu odvedeného tepla z důvodu zvětšujícího se vlivu vlastního expanzního děje, při kterém dochází nejen k poklesu tlaku a nárůstu objemu plynu, ale v tomto případě především, k poklesu teploty.

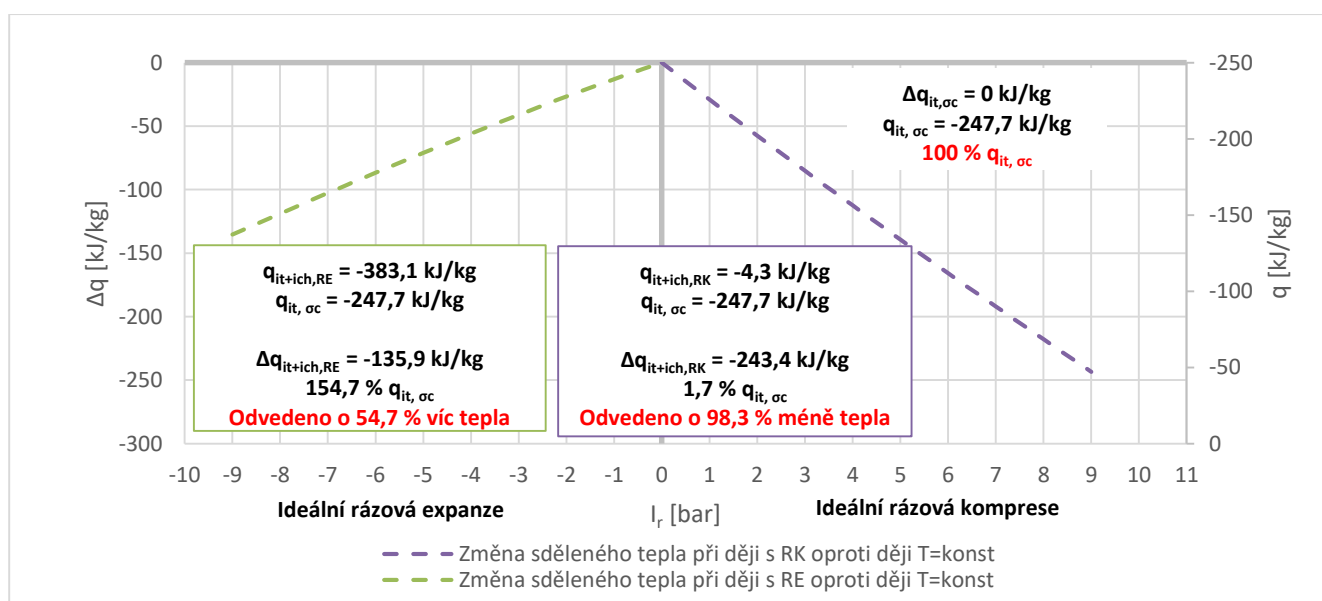


Obr. 4-3 Ideální T-s diagram s implementací ideálních rázových jevů

V rámci vzorového příkladu dojde při izotermické kompresi do hodnoty vestavěného tlakového poměru s následnou ideální rázovou expanzí do hodnoty minimálního celkového tlakového poměru k nárůstu odvedeného tepla o cca 54,7 % s ohledem na množství odvedeného tepla při běžné izotermické kompresi do daného celkového tlakového poměru.

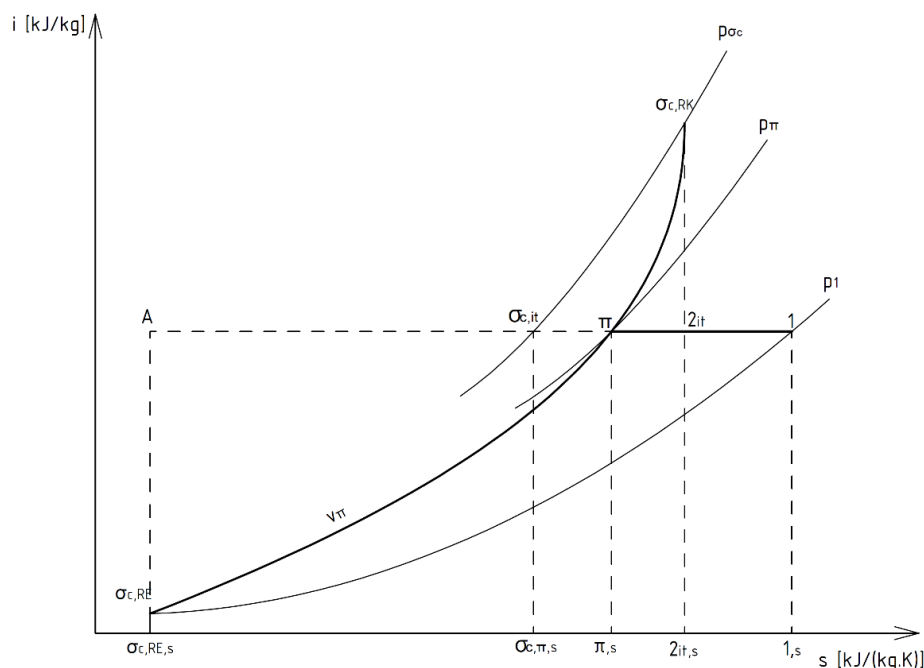
Při ideální rázové kompresi je sice z principu kompresního procesu generováno třecí teplo, avšak toto teplo pouze zmenšuje množství tepla odvedeného předcházející izotermickou kompresí. Nicméně při dostatečné intenzitě rázu může být vliv izotermické komprese nižší, než vliv komprese rázové a v takovém případě by začal proces teplo produkovat. Avšak ve zvoleném rozsahu bylo celkové množství měrného tepla stále ještě odváděno. V rámci vzorového příkladu dojde při izotermické kompresi do hodnoty vestavěného tlakového poměru s následnou ideální rázovou kompresí do hodnoty maximálního celkového tlakového poměru, z důvodu vygenerovaného třecího tepla, k poklesu odvedeného tepla o cca 98,3 % s ohledem na množství odvedeného tepla při běžné izotermické kompresi do maximálního celkového tlakového poměru.

Číselné výsledky RE i RK jsou uvedeny na diagramu (Obr. 6-44).



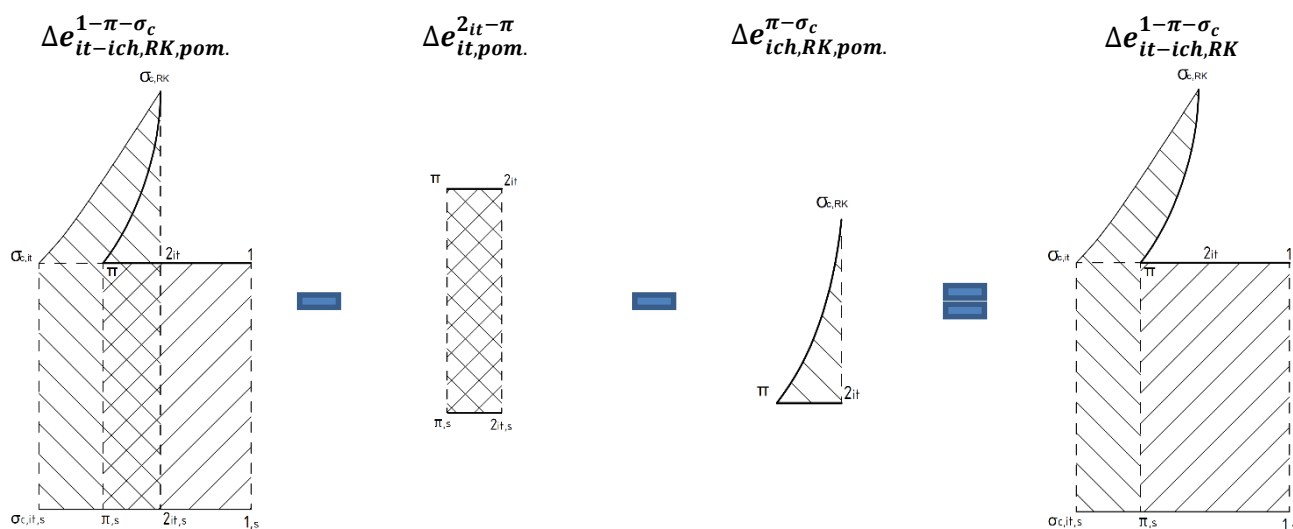
Obr. 4-4 Závislost změny odvedeného sděleného tepla při ideálních rázových dějích při porovnání s izotermickou kompresí s ohledem na intenzitu rázu

Ideální i-s diagram s implementací ideálních rázových jevů je třetím z hlavních výsledků IMM a z důvodu idealizace je jeho tvar totožný s T-s diagramem, viz obrázek (Obr. 4-5), avšak číselně se na vertikální ose zobrazuje entalpie potřebné pro následné exergetické hodnocení ideálního pracovního procesu.



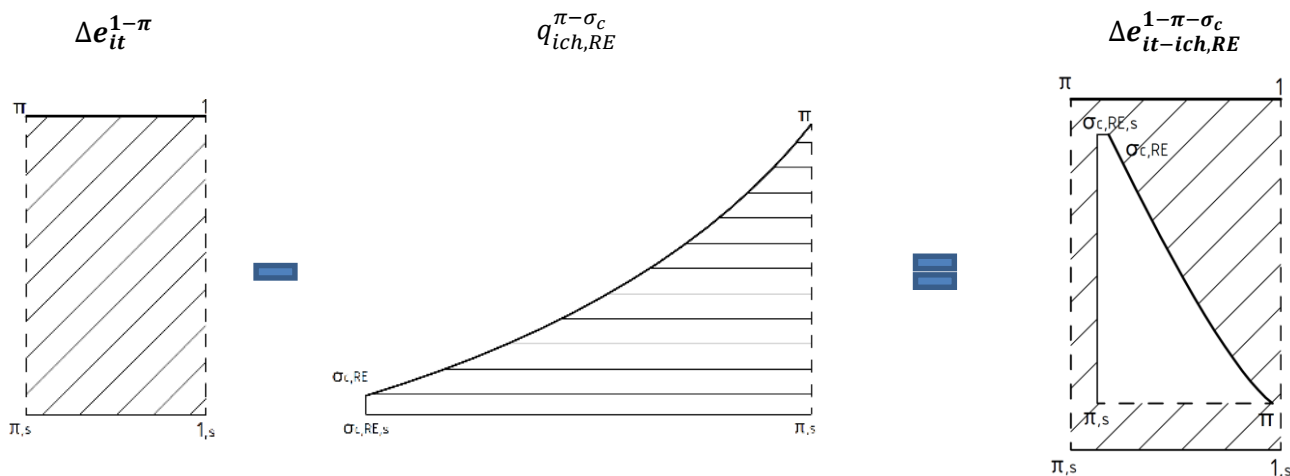
Obr. 4-5 Ideální i-s diagram zobrazující izotermickou kompresi do bodu vestavěného tlakového poměru a následný ideální rázový děj RE nebo RK

Exergetické hodnocení IMM je čtvrtým a závěrečným z hlavních výsledků IMM. Je zde posuzováno, jakým způsobem se mění práceschopnost plynu při ideálním pracovním procesu s implementací ideálních rázových jevů. Je zjištěno, že kombinovaný děj s ideální rázovou kompresí zvyšuje práceschopnost plynu. Což platí, je-li tento pracovní proces srovnán s izotermickou kompresí bez rázů, jež stlačuje plyn na stejnou hodnotu výstupního tlaku. Důvodem nárůstu práceschopnosti je generování kompresního (třecího) tepla při ideální rázové kompresi, které je úměrné intenzitě rázu. Graficky jsou výsledky popsány na obrázku (Obr. 4-6).



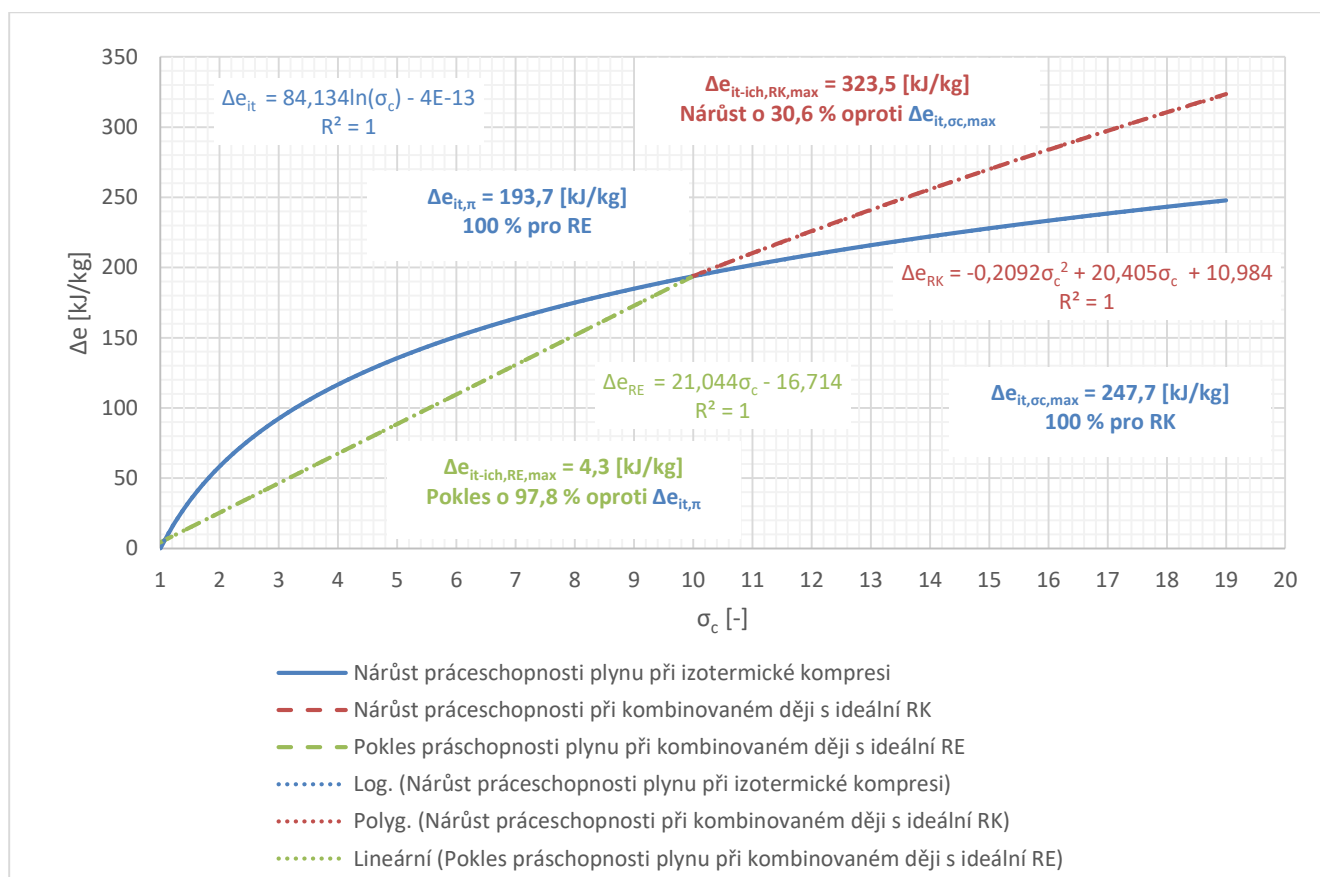
Obr. 4-6 Grafické znázornění výpočtu nárůstu práceschopnosti plynu po kombinovaném ději s ideální rázovou kompresí

Z hlediska kombinovaného děje s ideální rázovou expanzí dochází naopak ke snižování práceschopnosti plynu. Plyn je nejprve izotermicky stlačován na hodnotu vestavěného tlakového poměru. Při tomto ději práceschopnost plynu narůstá, avšak následná ideální rázová expanze způsobí výrazný pokles práceschopnosti, který je úměrný intenzitě rázu. Graficky jsou výsledky popsány pomocí obrázku (Obr. 4-7).



Obr. 4-7 Grafické znázornění výpočtu práceschopnosti plynu po kombinovaném ději s ideální rázovou expanzí

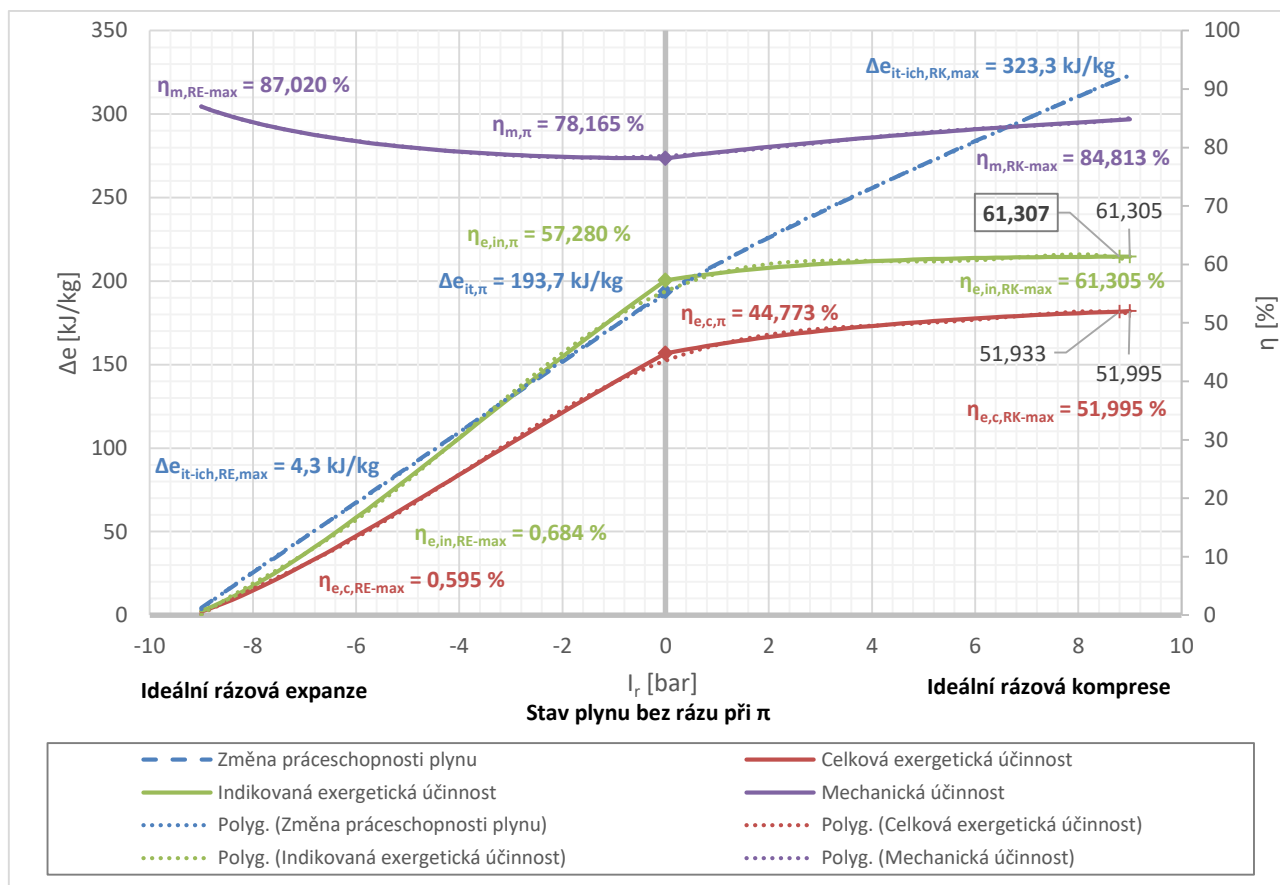
Vyhodnocení změny práceschopnosti plynu při rázových jevech je graficky i číselně uvedeno na diagramu (Obr. 4-8).



Obr. 4-8 Změna práceschopnosti plynu při zkoumaných ideálních dějích

Posledním hodnotícím faktorem v této podkapitole jsou exergetické účinnosti. Při kombinovaném ději s ideální rázovou expanzí dochází k výraznému snížení celkové i indikované (vnitřní) exergetické účinnosti z důvodu maření přivedené vstupní energie. Naopak mechanická účinnost stroje narůstá, protože při expanzi dochází k odlehčení stroje. Při kombinovaném ději s ideální rázovou kompresí dochází k mírnému nárůstu celkové, indikované, ale i mechanické účinnosti a to až do bodu lokálního maxima, které je závislé nejen na práceschopnosti plynu, ale také na jeho hmotnostním toku a na příkonu stroje. Od tohoto bodu účinnosti klesají.

Vyhodnocení změn exergetických účinností při rázových jevech je graficky i číselně uvedeno na diagramu (Obr. 4-9) a příklady rovnice pro stanovení celkových exergetických účinností jsou níže, viz jejich rozbor v závěru.



Obr. 4-9 Změna exergetických účinností a účinnosti mechanické v porovnání se změnou práceschopnosti plynu po kombinovaném ději s ideálními rázovými ději

$$\eta_{e,c,RE} = \frac{\dot{m}_{d,\pi} \cdot \Delta e_{it-ich,RE}^{1-\pi-\sigma_c}}{P_{el,\pi} + (\dot{m}_{d,\pi} \cdot q_{ich,RE}^{\pi-\sigma_c})} [-] \quad (4.1)$$

$$\eta_{e,c,RK} = \frac{\dot{m}_{d,\pi} \cdot \Delta e_{it-ich,RK}^{1-\pi-\sigma_c}}{P_{el,\pi} + (\dot{m}_{d,\pi} \cdot q_{ich,RK}^{\pi-\sigma_c})} [-] \quad (4.2)$$

4.1.2 Výsledky pokročilého matematického modelu

V této podkapitole je zpracován detailní rozbor všech výsledků a podstatných aspektů nezbytných k tvorbě uceleného pokročilého matematického modelu (PMM) rázové komprese a rázové expanze při polytropických pracovních procesech šroubových kompresorů s různými hodnotami polytropických exponentů a při stlačování média s vlastnostmi reálného plynu.

Pokročilý matematický model vychází z výpočetní metodiky vytvořené pro model ideální a pouze jej doplňuje a zpřesňuje za účelem snížení idealizace a přiblížení se skutečnému pracovnímu procesu simulovaného šroubového kompresoru.

Číselné zadání vychází z datasheetu zvoleného šroubového kompresoru a z volby okrajových a počátečních podmínek a fyzikálních atributů vzduchu, z nichž je nezbytné zdůraznit především relativní vlhkost, jakožto parametr potřebný pro výpočet reálného plynu.

Databáze CoolProp, implementovaná ve formě doplňku do programu MS Excel, slouží k výpočtu vlastností vzduchu ve formě reálného plynu. Tento doplněk pracuje na základě viriální stavové rovnice v daném rozsahu platnosti, jež je v celém rozsahu simulace dodržena.

Základní výpočet pokročilého modelu odpovídá základnímu výpočtu u modelu ideálního, avšak je nutné zmínit dva důležité aspekty, jež ovlivňují navazující výpočty:

- **Obecná polytropická komprese** s konstantní hodnotou polytropického exponentu představuje hlavní kompresní děje, přičemž byly simulovány procesy s polytropickými exponenty v rozsahu $n_1 = 1 \div 1,4 [-]$ s krokem 0,1. Pokročilý model je současně vytvořen tak, aby bylo možné polytropický exponent libovolně měnit a tím např. změnit druh komprimovaného plynu.
- **Poissonova konstanta reálného plynu** je z důvodu relativně nízkých teplot pracovního procesu ponechána na hodnotě $\kappa_{air,rp} = 1,4 [-]$. Jedná se o akceptovatelnou idealizaci pokročilého modelu. Vliv změn této konstanty je jedním z bodů podkapitoly 8.4 Doporučení pro další výzkum.

Trendy energetických charakteristik a pracovní proces stejného simulovaného šroubového kompresoru jako v případě ideálního modelu. Vzhledem k tomu, že vstupy vychází ze stejných výsledků měření a ze stejných zadaných veličin, tak výsledky tohoto bodu jsou totožné s modelem ideálním.

Podstata rázových jevů v PMM vychází ze studia dostupné technické literatury. Obecně lze tento bod shrnout tak, že rázové jevy jsou považovány za polytropické jevy popsané pomocí obecných polytrop s polytropickými exponenty, jež jsou vyšší nežli v případě izoentropického děje. Jedná o polytropické exponenty v otevřeném intervalu $n \in (\kappa; +\infty)$. PMM užívá tyto zvolené hodnoty: $n_a = 10 [-]$, $n_b = 5 [-]$ a $n_c = 2,5 [-]$.

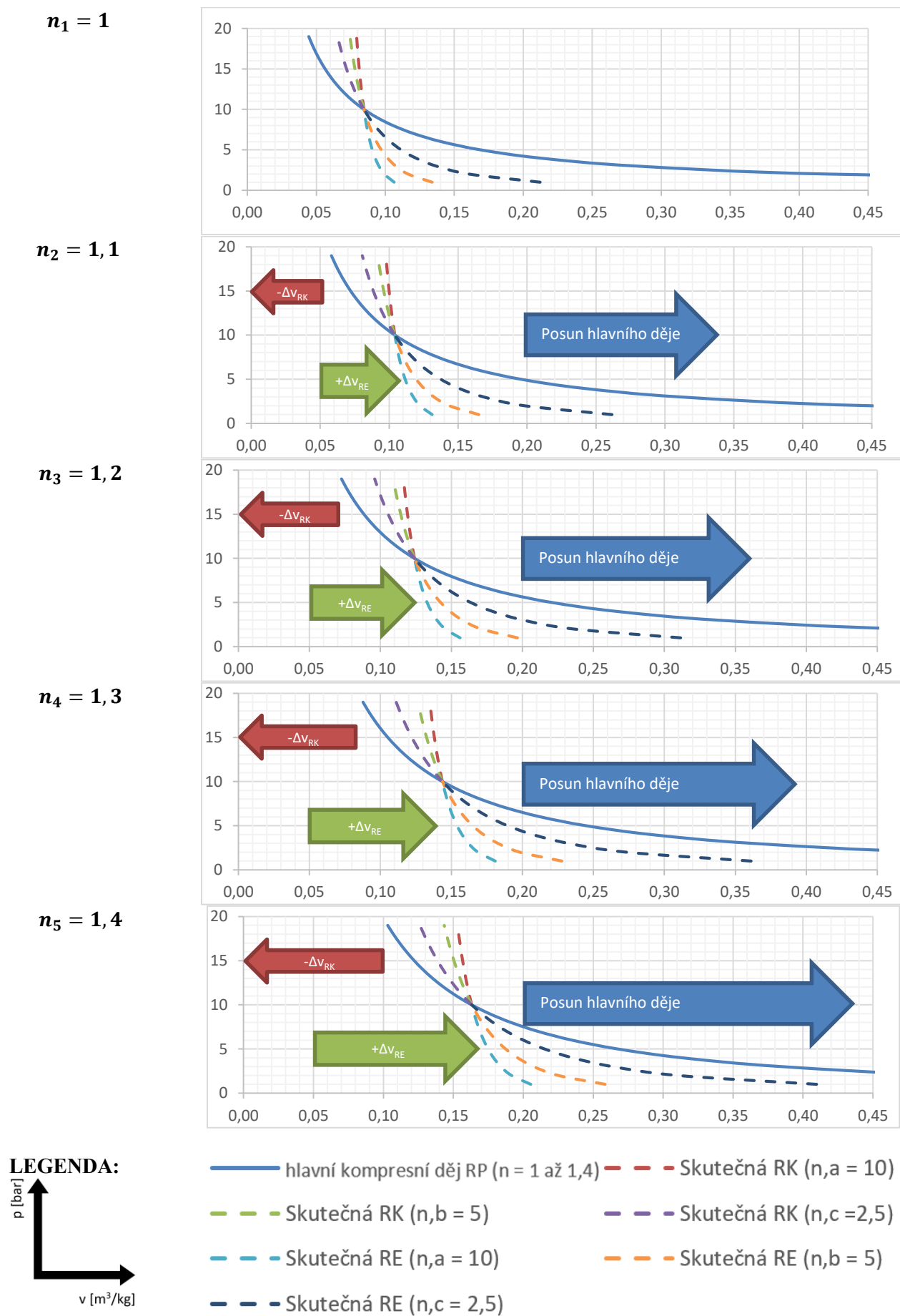
Vyhodnocení PMM se, z důvodu velkého množství výsledků a značné časové náročnosti na analýzu dat, soustřeďuje především na hodnocení p-v diagramu a vlivu rázových jevů na měrnou kompresní práci a polytropický příkon. T-s diagram, i-s diagram a exergetické hodnocení budou analyzovány, vyhodnocovány a publikovány až po dokončení této disertační práce. Jedná se o jeden z bodů podkapitoly 5.3 Doporučení pro další výzkum.

Kompletní indikátorové p-v diagramy, definují sklony křivek a změny měrného objemu. Rázový děj nejbližší izochorickému ději je značen $n_a = 10 [-]$, střední sklon rázového děje a vyšší růst objemu je označen $n_b = 5 [-]$ a rázový děj s největší změnou objemu je označen $n_c = 2,5 [-]$.

Lze pozorovat změnu polohy průsečíkového bodu $\pi [p; v]$, jehož vertikální souřadnice tlaku zůstává konstantní $p = 10$, ale dochází ke změně horizontální souřadnice měrného objemu, přičemž měrný objem je funkcí velikosti polytropického exponentu $v = f(n)$. Hlavní kompresní proces se tedy s rostoucím polytropickým exponentem stává strmějším a nastává zde posun vpravo ve směru rostoucího objemu. V tomto měřítku není příliš zřetelná změna sklonu křivek u rázové komprese, avšak u rázové expanze je vidět rozdíl především u dějů $n_b = 5 [-]$ a $n_c = 2,5 [-]$.

Detailní indikátorové p-v diagramy ukazují, že s rostoucím polytropickým exponentem hlavního kompresního děje $n = 1$ až $1,4 [-]$ dochází ke změně sklonu obecných polytrop jak u rázové expanze, tak u rázové komprese, přičemž jako referenční děj (100 %) je použit hlavní kompresní proces (izotermická) polytropická komprese reálného plynu $n = 1 [-]$. Graficky jsou výsledky uvedeny v souhrnném hodnoticím diagramu (Obr. 4-10).

- U RE roste intenzita růstu měrného objemu rovnoměrně, se zvyšujícím se polytropickým exponentem hlavního kompresního děje, a to přibližně o 23 % s každou desetinou $n_{hl. děj} [-]$.
- U RK intenzita poklesu měrného objemu narůstá rovnoměrně, se zvyšujícím se polytropickým exponentem hlavního kompresního děje, a to přibližně o 23 % s každou desetinou $n_{hl. děj} [-]$.



Obr. 4-10 Detailní p - v diagramy hlavních kompresních procesů s implementováním rázových dějů s důrazem na změny měrného objemu plynu

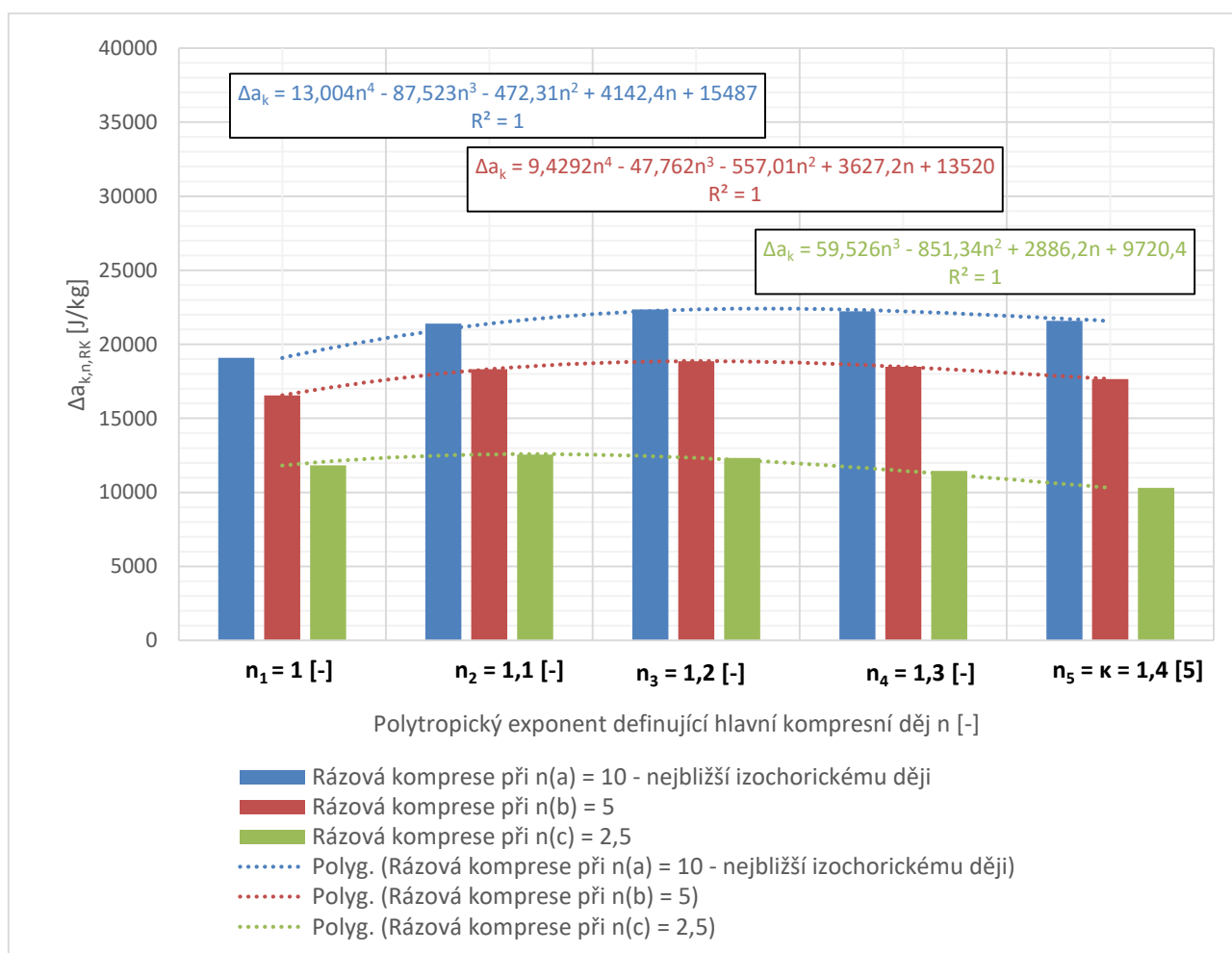
Hodnoticí diagramy vlivu rázové komprese na měrnou kompresní práci, ukazují, že z procentuálního hlediska dochází s rostoucím polytropickým exponentem hlavního kompresního děje ke snižování intenzity růstu měrné kompresní práce $\Delta a_{k, RK}^{\pi-\sigma_{c,max}}$ [%], kterou je nezbytné do stroje dodat navíc, z důvodu proběhnutí rázové komprese, oproti měrné kompresní práci hlavního kompresního děje bez rázů do stejného maximálního celkového tlakového poměru $a_k^{\pi-\sigma_{c,max}} = 100$ [%].

Je-li však stejná problematika hodnocena v $[J \cdot kg^{-1}]$, tak největšího nárůstu měrné kompresní práce, kterou je nutné do kompresoru přivést z důvodu rázové komprese oproti měrné kompresní práci děje bez rázů, je dosaženo přibližně při polytropické kompresi $n = 1,2$ [-]. Poloha lokálního maxima se však může měnit, viz děj $n_c = 2,5$ [-], kde je lokální maximum při $n_{hl. děj} = 1,1$ [-].

Na polohu lokálního maxima má dále vliv intenzita růstu teploty plynu při kompresi a také vlhkost stlačovaného plynu.

- S klesající relativní vlhkostí komprimovaného plynu se posouvá maximum funkce, $LOK MAX (\Delta a_{k, RK}^{\pi-\sigma_{c,max}}) = f(n_{hl. děj}; \varphi_{air})$ definující bod s nejvyšším nárůstem měrné kompresní práce po proběhnutí rázové kompresi oproti kompresi plynu bez rázu, směrem k vyšším polytropickým exponentům hlavního kompresního děje.
- Naopak s rostoucí relativní vlhkostí tato změna sice také probíhá, ale s mnohem nižší razancí na změnu polohy lokálního maxima. Klesá intenzita změny stavových veličin.

Příklad sumarizačního hodnoticího diagramu je uveden pro variantu s lokálním maximem na (Obr. 4-11).



Obr. 4-11 Sumarizační hodnoticí diagram nárůstu měrné kompresní práce při rázové kompresi oproti měrné kompresní práci při hlavním kompresním ději bez rázů po kompresi reálného plynu do daného maximálního celkového tlakového poměru

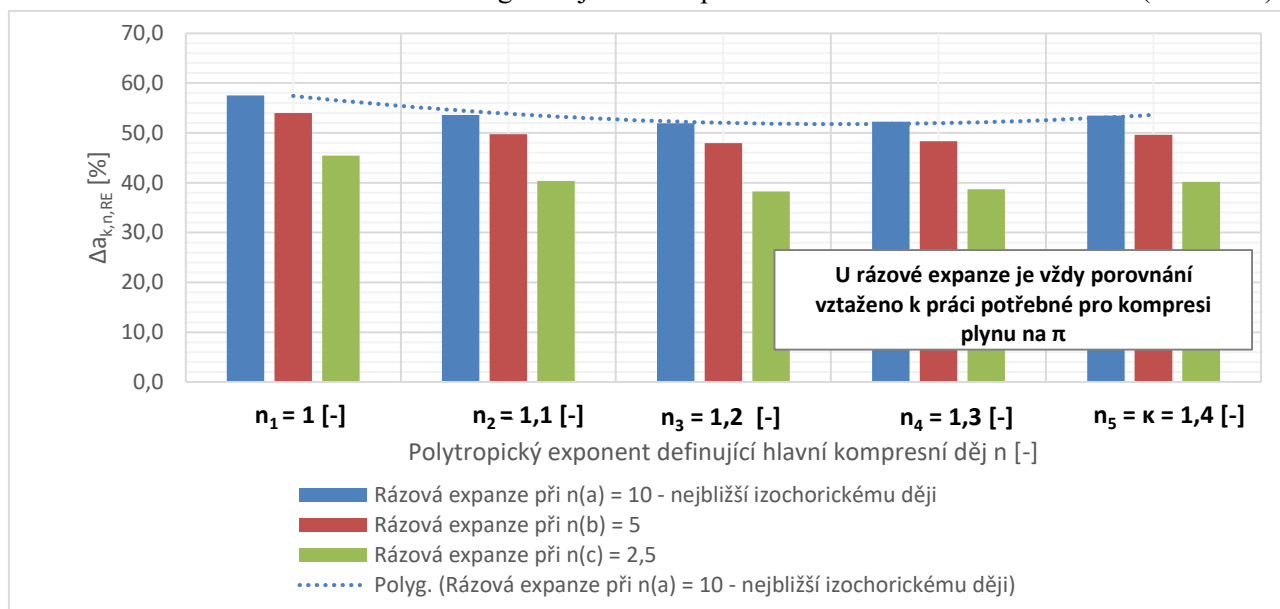
Hodnoticí diagramy vlivu rázové expanze na měrnou kompresní práci, ukazují, že z procentuálního hlediska dochází s rostoucím polytropickým exponentem hlavního kompresního děje nejprve ke snižování zmařené kompresní práce $\Delta a_{k,RE}^{\pi-\sigma_{c,min}}$ [%] oproti měrné kompresní práci hlavního kompresního děje bez rázů při stlačování do vestavěného tlakového poměru $a_k^\pi = 100$ [%]. Avšak lokální minimum funkce $LOK MIN (\Delta a_{k,RE}^{\pi-\sigma_{c,min}})$ [%] = $f(n_{hl. děj}; \varphi_{air})$ nastává opět při polytropické kompresi $n = 1,2$ [-]. Od tohoto děje dochází s nárůstem polytropického exponentu opětovně k nárůstu zmařené měrné kompresní práce oproti ději bez rázů.

Je-li však stejná problematika hodnocena v $[J \cdot kg^{-1}]$, tak je zjištěno, že nejmenší zmaření měrné kompresní práce při rázové expanzi oproti měrné kompresní práci děje bez rázů, nastává při polytropické (izotermické) kompresi reálného plynu $n = 1$ [-]. S rostoucím polytropickým exponentem hlavního kompresního děje množství zmařené práce narůstá.

Poloha lokálního minima funkce uvedeného u procentuálního vyjádření má přímou souvislost s rozbohem, jenž byl proveden v případě rázové komprese a hledáním lokálního maxima. Poměr mezi měrnou kompresní prací, kterou je nutné do kompresoru přivést pro stlačení plynu při hlavním kompresním ději bez rázů do tlaku při vestavném tlakovém poměru $a_k^\pi = 100$ [%] a zmařenou kompresní prací při rázové expanzi do minimálního celkového tlakového poměru $\Delta a_{k,RE}^{\pi-\sigma_{c,min}}$ [%] je nejmenší při polytropické kompresi $n = 1,2$ [-]. To však platí při zadané relativní vlhkosti $\varphi_{air} = 50$ [%].

- S rostoucí vlhkostí stlačovaného plynu zůstává lokální minimum stále při polytropické kompresi $n = 1,2$ [-] a to i v případě maximální relativní vlhkosti $\varphi_{air} = 100$ [%]. S rostoucí vlhkostí pouze dochází ke zvětšování množství zmařené práce.
- S klesající vlhkostí stlačovaného plynu dochází k velmi pozvolnému přesouvání lokálního minima ve směru rostoucí hodnoty polytropického exponentu, např. při relativní vlhkosti $\varphi_{air} = 20$ [%] se lokální minimum nachází při polytropické kompresi $n = 1,3$ [-]. S klesající vlhkostí také dochází ke zmenšování množství zmařené práce.

Příklad sumarizačního hodnoticího diagramu je uveden pro variantu s lokálním maximem na (Obr. 4-12).



Obr. 4-12 Sumarizační hodnoticí diagram procentuálního zmaření měrné kompresní práce při rázové expanzi oproti měrné kompresní práci při hlavním kompresním ději bez rázů po kompresi reálného plynu do vestavěného tlakového poměru

Hodnoticí diagramy vlivu rázových jevů na polytropický příkon mají stejný tvar jako diagramy vyhodnocující měrnou práci a liší se pouze v číselných hodnotách.

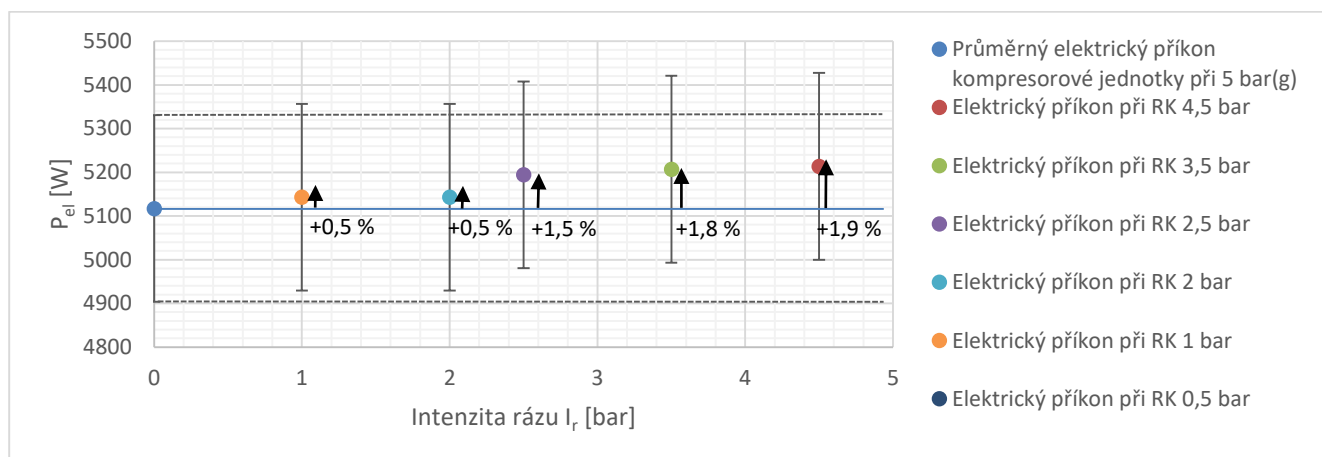
4.2 Vyhodnocení výsledků experimentů

4.2.1 Výsledky měření rázové komprese

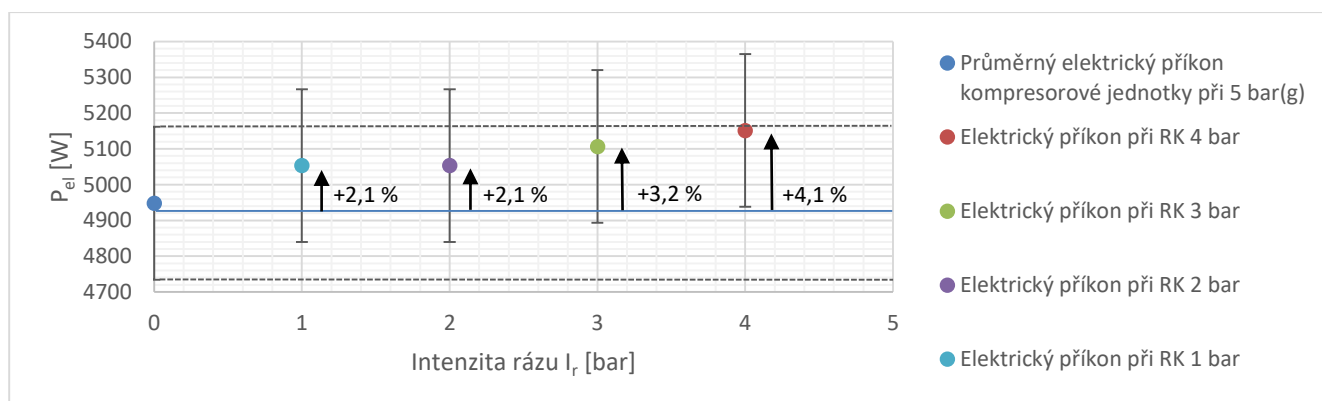
Experimenty měřící vliv rázové komprese na pracovní proces kompresorové jednotky byly realizovány na jednotce se šroubovým kompresorem SE 25. Přičemž bylo postupováno následujícím způsobem:

1. Byla popsána kompresorová jednotka a současný experimentální měřicí stand
2. Byly stanoveny úkoly měření
3. Byly popsány měřicí přístroje a pomůcky
4. Byl definován postup měření
5. Byly vytvořeny protokoly o provedeném měření s uvedením podmínek měření
6. Byl stanoven postup přepočtení měřeného elektrického proudu na elektrický příkon a vytvořena empirická rovnice pro budoucí analýzu dat
7. Byly vypočteny nejistoty měření s uvedením příkladů výsledků
8. Byly popsány příklady výsledných diagramů měření
9. Byly uvedeny výsledné diagramy jednotlivých experimentů RK1, RK2 a RK3
10. Byly uvedeny výsledky měření hlučnosti z experimentů RK2

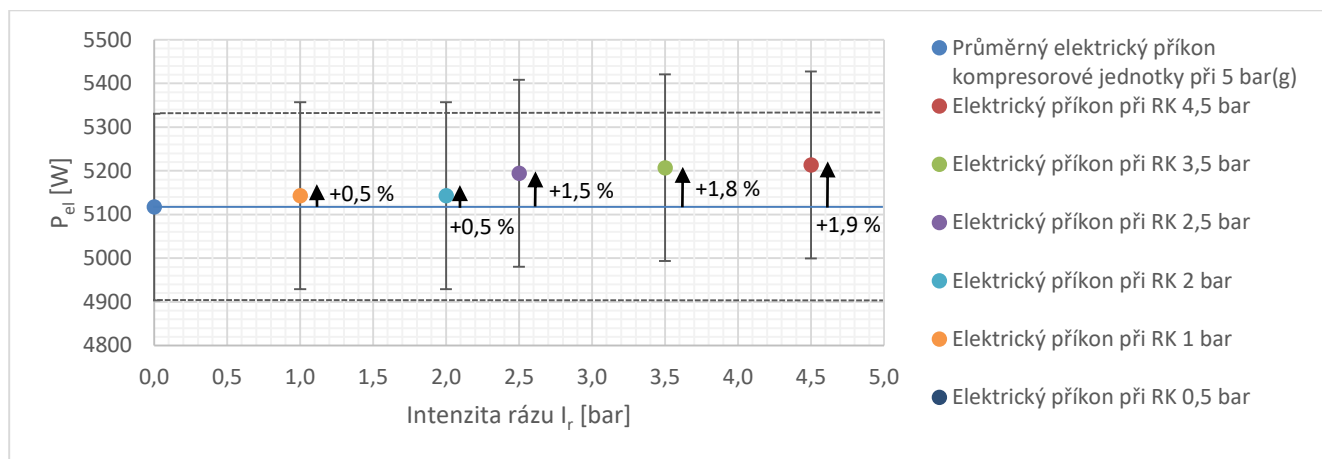
Níže jsou uvedeny sumarizační diagramy (Obr. 4-13), (Obr. 4-14) a (Obr. 4-15) experimentů RK1, RK2 a RK3 s uvedením relativních nejistot měření.



Obr. 4-13 Sumarizační diagram experimentů RK1 s uvedením nejistot měření elektrického příkonu



Obr. 4-14 Sumarizační diagram experimentů RK2 s uvedením nejistot měření elektrického příkonu



Obr. 4-15 Sumarizační diagram experimentů RK3 s uvedením nejistot měření elektrického příkonu

V zadání experimentu byly uvedeny úkoly měření, na které bude nyní zodpovězeno:

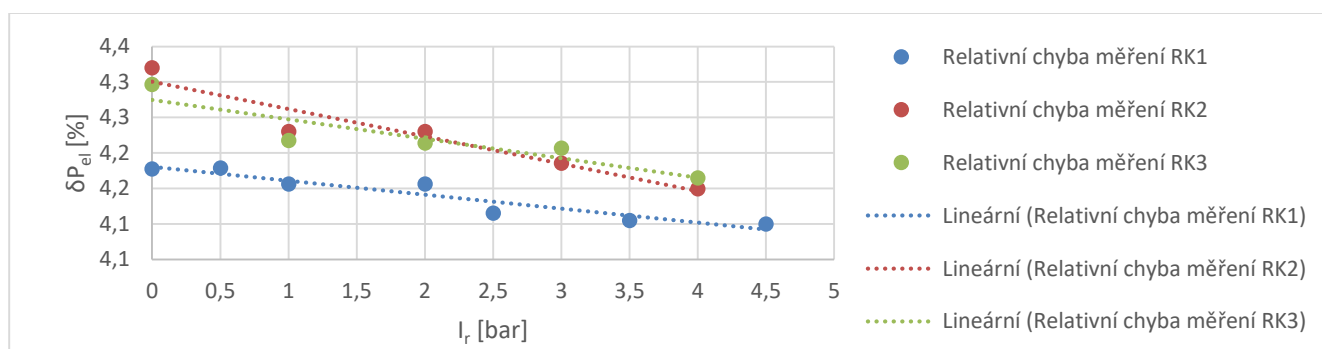
- a) **Ověřit teoretický předpoklad a výsledky matematických modelů, že: „Při rázové kompresi dojde k nárůstu příkonu rotačního objemového kompresoru s vestavěným tlakovým poměrem.“**

Odpověď: Diagramy (Obr. 4-13), (Obr. 4-14) a (Obr. 4-15) ukazují, že elektrické příkony při rázové kompresi různých intenzit rázu jsou vyšší než průměrný elektrický příkon stabilního pracovního procesu bez rázu. Je zde však nutné zmínit značnou nejistotu měření elektrického příkonu stanoveného pomocí současné měřicí aparatury. Matematické modely ukazují, že při rázové kompresi dojde k relativně malému nárůstu izotermického a polytropického příkonu, řádově se jedná o nárůst v jednotkách procent oproti stabilnímu provoznímu stavu bez rázů. Značná nejistota měření bohužel neumožňuje přesnější stanovení nárůstu elektrického příkonu při rázové kompresi. Nicméně výsledky experimentů RK1, RK2 a RK3 při rozdílných podmínkách měření potvrzují obecný trend nárůstu elektrického příkonu při rázové kompresi, čímž se experimenty ztotožňují s výsledky simulací.

- b) **Ověřit teoretický předpoklad a výsledky matematických modelů, že: „S rostoucí intenzitou tlakového pulzu při rázové kompresi roste příkon kompresoru potřebný především k překonání vlivu reverzního toku plynu z výstupního potrubí zpět do kompresorové jednotky.“**

Odpověď: Diagramy (Obr. 4-13), (Obr. 4-14) a (Obr. 4-15) ukazují, že s rostoucí intenzitou rázu skutečně dochází k nárůstu příkonu při rázové kompresi, tedy i v tomto případě se experimenty ztotožňují s výsledky simulací. Přičemž nárůst elektrického příkonu závisí na pracovních podmínkách kompresoru především na vlhkosti a teplotě komprimovaného plynu.

Z hlediska nejistot měření je z výsledků vidět, že nejistoty měření klesají s rostoucí hodnotou naměřeného elektrického příkonu, viz níže uvedený diagram (Obr. 4-16).



Obr. 4-16 Závislost změny nejistoty měření na velikosti intenzity rázu

Výsledky RK2 a RK3 jsou podobné z důvodu velmi podobných podmínek měření. Výsledky experimentů RK1 jsou mírně odlišné. Rozdíly jsou způsobeny odlišnými podmínkami při měření, především pak z hlediska nižšího odvodu tepla z laboratoře. Při experimentech RK1 byla laboratoř uzavřena a topení pracovalo na maximální výkon za účelem změny teploty o cca 10 [°C]. Tato snaha se projevila např. ve vyšší hodnotě průměrného elektrického příkonu při stabilním chodu bez rázů o cca 3,4 [%] oproti RK2.

Naměřené průměrné hodnoty elektrického příkonu při experimentech RK2 odpovídají výsledkům simulace pracovního procesu při tlacích blížících se nominálnímu provoznímu stavu dle datasheetu [12].

c) Otestovat možnosti a limity měřicího standu v laboratoři G315 z hlediska měření nestandardních provozních stavů a vlivu rázové expanze. Vyhodnotit použitelnost a stav stávajících měřidel a případně navrhnout důležité body při návrhu nového měřicího standu.

Odpověď: Experimenty pro hodnocení rázové komprese jsou limitovány především z důvodu dostupné měřicí aparatury. Vlastní experimentální měřicí stand byl sestaven a zapojen pro realizaci proběhnuvších experimentů s rázovou kompresí s použitím dostupné vyhodnocovací techniky. Řešením pro získání přesnějších výsledků s nižší nejistotou měření je např. v kalibrování převodníku měření elektrického příkonu nebo pořízení nového převodníku s vhodnějším rozsahem, protože optimálně mělo být měřeno ve 2/3 rozsahu, což nyní není možné. Pro pokrytí co nejširšího spektra by bylo řešením i pořízení kaskády převodníků s rozsahy, které se budou vzájemně překrývat.

d) Zjistit, jak se rázová komprese projeví na změně hlučnosti provozu kompresorové jednotky.

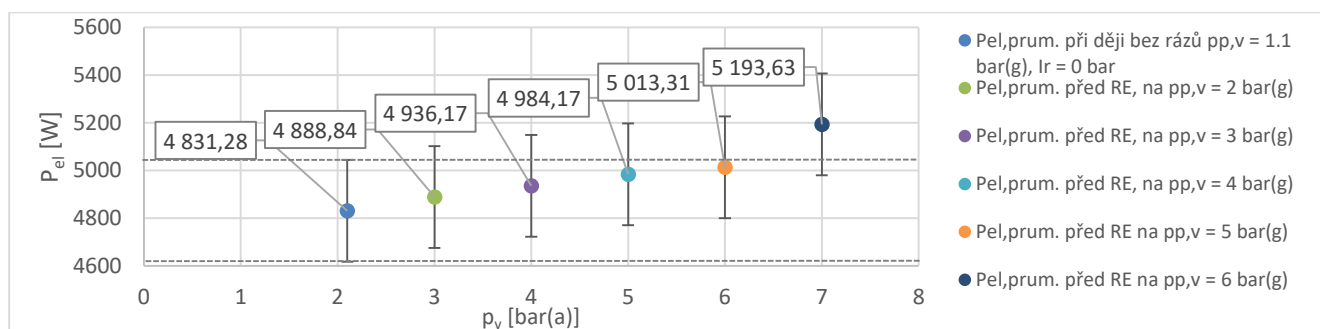
Odpověď: Z měření je patrné, že rázová komprese se projevuje nárůstem hlučnosti a tento nárůst se zvětšuje s rostoucí intenzitou rázu, byť nárůst činí pouze jednotky dB a běžným poslechem je prakticky nezaznamatelný.

4.2.2 Závěr k měření rázové expanze

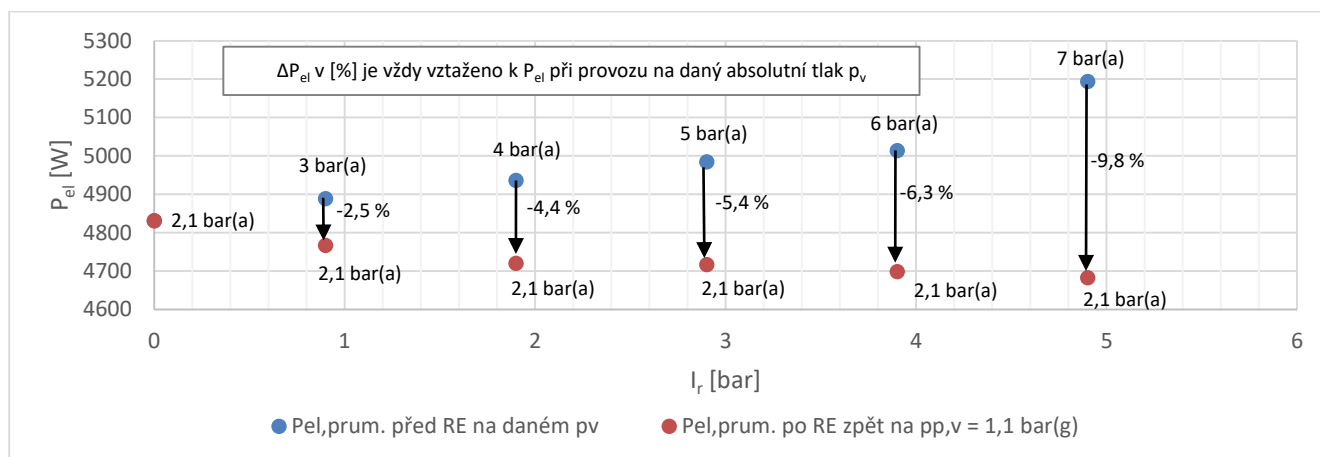
Experimenty měřící vliv rázové expanze na pracovní proces kompresorové jednotky byly realizovány na jednotce se šroubovým kompresorem SE 25. Přičemž bylo postupováno následujícím způsobem:

1. Byla popsána kompresorová jednotka a současný experimentální měřicí stand, viz RK
2. Byly stanoveny úkoly měření
3. Byly popsány měřicí přístroje a pomůcky, viz RK
4. Byl definován postup měření
5. Byly vytvořeny protokoly o provedeném měření s uvedením podmínek měření
6. Byl stanoven postup přepočtení měřeného elektrického proudu na elektrický příkon a vytvořena empirická rovnice pro budoucí analýzu dat, viz RK
7. Byly vypočteny nejistoty měření s uvedením příkladů výsledků, viz RK
8. Byly popsány příklady výsledných diagramů měření
9. Byly uvedeny výsledné diagramy jednotlivých experimentů RE1 a RE2
10. Byly uvedeny výsledky měření hlučnosti z experimentů RE1

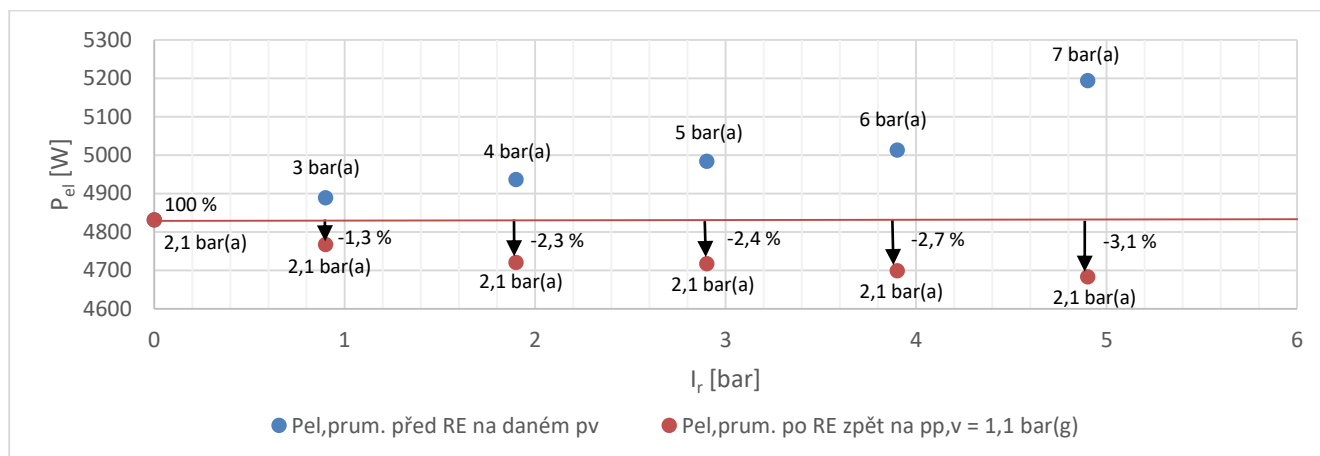
Níže jsou uvedeny sumarizační diagramy (Obr. 4-17) a (Obr. 4-18) experimentů RE1 s uvedením relativních nejistot měření a také sumarizační diagram (Obr. 4-19) ukazující pokles elektrického příkonu při stabilním chodu jednotky při tlakovém zatížení vyprázdněné sítě a to po proběhnuvším rázové expanzi.



Obr. 4-17 Sumarizační diagram experimentů RE1 naměřených elektrických příkonu při daném tlakovém zatížení sítě s uvedením nejistot měření



Obr. 4-18 Sumarizační diagram experimentů RE1 se zobrazením procentuálního poklesu elektrického příkonu při rázové expanzi do vyprázdněné sítě



Obr. 4-19 Sumarizační diagram experimentů RE1 se zobrazením procentuálního poklesu elektrického příkonu při vyprázdňené síti po proběhnuvší rázové expanzi

V zadání experimentů byly uvedeny úkoly měření, na které bude nyní zodpovězeno:

- a) **Ověřit teoretický předpoklad a výsledky matematických modelů, že: „Při rázové expanzi dojde ke zmaření příkonu rotačního objemového kompresoru s vestavěným tlakovým poměrem.“**

Odpověď: Diagram (Obr. 4-17) ukazuje, že s rostoucím tlakovým zatížením vyžaduje kompresorová jednotka pro stlačování stále větší množství energie, resp. elektrického příkonu. Dojde-li k rázové expanzi, tak elektrický příkon kompresorové jednotky poklesne, viz diagram (Obr. 4-18). Číselně nelze výsledky simulací exaktně porovnávat s výsledky experimentů, protože v simulacích byly hodnoceny výpočtové veličiny, jako jsou izotermická, či polytropická práce nebo příslušné příkony. V případě experimentů jsou hodnoceny výsledky elektrického příkonu. Nicméně obecně výsledky experimentů RE1 potvrzují obecný trend růstu

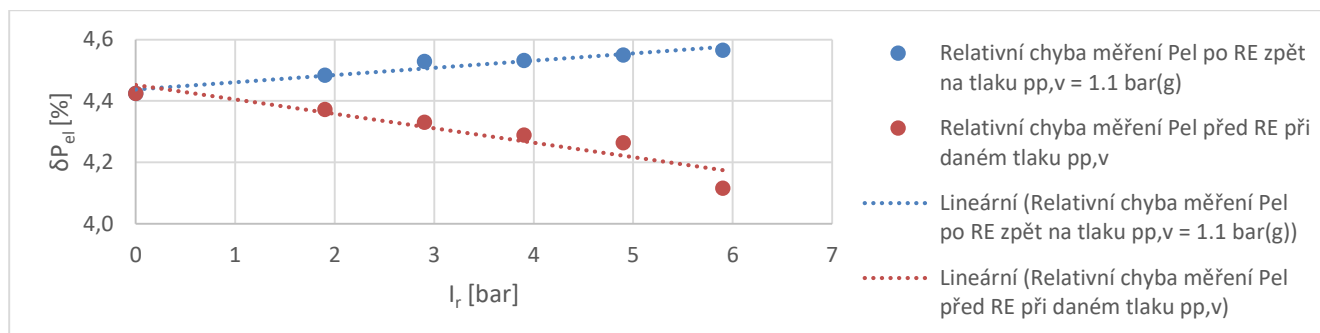
zmařeného elektrického příkonu při rázové expanzi, přičemž změna příkonu je výraznější než v případě rázové komprese, čímž se experimenty ztotožňují s výsledky simulací.

b) Ověřit teoretický předpoklad a výsledky matematických modelů, že: „S rostoucí intenzitou tlakového pulzu při rázové expanzi roste zmařený příkon kompresoru.“

Odpověď: Tato hypotéza vyplývá z faktu, jenž je zobrazen na diagramu (Obr. 4-17), který ukazuje, že s rostoucím tlakovým zatížením vyžaduje kompresorová jednotka pro stlačování stále větší množství energie, resp. elektrického příkonu a dojde-li k náhlému poklesu tlaku, tak tím klesne i zatížení jednotky a s tím i potřebný elektrický příkon. Hypotézu potvrzuje diagram (Obr. 4-18). Rostoucí intenzita tlakového pulzu skutečně zvětšuje množství zmařeného elektrického příkonu, s čímž se shodují i výsledky matematických modelů.

Navíc bylo experimenty zjištěno, že s rostoucí intenzitou rázu klesá hodnota elektrického příkonu, na které se ustálí kompresorová jednotka po proběhnutí rázové expanzi. Důvodem tohoto fenoménu, který se zřejmě projevil v ideálním matematickém modelu při růstu mechanické účinnosti po rázové expanzi, je fakt, že je kompresorová jednotka nucena pracovat v nestandardním provozním stavu. Směs oleje a vzduchu nacházející se před separátorem oleje v kompresorové jednotce je při rázu vytlačena ven z pracovního prostoru a kompresor je dočasně odlehčen a vyčištěn od této směsi, což se projeví poklesem příkonu. Návrat příkonu na původní hodnotu, naměřenou při ději bez rázů, nebyl po dobu přibližně 3 minut následného měření pozorován. Negativním aspektem rázové expanze, který výše uvedený závěr potvrzuje, je, že po proběhnutí experimentech s rázovou expanzí byl v laboratoři cítit pach oleje, tudíž bylo nezbytné místnost důkladně vyvětrat. Je tedy předpokládáno, že se jedná o fenomén vyskytující se především u mazaných šroubových kompresorů. Další experimenty v této oblasti spadají do podkapitoly 5.3 Doporučení pro další výzkum.

Z hlediska nejistot měření je z výsledků vidět, že relativní nejistoty měření elektrického příkonu před rázovou expanzí klesají kvůli zvyšujícímu se příkonu s tlakovým zatížením sítě. Naopak relativní nejistoty měření elektrického příkonu po rázové expanzi rostou z důvodu příkonu klesajícího s rostoucí intenzitou rázu, viz diagram (Obr. 4-20).



Obr. 4-20 Závislost změny nejistoty měření na velikosti intenzity rázu

c) Otestovat možnosti a limity měřicího standu v laboratoři G315 z hlediska měření nestandardních provozních stavů a vlivu rázové expanze. Vyhodnotit použitelnost a stav stávajících měřidel a případně navrhnout důležité body při návrhu nového měřicího standu.

Odpověď: Zde se závěry shodují s experimenty řešícími rázovou kompresi.

d) Zjistit, jak se rázová expanze projeví na změně hlučnosti provozu kompresorové jednotky.

Odpověď: Experimenty nebyla zjištěna žádná změna hlučnosti testované kompresorové jednotky při rázové expanzi. Důvodem proč nebyla změna pozorována, je zřejmě fakt, že kompresorová jednotka byla připojena k experimentálnímu standu, který zajišťoval funkci tlumiče hluku. Situace, kdy jednotka expanduje plyn přímo do atmosféry, nebyla v rámci předkládané disertační práce měřena. Jedná se o jeden z bodů podkapitoly 5.3 Doporučení pro další výzkum.

5. Závěr

Předmětem disertační práce byl výzkum rázové komprese a rázové expanze u objemových kompresorů s rotačním pohybem pístů(u) a vestavěným tlakovým poměrem. V této kapitole jsou shrnuty závěry disertační práce a je uvedeno, zdali a jak byly naplněny vytýčené hlavní cíle:

První cíl – rešerše současného stavu a termodynamika kompresorů

V úvodní části disertační práce byl zpracován první cíl a to ucelená rešerše sumarizující dosavadní poznatky z problematiky stlačeného vzduchu a technických plynů. Důležitým bodem rešerše byl důkladný rozbor nehody kompresorové jednotky se šroubovým kompresorem, jejíž zničení se událo následkem destrukce separátoru oleje díky intenzivní rázové expanzi do vyprázdněné potrubní sítě. Závěrem kapitol věnujících se technické i termodynamické stránce zkoumané problematiky, bylo zjištěno, že výzkum rázové komprese a rázové expanze má smysl, především při posuzování nestandardního provozu kompresorů diskutovaných v této části disertační práce.

Druhý cíl – teorie rázové komprese a rázové expanze

Po kapitole věnující se termodynamice pracovních procesů objemových kompresorů bylo přistoupeno k naplnění druhého cíle a to k vlastní teorii rázových jevů. Tato kapitola byla koncipována jako popis rázové komprese a rázové expanze především z termodynamického hlediska s uvedením vlastních verzí ideálních diagramů, kterými jsou rázové jevy zobrazovány v dostupné technické literatuře. Kromě obecných fyzikálních teorií proběhl také souhrn informací získaných z odborných článků, které se zkoumanou problematikou zabývaly. Znalosti zde sumarizované budou použity autorem předkládané disertační práce pro obohacení teoretické výuky studentů energetických oborů na VŠB-TUO.

Třetí cíl – Ideální matematický model (IMM)

Třetí cíl disertační práce byla tvorba ideálního matematického výpočetního modelu ideální rázové komprese a ideální rázové expanze při ideálním pracovním procesu dotčených kompresorů. Ideální matematický model sloužil především k vytvoření výpočetní metodiky pro pokročilý model, avšak ověřil celou řadu teoretických předpokladů o rázových jevech z dostupné odborné literatury a zjistil také několik nových souvislostí, jež nebyly doposud patrné či známé.

Sekundární matematický model pro stanovení λ [-]

Nejprve byl vytvořen sekundární matematický model pro určení součinitele využití pracovního prostoru λ [-] mazaného šroubového kompresoru a to na základě znalosti otáček rotorů n [min^{-1}] a celkového tlakového poměru σ_c [-]. Tento součinitel je nezbytnou veličinou pro výpočet teoretické výkonnosti. Doposud se jeho hodnota stanovovala pouze přibližně pomocí diagramu uvedeného v literárním zdroji [1] z Obr. 83, či v praxi pomocí provozních měření konkrétních kompresorů. Vytvořený matematický model umožňuje stanovit λ [-] v rozsahu otáček kompresoru $n = 4000 \div 14\,000$ [min^{-1}] s krokem $\Delta n = 200$ [min^{-1}] a v rozsahu celkového tlakového poměru $\sigma_c = 1 \div 10$ [-] s krokem $\Delta\sigma_c = 0,2$ [-]. Vyžaduje-li výpočet rozdílné kroky či hranice, tak výpočtář obsahuje přepočty pomocí lineární interpolace či extrapolace.

p-v diagram

Na základě prvního hlavního diagramu IMM, tedy p-v diagramu s implementací rázové komprese a rázové expanze, viz (Obr. 4-1), bylo zjištěno, že při ideálních rázových jevech dochází ke změnám potřebné měrné technické práce i přivedeného izotermického příkonu a tyto změny jsou silně závislé na intenzitě rázu. Po simulované maximální ideální rázové expanzi o intenzitě rázu $I_r = 9$ [bar], tedy při expanzi do počátečního tlaku p_1 [bar] (stav okolí), dojde ke zmaření přibližně 60,9 % měrné technické práce $a_{t,it}^{1-\pi}$ [$J \cdot kg^{-1}$] a přivedeného izotermického příkonu $P_{it,bEZ RE}^{1-\pi}$ [kW]. Důvodem, proč se u obou veličin nejedná, při expanzi

do stavu okolí, o zmaření 100 % přivedené energie, je „vykonaná“ měrná izochorická technická práce $a_{t,ich,RE}^{\pi-\sigma_c} [J \cdot kg^{-1}]$ a příslušný izochorický „výkon“ $P_{ich}^{\pi-\sigma_c} [W]$. Při tomto ději dojde k poklesu části vnitřní energie plynu a jediný doposud známý pozitivní účinek tohoto procesu je zvýšení mechanické účinnosti stroje z důvodu jeho odlehčení. Tento fakt bude ještě diskutován v části pojednávající o exergetickém hodnocení vlivu rázových jevů a jejich působení na mechanickou účinnost kompresorové jednotky. Z hlediska vzorového příkladu tato práce a výkon fakticky sníží množství zmařené práce a zmařené příkonu ze 100 % na cca 60,9 % přivedené měrné izotermické technické práce $a_{t,it}^{1-\pi} [J \cdot kg^{-1}]$ a přivedeného izotermického příkonu $P_{it,bez RE}^{1-\pi} [W]$.

Z hlediska ideální rázové komprese je změna měrné technické práce při ideálním rázovém ději $\Delta a_{t,raz} [kJ \cdot kg^{-1}]$ a změna izotermického příkonu při ideálním rázovém ději $\Delta P_{it,raz} [kW]$ řádově nižší, nežli tomu je u ideální rázové expanze. V ideálním matematickém modelu bylo nastaveno hypotetické velmi extrémní přetížení simulovaného kompresoru o 9 [bar] oproti hodnotě tlaku při vestavěném tlakovém poměru $p_{\pi} [bar]$. Jak již bylo uvedeno, tak důvodem pro toto nastavení byla potřeba rozšířit rozsah pozorování u ideální rázové komprese. Byla tedy simulována totožná intenzita rázu jako u ideální rázové expanze. V případě ideální rázové komprese představuje změna měrné kompresní práce a změna izotermického příkonu nárůst těchto veličin z důvodu odlišné stavové změny. Teorie říká, viz např. literární zdroj [13], že izotermická komprese vyžaduje nejmenší množství přivedené kompresní práce, proto ať už je rázová komprese považována za stavovou jakoukoli změnu, tak pro její vykonání musí dojít k nárůstu práce potřebné ke kompresi oproti izotermickému ději. Na základě dostupné teorie rázových jevů, např. zdroje [8] a [9], bylo očekáváno, že vliv ideální rázové komprese je z hlediska měrné technické práce a příkonu mnohem nižší, než vliv ideální rázové expanze. Tento předpoklad se výpočtem potvrdil. Nárůst maximální potřebné měrné technické práce a maximálního potřebného izotermického příkonu je přibližně 5,4 krát menší u ideální rázové komprese, než je tomu u zmařených hodnot těchto veličin u ideální rázové expanze, viz obrázek (Obr. 4-2).

Potřeba či zmaření izotermického příkonu se vyvíjí následovně. Pokud bude probíhat pracovní proces při rovnosti vestavěného a celkového tlakového poměru $\pi = \sigma_c$, tak izotermický příkon potřebný pro stlačení ideálního plynu na tlak při vestavěném tlakovém poměru $p_{\pi} [bar]$ odpovídá při daných podmínkách hodnotě $P_{it,\pi} = 2,24 [kW]$. Při ideální rázové kompresi bude z důvodu, jiné stavové změny, nežli změny izotermické, docházet k nárůstu potřebného izotermického příkonu až na hodnotu $P_{it,RK,max} = 3,09 [kW]$. Naopak u ideální rázové expanze je hodnota přivedeného izotermického příkonu konstantní bez ohledu na intenzitu rázu, přičemž hodnota ze vzorového výpočtu odpovídá $P_{it,RE,min} = P_{it,\pi} = 2,24 [kW]$. Důvodem této situace je potřeba dodat do stroje kompresní práci, resp. izotermický příkon, jenž je následně ideální rázovou expanzí částečně zmařen.

T-s diagram

Druhým hlavním diagramem IMM byl sestrojený T-s diagram viz (Obr. 4-3). Bylo zjištěno, že i sdělené teplo je silně závislé na intenzitě rázu. Při ideální rázové expanzi dochází s rostoucí intenzitou rázu k nárůstu odvedeného tepla z důvodu zvětšujícího se vlivu vlastního expanzního děje, při kterém dochází nejen k poklesu tlaku a nárůstu objemu plynu, ale v tomto případě především, k poklesu teploty.

Při ideální rázové expanzi dochází s rostoucí intenzitou rázu k nárůstu množství odvedeného tepla z důvodu zvětšování rozdílu mezi teplem odvedeným při ideální rázové expanzi, reprezentované izochorickou expanzí, a teplem odvedeným při izotermické kompresi. Proto má změna sděleného tepla kombinovaného děje při rázové expanzi v absolutní hodnotě $ABS(\Delta q_{it+ich,RE}^{1-\pi-\sigma_c}) [kJ \cdot kg^{-1}]$ rostoucí charakter. Při maximální intenzitě rázu vzorového příkladu $I_r = 9 [bar]$ má změna odvedeného tepla při ideální rázové expanzi s ohledem na izotermickou kompresi do tlaku při celkovém tlakovém poměru hodnotu odpovídající $\Delta q_{it+ich,RE}^{1-\pi-\sigma_c} = \Delta q_{it+ich,RE} = -135,9 [kJ \cdot kg^{-1}]$. To znamená, že při izotermické kompresi do hodnoty vestavěného tlakového poměru s následnou ideální rázovou expanzí do hodnoty maximálního celkového tlakového poměru dojde k nárůstu odvedeného tepla o cca 54,7 % s ohledem na množství odvedeného tepla při běžné izotermické kompresi do maximálního celkového tlakového poměru.

Při ideální rázové kompresi dochází s rostoucí intenzitou rázu k nárůstu rozdílu množství odvedeného tepla při izotermické kompresi a teplem odvedeným při ideální rázové kompresi, při které je generováno vlastní kompresní (třecí) teplo. Z povahy změny sděleného tepla kombinovaného děje při rázové kompresi v absolutní hodnotě má $ABS(\Delta q_{it+ich,RK}^{1-\pi-\sigma_c}) [kJ \cdot kg^{-1}]$ také rostoucí charakter, avšak se strmějším stoupáním. Při maximální intenzitě rázu vzorového příkladu $I_r = 9[bar]$ má změna odvedeného tepla při ideální rázové kompresi s ohledem na izotermickou kompresi do tlaku při celkovém tlakovém poměru hodnotu odpovídající $\Delta q_{it+ich,RK}^{1-\pi-\sigma_c} = \Delta q_{it+ich,RK} = -243,4 [kJ \cdot kg^{-1}]$. To znamená, že při izotermické kompresi do hodnoty vestavěného tlakového poměru s následnou ideální rázovou kompresí do hodnoty maximálního celkového tlakového poměru dojde z důvodu vygenerovaného třecího tepla k poklesu odvedeného tepla o cca 98,3 % s ohledem na množství odvedeného tepla při běžné izotermické kompresi do maximálního celkového tlakového poměru.

Číselné výsledky RE i RK jsou uvedeny na diagramu (Obr. 4-4).

i-s diagram

Třetím hlavním diagramem IMM byl sestrojený ideální i-s diagram, viz (Obr. 4-5). Z důvodu idealizace je jeho tvar totožný s T-s diagramem, avšak číselně se na vertikální ose zobrazuje entalpie potřebné pro následné exergetické hodnocení ideálního pracovního procesu.

Exergetické hodnocení

Čtvrtým hlavním bodem bylo exergetické hodnocení IMM. Bylo zde posuzováno, jakým způsobem se mění práceschopnost plynu při ideálním pracovním procesu s implementací ideálních rázových jevů.

Referenčním bodem, tedy bodem majícím 100% práceschopnost plynu pro ideální rázovou kompresi je tlak při maximálním celkovém tlakovém poměru, jenž má pro vzorový příklad hodnotu $p_{\sigma_c} = 19 [bar]$. Souřadnice na horizontální ose diagramu (Obr. 4-8) je $\sigma_c = 19 [-]$. Nárůst práceschopnosti plynu po izotermické kompresi do tlaku při (maximálním) celkovém tlakovém poměru je značen jako $\Delta e_{it}^{1-\sigma_c}$. Na diagramu (Obr. 4-8) je uvedeno zjednodušené značení této veličiny $\Delta e_{it\sigma_c,max}$. Výsledek vzorového příkladu je $\Delta e_{it}^{1-\sigma_c} = 247,7 [kJ \cdot kg^{-1}]$. Nárůst práceschopnosti plynu po kombinovaném ději s ideální rázovou kompresí do tlaku při celkovém tlakovém poměru je označen $\Delta e_{it-ich,RK}^{1-\pi-\sigma_c}$, viz (Obr. 4-6). Tento nárůst práceschopnosti plynu je na diagramu (Obr. 4-8) zjednodušeně značen pro maximální celkový tlakový poměr, resp. maximální intenzitu rázu $\Delta e_{it-ich,RK,max}$, a má ve vzorovém příkladu výsledek odpovídající hodnotě $\Delta e_{it-ich,RK}^{1-\pi-\sigma_c,max} = 323,5 [kJ \cdot kg^{-1}]$. Což představuje nárůst práceschopnosti plynu oproti $\Delta e_{it}^{1-\sigma_c,max}$ přibližně o 30,6 %. Nárůst práceschopnosti je způsoben větším generovaným kompresním teplem při ideální rázové kompresi a vyšší teplotou, resp. i entalpií plynu oproti izotermické kompresi plynu do stejného maximálního tlaku.

Referenčním bodem, tedy bodem majícím 100% práceschopnost plynu pro ideální rázovou expanzi je tlak při vestavěném tlakovém poměru $p_{\pi} = 10 [bar]$. Jedná se o bod, který je na diagramu (Obr. 4-8) popsán souřadnicí horizontální osy $\sigma_c = \pi = 10 [-]$. Nárůst práceschopnosti plynu po izotermické kompresi do tlaku při vestavěném tlakovém poměru je značen jako $\Delta e_{it}^{1-\pi}$. Na diagramu (Obr. 4-8) je uvedeno zjednodušené značení $\Delta e_{it,\pi}$. Výsledek vzorového příkladu má následující hodnotu $\Delta e_{it}^{1-\pi} = 193,7 [kJ \cdot kg^{-1}]$. Pokles práceschopnosti plynu po kombinovaném ději s ideální rázovou expanzí do tlaku při celkovém tlakovém poměru je značen $\Delta e_{it-ich,RE}^{1-\pi-\sigma_c}$, viz (Obr. 4-7). Tento pokles práceschopnosti plynu je na diagramu (Obr. 4-8) zjednodušeně označen pro minimální celkový tlakový poměr, resp. pro maximální intenzitu rázu $\Delta e_{it-ich,RE,max}$ a ve vzorovém příkladu výsledek odpovídající hodnotě $\Delta e_{it-ich,RE}^{1-\pi-\sigma_c,min} = 4,3 [kJ \cdot kg^{-1}]$. Což představuje pokles práceschopnosti plynu oproti $\Delta e_{it}^{1-\pi}$ přibližně o 97,8 %. Pokles práceschopnosti je způsoben zmařením vložené vstupní mechanické práce a tedy i snižováním exergie plynu. Pokles práceschopnosti způsobuje intenzivní snížení teploty plynu

během expanze. Nicméně absolutně se jedná stále o kladnou číselnou hodnotu, protože minimální uvažovaný tlak odpovídá tlaku okolí.

Vývoj celkové exergetické účinnosti $\eta_{e,c}$ [-] je následující: Hodnota celkové exergetické účinnosti po izotermické kompresi plynu po dosažení tlaku při vestavěném tlakovém poměru je $\eta_{e,c,\pi} = 44,773$ [%].

Při vyskytující se ideální rázové expanzi dochází se zvyšující se intenzitou rázu k poklesu celkové exergetické účinnosti až do minimální hodnoty při maximální intenzitě rázu $\eta_{e,c,RE,max} = 0,595$ [%]. Tento razantní pokles přímo souvisí s velikostí poklesu práceschopnosti plynu při rázové expanzi. Z matematického hlediska dochází u rovnice (4.1), která tuto účinnost popisuje, k významnému zmenšení kvalitativní složky čitatele, tj. $\Delta e_{it-ich,RE}^{1-\pi-\sigma_c}$, takže i přes pozitivní vliv zmenšování jmenovatele, díky odečtu kvalitativní složky členu „ $\dot{m}_{d,\pi} \cdot q_{ich,RE}^{\pi-\sigma_c}$ “, tj. $q_{ich,RE}^{\pi-\sigma_c}$, dochází k významnému snížení celkové exergetické účinnosti a to o cca 44,178 % oproti celkové účinnosti procesu po izotermické kompresi plynu po dosažení tlaku při vestavěném tlakovém poměru. Z technického hlediska klesá celková exergetická účinnost při ideální rázové expanzi z důvodu poklesu entalpie plynu, resp. jeho práceschopnosti. Jinými slovy efektivita využití přivedené vstupní energie do simulovaného kompresoru se výrazně snižuje.

Při vyskytující se ideální rázové kompresi dochází se zvyšující se intenzitou rázu k nárůstu celkové exergetické účinnosti, avšak růst účinnosti je velmi pozvolný a jeho intenzita se postupně snižuje. Jak ukazuje diagram (Obr. 4-9), tak na zkoumaném hypotetickém intervalu dvojnásobku nominálního celkového tlakového poměru nebylo dosaženo lokálního maxima celkové účinnosti. Při maximální hodnotě rázu má celková exergetická účinnost velikost $\eta_{e,c,RK,max} = 51,995$ [%], což představuje nárůst o cca 7,222 % oproti celkové exergetické účinnosti po izotermické kompresi plynu po dosažení tlaku při vestavěném tlakovém poměru. Z matematického hlediska dochází u rovnice (4.2), která tento problém popisuje, ke zvětšování kvalitativní složky členu „ $\dot{m}_{d,\pi} \cdot q_{ich,RK}^{\pi-\sigma_c}$ “, tj. $q_{ich,RK}^{\pi-\sigma_c}$ a to z důvodu generování kompresního tepla při ideální rázové kompresi. Kvalitativní složka čitatele, tj. $\Delta e_{it-ich,RK}^{1-\pi-\sigma_c}$ narůstá též. Právě díky tomuto růstu se celková exergetická účinnost zvětšuje, i když jak již bylo uvedeno, tak růst se postupně snižuje. Na základě proběhnuvší analýzy lze také konstatovat, že existuje lokální maximum celkové exergetické účinnosti při ideální rázové kompresi.

Z technického hlediska roste celková exergetická účinnost při ideální rázové kompresi z důvodu růstu entalpie plynu, resp. jeho práceschopnosti. Jinými slovy se v omezené míře zvyšuje efektivita přivedené vstupní energie do simulovaného kompresoru a to až do bodu maximální účinnosti. Od tohoto bohu účinnost klesá.

Vývoj indikované neboli vnitřní exergetické účinnosti $\eta_{e,in(vn)}$ [-] a její analýza je obdobná, jako tomu bylo v případě celkové exergetické účinnosti. Rozdíl je pouze číselný, přičemž, dle toku energie v kompresorové jednotce mají vnitřní účinnosti vždy vyšší hodnotu než účinnosti celkové.

Poslední posuzovanou veličinou z diagramu (Obr. 4-9) je mechanická účinnost η_m [-], jež se stanoví jakožto poměr celkové a indikované exergetické účinnosti. Hodnota mechanické účinnosti po izotermické kompresi plynu po dosažení tlaku při vestavěném tlakovém poměru je $\eta_{m,\pi} = 78,165$ [%].

Při vyskytující se ideální rázové expanzi dochází se zvyšující se intenzitou rázu ke zřetelnému nárůstu mechanické účinnosti až do maximální hodnoty při maximální intenzitě rázu $\eta_{m,RE,max} = 87,020$ [%]. Dochází k nárůstu mechanické účinnosti a to o cca 8,855 % oproti mechanické účinnosti po izotermické kompresi plynu po dosažení tlaku při vestavěném tlakovém poměru. Z matematického hlediska dochází s rostoucí intenzitou rázu ke zmenšování rozdílu mezi čitatelem a jmenovatelem poměru účinností. Z technického hlediska dochází k růstu mechanické účinnosti z důvodu odlehčení stroje při ideální rázové expanzi. Pokud dochází k expanzi do „vyprázdněného“ potrubního systému, či systému o nižším tlaku, tak z energetického hlediska dochází k maření energie, avšak z mechanického hlediska stroj v takové situaci není zatížen. Snižuje se namáhání ložisek a díky expanzi plynu i lokálně klesá teplota v zóně výskytu ideální rázové expanze. Při experimentech s rázovou expanzí byl zjištěn zřetelný pokles elektrického příkonu kompresorové jednotky po rázové expanzi plynu. S tím, že se příkon ustálil na hodnotě zřetelně nižší, než je příkon při stabilním ději bez rázů. Chování

stroje tedy odpovídá predikci stanovené při ideální simulaci. Závěry měření jsou detailně popsány níže v této kapitole.

Při vyskytující se ideální rázové kompresi dochází se zvyšující se intenzitou rázu ke zvyšování mechanické účinnosti, avšak nárůst je pozvolnější nežli v případě ideální rázové expanze. Maximální hodnota mechanické účinnosti při maximální intenzitě rázu ze vzorového příkladu je $\eta_{m, RK, max} = 84,813$ [%]. Dochází k nárůstu mechanické účinnosti a to o cca 6,648 % oproti mechanické účinnosti po izotermické kompresi plynu po dosažení tlaku při vestavěném tlakovém poměru. Z matematického hlediska dochází u rovnice s rostoucí intenzitou rázu ke zmenšování rozdílu mezi čitatelem a jmenovatelem poměru účinností, což je stejné jako v případě ideální rázové expanze, avšak rozdíl se postupně snižuje a intenzita růstu účinnosti s rostoucí intenzitou rázu klesá. Tudíž lze na základě chování celkové a indikované exergetické účinnosti odvodit, že i v případě mechanické účinnosti bude u děje s ideální rázovou kompresí dosaženo lokálního maxima.

Z technického hlediska roste mechanická účinnost z důvodu zvyšování práce schopnosti plynu a tedy i z důvodu lepšího využití přivedené mechanické práce. Avšak detailnější rozbor nárůstu mechanické účinnosti na základě růstu práce schopnosti plynu není v předložené disertační práci proveden. Jedná se o jeden z bodů podkapitoly 5.3 Doporučení pro další výzkum.

Čtvrtý cíl – Pokročilý matematický model (PMM)

Čtvrtým cílem disertační práce byla tvorba pokročilého matematického modelu (PMM) rázové komprese a rázové expanze při polytropických pracovních procesech šroubových kompresorů s různými hodnotami polytropických exponentů a při stlačování média s vlastnostmi reálného plynu. Pokročilý matematický model vychází z výpočetní metodiky vytvořené v modelu ideálním a pouze jej doplňuje a zpřesňuje za účelem snížení idealizace a přiblížení se skutečnému pracovnímu procesu simulovaného šroubového kompresoru. Bylo vytvořeno několik hodnotících diagramů vycházejících z indikátorového p-v diagramu jednotlivých výpočetních variant, jak hlavního kompresního děje, tak rázových jevů, přičemž rozdíly mezi variantami jsou způsobeny rozdílnými hodnotami polytropického exponentu.

Kompletní indikátorové p-v diagramy

Kompletní indikátorové p-v diagramy definovaly sklony křivek a změny měrného objemu. Rázový děj nejbližší izochorickému ději je značen $n_a = 10$ [-], střední sklon rázového děje a vyšší růst objemu je označen $n_b = 5$ [-] a rázový děj s největší změnou objemu je označen $n_c = 2,5$ [-].

Detailní indikátorové p-v diagramy

Detailní indikátorové p-v diagramy, viz (Obr. 4-10), ukázaly, že s rostoucím polytropickým exponentem hlavního kompresního děje $n = 1$ až 1,4 [-] dochází ke změně sklonu obecných polytrop jak u rázové expanze, tak u rázové komprese. Změna sklonu nastává kvůli změně měrného objemu plynu. U rázové expanze narůstá intenzita růstu měrného objemu rovnoměrně, se zvyšujícím se polytropickým exponentem hlavního kompresního děje, a to přibližně o 23 % s každou desetinou polytropického exponentu. Naopak u rázové komprese intenzita poklesu měrného objemu narůstá rovnoměrně, se zvyšujícím se polytropickým exponentem hlavního kompresního děje, a to také přibližně o 23 % s každou desetinou polytropického exponentu.

Hodnotící diagramy vlivu rázové komprese na měrnou kompresní práci, stanovily, že z procentuálního hlediska dochází s rostoucím polytropickým exponentem hlavního kompresního děje ke snižování intenzity růstu měrné kompresní práce $\Delta a_{k, RK}^{\pi - \sigma_{c, max}}$ [%], kterou je nezbytné do stroje dodat navíc, z důvodu proběhnutí rázové komprese, oproti měrné kompresní práci hlavního kompresního děje bez rázů do stejného maximálního celkového tlakového poměru $a_k^{\pi - \sigma_{c, max}}$ [%], která je při analýze vždy považována za referenční hodnotu 100 [%] měrné kompresní práce.

Je-li tato problematika vyhodnocována v původních jednotkách [$J \cdot kg^{-1}$], tak je nalezeno lokální maximum nárůstu měrné kompresní práce při rázové kompresi, viz (Obr. 4-11). Přičemž bylo zjištěno, že poloha lokálního maxima je závislá na polytropickém exponentu hlavního kompresního děje a také na relativní vlhkosti

komprimovaného plynu, viz funkční zápis lokálního maxima $LOK MAX (\Delta a_{k,RE}^{\pi-\sigma_c,max}) = f(n_{hl. děj}; \varphi_{air})$. Pokročilý matematický model umožnil automatický přepočítání všech veličin pouze na základě změny relativní vlhkosti, díky tomu byly získány znalosti o změně polohy lokálního maxima.

Hodnoticí diagramy vlivu rázové expanze na měrnou kompresní práci, znázornily, že z procentuálního hlediska dochází s rostoucím polytropickým exponentem hlavního kompresního děje nejprve ke snižování zmařené kompresní práce $\Delta a_{k,RE}^{\pi-\sigma_c,min}$ [%] oproti měrné kompresní práci hlavního kompresního děje bez rázů při stlačování do vestavěného tlakového poměru $a_k^\pi = 100$ [%]. Avšak lokální minimum funkce $LOK MIN (\Delta a_{k,RE}^{\pi-\sigma_c,min})$ [%] = $f(n_{hl. děj}; \varphi_{air})$ nastává opět při polytropické kompresi $n = 1,2$ [-], viz (Obr. 4-12) Od tohoto děje dochází s nárůstem polytropického exponentu opětovně k nárůstu zmařené měrné kompresní práce oproti ději bez rázů. S rostoucí vlhkostí stlačovaného plynu zůstává lokální minimum stále při polytropické kompresi $n = 1,2$ [-] a to i v případě maximální relativní vlhkosti $\varphi_{air} = 100$ [%]. S rostoucí vlhkostí pouze dochází ke zvětšování množství zmařené práce. S klesající vlhkostí stlačovaného plynu dochází k velmi pozvolnému přesouvání lokálního minima ve směru rostoucí hodnoty polytropického exponentu, např. při relativní vlhkosti $\varphi_{air} = 20$ [%] se lokální minimum nachází při polytropické kompresi $n = 1,3$ [-]. S klesající vlhkostí také dochází ke zmenšování množství zmařené práce.

Je-li však stejná problematika hodnocena v $[J \cdot kg^{-1}]$, tak je zjištěno, že nejmenší zmaření měrné kompresní práce při rázové expanzi oproti měrné kompresní práci děje bez rázů, nastává při polytropické (izotermické) kompresi reálného plynu $n = 1$ [-]. S rostoucím polytropickým exponentem hlavního kompresního děje množství zmařené práce narůstá.

Porovná-li se výsledky ideálního a pokročilého matematického modelu z hlediska vlivu rázové komprese na měrnou kompresní práci, tak je patrné, že vyšší nárůst měrné kompresní práce v $[J \cdot kg^{-1}]$ je při rázové kompresi u ideálního děje. Vyšší nárůst je způsoben vyšším růstem teploty při ideální (izochorické) rázové kompresi ideálního plynu než v případě reálného plynu a jeho rázové komprese ve formě obecné polytropie.

Je-li provedeno srovnání modelů z hlediska vlivu rázové expanze na měrnou kompresi, tak je zjištěno, že zmaření větší měrné kompresní práce u ideálního děje je způsobeno větším poklesem teploty při ideální (izochorické) rázové expanzi ideálního plynu, než v případě reálného plynu a jeho rázové expanze ve formě obecné polytropie.

Pátý cíl – Měření rázové komprese a rázové expanze

Pátým cílem byla realizace měření rázové komprese a rázové expanze na současném experimentálním měřicím standu umístěném v laboratoři na Katedře energetiky Fakulty strojní, Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava.

Měření rázové komprese

Z hlediska měření rázové komprese bylo potvrzeno, že při rázové kompresi dojde k nárůstu příkonu rotačního objemového kompresoru s vestavěným tlakovým poměrem a to v jednotkách procent, tak jak to předpovídaly matematické modely. Dále bylo potvrzeno, že s rostoucí intenzitou tlakového pulzu při rázové kompresi roste příkon kompresoru potřebný především k překonání vlivu reverzního toku plynu z výstupního potrubí zpět do kompresorové jednotky. Z hlediska měření hlučnosti byl zjištěn pouze mírný nárůst hluku v jednotkách dB, běžným poslechem prakticky nezaznamatelný.

Měření rázové expanze

Z hlediska měření rázové expanze bylo potvrzeno, že při rázové expanzi dojde ke zmaření části příkonu rotačního objemového kompresoru s vestavěným tlakovým poměrem, přičemž změna měřeného elektrického příkonu je v tomto případě vyšší, než u změny příkonu u měření rázové komprese. Dále bylo potvrzeno, že s rostoucí intenzitou tlakového pulzu při rázové expanzi roste zmařený příkon kompresoru. Tyto závěry se také shodují s výsledky matematických modelů. Navíc bylo experimenty zjištěno, že s rostoucí intenzitou rázu klesá hodnota elektrického příkonu, na které se ustálí kompresorová jednotka po proběhnutí rázové expanzi.

Důvodem tohoto fenoménu, který se zřejmě projevil v ideálním matematickém modelu při růstu mechanické účinnosti po rázové expanzi, je fakt, že je kompresorová jednotka nucena pracovat v nestandardním provozním stavu. Směs oleje a vzduchu nacházející se před separátorem oleje v kompresorové jednotce opouští při rázu pracovní prostor a kompresor je dočasně odlehčen a vyčištěn od této směsi, což se projeví poklesem příkonu. Návrat příkonu na původní hodnotu, naměřenou při ději bez rázů, nebyl po dobu přibližně 3 minut následného měření pozorován. Nárůst teploty komprimovaného plynu či oleje z důvodu dočasného snížení množství oleje v pracovním prostoru také nebyl pomocí vnějších měřidel pozorován. Negativním aspektem rázové expanze, který výše uvedený závěr potvrzuje, je, že po proběhnutých experimentech s rázovou expanzí, byl v laboratoři cítit pach oleje, tudíž bylo nezbytné místnost důkladně vyvětrat. Je tedy předpokládáno, že se jedná o fenomén vyskytující se především u mazaných šroubových kompresorů. Experimenty nebyla zjištěna žádná změna hlučnosti testované kompresorové jednotky při rázové expanzi. Důvodem proč nebyla změna pozorována, je zřejmě fakt, že kompresorová jednotka byla připojena k experimentálnímu standu, který zajišťoval funkci tlumiče hluku.

Experimenty byly navrženy tak, aby otestovaly limity a omezení současného laboratorního vybavení z důvodu návrhu nových experimentálních standů pro budoucí výzkumnou činnost nejen v rámci zkoumané problematiky. Bylo zjištěno, že nová měřicí aparatura pro výzkum rázových jevů vyžaduje především měřidla s odlišnými měřicími rozsahy či kaskády snímačů, které zajistí nižší nejistotu měření při navržených experimentech.

Šestý cíl – Návrh experimentálních měřicích standů

Šestý a posledním cílem disertační práce byl návrh nových experimentálních měřicích standů pro měření rázových jevů, ale i dalších výzkumných úkolů. Byly navrženy dvě měřicí stolice.

První zařízení představuje modernizovanou verzi současného experimentálního standu a zařízení druhé je prototypový experimentální stand pro měření Rootsova dmyhadla, které otevírá možnosti výzkumu rázové komprese na zařízení, které v této problematice prozatím nebylo nikterak testováno.

Prototyp standu pro měření Rootsova dmyhadla byl v rámci tvorby předložené disertační práce realizován ve spolupráci s průmyslovým partnerem zabývajícím se problematikou měření průtoku. Nicméně, uskutečnění vlastních experimentů na měřicím standu bude až součástí budoucího výzkumu této problematiky. Každopádně stavba daného prototypu zvýšila vědecký potenciál Katedry energetiky, Fakulty strojní, Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava v problematice výzkumu energetických strojů.

5.1 Přínos pro vědní obor

Disertační práce předkládá nové závěry a výsledky v oblasti výzkumu rázové komprese a rázové expanze u objemových kompresorů s rotačním pohybem pístů(u) a vestavěným tlakovým poměrem. Pro vědní obor jsou zejména přínosné výsledky z matematických modelů, neboť konkrétnímu vyčíslení vlivu rázových jevů na termodynamiku pracovního procesu, se doposud publikované práce nevěnovaly. Je třeba zdůraznit především následující závěry:

- Vytvoření sekundárního výpočetního modelu pro stanovení součinitele využití pracovního prostoru $\lambda [-]$ mazaného šroubového kompresoru.
- Vyčíslení vlivu ideální rázové komprese a ideální rázové expanze na změnu potřebné měrné kompresní práce a dodávaného izotermického příkonu kompresoru u IMM. Odvození univerzálních rovnic pro výpočet izotermických kompresních prací a izotermických příkonů z grafického hodnocení p-v diagramu.
- Vyčíslení vlivu ideální rázové komprese a ideální rázové expanze na změnu sděleného tepla. Odvození univerzálních rovnic pro výpočet sděleného tepla při ideálních rázových jevech z grafického hodnocení T-s diagramu.

- Realizace dosud neprováděného exergetického hodnocení ideálního pracovního děje šroubového kompresoru s implementací rázové komprese a rázové expanze. Zjištění, že při ideální rázové kompresi dochází k nárůstu práceschopnosti plynu a při ideální rázové expanzi naopak práceschopnost plynu klesá.
- Stanovení vývoje exergetických účinností kompresoru. Zjištění, že při ideální rázové expanzi narůstá mechanická účinnost stroje z důvodu jeho odlehčení, což se potvrdilo i při měření. Nalezení lokálního maxima účinností při posuzování ideální rázové komprese s tím, že poloha maxima závisí na hodnotě izotermického příkonu a také na hmotnostní výkonnosti kompresoru.
- Nalezení hlavního kompresního polytropického děje s lokálním maximem nárůstu měrné kompresní práce při rázové kompresi. Přičemž, poloha a velikost lokálního maxima závisí na polytropickém exponentu hlavního děje a relativní vlhkosti stlačovaného reálného plynu.
- Nalezení hlavního polytropického kompresního děje s lokálním minimem zmaření měrné kompresní práce při rázové expanzi. Přičemž, poloha a velikost lokálního minima opět závisí na polytropickém exponentu hlavního děje a relativní vlhkosti stlačovaného reálného plynu.

5.2 Přínos pro praxi

Pro vědní obor jsou zejména přínosné výsledky z experimentů v souvislosti s matematickými modely, neboť data získaná měřením doposud nebyla publikována. Je třeba zdůraznit především následující závěry:

- Potvrzení výsledků simulací, že při rázové kompresi roste příkon kompresoru potřebný především k překonání vlivu reverzního toku plynu z výstupního potrubí zpět do kompresorové jednotky. Současně bylo potvrzeno, že se tento nárůst příkonu s rostoucí intenzitou rázu zvyšuje, přičemž platí, že nárůst příkonu je pouze v jednotkách procent.
- Potvrzení výsledků simulací, že při rázové expanzi dojde ke zmaření části příkonu rotačního objemového kompresoru s vestavěným tlakovým poměrem, přičemž změna měřeného elektrického příkonu je v tomto případě vyšší než u změny příkonu u měření rázové komprese. Dále bylo potvrzeno, že s rostoucí intenzitou tlakového pulzu při rázové expanzi roste zmařený příkon kompresoru. Tyto závěry se také shodují s výsledky matematických modelů.
- Experimenty bylo dále zjištěno, že s rostoucí intenzitou rázu klesá hodnota elektrického příkonu, na kterém se ustálí kompresorová jednotka po proběhnutí rázové expanzi. Tento jev se projevil také u IMM nárůstem mechanické účinnosti kompresoru s rostoucí intenzitou rázu. Důvodem tohoto fenoménu je, že směs oleje a vzduchu nacházející se před separátorem oleje v kompresorové jednotce opouští při rázu pracovní prostor a kompresor je dočasně odlehčen a vyčištěn od této směsi, což se projeví poklesem příkonu.
- Nalezení hlavního kompresního polytropického děje s lokálním maximem nárůstu měrné kompresní práce při rázové kompresi. Z technického hlediska tento bod říká, že je-li šroubový kompresor provozován s velmi intenzivním chlazením za účelem přiblížení se izotermické kompresi, tak množství práce i příkonu, který je nutné přivést při rázové kompresi, klesá, oproti ději bez rázů. A k poklesu nárůstu práce a příkonu dochází i při zrychlování kompresního děje zvyšováním otáček a obvodové rychlosti, tak aby se pracovní proces přiblížil izoentropickému ději. Jinými slovy, vždy existuje pracovní proces, při kterém je největší nárůst kompresní práce oproti ději bez rázů při kompresi do stejného tlaku.
- Nalezení hlavního polytropického kompresního děje s lokálním minimem zmaření měrné kompresní práce při rázové expanzi. Z technického hlediska tento bod říká, že je-li šroubový kompresor provozován při určitém hlavním kompresním ději daném jeho polytropickým exponentem a vlhkostí plynu, tak je množství zmařené práce nejmenší oproti ději bez rázů.

- Při relativní vlhkosti plynu okolo 50% a střední hodnotě polytropického exponentu hlavního kompresního děje 1,2, je totožný bod lokálního maxima nárůstu měrné kompresní práce a příkonu při rázové kompresi s bodem lokálního minima zmaření kompresní práce a příkonu při rázové expanzi.

5.3 Doporučení pro další výzkum

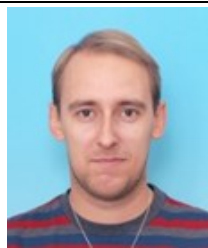
Předkládanou disertační práci se otevírá možnost dalšího výzkumu např. v následujících bodech:

- Pokročilý matematický model a vyhodnocení vlivu RE a RK na T-s diagramu, i-s diagramu a pomocí exergetického hodnocení.
- Detailnější hodnocení vlivu vlhkosti plynu na polohu lokálního maxima nárůstu měrné kompresní práce a příkonu u rázové komprese a lokálního minima zmaření měrné kompresní práce a příkonu u rázové expanze.
- Výzkum vlivu změny Poissonovy konstanty reálného plynu z hlediska teploty na výsledky pokročilého matematického modelu.
- Realizace experimentů vlivu rázové komprese na prototypu měřicího standu pro měření Rootsova dmyhadla.
- Další experimenty, které pomohou kvantifikovat únik oleje ze separátoru šroubového kompresoru při rázové expanzi.
- Další experimenty ověřující hlučnost kompresorové jednotky při odpojené potrubní síti.
- CFD simulace za účelem zjištění podmínek proudění ve štěrbinách mezi rotory šroubového kompresoru pro ověření změn součinitele $\lambda [-]$ velmi vysokých otáčkách kompresoru.
- CFD simulace axiálního posuvu rotorů při rázových jevech.


6. Seznam použité literatury

- [1] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava. 2004, 122 s. ISBN 80-248-0704-1.
- [2] JESUS RIVEIRO. Technical Specification of Compressor Atlas Copco PTO XAH 4 OEM. [online]. © 2019, [cit. 2019-04-04]. Dostupné z: <https://www.jesusriveiro.com/catalogo/>
- [3] ŠMÍDA, Z., K., KOLARČÍK. Issue of Shock Compression and Expansion by Displacement Compressors. V: *Sborník XIX. ROČNÍK KONFERENCE S MEZINÁRODNÍ ÚČASTÍ ENERGETICKÉ STROJE A ZAŘÍZENÍ TERMOMECHANIKA A MECHANIKA TEKUTIN 2015*, 11. – 12. červen 2015. Pivovarský dvůr Purkmistr, Plzeň, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015, s. 146 – 150., ISBN: 978-80-261-0360-8.
- [4] TRENT, Bruce. Screw Compressors: Misconception or Reality. Calgary: SAGE ENERGY CORP. [online]. © 2017, [cit. 2017-11-18]. Dostupné z: <http://www.drivetrainpower.com/>
- [5] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Mojmír VRTEK. Provoz šroubových kompresorů (Interní učební text VŠB-TUO). Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava. 2002, 30 s.
- [6] BLOCH, P. Heinz. A Practical Guide to Compressor Technology – Second Edition. New Jersey: John Wiley & Sons, 2006, 555 p. ISBN: 978-0-471-72793-4.
- [7] Rotary Screw Compression Process [online]. © 2014, [cit. 2017-11-18]. Dostupné z: http://www.graylon.com/wp-content/uploads/2014/11/rotary_screw_process.pdf
- [8] WENNEMAR, Jurgen, et al. Dry Screw Compressor Performance and Application Range. In: *Proceedings of the 38th turbomachinery symposium. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories. 2009.*
- [9] HUANG, Paul Xiubao. Under-Compression (Over-Expansion) – An Isochoric Adiabatic Process?. Purdue University. [online]. © 2012, [cit. 2017-11-18]. Dostupné z: <http://docs.lib.purdue.edu/>
- [10] UNIT. Energy efficiency of freezing tunnels: towards an optimal operation of compressors and air fans. [online]. © 2019, [cit. 2019-08-09] Dostupné z: <https://brage.bibsys.no/xmlui/handle/11250/234616>
- [11] Transformační Technologie. Efekty při proudění vysokými rychlostmi. [online]. © Jiří Škorpík 2019, [cit. 2019-08-26]. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/39.html>
- [12] Stabilní kompresorová souprava SE 25 – Návod o obsluze a údržbě. „At 0024/Dok“ Dostupnost: zaslán na dotaz společností Atmos – Chrást, s.r.o.
- [13] MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics – First Edition.. New York: John Wiley & Sons, 1990, 840 p. ISBN: 0-471-57117-2
- [14] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Mojmír VRTEK. Možnosti úspor energie při výrobě, rozvodu a spotřebě stlačeného vzduchu v České republice. Praha: Technologické centrum AV ČR. 2002, 31 s. ISBN 80-902689-3-5. [online]. © 2002, [cit. 2019-11-25]. Dostupné z: < <https://www.tc.cz/files/> >
- [15] SAIDUR, Rahman, N. A. RAHIM a M. HASANUZZAMAN. A review on compressed-air energy use and energy savings. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2010, 14.4: 1135-1153.
- [16] RADGEN, P. Efficiency through compressed air energy audits. *Energy Audit Conference*, www.audit06.fi; 2006
- [17] MARAIS, J. Increased energy savings through a compressed air leakage documentation system. *ICUE, SA*, 11 June; 2009.

- [18] Energy Management Training. Compressors Energy Consumption. [online]. © 2019, [cit. 2019-08-09]. Dostupné z: <http://www.energymanagertraining.com/>
- [19] KONKA, Karl-Heinz. Schraubenkompressoren: Technik und Praxis. *Düsseldorf: VDI-Verlag*. 1988, 500 p., ISBN 3-18-400819-
- [20] ACEEE.ORG. Real world energy experiences in the use of compressors and compressed air systems. [online]. © 2019, [cit. 2019-11-25]. Dostupné z: <https://aceee.org/>
- [21] WIDELL, K. N. a T. EIKEVIK. Reducing power consumption in multi-compressor refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 33 (1). 2010, pp. 88-94, DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.08.006.
- [22] MUJIC, E., A. KOVACEVIC, N. STOSIC a I. K. SMITH. The influence of port shape on gas pulsations in a screw compressor discharge chamber. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 222 (4). 2008, pp. 211-223, DOI: 10.1243/09544089JPME205
- [23] BAEHR, H. D. Thermodynamik: Eine Einführung in die Grundlagen und ihre technischen Anwendungen. *Berlin / Heidelberg / New York: Springer-Verlag*. 1966, 464 p., ISBN-10: 3642533574
- [24] NOSKIEVIČ, J. a KOL. Mechanika tekutin. *Praha: SNTL/ALFA*. 1987, 354 s.
- [25] DEJČ, M. E. Technická dynamika plynů – druhé vydání. *Praha: SNTL*. 1967, 659 s.
- [26] KAMINSKÝ, Jaroslav. Využití pracovního prostoru pístových kompresorů. 1. vyd. *Praha: SNTL*. 1982, 232 s. ISBN 80-248-0704-1.

Osobní údaje		
Adresa	V Zálomu 2898/4, 700 30 Ostrava-Zábřeh	
E-mail	zdenek.smida@vsb.cz	
Telefon	+420 607 725 637	
Datum narození	03/06/1989	
Pracovní zkušenosti		
Období	2018 – současnost	
Povolání nebo vykonávaná funkce	VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky Odborný asistent bez vědecké hodnosti	
Období	2015 – současnost	
Povolání nebo vykonávaná funkce	MATTECH, s.r.o., Ostrava Technik prodeje, marketingu a výzkumu	
Období	2004 – 2011 (<i>Dlouhodobá brigáda v období letních prázdnin 2011, 2007, 2005 a 2004</i>)	
Povolání nebo vykonávaná funkce	RACIO, s.r.o., Břeclav Lektor konstruktérů v CAD softwaru, Konstruktor, Zámečnick	
Vzdělání		
Období	2009 – 2014	
Dosažená kvalifikace	Vysokoškolské – navazující magisterský studijní program (Ing.)	
Název a typ organizace, která poskytla vzdělání	VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky Název diplomové práce: 3D numerický výpočet proudění v kompletním stupni experimentální parní turbíny T1MW, vliv geometrie a proudových parametrů na účinnost	
Období	2004 – 2008	
Dosažená kvalifikace	Středoškolské vzdělání zakončené maturitní zkouškou	
Název a typ organizace, která poskytla vzdělání	Střední průmyslová škola Edvarda Beneše, Břeclav Zaměření oboru: Strojírenství – Konstruování s podporou počítače	
Doplňující informace		
Počítačové znalosti a dovednosti: <i>Autodesk Inventor Professional, Autodesk AutoCAD Mechanical, Ekonomický software Pohoda, DELTA Software, EES - Engineering Equation Solver, Microsoft Office, ANSYS – Workbench, Fluent</i>		
Řidičský průkaz: B		
Cizí jazyky: <i>Angličtina (A2 – B1), němčina (A1)</i>		
Absolvované stáže a výjezdy		
2019, 1 týden	Summer School with a Focus on Low Carbon Energy Technologies, Biały Dunajec, Polsko	
2019, 2 měsíce	Zahraniční stáž v rámci projektu LLP Erasmus - Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra energetickej techniky, Žilina Slovensko	
2017, 1 týden	Studijní cesta na Akershus University College of Applied Sciences (HiOA) – Faculty of Technology - Art and Design - Department of Civil Engineering and Energy Technology, Oslo Norsko	
2014, 2 měsíce	Post-diplomová odborná stáž ve společnosti Doosan Škoda Power, s.r.o., Ostrava	
2013, 1 měsíc	Účastník projektu odborných stáží RENTEL v Doosan Škoda Power, s.r.o., Brno	
2013, 2 měsíce	Účastník projektu odborných stáží vyhlášeného Moravskoslezským energetickým klastrem ve společnosti MPS Gradior, s.r.o, Brno	
2013 / 2014, 2x 2 týdny	International Summer School 2013 / 2014 – Selected issues of safety engineering and exploitation of nuclear power plants in the context of EU energy policy, Trnava, Slovensko	

Ing. Zdeněk Šmída

Personal data		
Address	V Zálomu 2898/4, 700 30 Ostrava-Zábřeh	
E-mail	zdenek.smida@vsb.cz	
Phone	+420 607 725 637	
Birthdate	03/06/1989	
Work experience		
Period	2018 – present	
Occupation or position held	VŠB – TU Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, Employee	
Period	2015 – present	
Occupation or position held	MATTECH, s.r.o., Ostrava Sales, marketing and research technician	
Period	2004 – 2011 (<i>Long-term job during the summer holidays 2011, 2007, 2005 a 2004</i>)	
Occupation or position held	RACIO, s.r.o., Břeclav Tutor of design engineers in CAD software, Designer, Worker	
Education		
Period	2009 – 2014	
Qualification achieved	Master of Science	
Name of educational organization	VŠB – TU Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering Title of the thesis: 3D Digital Computation Fluxion in Full Quadratic Experimental Steam Turbine 11MW and Influence Steering - swivel Geometry Turbojet Parameter on Operation	
Period	2004 – 2008	
Qualification achieved	Secondary education with graduation exam	
Name of educational organization	Secondary Technical School of Edvard Beneš, Břeclav Specialization: Engineering - Computer Aided Mechanical Design	
Additional information		
Computer skill and competences: <i>Autodesk Inventor Professional, Autodesk AutoCAD Mechanical, Economical Software Pohoda, DELTA Software, EES - Engineering Equation Solver, Microsoft Office, ANSYS – Workbench, Fluent</i>		
Driving license: <i>B</i>		
Foreign language: <i>English (A2 – B1), German (A1)</i>		
Internships		
2019, 1 week	Summer School with a Focus on Low Carbon Energy Technologies, Biały Dunajec, Poland	
2019, 2 month	Internship within LLP Erasmus – University of Žilina, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering Technique, Žilina, Slovakia	
2017, 1 week	The study trip at Akershus University College of Applied Sciences (HiOA) – Faculty of Technology - Art and Design - Department of Civil Engineering and Energy Technology, Oslo Norway	
2014, 2 months	Post-diploma internship in the company Doosan Škoda Power, s.r.o., Ostrava	
2013, 1 month	Participant in the internships project RENTEL in Doosan Škoda Power, s.r.o., Brno	
2013, 2 months	Participant in the internships project The Moravian-Silesian Energy Cluster in the company MPS Gradior, s.r.o, Brno	
2013 / 2014, 2x 2 weeks	International Summer School 2013 / 2014 – Selected issues of safety engineering and exploitation of nuclear power plants in the context of EU energy policy, Trnava, Slovakia	

<i>Autor:</i>	Ing. Zdeněk Šmída
<i>Katedra, institut:</i>	Katedra energetiky 361
<i>Název:</i>	Matematický model rázové komprese a expanze
<i>Místo, rok vydání:</i>	Ostrava, 2019, 1. vydání
<i>Počet stran:</i>	40
<i>Vydala:</i>	VŠB – Technická univerzita Ostrava
<i>Tisk:</i>	Ediční středisko VŠB-TU Ostrava
<i>Náklad:</i>	21 ks

Neprodejné

ISBN 978-80-248-4363-6