



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PROUDĚNÍ SMĚSI VE SPALOVACÍM PROSTORU

MIXTURE-FLOW IN COMBUSTION CHAMBER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Hrbáček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Jan Hrbáček**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Lubomír Drápal**
Akademický rok: 2017/18

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

Proudění směsi ve spalovacím prostoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce konstrukčního a výpočtového charakteru zaměřená na tvar spalovacího prostoru zážehového motoru s nepřímým vstřikováním paliva.

Cíle diplomové práce:

Provést stručnou rešerši v oblasti tvaru spalovacího prostoru moderních zážehových motorů s nepřímým vstřikováním paliva. Navrhnout technologicky proveditelné konstrukční úpravy stávajícího spalovacího prostoru zaměřené na tvar antidetonační štěrbin a v rámci jedné, nebo více variant porovnat možnosti jejího využití pro tvorbu radiálního víru a jeho přínos, vliv na proudění ve válci v průběhu sacího a kompresního zdvihu, vliv na detonace. K porovnání variant využít pokročilé výpočtové modelování. Posoudit možnosti experimentálního ověření výsledků.

Seznam doporučené literatury:

HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1st edition. New York: McGraw-Hill, 1988. 930 s. ISBN 0-07-028637-X.

TAYLOR, CH. F. The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice. Volume II: Combustion, Fuels, Materials, Design. Revised Edition. Massachusetts: MIT Press, 1985. 783 s. ISBN 978-0-262-70027-6.

STONE, R. Introduction to Internal Combustion Engines. Fourth Edition. Houndmills: Palgrave Macmillan, 2012. 516 s. ISBN 978-1-137-02829-7.

SHI, Y., GE, H.-W., REITZ, R. D. Computational Optimization of Internal Combustion Engines. London: Springer, 2011. 309 s. ISBN 978-0-85729-618-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 1. 11. 2017



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Kátolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá problematikou proudění směsi ve spalovacím prostoru a vlivem jeho geometrie na tvorbu radiálního víru vznikajícího při kompresním zdvihu. Uvádí konstrukční návrhy geometrií spalovacího prostoru se zaměřením na tvar antidetonační štěrbinu a jejich porovnání na základě měrné kinetické energie a vektorového rychlostního profilu získaných výpočty v programu 2-D Squish.

KLÍČOVÁ SLOVA

spalovací prostor, radiální vír, kinetická energie, turbulentní proudění

ABSTRACT

The Master's thesis deals with the flow of fuel mixture in the combustion chamber and the influence of its geometry on squish generation caused by the compression lift. The thesis introduces design proposals of the geometry of the combustion chamber focusing on the shape of the squish area and their comparison based on the amount of kinetic energy and the velocity profile obtained using 2-D Squish programme calculations.

KEYWORDS

combustion chamber, squish, kinetic energy, turbulent flow

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HRBÁČEK, J. *Proudění směsi ve spalovacím prostoru*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 78 s. Vedoucí diplomové práce Lubomír Drápal.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Lubomíra Drápala a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Jan Hrbáček

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Lubomíru Drápalovi za odborné vedení a cenné rady k diplomové práci. Díky patří také pánům Ing. Marku Slovákovi a Ing. Tomáši Hanouskovi ze ŠKODA AUTO a.s. za odbornou konzultaci a jejich čas, který mi při zpracování věnovali.

OBSAH

Úvod	10
1 Spalovací prostor zážehového motoru	11
2 Problematika dějů ve spalovacím prostoru	13
2.1 Tvorba směsi	13
2.2 Spalování paliva	14
2.2.1 Detonační hoření	16
2.2.2 Předzápaly	17
2.2.3 Samozápaly	17
2.3 Typy proudění	18
2.3.1 Nestacionární proudění	18
2.3.2 Turbulentní proudění	19
2.4 Základní pohyby náplně ve válci	21
2.4.1 Vtokový proud	21
2.4.2 Tečný vír („swirl“)	21
2.4.3 Příčný vír („tumble“)	22
2.4.4 Radiální vír („squish“)	23
2.4.5 Další typy proudění	26
2.5 Definice základních vlastností kanálů	26
2.5.1 Průtokový součinitel	27
2.5.2 Vírové číslo	28
3 Aktuální vývoj spalovacích prostorů	29
3.1 Toyota ESTEC 2ZR-FXE	29
3.2 Kappa 1.6L GDI Engine	30
4 Program 2-D Squish	33
4.1 Geometrie spalovacího prostoru	33
4.2 Transport hmoty mezi elementy	34
4.3 Rychlostní pole	35
4.4 Celková měrná kinetická energie náplně válce	35
4.5 Prostředí programu 2-D Squish	36
4.5.1 Vliv velikosti sítě	38
4.5.2 Vliv otáček motoru	38
5 Úpravy geometrie spalovacího prostoru	40
5.1 Vlastní návrhy geometrie spalovacího prostoru	41
5.1.1 Úprava původní geometrie spalovacího prostoru	42
5.1.2 Změna vrtání	56

5.1.3	Změna úhlů ventilů.....	62
5.2	Hodnocení vlastních geometrií	70
	Závěr.....	72
	Použité informační zdroje.....	73
	Seznam použitých zkratk a symbolů	75
	Seznam příloh.....	78

ÚVOD

Při vývoji spalovacích motorů je od počátku kladen důraz na jejich výkon, celkovou účinnost a aktuálně také vliv na životní prostředí. Tato témata nutí vývojáře hledat nová řešení v optimalizacích jednotlivých částí spalovacích motorů a pomocí moderních technologií posouvat vývoj neustále kupředu. Výjimkou není ani spalovací prostor a procesy, které se v něm odehrávají, jež jsou velkou výzvou pro mnohé konstruktéry.

Energii přivedenou ve formě paliva lze nejlépe využít tehdy, jsou-li pro její spalování zajištěny co nejdokonalější podmínky. Patříčný vliv na průběh spalování má mimo jiné proudění směsi paliva se vzduchem ve spalovacím prostoru. To lze významně ovlivnit jak plněním prostoru směsí, tak samotným pohybem pístu. Jejich kombinace úzce souvisí s geometrií spalovacího prostoru a vhodnou optimalizací lze zvýšit rychlost hoření a zlepšit přenos hmotnosti, hybnosti a tepla.

Diplomová práce se zabývá návrhem tvaru spalovacího prostoru zaměřeného na generování radiálního proudění (squish). Toto proudění vzniká při pohybu pístu do horní úvrati a může mít i přes svou malou intenzitu zásadní vliv na víření směsi v okamžiku zážehu. V dnešních motorech je tohoto proudění nejčastěji využíváno u vznětových motorů. Úlohou diplomové práce je aplikovat tyto poznatky u zážehového motoru s nepřímým vstřikováním paliva a pomocí stanoveného kritéria zhodnotit získané výsledky.

1 SPALOVACÍ PROSTOR ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Ve spalovacím prostoru pístového zážehového motoru dochází ke vznícení směsi paliva se vzduchem a přeměně uvolněné energie na mechanický pohyb pístu. Objem prostoru válce a hlavy válce je proměnný a závisí na poloze pístu, tedy na natočení klikového hřídele. Dvě základní pozice pístu jsou nazývány horní úvrat' (HÚ) a dolní úvrat' (DÚ). V případě polohy pístu v horní úvrat' uzavírá s hlavou válce tzv. kompresní objem, jehož velikost je dána tvarem spalovacího prostoru, resp. hlavy válce a dna pístu [1].

Kompresní poměr má zásadní vliv na stupeň tepelné účinnosti a výkon motoru. U zážehových motorů je tento poměr omezován teplotou samozápalu směsi paliva se vzduchem, tedy mezi vznikem detonačního hoření. To společně s vyššími emisemi škodlivých plynů brání v zavedení vysokého kompresního poměru. Kompresní poměr ε je poměr číselných hodnot pracovního (maximálního V_{\max}) a kompresního (minimálního V_{\min}) objemu válce [2]:

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_z + V_k}{V_k}, \quad (1)$$

kde $V_{\min} = V_k$ je kompresní objem a V_z je zdvihový objem motoru.

Na spalovací prostor jsou kladeny mnohé požadavky a platí zde určité zásady, které vedou k potlačení detonačního hoření. Mezi ty patří předně kompaktnost a malý povrch spalovacího prostoru, který je soustředěn u zapalovací svíčky, přičemž by měl zajišťovat nízké tepelné ztráty stěnami spalovacího prostoru a zvyšovat tak tepelnou účinnost motoru. Vhodné umístění zapalovací svíčky je ve středu spalovacího prostoru nebo alespoň v jeho blízkosti. Do prostoru svíčky je třeba soustředit bohatou zápalnou směs a objem tohoto prostoru se má strmě zmenšovat s rostoucí vzdáleností od svíčky, aby došlo k prohoření velkého množství směsi za krátkou dráhu hoření plamene a případnému detonačnímu hoření byla vystavena jen malá část směsi ve zbylém prostoru [2][3].

Takovým tvarováním vzniká antidetonační štěrbina v prostoru mezi hlavou válce a pístem. Vytlačení směsi z antidetonační štěrby při kompresním zdvihu dochází ke hromadění bohaté směsi v okolí zapalovací svíčky. Antidetonační štěrbina obsáhne jen malé množství směsi, která lépe odolává detonačnímu hoření. Pokud ke vzniku detonačního hoření přece jen dojde, z důvodu malého objemu směsi se toto hoření projeví na průběhu tlaku pouze v malé míře. Nevýhodou takto spálené směsi může být její nedokonalé shoření a z toho plynoucí produkce škodlivin ve výfukových plynech. Proto je důležité omezení bodů způsobujících detonační hoření, jako jsou ostré hrany a případné štěrby [2][3].

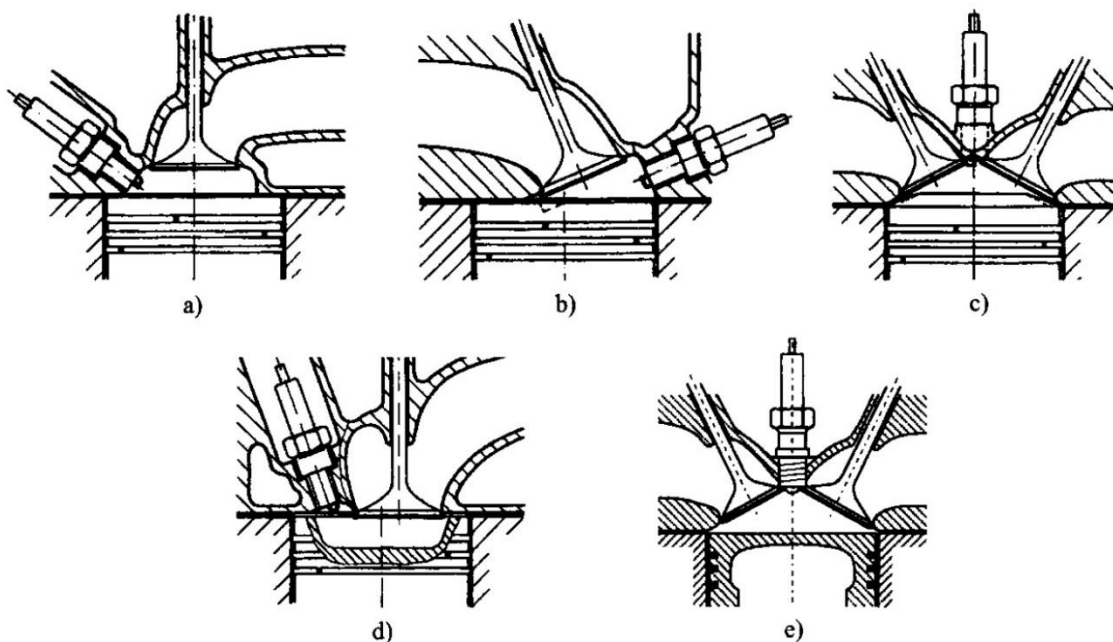
S ohledem na plnění válce je vhodné použít ventily s co největším průměrem talířku, případně použít větší množství ventilů., a v neposlední řadě je také vhodné rozvíření náplně ve válci vedoucí k lepšímu prohoření směsi. Typy vírů náplně jsou popsány v kapitole 2.4 [2][3].

Z výše uvedených požadavků se dá usoudit, že je nelze všechny splnit vytvořením jednoho spalovacího prostoru. Důsledkem toho lze rozdělit několik základních typů spalovacích prostorů, které se liší svou vhodností použití u motorů různého zaměření.

TYPY SPALOVACÍCH PROSTORŮ

Podle umístění lze spalovací prostor rozlišit na [2]:

- spalovací prostor v hlavě válce (pro motory s nepřímým vstřikováním)
- spalovací prostor ve dně pístu (pro motory s přímým vstřikováním)
- kombinace obou částí



Obr. 1 Typy spalovacích prostorů zážehového motoru: a) vanový, b) klínový, c) půlkulový, d) ve dnu pístu, e) střešový [2]

Na obr. 1 jsou znázorněny nejběžnější spalovací prostory zážehových motorů. Jejich tvar úzce souvisí s ventilovým uspořádáním a typem ventilového rozvodu. Obr. 1a zobrazuje vanový typ spalovacího prostoru. Jeho použití je časté pro dvouventilové hlavy s uspořádáním ventilů v řadě a rozvodem OHC, antidetonační štěrba je případně vytvořena naproti svíčke. Jednoduchým starším provedením je klínový prostor dle obr. 1b umožňující použití větších ventilů a možností vytvoření antidetonační štěrby. Symetrický půlkulový spalovací prostor na obr. 1c, stejně jako střešový prostor na obr. 1e, umožňuje použití čtyřventilového rozvodu OHC nebo DOHC, opět s případnými antidetonačními štěrbinami. Obr. 1d znázorňuje umístění spalovacího prostoru v pístu, jehož užití může být prospěšné v případě tečného víru kolem osy válce. Umístění v pístu může být úplné nebo částečné.

2 PROBLEMATIKA DĚJŮ VE SPALOVACÍM PROSTORU

2.1 TVORBA SMĚSI

Zážehové motory používají kapalná (benzin, benzol, metanol) nebo plynná (zemní plyn, propan – butan, bioplyn) paliva s dobrou odpařitelností. Směs, která se vytváří v palivovém systému motoru, se musí během doby plnění válce a následného kompresního zdvihu stát homogenní, tzn. musí dojít k odpaření kapalného paliva a vzniklé páry se musí téměř dokonale smísit s nasávaným vzduchem. V průběhu kompresního zdvihu dochází ke stlačování směsi a jejímu zahřátí na teplotu 400 až 500 °C. Nejedná se ovšem o teplotu samovznícení, a proto musí být směs paliva a vzduchu zažehnuta jiskrou zápalné svíčky [2].

Vnější tvorba směsi – ke tvorbě zápalné směsi paliva se vzduchem dochází mimo válec motoru, tedy v sacím potrubí [2]. Příkladem jsou dříve používané karburátory či nepřímé vstřikování paliva (jednobodové, vícebodové), jehož výhodou je použití menších vstřikovacích tlaků a menší nebezpečí poškození vstřikovací trysky [1].

Vnitřní tvorba směsi – zápalná směs vzduchu a paliva se vytváří ve válci motoru, tzv. přímé vstřikování paliva [2]. Jeho použitím lze docílit snížení spotřeby paliva a nárůstu výkonu a točivého momentu [1].

K ideálnímu teoretickému prohoření směsi potřebuje zážehový motor patřičný poměr vzduchu a paliva. Takový poměr je označován jako stechiometrický poměr. V případě benzínu se jedná o hodnoty 14,7 kg vzduchu na 1 kg paliva. Hodnotu skutečné přivedené hmotnosti vzduchu vzhledem k teoretické hmotnosti vzduchu nutné pro stechiometrické spalování vystihuje součinitel přebytku vzduchu λ [2]:

$$\lambda = \frac{\text{množství přiváděného vzduchu v kg}}{\text{teoretická potřeba vzduchu v kg}} \quad (2)$$

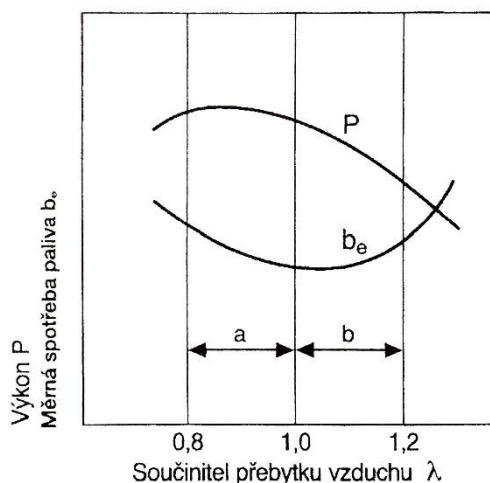
Získané hodnoty součinitele přebytku mají následující význam [2]:

- $\lambda = 1$ – přivedené množství vzduchu odpovídá teoretické spotřebě
- $\lambda < 1$ – bohatá směs s nedostatkem vzduchu
- $\lambda > 1$ – chudá směs s přebytkem vzduchu

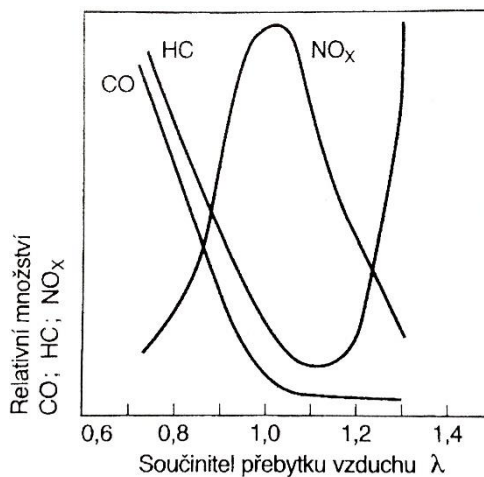
Tab. 1 Meze zápalnosti paliv [4]

Palivo	Součinitel přebytku vzduchu λ
Benzin	$0,45 < \lambda < 1,5$
Metanol	$0,45 < \lambda < 1,65$
Zemní plyn	$0,30 < \lambda < 1,8$
Vodík	$0,15 < \lambda < 10$

Pro specifické provozní stavy je ve skutečnosti vyžadována korekce složení směsi. Za cílem spálení veškerého paliva (v tomto případě benzínu) a tím dosažení co nejmenší spotřeby a nízkých emisí za cenu snížení výkonu je nutný přebytek vzduchu, a to v rozmezí $\lambda = 1,05$ až $1,5$. Při překročení hodnoty $\lambda > 1,5$ již směs není schopna zapálení. Nejvyššího výkonu bývá dosaženo při hodnotách $\lambda = 0,85$ až $0,95$, který je ovšem podmíněn zvýšením měrné spotřeby paliva a vyššími emisemi. Vliv součinitele přebytku vzduchu na výkon P a měrnou spotřebu paliva b_e je na obr. 2, vliv na složení emisí CO, HC a NO_x znázorňuje obr. 3. Meze zápalnosti vybraných paliv jsou zobrazeny v tab. 1 [2][4].



Obr. 2 Vliv součinitele přebytku vzduchu λ na výkon P a měrnou spotřebu paliva b_e [2]



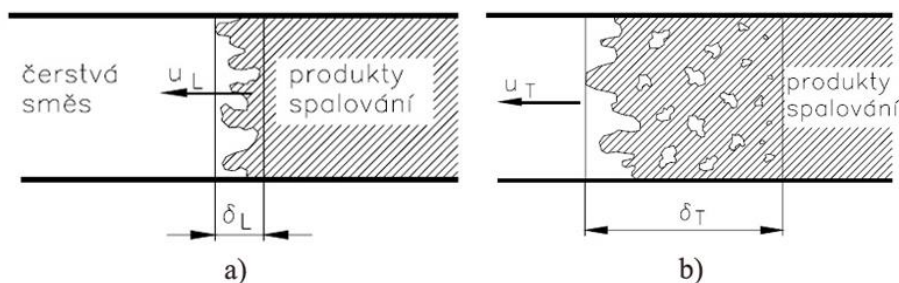
Obr. 3 Vliv součinitele přebytku vzduchu λ na složení emisí CO, HC a NO_x [2]

2.2 SPALOVÁNÍ PALIVA

Jedná se o složitý fyzikálně-chemický děj probíhající ve velmi krátkém čase. Rychlost hoření směsi paliva se vzduchem ve spalovacím prostoru při turbulentním proudění se pohybuje mezi 20 až 60 $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$. Tvarem hoření je kulová plocha, která dosahuje hloubky 20 až 25 mm. Rychlost hoření ovlivňují teplota, tlak, složení směsi, způsob a intenzita pohybu náplně ve válci a okamžik zapálení [2].

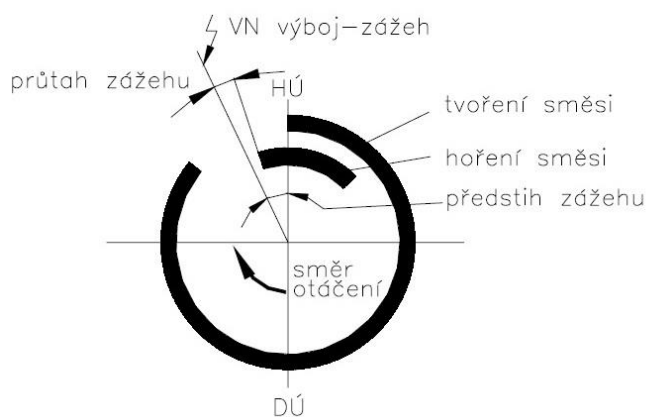
Hoření u zážehových motorů je iniciováno vysokonapětovým elektrickým výbojem mezi elektrodami zapalovací svíčky. Zde dojde k extrémnímu nárůstu teploty překračující hodnotu 10^4 °C, dochází k tepelné disociaci molekul, intenzivní ionizaci prostředí v blízkosti jiskřiště a k reakcím složek směsi s výsledným vytvořením životaschopného ohniska zážehu. Hoření se rozšiřuje postupem čela plamene do nespálené směsi díky aktivovaným částicím (volné radikály vniklé při zvýšení energetické hladiny molekul směsi nad hodnotu zapalovací energie). Jejich množství určuje rychlost postupu plamene [4][5].

U laminárního postupu hoření v klidném prostředí pronikají aktivované částice před oblast hoření díky molekulární difuzi. Hloubka oblasti hoření označená na obr. 4a jako δ_L a rychlost postupu plamene u_L jsou malé. Ve válci motoru je rychlost postupu plamene ovlivňována difuzí turbulentní, jejíž intenzita se od molekulární difuze odlišuje řádově (v závislosti na intenzitě turbulence se jedná o 2 až 3 řády). Schematicky je turbulentní difuze znázorněna na obr. 4b [4].



Obr. 4 Schéma postupu hoření: a) laminární, b) turbulentní [4]

Šíření hoření po celém objemu spalovacího prostoru uvolňuje teplo, které zvyšuje tlak ve válci. U zážehových motorů má průběh hoření homogenní směsi povahu kinetického hoření (chemicko-kinetické závislosti určují rychlost oxidačních reakcí). V závěrečné fázi hoření dochází k poklesu rychlosti oxidačních reakcí z důvodu nízké koncentrace směsi ve válci. Tlakové maximum se při normálním průběhu hoření náplně nachází v poloze přibližně 15° za HÚ a délka hoření je v rozmezí úhlu $\approx 50^\circ$ až 90° otočení klikového hřídele. Široké rozmezí úhlu je důsledkem variability průběhu hoření způsobené rozdílnými skutečnými podmínkami pro vznik hoření z počátečního ohniska zážehu. Jedná se zejména o turbolentnost v okolí jiskřiště, ředění náplně zbytkovými spaliny, míra nehomogenity směsi apod. Procesy tvorby směsi a jejího hoření znázorňuje obr. 5[4].



Obr. 5 Fáze tvoření směsi, jejího zážehu a hoření [4]

Během hoření ve spalovacím prostoru mohou vznikat odchylky od normálního průběhu vyvolané případnými nedostatky spalovacího prostoru nebo nevhodným nastavením předstihu zážehu. Vyvoláním chybného průběhu hoření může nastat [2]:

- detonační hoření,
- samozápaly,
- předzápaly,
- pozdní nebo předčasný zážeh.

2.2.1 DETONAČNÍ HOŘENÍ

Po zápalu části směsi dochází k růstu tlaku ve válci, který dále komprimuje dosud neshořelou směs. Spolu s teplem přestupujícím ze stěn (převážně z míst s lokálně vysokými teplotami) a teplem vedeným z plamene se zvyšuje teplota směsi. V neshořelé směsi vystavené po delší dobu vysokému tlaku, teplotě a difuznímu přesunu radikálů (vysoce reaktivní částice, která má jeden nebo více nepárových elektronů) probíhají předplamenné reakce a roste její náchylnost ke vznícení (teplota ovlivňuje rychlost reakcí exponenciálním růstem). Shoření objemu dosud neshořelé směsi najednou před příchodem deflagračního plamene je považováno za detonační hoření, jehož průběh znázorňuje obr. 6a [6].

Zdánlivá postupná rychlost plamene detonace několikanásobně přesahuje $100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (jedná se o současný zápal ve více místech, ne o skutečnou rychlost šíření plamene). Rychlý vývin tepla má za následek vznik tlakových vln, jejichž periodický odraz od stěn spalovacího prostoru vyvolává vibrace o frekvenci několika kHz a jejich projevem je ostrý kovový zvuk známý jako klepání motoru (knocking). Dalším projevem detonací může být pokles výkonu a přehřívání motoru. Dlouhodobé provozování motoru s intenzivním klepáním může vést k závažnému poškození (zadřené a zapečené pístní kroužky, „propálení“ pístu, apod.) [6].

Detonace zasahující pouze malý objem směsi a projevující se ke konci hoření nebývá nebezpečná, naopak může po omezení vhodnou regulací předstihu zážehu (většinou adaptivní regulací) vhodně zkrátit dohořívání směsi. Jedná se o akcelerometr umístěný v blízkosti spalovacího prostoru, jehož vyhodnocovaný signál snižuje předstih při výskytu klepání a zpětně jej zvyšuje při jeho vymizení (charakteristické frekvence klepání jsou v rozmezí 4 až 7 kHz) [6].

Důvodem ke vzniku detonací mohou být chyby při návrhu kompresního poměru, předstihu či užití nevhodného paliva. Odolnost paliv vůči detonacím je hodnocena oktánovým číslem. Předčasné zápaly paliva mohou nastat na horkých bodech motoru, jako jsou výfukové ventily, ostré hrany, nevhodná svíčka apod. Chemické reakce při spalování směsi lze zpomalit snížením teploty, a to např. těmito způsoby [6]:

- zlepšení výplachu válce a plnění válce chladnou náplní
- recirkulace chlazených výfukových plynů za účelem snížení výhřevnosti
- vnitřní chlazení při využití výparného tepla paliva či přidávané kapaliny (voda, metanol)
- dostatečné chlazení stěn pracovního prostoru
- vhodný kompresní poměr (ne nadměrný)
- vhodný předstih zážehu (použití adaptivní regulace)
- promísení směsi užitím tečného nebo příčného víru (zrychlení prostupu plamene)
- tvarování spalovacího prostoru

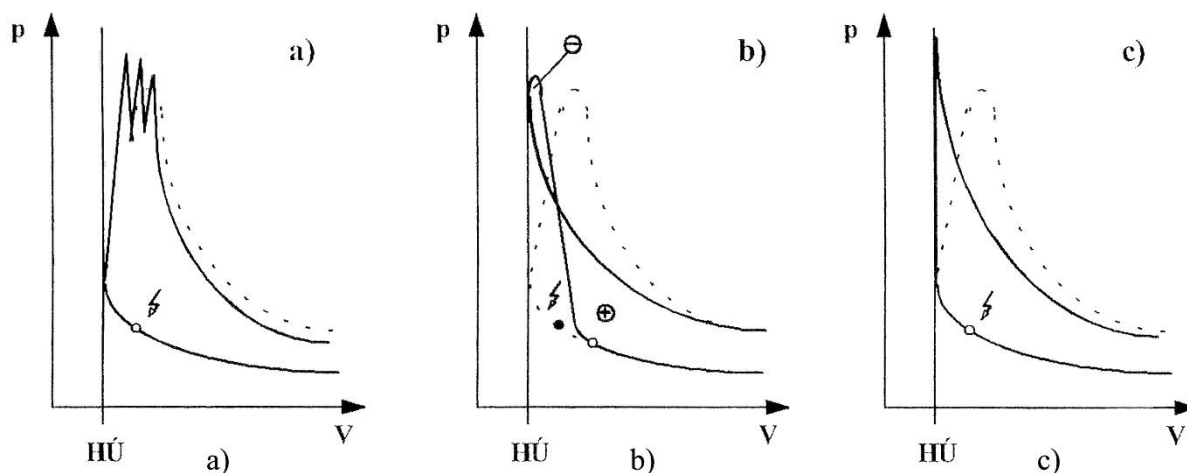
2.2.2 PŘEDZÁPALY

Vážné narušení procesu spalování, při kterém je směs zapálena působením lokální vysoké teploty rozžhavené části spalovacího motoru ještě před výbojem na elektrodě svíčky. Takovým místem mohou být elektrody zapalovacích svíček, karbon usazený na stěnách spalovacího prostoru nebo rozžhavené talíře výfukových ventilů. Z ohniska předčasného zážehu dochází k podobnému šíření plamene jako při elektrickém výboji. Hlavním problémem je předčasné hoření směsi, které vede k přehřívání motoru zvýšeným odvodem tepla do stěn, zvýšením tlaku a tím většímu namáhání klikového mechanismu. Jednou z příčin předčasných zážehů může být vyšší kompresní poměr motoru pracující se zvýšeným tlakem a teplotou [4]. Průběh hoření s předzápalem je zobrazen na obr. 6b.

2.2.3 SAMOZÁPALY

Vyvolání samozápalů části směsi může nastat od rozžhavených míst spalovacího prostoru při plném zatížení motoru. Rozdíl mezi detonačním hořením a samozápalem je v rychlosti hoření. V případě samozápalu dochází k šíření plamene normální rychlostí. Hoření je vyvoláno na více místech současně a směs tak shoří za kratší časový úsek s nárůstem maximálního tlaku. Ten vede ke zvýšenému namáhání klikového mechanismu. V běžném provozu motoru je tento stav obtížné identifikovat.

Samozápaly se mohou projevit i po vypnutí zapalování motoru, u něhož přesto dojde k zážehu směsi a motor tak pracuje po určitou dobu s vypnutým zapalováním. Chod je velmi nepravidelný a je doprovázen silnými rázy. Moderní motory s elektronickým řízením palivového systému pomocí elektromagnetického ventilu jsou před nebezpečím samozápalu uchráněny. Průběh samozápalu je znázorněn v indikátorovém diagramu na obr. 6c [2].



Obr. 6 Chybné průběhy hoření: a) detonační hoření, b) předzápaly, c) samozápaly [2]

2.3 TYPY PROUDĚNÍ

Záležitost popisu dějů řešících problematiku náplně válce spalovacího motoru a výměnu této náplně vede k aplikaci poznatků z celé řady vědních oborů. Předmětem zkoumání je vnitřní aerodynamika náplně válce, resp. obecně dynamika plynů, která je ovlivněna nestacionárním a turbulentním prouděním tekutin, u kterých jsou požadované veličiny funkcí prostorových souřadnic a času. Existence turbulence (fluktuaace jednotlivých částic plynů či shluků částic) se podílí velkou mírou na tvorbě směsi a průběhu jejího spalování [7].

Řešení problematiky proudění spočívá ve vytvoření zjednodušeného modelu proudění pro objasnění složitých dějů a stanovení empirických korekcí teoretických výpočtů složitých modelů nestacionárního proudění (okrajových podmínek) [7].

2.3.1 NESTACIONÁRNÍ PROUDĚNÍ

Rozbor nestacionárních úloh šíření tlakových poruch v nepohybujících se a proudících tekutinách je důležitým oborem dynamiky plynů. Řešení vychází ze základních zákonů mechaniky tekutin a termodynamiky. Těmi jsou zákon zachování hmotnosti, 1. a 2. zákon termodynamiky a 2. Newtonův zákon [7].

Zjednodušené předpoklady jednosměrného proudění v trubici dávají vzniknout základní teorii pro vyšetřování šíření tlakových poruch. Toto proudění je charakterizováno stálým průřezem a proudícím médiem je nevazký, tepelně nevodivý a termodynamicky ideální plyn. Funkcí všech veličin jsou dráha a čas [7].

Nestacionární proudění popisují rovnice kontinuity (3) a pohybová rovnice (4) [10]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + w \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad (4)$$

kde ρ je hustota, w je okamžitá rychlost, t je čas, p je tlak a x je poloha. V případě malých tlakových změn stavových veličin (předpokladem je šíření vlny o velmi mále intenzitě) vede řešení k linearizaci rovnic (3) a (4) a k parciální diferenciální rovnici druhého řádu. Ta je obecně označována vlnovou rovnicí ve tvaru [7]:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} - a_1^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = 0, \quad (5)$$

kde φ je funkcí vyjadřující změnu hustoty plynu, případně rychlost proudu, a_1 vyjadřuje rychlost zvuku v klidném prostředí.

Řešení takové vlnové rovnice je dáno součtem dvou jednoduchých řešení (6), která představují pravoběžnou a levoběžnou vlnu [7]:

$$\varphi(x, t) = f(x - a_1 t) + g(x + a_1 t), \quad (6)$$

kde f a g jsou dvě libovolné funkce.

Změny stavu, jako je změna hustoty, teploty, tlaku a rychlosti šíření zvuku, lze pro adiabatický průtok ideální tekutiny vyjádřit tvarem [7]:

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{1}{k} \frac{dp}{p} = \frac{1}{k-1} \frac{dT}{T} = \frac{2}{k-1} \frac{da}{a}, \quad (7)$$

kde k je adiabatický exponent a T je termodynamická teplota.

Přesnějšího řešení lze dosáhnout při uvažování šíření spojitých poruch větší intenzity a změny rychlosti šíření zvuku se závislostí na okamžité výši tlaku. Tvarem je opět součet dvou jednoduchých řešení pro pravoběžnou a levoběžnou vlnu o rychlosti šíření $w_1 \pm a_1$ [7]:

$$\varphi = f[x - (w_1 + a_1)t] + g[x - (w_1 - a_1)t], \quad (8)$$

kde w_1 a a_1 značí rychlost proudu a rychlost šíření zvuku v prostředí, do něhož se vlna šíří.

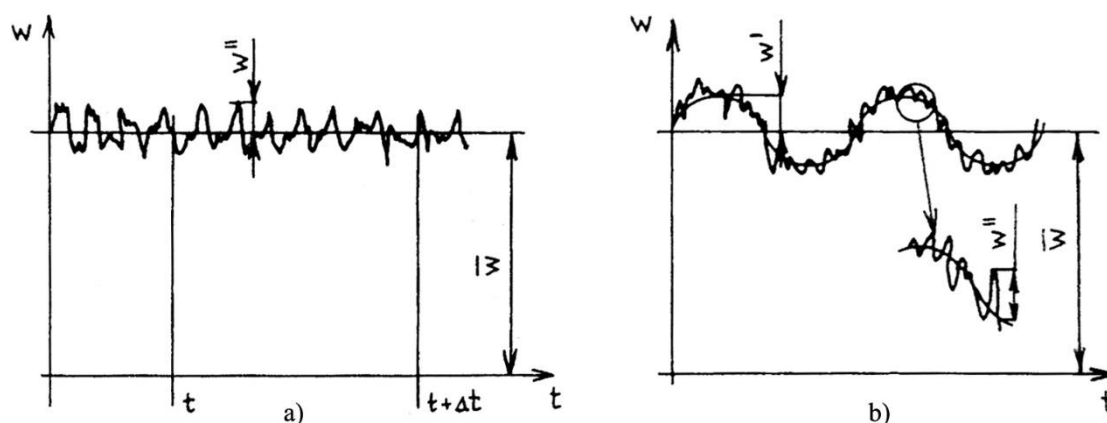
Výsledkem pohybové rovnice získáme tzv. fyzikální charakteristiky proudu, které vyjadřují zákonitosti změny stavu pro pravoběžnou a levoběžnou vlnu. Do prostředí ovlivněného vlnou vstupuje následná vlna a dochází tak k deformaci vlny. Z toho důvodu se v závislosti na charakteru poruchy stávají charakteristiky proudu ploššími a vzájemně se tak přibližují, nebo strmějšími a vzájemně se rozbíhají [7].

V plnicích a výfukových systémech spalovacích motorů poskytuje metoda charakteristik jednoduchý a výhodný způsob řešení nestacionárního proudění. Obtížnost řešení spočívá ve vhodném stanovení okrajových podmínek, což je především u víceválcových motorů značně problematické [7].

2.3.2 TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ

Proudění tekutiny může probíhat dvěma kvalitativně zcela odlišnými typy, a to laminárním a turbulentním prouděním. Přejídná oblast mezi nimi je dána okolím kritického Reynoldsova čísla Re_k , přičemž pro laminární oblast platí $Re < Re_k$ a nestability proudu jsou tlumeny viskozitou tekutiny. Zvyšováním rychlosti proudění dochází k přechodu z oblasti laminární do turbulentní, která je typická pulsací všech veličin. Jedná se o časově proměnný, trojrozměrný pohyb tekutiny, u kterého dochází k nahodilým změnám tlaku, teploty, hustoty, rychlosti proudu a koncentrace látek. Odchylky okamžitých hodnot od středních hodnot, které jsou určovány za dostatečně dlouhý časový interval, jsou nazývány fluktuace. Turbulentní proudění nelze exaktně počítat, a proto se při jeho řešení využívají metody statistické matematiky a vhodné způsoby jeho modelování [7].

V jednotlivých místech proudového pole je základní vyšetřovanou veličinou rychlost, jelikož právě ta ovlivňuje fyzikální a chemické procesy. Turbulence je vlastností pohybu tekutiny a vyznačuje se vírovým pohybem jeho částic. Pohyb vzniká působením momentu, který je vyvolaný tečným napětím ve smykové vrstvě. Průběh rychlosti v turbulentním proudě lze vidět na obr. 7 [7].



Obr. 7 Průběh rychlosti v turbulentním proudu: a) turbulentní rychlost, b) rychlost při periodickém proudění [7]

Základní vztahy pro vyhodnocování průběhu rychlosti v turbulentním proudu [7]:

Střední hodnota rychlosti

$$\bar{w} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} w \, dt . \quad (9)$$

Okamžitá hodnota rychlosti

$$w = \bar{w} + w'' , \quad (10)$$

kde w'' je flukтуаční rychlost.

Střední hodnota fluktuací

$$\bar{w}'' = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} w'' \, dt = 0 . \quad (11)$$

Pokud je zřetelná periodicitu (viz obr. 7b), pak okamžitou rychlost analyzujeme ve tvaru

$$w = \bar{w} + w' + w'' , \quad (12)$$

kde \bar{w} je časově střední složka, w' je organizovaná proměnná složka a w'' je chaotická fluktuace.

Velikost fluktuací vzhledem ke střední hodnotě vyjadřuje intenzita turbulence

$$\varepsilon_t = \frac{\sqrt{\bar{w}''^2} z}{\bar{w}} , \quad (13)$$

kde z je kompresibilitní faktor. Hodnocení turbulence ve válci spalovacího motoru se zabývá vytvořením vhodných podmínek pro spalovací proces skládající se z kinetické a difuzní fáze hoření. U difuzní fáze je snaha o zvětšení rychlosti difuze reagentů, která je výrazně

ovlivňována turbulencí. V okamžiku zapálení směsi svíčkou je požadováno dosažení vyšší úrovně chaotické turbulence. Ta má však příliš krátkou životnost a je vždy spojena s velkou disipací energie. K udržení chaotické turbulence je zapotřebí trvalý přísun energie, která je odebírána základnímu proudovému poli. Z toho důvodu dochází k záměrnému vyvolání velkých uspořádaných pohybů, resp. vírové struktury. Ve válci spalovacího motoru pak procházejí vlastním vývojem a svou energii postupně předávají náhodným izotropním vírům. Účelem tvarování spalovacího prostoru a vtokových kanálů je vytvořit tak velké víry, které na konci kompresního zdvihu zajistí dostatečnou turbulenci [7].

Rozdělení proudového pole ve válci [7]:

1. **Přirozené** – je dáno charakterem funkce motoru, např. plnění, komprese, expanze a výfuk. Má souvislost s požadovanou funkcí rozvodových orgánů, pohybem pístu, kompresní tlakovou vlnou v průběhu hoření a nerovnoměrným rozložením teplot v důsledku hoření.
2. **Řízeně vytvořené** – lze ho ovlivnit konstrukční úpravou plnicího potrubí, plnicích kanálů, tvaru a polohy spalovacího prostoru, vstřikovací soustavy, výfukového potrubí a výfukových kanálů. K tomu přispívá také vliv dynamického nestacionárního průtoku při výměně náplně válce.

2.4 ZÁKLADNÍ POHYBY NÁPLNĚ VE VÁLCI

Turbulentního pohybu náplně ve válci se dosahuje přeměnou uspořádaného pohybu, který je ovlivňován tvarem a ústím vtokového kanálu a pohybem pístu. Výsledný proudový stav v objemu spalovacího prostoru na konci komprese je nejčastěji dán superpozicí dvou základních proudových útvarů, kterými jsou tečný a radiální vír. K nim je nutné přičíst také menší vírové útvary vzniklé pohybem pístu a obtékáním hran. Proudění také ovlivňuje okamžitá hodnota turbulentního Reynoldsova čísla. Jednotlivé typy proudění ve válci jsou popsány v následujících podkapitolách [7].

2.4.1 VTKOVÝ PROUD

Při procesu plnění válce směsí dochází ke tvorbě určitého proudového pole. Proudění směsi nátokem kolem ventilu a následné rozšiřování jejího proudu do prostoru válce vede k vytvoření prstencového víru. Konstrukční uspořádání sacího ventilu u stěny válce bude mít větší nebo menší vliv na sklon roviny víru (obr. 9a). Vír vzniklý takovým vtokovým proudem je málo stabilní a dochází k jeho poměrně rychlému rozpadu [7].

2.4.2 TEČNÝ VÍR („SWIRL“)

Tečný vír, obvodový vír nebo také „swirl“ (obr. 9b) je typ víření vyvolaný záměrně v průběhu plnění vhodným tvarováním plnicího kanálu, tvarem ventilu a jeho sedla. Vtok je směřován do prostoru válce tak, aby došlo k vytvoření rotačního momentu hybnosti kolem osy válce, obvykle vyvolaný šikmým nebo tečným vyústěním kanálu mimo osu válce. V průběhu kompresního zdvihu dochází ke ztrátě intenzity tohoto pohybu, avšak ke konci komprese může díky vhodnému tvarování spalovacího prostoru dojít k urychlení rotace, a to z důvodu zmenšování jejího poloměru. V porovnání s příčným vírem (tumble) má menší viskózní disipaci, a proto vydrží při kompresním zdvihu déle, čímž se více podílí na turbulenci při

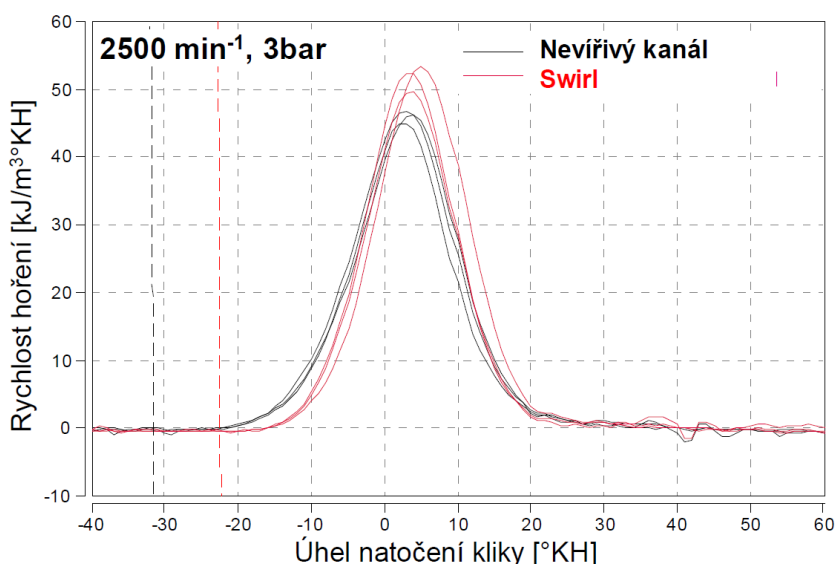
počáteční fázi spalování. Typickým využitím tečné rotace jsou vznětové motory se spalovacím prostorem v pístu [7].

Díky tečnému víru může být ke stěnám válce přiváděno neodpařené palivo, čímž dochází k ochlazení stěny válce. Rychle odpařené palivo má příznivý vliv na emise. To ovšem vede ke snižování objemové účinnosti a následně ke zvýšení teploty ve spalovacím prostoru v průběhu kompresního zdvihu, což může mít za následek snížení maximálního výkonu. Ve válci nedochází pouze k výskytu samotného tečného víru, ale je doprovázen příčným vírem nebo alespoň intenzivním axiálním prouděním [8]¹.

Tečný vír lze popsat pomocí Swirl Ratio [11]:

$$SR = \frac{\omega_s}{\omega_M} \quad (14)$$

kde ω_s je úhlová rychlost tečného víru a ω_M je úhlová rychlost motoru.



Obr. 8 Vliv tečného víření na rychlost hoření [8]

Obr. 8 zobrazuje měření vlivu tečného víru na rychlost hoření. Z grafu je patrné navýšení rychlosti hoření v důsledku vytvoření tečného víření ve spalovacím prostoru. Proti příčnému víru má tečný vír výraznější efekt na zvýšení rychlosti hoření homogenních směsí [8].

2.4.3 PŘÍČNÝ VÍR („TUMBLE“)

Jedná se o válcový vír, jehož osa rotace je kolmá na osu válce (obr. 9c). Víř je citlivý na polohu a tvarování sacích kanálů a v průběhu kompresního zdvihu je stabilnější než tečný vír. Jeho vlastnosti jsou výhodné zejména u zážehových motorů se spalovacím prostorem umístěným v hlavě válců [7].

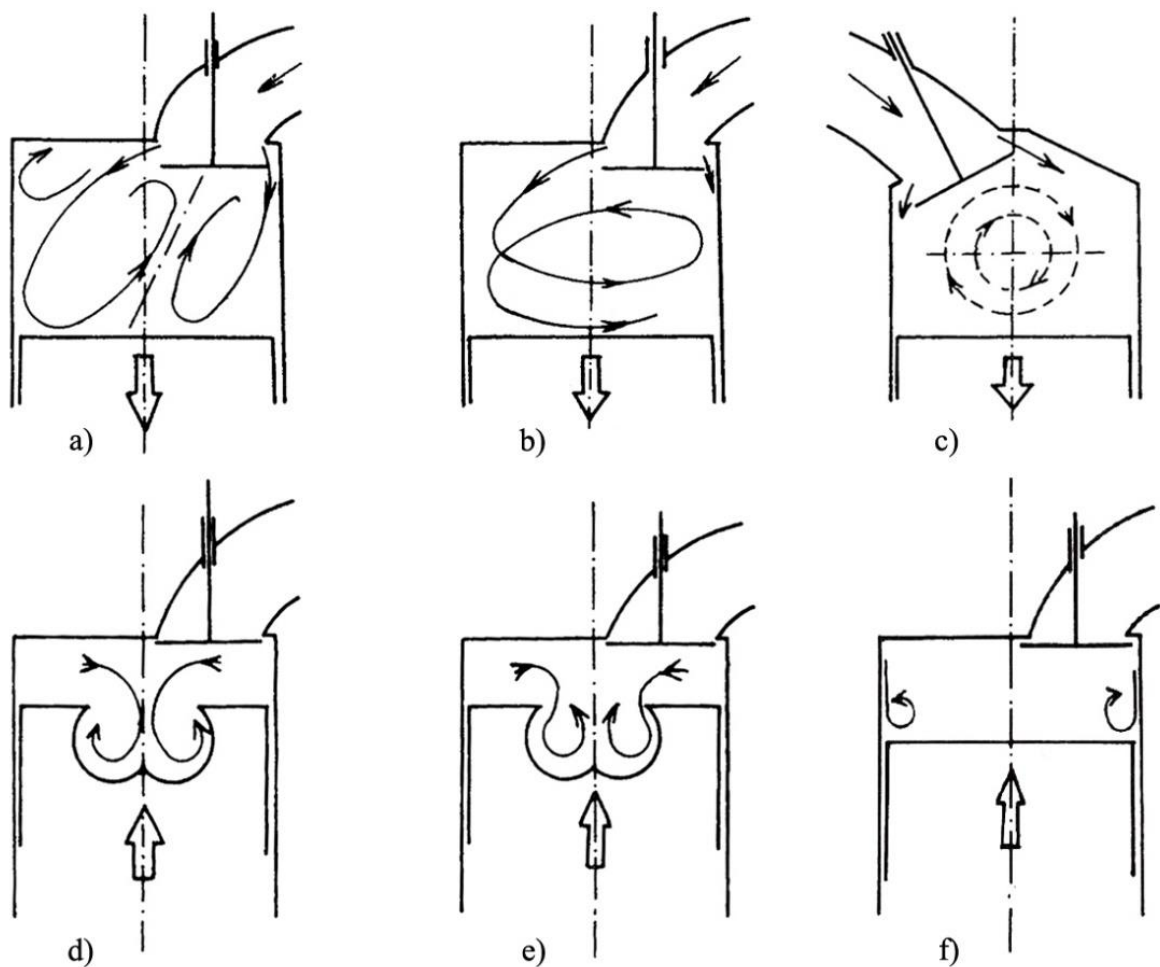
¹ Zdrojem jsou poznámky k výpočtům proudění ve válci poskytnuté firmou ŠKODA AUTO a.s.

Jedním z pozitivních vlivů příčného víru je jeho schopnost rychleji a účinněji naplnit prostor pod talířem ventilů. Příčný vír je udržen i v průběhu hoření a podobně jako tečný vír příznivě ovlivňuje rychlost hoření. Odvíjením se ze stěny válce dochází rovněž k jejímu ochlazení a urychlení odpařování směsi, což má za následek pokles objemové účinnosti a zvýšení počáteční teploty směsi. Příčný vír je rovněž odvíjen i od dna pístu, čímž ho ochlazuje a umožňuje zvýšení stupně komprese [8].

Příčný vír lze popsat pomocí Tumble Ratio [11]:

$$TR = \frac{\omega_t}{\omega_M} \quad (15)$$

kde ω_t je úhlová rychlost válcového víru a ω_M je úhlová rychlost motoru.



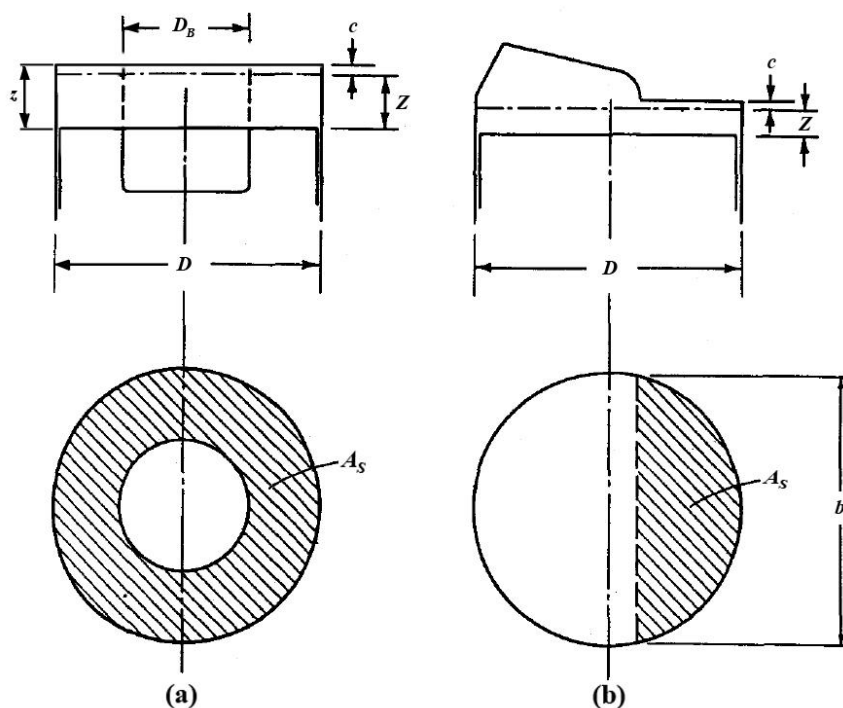
Obr. 9 Typy proudění ve válci: a) vtokový proud, b) tečný vír, c) příčný vír, d) radiální vír, e) radiální vír, f) koutový vír

2.4.4 RADIÁLNÍ VÍR („SQUISH“)

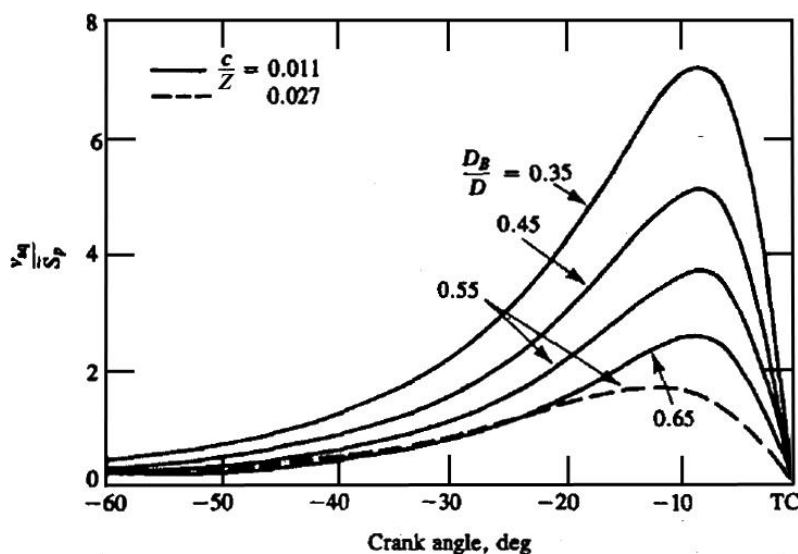
Squish je radiální vnitřní nebo příčný vír, k jehož vzniku dochází na konci kompresního zdvihu, kdy se část koruny pístu značně přiblíží k hlavě válců. Tím dochází k vytlačování náplně od okrajů válce do spalovacího prostoru, které je znázorněno na obr. 9d. Čím jsou paralelně

protilehlé části hlavy válců a koruny pístu větší a zároveň čím jsou si navzájem blíže, tím větší bude rychlost proudění vstupující do hlavního spalovacího prostoru [12].

Jeho hlavní uplatnění je u vznětových motorů s přímým vstřikováním paliva se spalovacím prostorem ve dně pístu. Hlavní výhodou je vznik víření na konci kompresního zdvihu a má tedy i při menší intenzitě větší naději na přímé ovlivnění průběhu hoření. V důsledku vysoké intenzity rotace náplně válce může dojít ke změně smyslu rotace radiálního víru (obr. 9e) [7] [13].



Obr. 10 Plochy generující squish a) miskový spalovací prostor, b) klínový spalovací prostor [13]



Obr. 11 Teoretická rychlost radiálního proudění pro miskový tvar SP [13]

Velikost radiálního víru je často definována jako procento ploch tvořících squish, tzn. procento plochy pístu $\pi D^2/4$, která blízce dosahuje k hlavě válců a vytváří tak antidetonační štěrbinu, viz obr. 10 (D je vrtání válce). Použitím kompaktní geometrie spalovacího prostoru dosáhneme vzniku radiálního víření směsi [13].

Teoretickou rychlost víření v_{sq} můžeme získat z okamžitého přemístění směsi přes vnitřní okraj oblasti generující squish. Při zanedbání dynamiky plynů, tření, profuku směsi pístovými kroužky a přestupu tepla lze pro výpočet rychlosti radiálního víření použít rovnice [13]:

Pro miskový tvar spalovacího prostoru:

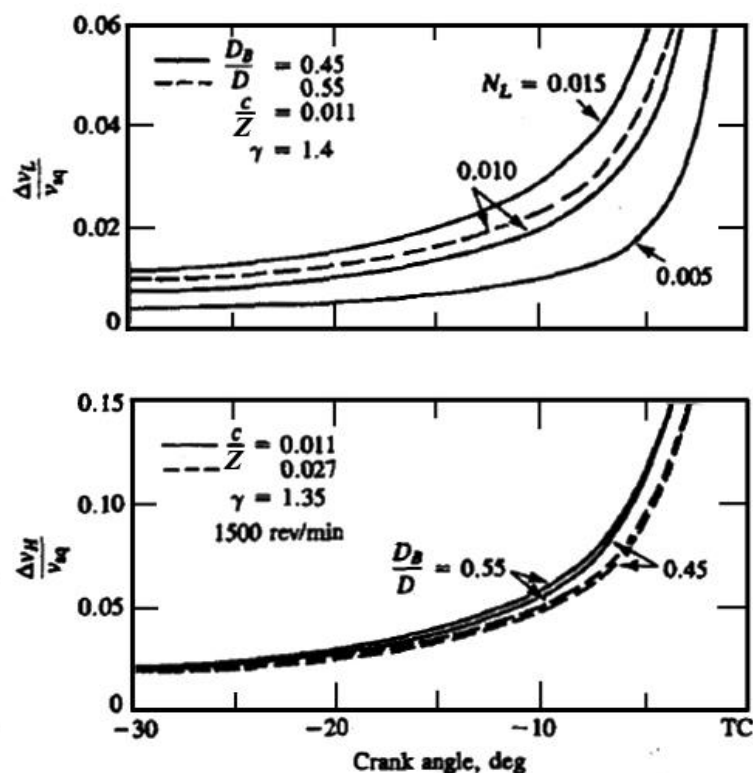
$$\frac{v_{sq}}{S_p} = \frac{D_B}{4z_c} \left[\left(\frac{D}{D_B} \right)^2 - 1 \right] \frac{V_B}{A_c z_c + V_B}, \quad (16)$$

kde V_B je objem miskového vybrání pístu, D_B je průměr miskového vybrání, A_c je plocha průřezu válce, S_p je okamžitá rychlost pístu a z_c je vzdálenost mezi korunou pístu a hlavou válců.

Pro klínový tvar spalovacího prostoru:

$$\frac{v_{sq}}{S_p} = \frac{A_s}{b(z_p + c)} \left(1 - \frac{z_p + c}{C + z_p} \right), \quad (17)$$

kde A_s je plocha generující squish, b šířka této oblasti, c je velikost antidetonační štěrbinu, C je absolutní rychlost plynu a z_p je vzdálenost daná vztahem $z_p = z_c - c$.



Obr. 12 Vliv profuku směsi a přestupu tepla na rychlost radiálního proudění [13]

Na obr. 11 je znázorněna závislost poměru rychlosti radiálního proudění se střední hodnotou rychlosti pístu na úhlu natočení klikového hřídele pro odlišné poměry D_B/D a konstantní hodnotu antidetonační štěrby c . Z je zdvih pístů. Maximální hodnoty rychlosti proudění bývá dosaženo okolo 10° natočení KH před horní úvratí. Po dosažení horní úvratí je rychlost radiálního proudění negativní kvůli pohybu směsi ze spalovacího prostoru do antidetonační štěrby [13].

Vliv dynamiky plynů a tření je minimální, avšak vliv profuku směsi skrz pístní kroužky a přestup tepla na rychlost proudění je větší. Nárůst rychlosti radiálního proudění vzhledem k profuku směsi je úměrný střední pístové rychlosti a bezrozměrnému číslu profuku N_L [13].

Hodnoty poměrů nárůstu rychlosti vzhledem k profuku a teoretickou rychlostí víření ($\Delta v_L/v_{sq}$) jsou znázorněny na obr. 12, kde γ je Poissonova konstanta. Pro běžné hodnoty profuku směsi je jejich efekt na v_{sq} malý. Nárůst rychlosti radiálního proudění Δv_H odvozený ze vztahů pro přestup tepla je rovněž znázorněn na obr. 12. Jeho vliv na maximální rychlost radiálního proudění je malý, avšak směrem k horní úvratí dále vzrůstá [13].

2.4.5 DALŠÍ TYPY PROUDĚNÍ

Dalšími typy proudění jsou koutový vír (obr. 9f) vznikající shrnutím a sbalením mezní vrstvy na stěně válce, stěnový proud, vytvořený nedokonalým utěsněním pístu ve válci a v místě zámku těsnicího pístního kroužku tak dochází k proniknutí plynu do klikové skříně, a vírové útvary vzniklé obtokem vtokových a výtokových hran jednotlivých míst spalovacího prostoru. U motorů s přímým vstřikováním paliva dochází ke strhávání vzduchu vstřikovými paprsky paliva [7].

2.5 DEFINICE ZÁKLADNÍCH VLASTNOSTÍ KANÁLŮ

Proudový stav ve válci má přímou souvislost s vlastnostmi plnicích a výfukových systémů. Hodnotícím parametrem stupně naplnění válce, tedy plnicí účinnosti, je mimo jiné průtokový součinitel. Ten vyjadřuje, k jakým tlakovým ztrátám dojde průtokem sacího kanálu hlavy válců nebo celého plnicího systému. Jedná-li se o výfukový systém, vyjadřuje průtokový součinitel kvalitu vypláchnutí. Kvalita výměny náplně je posuzována poměrem mezi hmotností čerstvě nasáté směsi a hmotností, kterou lze teoreticky dopravit do objemu válce daného zdvihu [7].

Další výhodou sacích kanálů je schopnost vytvořit tečnou rotaci náplně válce. Polohu, velikost a intenzitu vírových útvarů ovlivňuje také řada dalších faktorů. Množství vzduchu natékajícího do válce lze definovat jako funkci průběhu zdvihu ventilů, časování rozvodu, sacího potrubí, sacích kanálů a jejich vzájemného postavení a tlaku plnicího vzduchu vytvářeného za turbodmychadlem. Výše zmíněné parametry ovlivňují především [7]:

- přebytek vzduchu a plnicí účinnost,
- tvorbu homogenní směsi paliva a vzduchu,
- rychlost hoření směsi a šíření plamene,
- kvalitu spalování směsi.

2.5.1 PRŮTOKOVÝ SOUČINITEL

Základními rovnicemi pro průtok mezi dvěma průřezy jsou rovnice kontinuity, která vyjadřuje hmotnostní tok trubici a Bernoulliho pohybová rovnice uvedená v diferenciálním tvaru, která vyjadřuje energii jednotlivých členů. Pro idealizované proudění je možné použít následující rovnice [7]:

$$S\rho w = \text{konst.} , \quad (18)$$

$$\frac{\Delta w^2}{2} + \Delta h g + \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta A + \Delta E = 0 , \quad (19)$$

kde kinetická, potenciální a tlaková energie jsou vyjádřeny jednotlivými členy, stejně jako mechanická práce proudícího plynu na okolí a tepelná energie, která je dána přeměnou části mechanické energie třením na teplo, a h označuje výškovou polohu.

Při zjednodušení předpokladu zanedbáním potenciální výšky a uvažováním nátoků z prostoru ($w_1 = 0$) lze získat vztah pro výtokovou rychlost [7]:

$$w = w_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum \xi_i}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \varphi_k w_T , \quad (20)$$

kde $\sum \xi_i$ je součet místních ztrát, φ_k je rychlostní součinitel vyjadřující pokles kinetické energie vlivem ztrát na výtoku a w_T je výtoková rychlost bezztrátového průtoku ideální tekutiny.

Skutečný průřez ve výtokovém otvoru S_s ovlivňuje kontrakce proudu vyjádřené součinitelem kontrakce ε_k , který je vztažen na geometrický průřez S_v [7]:

$$\varepsilon_k = \frac{S_s}{S_v} . \quad (21)$$

Skutečné průtočné hmotové množství je dáno vztahem [7]:

$$\dot{m} = S_s \rho w = \varepsilon_k S_v \rho \varphi_k w_T . \quad (22)$$

Průtokový součinitel μ je definován vztahem (23) a určuje poměr mezi skutečně protékajícím množstvím ideální tekutiny a teoretickým množstvím bezztrátového průtoku ideální tekutiny [7]:

$$\mu = \varepsilon_k \varphi_k = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_T} . \quad (23)$$

Velikost průtokového součinitele u spalovacích motorů ovlivňuje vlastní kanál, poloha ventilů vzhledem ke stěně válce, provedení ventilu a sedla. Vhodné jsou drobné konstrukční úpravy, které vedou k odtržení proudu vzduchu. Průtokový součinitel závisí také na stavu plynu a tlaku v kanálu. Dále pak se větší měrou projevuje změna součinitele kontrakce, který je ovlivňován okamžitou polohou ventilu [7].

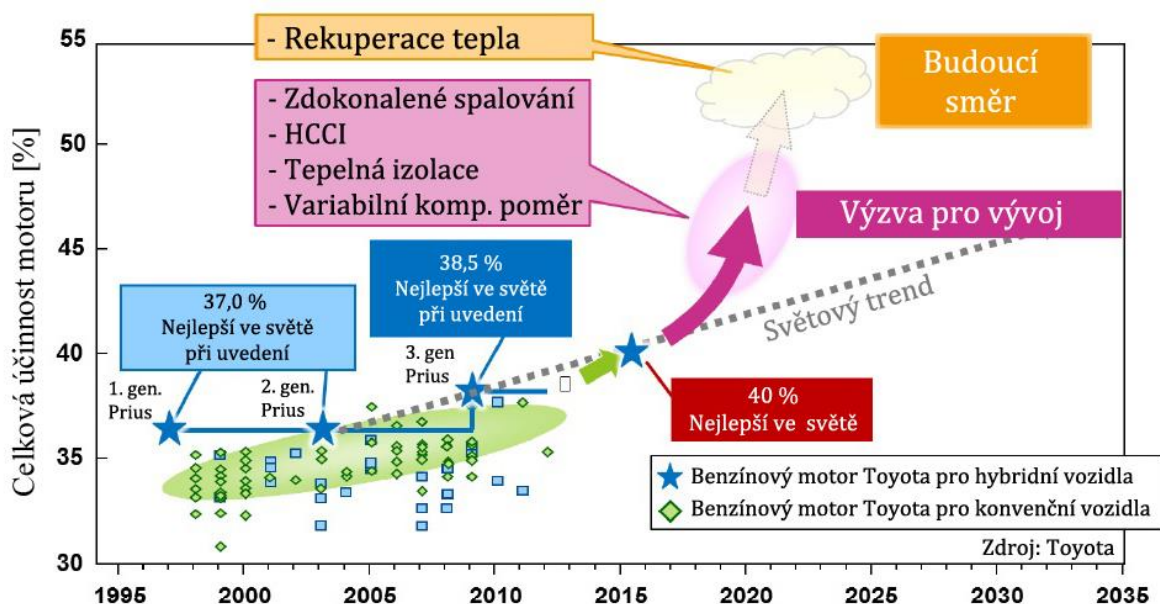
2.5.2 Vírové číslo

Vyjadřuje způsobilost sacího kanálu ke tvorbě základního vírového útvaru v proudovém poli náplně válce. Charakter vírového útvaru je dán především tvarem kanálu s ohledem na jeho zakřivení, tvarem ventilu a sedla, polohou ventilu vzhledem k ose válce, blízkostí stěny válce a tvarem spalovacího prostoru. Vírové číslo pro případ tečné rotace je dáno poměrem absolutních otáček náplně válce kolem osy válce a otáček motoru a pro případ příčné rotace je to poměr absolutních otáček náplně kolem osy kolmé na osu válce a otáček motoru [7].

3 AKTUÁLNÍ VÝVOJ SPALOVACÍCH PROSTORŮ

Dnešní automobilky se zaměřují na zvýšení celkové účinnosti motoru, aby vyhověly sociálním požadavkům společnosti a pomáhaly překonávat problémy životního prostředí, jako jsou úspora energie, změny klimatu a znečištění ovzduší. Na obr. 13 lze vidět historický trend vývoje celkové účinnosti přibližně od roku 1995 s náznakem budoucího vývoje od automobilky Toyota pro model Prius [14].

Intenzita turbulence je zvyšována sacím kanálem generujícím příčný vír (tumble), tvarováním spalovacího prostoru a důraz je kladen také na zapalovací proces. Ke zvýšení celkové účinnosti a snížení spotřeby paliva vede rychlost spalování, která je spjata s intenzitou turbulence. S růstem rychlosti spalování však nastává problém vysoké teploty spalování a výskyt hluku při spalování, což musí být kompenzováno tepelnými ztrátami v chlazení. Z tohoto důvodu je potřeba zvážit rychlost spalování [14].



Obr. 13 Historický vývoj celkové účinnosti a její směřování [14]

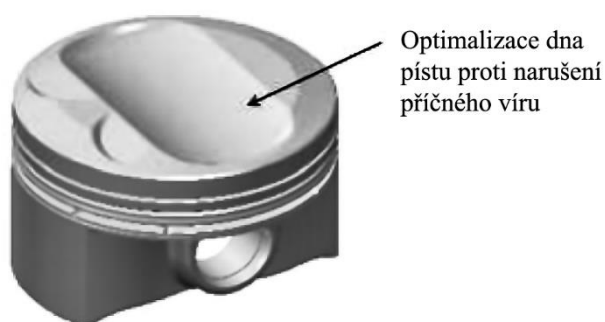
3.1 TOYOTA ESTEC 2ZR-FXE

Motor automobilky Toyota určený pro hybridní vozy Prius 4. generace s benzínovým motorem zahrnuje mnohé technologie pro zlepšení spalovacích charakteristik, klepání motoru, vedení tepla a zamezení třecích ztrát, jejichž výsledkem je dosažení tepelné účinnosti motoru 40 % (motor 3. generace dosahuje tepelné účinnosti 38,5 %). Základní parametry motoru jsou uvedeny v tab. 2 [15].

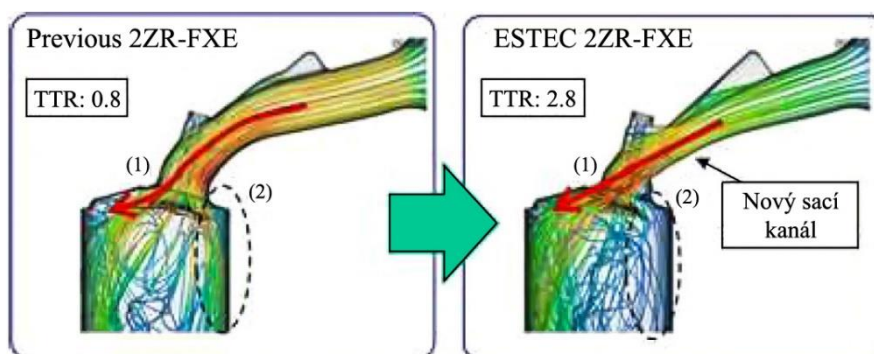
U tohoto motoru je geometrie sacího kanálu upravena k intenzivní tvorbě příčného víru a dno pístu (obr. 14) je optimalizováno tak, aby nenarušovalo proud příčného víru. Tato opatření zvyšují Tumble Ratio, které je používáno jako index k vyjádření intenzity příčného víru, z hodnoty 0,8 na hodnotu 2,8 oproti předešlé verzi motoru a zkracují dobu spalování o 35 %. Obr. 15 porovnává proudění směsi v předchozí a novější verzi motoru [15].

Tab. 2 Specifikace motoru ESTEC 2ZR-FXE [15]

Počet válců	Řadový 4-válec
Zdvihový objem motoru [cm ³]	1 797
Vrtání [mm]	Ø 80,5
Zdvih [mm]	88,3
Kompresní poměr	13 : 1
Maximální výkon [kW]	71
Maximální točivý moment [Nm]	142
Maximální tepelná účinnost [%]	40



Obr. 14 Optimalizace dna pístu Toyota ESTEC 2ZR-FXE [15]



Obr. 15 Porovnání proudění směsi motoru Toyota ESTEC 2ZR-FXE [15]

3.2 KAPPA 1.6L GDI ENGINE

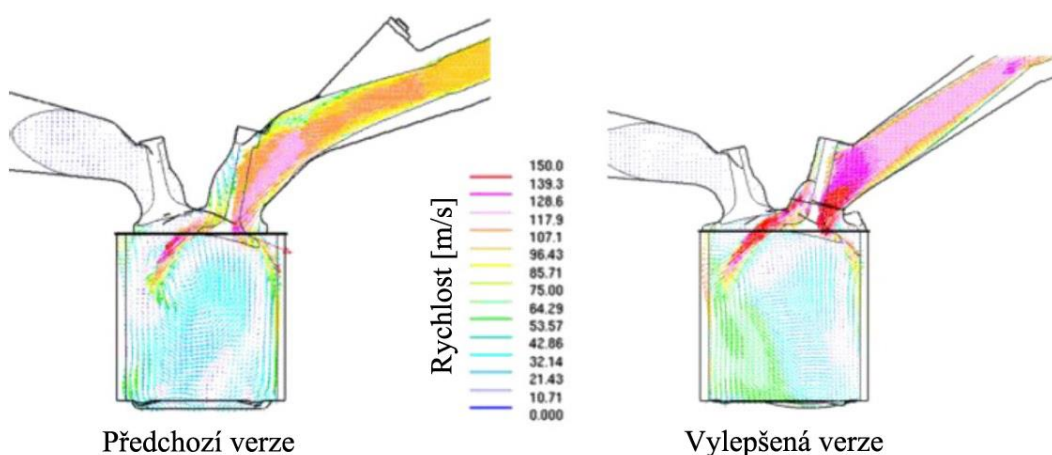
Jedná se o benzínový motor představený Hyundai/Kia Motor Company pro hybridní vozidla. Také u tohoto motoru bylo dosaženo tepelné účinnosti 40 % motoru. Tento motor byl vyvíjen se zaměřením na maximální využití paliva a při návrhu spalovacího prostoru je použitý poměr zdvih/vrtání 1,35. Dále je využito Atkinsonova cyklu s vysokým kompresním poměrem, chlazeného EGR systému, vysoce energickou zapalovací cívkou a sacími kanály schopnými generovat velké víření směsi. Parametry motoru jsou uvedeny v tab. 3 [16].

Otvor sacího kanálu je opatřen ostrým okrajem, stejně tak jako sedlo ventilu, což vede ke zvýšení tvorby příčného víru, a sací kanál je navržen tak, aby nesnižoval průtokový koeficient kanálem. Výsledné zlepšení u tohoto motoru je patrné na obr. 16 [16].

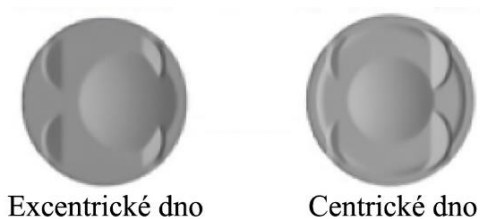
Ke zvýšení proudění směsi přispívá optimalizace tvaru dna pístu do miskového tvaru umístěného centricky a excentricky, viz obr. 17. V případě excentrického umístění dochází ke zvýšení Tumble Ratio a turbulentní kinetické energie, jako je ukázáno na obr. 19 (plná linka značí stav ohřevu katalyzátoru, čárkovaná křivka stav 2000 min^{-1} při plně otevřené škrtecí klapce). Excentrický typ dna pístu má v obou případech vhodnější průběh. Analýza vlivu radiálního víření (squish) na proudění směsi je provedena proudovou simulací. V případě analyzování tvaru spalovacího prostoru s dvěma plochami generujícími squish (obr. 18) je proudění oslabeno. Z toho důvodu je u motoru Kappa 1,6L GDI využíván spalovací prostor bez ploch generujících squish [16].

Tab. 3 Specifikace motoru Kappa 1,6L GDI Engine [16]

Počet válců	Řadový 4-válec
Zdvihový objem motoru [cm^3]	1 580
Vrtání [mm]	$\varnothing 72$
Zdvih [mm]	97
Kompresní poměr	13 : 1
Maximální výkon [kW]	77,2
Maximální točivý moment [Nm]	147
Maximální tepelná účinnost [%]	40

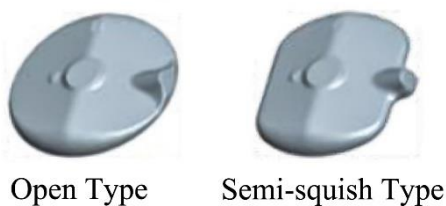


Obr. 16 Proudění směsi původním a upraveným sacím kanálem [16]



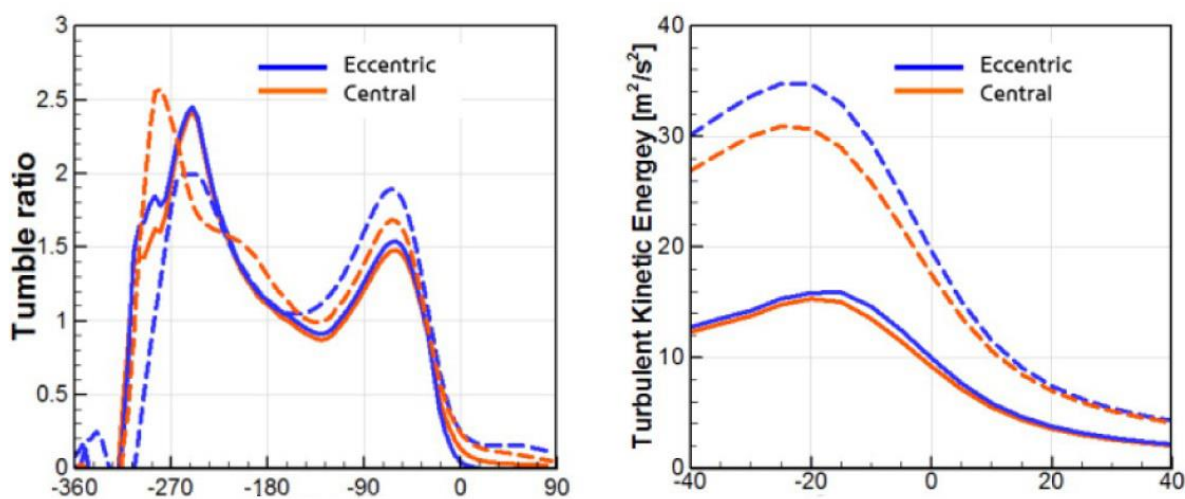
Excentrické dno Centrické dno

Obr. 17 Miskový tvar dna pistu [16]



Open Type Semi-squish Type

Obr. 18 Plochy generující squish [16]



Obr. 19 Vliv excentrického a centrického tvaru dna pistu na Tumble Ratio a turbulentní kinetickou energii [16]

4 PROGRAM 2-D SQUISH²

Hodnocení vlastního návrhu geometrie spalovacího prostoru je provedeno v programu 2-D Squish, který byl poskytnut firmou ŠKODA AUTO a.s. Autorem tohoto programu je doc. Ing. Karel Páv, Ph.D., který jej vytvořil k hodnocení měrné kinetické energie ve spalovacím prostoru.

Principem výpočtu rychlosti proudění v průběhu kompresního zdvihu je představa, že po infinitezimální změně polohy pístu nastane vyrovnání hustoty plynu. Je zde zavedena veličina diskrétní difuzivita, která určuje rychlost přenosu hmoty mezi sousedními elementy vyšetřovaného prostoru vlivem rozdílné hustoty. Tento přístup není závislý na stavu náplně válce a k jeho řešení tak stačí pouze geometrické parametry. Ve výpočtu není uvažována excentricita klikového mechanismu.

4.1 GEOMETRIE SPALOVACÍHO PROSTORU

Geometrie modelu je vkládána jako maticové pole výšek spalovacího prostoru při poloze pístu v horní úvrati $h_{i,j}^{HU}$ a rozteč těchto výšek Δ (rastr čtvercové sítě), kde i značí index řádku a j značí index sloupce. Maticové pole elementárních objemů v horní úvrati pístu je dáno vztahem:

$$V_{i,j}^{HU} = \frac{\Delta^2}{4} (h_{i,j}^{HU} + h_{i,j+1}^{HU} + h_{i+1,j}^{HU} + h_{i+1,j+1}^{HU}). \quad (24)$$

Maticové pole styčných ploch mezi se sebou sousedícími objemy je tvořeno trojrozměrným polem, u něhož je třetí rozměr dán normálovým směrem ploch označených jako sever, východ, jih a západ. Pro horní úvrat' lze psát rovnice:

$$S_{i,j,S}^{HU} = \frac{\Delta}{2} (h_{i,j}^{HU} + h_{i,j+1}^{HU}), \quad (25)$$

$$S_{i,j,V}^{HU} = \frac{\Delta}{2} (h_{i,j+1}^{HU} + h_{i+1,j+1}^{HU}), \quad (26)$$

$$S_{i,j,J}^{HU} = \frac{\Delta}{2} (h_{i+1,j}^{HU} + h_{i+1,j+1}^{HU}), \quad (27)$$

$$S_{i,j,Z}^{HU} = \frac{\Delta}{2} (h_{i,j}^{HU} + h_{i+1,j}^{HU}). \quad (28)$$

Danému úhlu natočení klikového hřídele odpovídají příslušná pole objemů a ploch, která jsou dána vzdáleností pístu od horní úvrati rovnicemi:

$$x = R + L - R \cos \varphi - \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \varphi}, \quad (29)$$

$$V_{i,j}^x = V_{i,j}^{HU} + x\Delta^2, \quad (30)$$

² Uvedené vztahy a popis programu vycházejí z poznámek autora [17] doc. Ing. Karla Páva, Ph.D. a jsou uvedeny s jeho souhlasem.

$$S_{i,j,k}^x = S_{i,j}^{HU} + x\Delta. \quad (31)$$

4.2 TRANSPORT HMOTY MEZI ELEMENTY

Řešení výpočtu transportu hmoty mezi sousedními elementy je numerické. Infinitesimální změna zdvihu pístu dx závisí na okamžitém zdvihu pístu vztahem:

$$dx = \frac{\frac{Z}{10} + x}{F_x}, \quad (32)$$

kde F_x je faktor zmenšující změnu zdvihu a při výpočtech byla použita hodnota $F_x = 10\,000$. Pole objemů před infinitesimální změnou, tedy než se píst dostane do konečné polohy, je dáno vztahem:

$$V_{i,j}^{x+dx} = V_{i,j}^{HU} + (x + dx)\Delta^2. \quad (33)$$

Této poloze pístu odpovídá homogenní pole hustot spalovacího prostoru a jednotlivé elementární objemy mají tedy hmotnost:

$$m_{i,j}^{x+dx} = m_{i,j}^{x0} = V_{i,j}^{x+dx} \frac{m}{\sum V_{i,j}^{x+dx}}, \quad (34)$$

která je brána jako počáteční iterační hmotnost elementů v poloze x . Symbol m zde značí celkovou hmotnost náplně válce, na té ale v konečném výsledku nezáleží. Po infinitesimální změně nastane ve spalovacím prostoru ustavení nehomogenního pole hustot plynu:

$$\rho_{i,j}^{x0} = \frac{m_{i,j}^{x0}}{V_{i,j}^x}. \quad (35)$$

Poté následuje iterační výpočet až do doby, dokud nedojde k přijatelnému vyrovnání hustot v celém prostoru. Následně začne mezi jednotlivými rozhraními sousedních elementárních objemů docházet k přemísťování hmoty dle vztahů:

$$dm_{i,j,S}^{xi} = k^{xi} S_{i,j,S}^x (\rho_{i-1,j}^{xi} - \rho_{i,j}^{xi}), \quad (36)$$

$$dm_{i,j,V}^{xi} = k^{xi} S_{i,j,V}^x (\rho_{i,j+1}^{xi} - \rho_{i,j}^{xi}), \quad (37)$$

$$dm_{i,j,J}^{xi} = k^{xi} S_{i,j,J}^x (\rho_{i+1,j}^{xi} - \rho_{i,j}^{xi}), \quad (38)$$

$$dm_{i,j,Z}^{xi} = k^{xi} S_{i,j,Z}^x (\rho_{i,j-1}^{xi} - \rho_{i,j}^{xi}), \quad (39)$$

kde k^{xi} lze označit jako diskrétní difuzivitu [m], který pro účely tohoto numerického výpočtu pracuje jako dynamicky proměnná veličina. Pokud je výpočet stabilní, k^{xi} se postupně zvětšuje o 10% až do té doby, než výpočet začne být nestabilní. V tom okamžiku se hodnota k^{xi} skokově sníží 10x a iterace výpočtu dále pokračují s takto nastaveným regulačním algoritmem. U uvedených vztahů představuje kladná hodnota dm přírůstek hmoty v elementu. Každý krok

iteračního výpočtu proběhne pro celou matici hustot, která je neměnná. Po každém iteračním kroku se změní hmotnost jednotlivých objemových elementů a hustota plynu v těchto elementech. Celkové množství transportované hmoty Δm v jednotlivých směrech je dáno jako součet příspěvků z jednotlivých iteračních kroků:

$$\Delta m_{i,j,k}^{xi} = \Delta m_{i,j,k}^{xi-1} + dm_{i,j,k}^{xi} , \quad (40)$$

$$\rho_{i,j}^{xi+1} = \frac{m_{i,j}^{x0} + \Delta m_{i,j,S}^{xi} + \Delta m_{i,j,V}^{xi} + \Delta m_{i,j,J}^{xi} + \Delta m_{i,j,Z}^{xi}}{V_{i,j}^x} . \quad (41)$$

Průběh iteračního výpočtu se opakuje do té doby, dokud není splněno kritérium konce výpočtu

$$\max(\rho_{i,j}^{xi+1}) - \min(\rho_{i,j}^{xi+1}) \leq \frac{\max(\rho_{i,j}^{x0}) - \min(\rho_{i,j}^{x0})}{10\,000} . \quad (42)$$

4.3 RYCHLOSTNÍ POLE

Rychlost proudění je dána konečným množstvím přesunuté hmoty $\Delta m_{i,j,k}^{xn}$ za časový úsek:

$$dt = \frac{d\varphi}{2\pi n} , \quad (43)$$

$$d\varphi = \arccos\left(\frac{R^2 - L^2 + (R + L - x - dx)^2}{2R(R + L - x - dx)}\right) - \arccos\left(\frac{R^2 - L^2 + (R + L - x)^2}{2R(R + L - x)}\right) \quad (44)$$

Je nezbytné rozlišovat, přes kterou plochu dané množství hmoty prošlo. Získáme tak opět trojrozměrné pole rychlostí, přičemž třetí rozměr je dán normálovým směrem plochy (sever, východ, jih, západ):

$$w_{i,j,k}^x = \frac{\Delta m_{i,j,k}^{xn} \sum V_{i,j}^x}{S_{i,j,k}^x dt m} . \quad (45)$$

Z uvedeného vztahu vyplývá, že celková hmotnost m ve jmenovateli se ruší s dříve zadanou hmotností v čitateli u vzorce pro výpočet elementárních hmotností. Z toho je patrné, že na hmotnosti m ve výsledku nezáleží. Rychlosti ve směrech X a Y jsou vypočítány jako střední hodnota rychlostí v odpovídajících si směrech a platí pro ně:

$$w_{i,j,X}^x = \frac{1}{2} (w_{i,j,Z}^x - w_{i,j,V}^x) , \quad (46)$$

$$w_{i,j,Y}^x = \frac{1}{2} (w_{i,j,J}^x - w_{i,j,S}^x) . \quad (47)$$

4.4 CELKOVÁ MĚRNÁ KINETICKÁ ENERGIE NÁPLNĚ VÁLCE

K posouzení rozdílnosti spalovacích prostorů slouží kinetická energie náplně válce. K jejímu výpočtu pak slouží absolutní hodnota rychlosti na elementu:

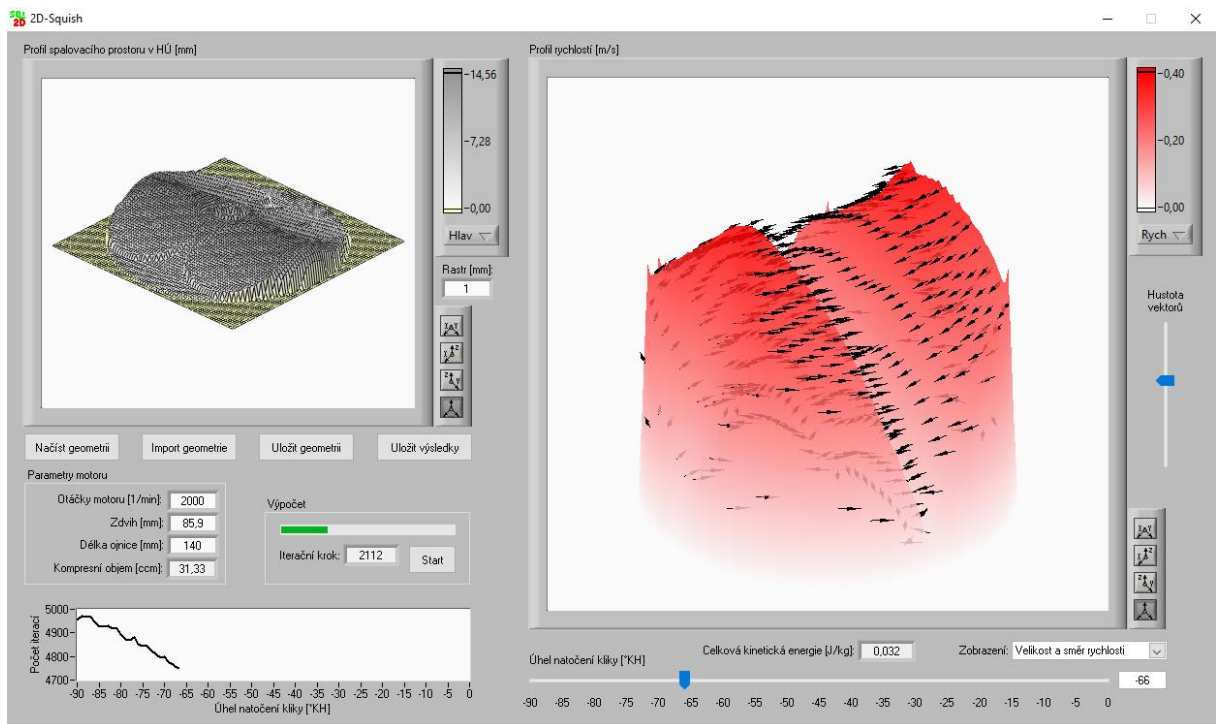
$$w_{i,j}^x = \sqrt{(w_{i,j,X}^x)^2 + (w_{i,j,Y}^x)^2}. \quad (48)$$

Celkovou měrnou kinetickou energii náplně válce příslušící danému zdvihu lze napsat jako:

$$e_{kin}^x = \sum \frac{1}{2} \frac{V_{i,j}^x}{\sum V_{i,j}^x} (w_{i,j}^x)^2. \quad (49)$$

4.5 PROSTŘEDÍ PROGRAMU 2-D SQUISH

Software programu je rozdělen na dvě základní složky (2DSquish_Comp a 2DSquish_Eval), z nichž první slouží k importování geometrie, definování volitelných parametrů a spuštění samotného výpočtu. Druhá složka slouží k práci s daty získanými z předchozího kroku.

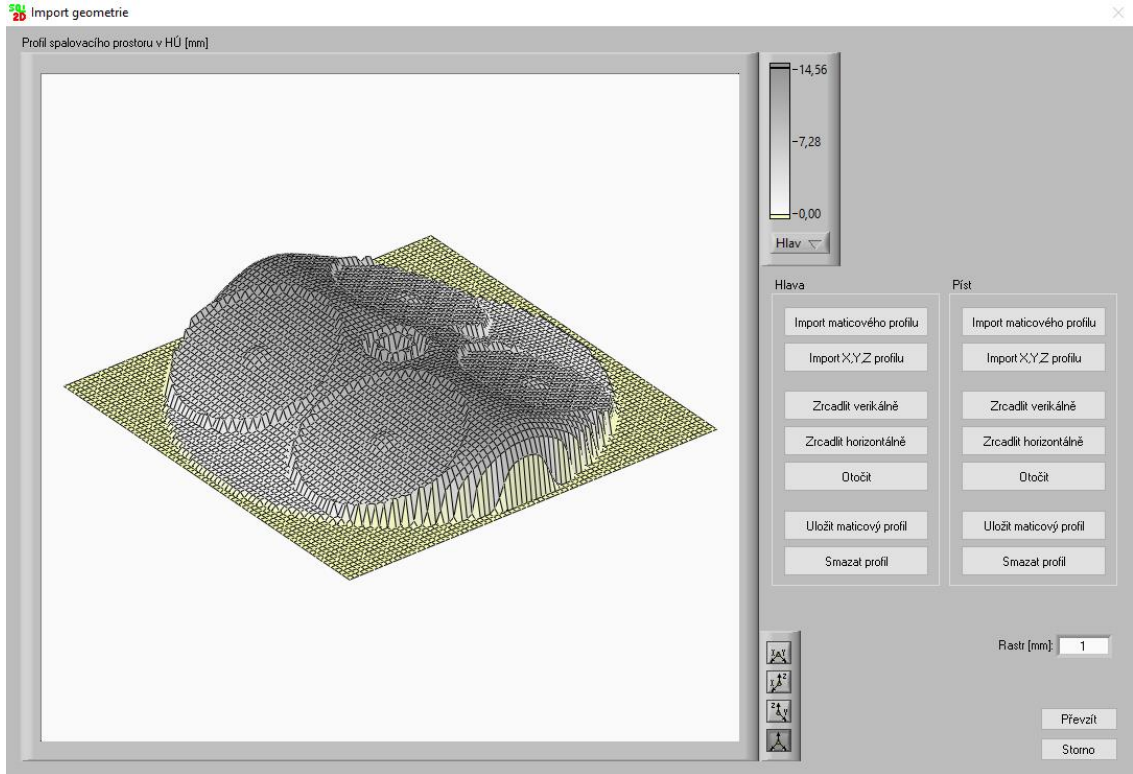


Obr. 20 Prostředí programu 2D_Squish_Comp - výpočet

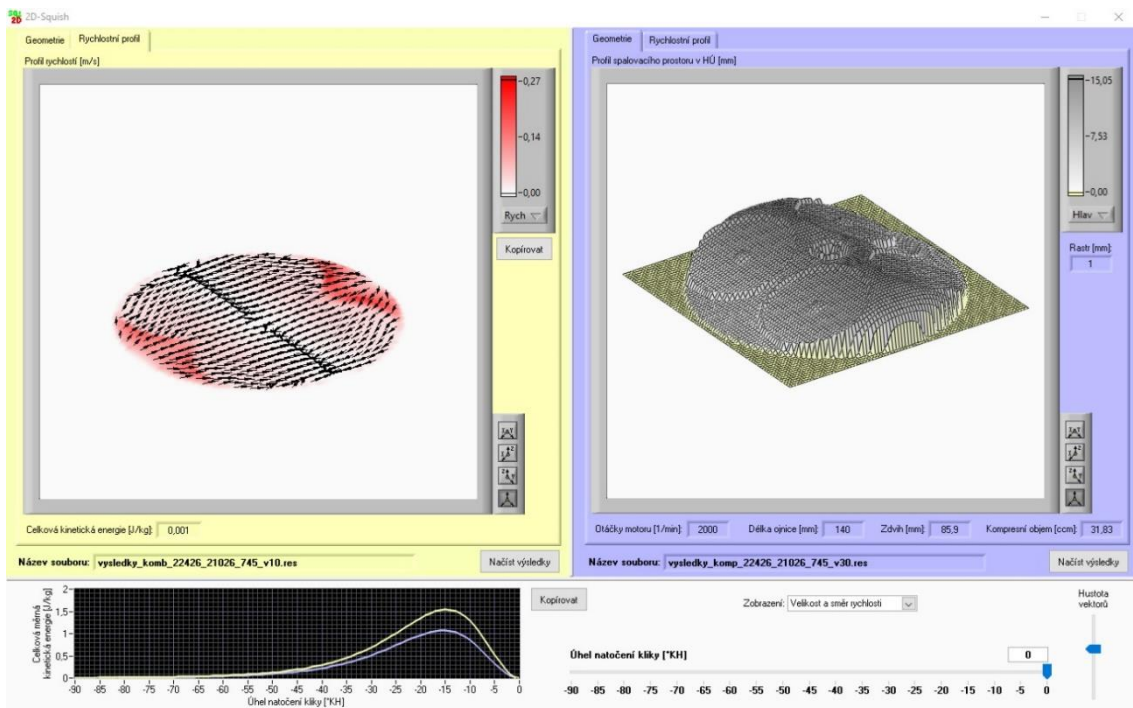
Prostředí první části programu 2D_Squish_Comp je na obr. 20. Prvním krokem výpočtu je import geometrie spalovacího prostoru (obr. 21), k jehož modelování je využito programu Creo 2.0. V něm lze vytvořením sítě bodů na povrchu spalovacího prostoru a následným exportem jejich pozic získat X, Y, Z souřadnice tohoto povrchu. Takto získané souřadnice lze z textového dokumentu importovat do programu jako X, Y, Z profil. Vhodnějším způsobem však je tyto souřadnice nejprve zpracovat do maticového tvaru (např. pomocí programu Microsoft Excel) a importovat je jako maticový profil. Důvodem jsou možné nesrovnalosti v souřadnicích, které lze při vzniklém množství dat v maticovém tvaru snáze odhalit.

V programu je nutné importovat zvlášť geometrii spalovacího prostoru pro hlavu válce a pro píst. Prostředí programu dále umožňuje prostorové úpravy importované geometrie a volbu rastru (v případě použití jiné hodnoty).

Následuje úprava parametrů motoru, jako jsou otáčky, zdvih a délka ojnice, po nichž lze výpočet rozběhnout. Při jeho průběhu udává program informace o počtu iterací pro jednotlivé natočení klikového hřídele (rozmezí -90° až 0°). Dále program udává aktuální vypočítanou hodnotu kinetické energie a náhled na rychlostní pole uvnitř spalovacího prostoru.



Obr. 21 Program 2D_Squish_Comp – import geometrie



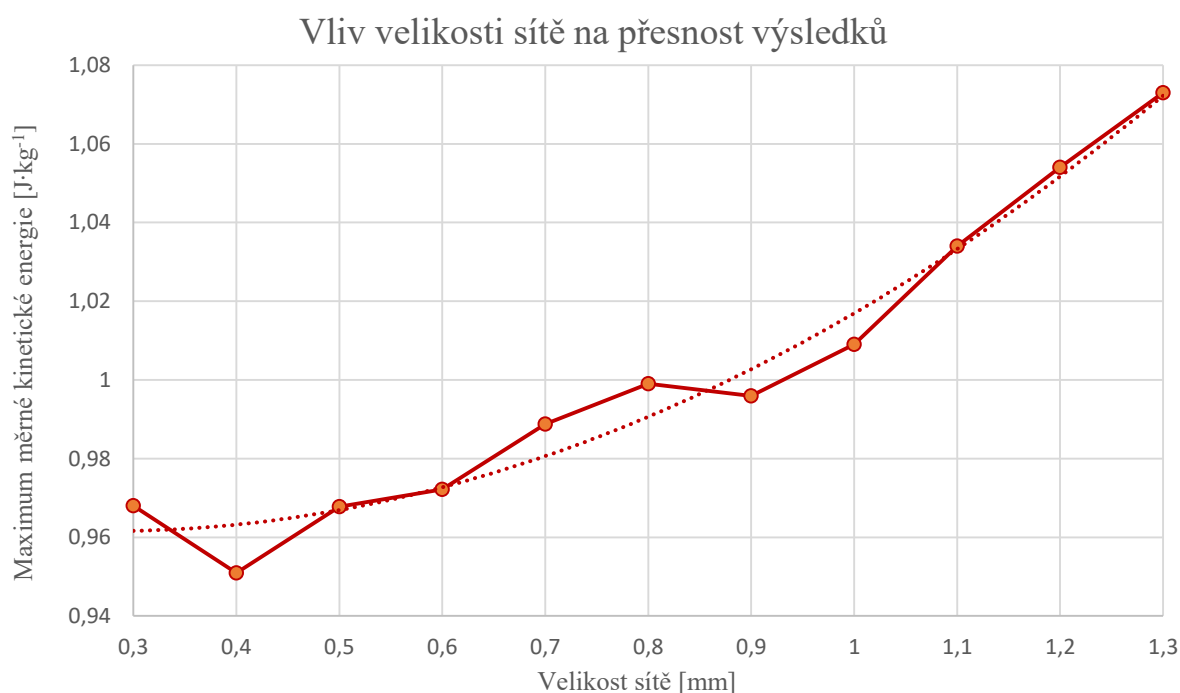
Obr. 22 Program 2D_Squish_Eval – analýza výsledků

Získané výsledky lze importovat do druhé složky programu – 2D_Squish_Eval (obr. 22). Prostředí umožňuje importovat dvě různé varianty, což usnadňuje jejich vzájemné porovnání. Z programu lze získat data celkové kinetické energie a rychlostního profilu.

4.5.1 VLIV VELIKOSTI SÍTĚ

Vliv velikosti sítě na přesnost výsledků je znázorněn na obr. 23. Jednotlivé výpočty jsou stanoveny pro jednotné otáčky motoru $2\,000\text{ min}^{-1}$. K posouzení vlivu velikosti sítě na přesnost výsledků byly použity hodnoty v rozmezí (0,3 až 1,3) mm a jednotná geometrie spalovacího prostoru. Polynomičká křivka proložená daty získanými z programu 2-D Squish naznačuje konvergenci do hodnoty přibližně $0,96\text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$.

S ohledem na množství a časovou náročnost přípravy modelů a výpočtů je vzhledem k malé odchylce vybrána hodnota velikosti sítě 1 mm.

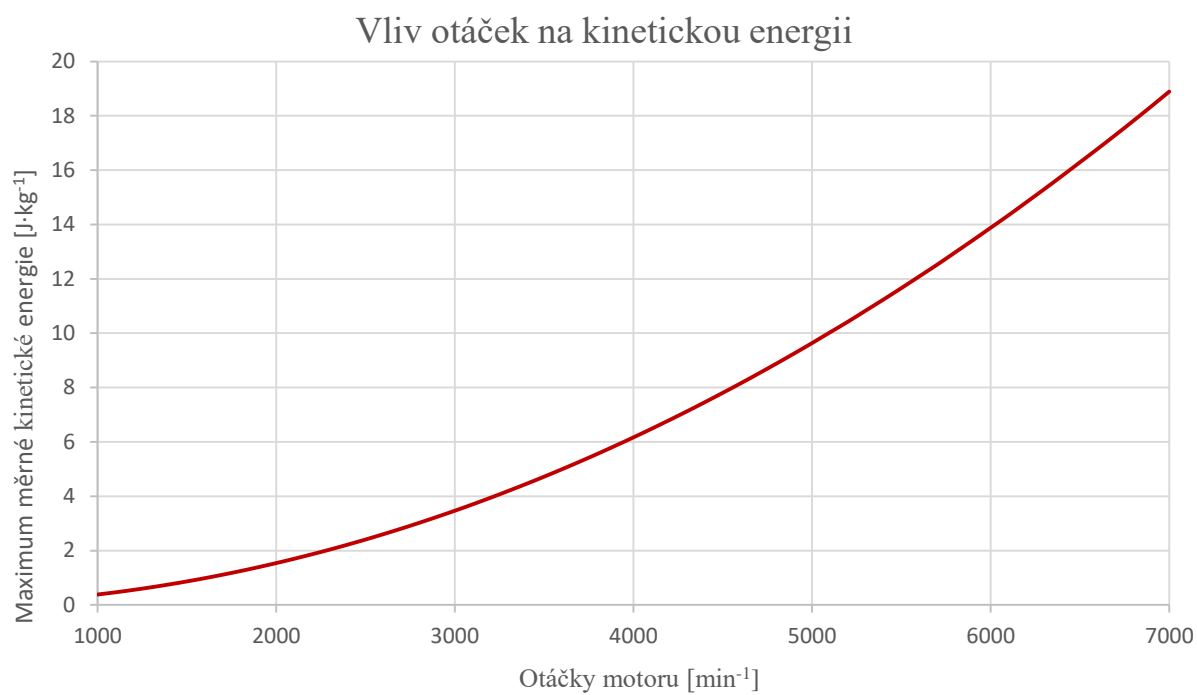


Obr. 23 Graf vlivu velikosti sítě na přesnost výsledku

4.5.2 VLIV OTÁČEK MOTORU

Jednou z nastavitelných možností při výpočtu v programu 2-D Squish je volba otáček motoru. Jejich vliv na velikost měrné kinetické energie byl sledován v rozmezí ($1\,000$ až $7\,000$) min^{-1} a je znázorněn na obr. 24. Všechny výpočty byly hodnoceny pro shodnou geometrii spalovacího prostoru, shodnou délku ojnice a také shodný zdvih pístu. Z grafu je patrná kvadratická závislost měrné kinetické energie na otáčkách, což odpovídá rovnici (49).

Ve výpočtech je pro všechny návrhy geometrie použita hodnota $2\,000\text{ min}^{-1}$.



Obr. 24 Graf vlivu otáček na kinetickou energii

5 ÚPRAVY GEOMETRIE SPALOVACÍHO PROSTORU

Úpravy geometrie spalovacího prostoru vycházejí ze základní geometrie poskytnuté firmou ŠKODA AUTO. Parametry, které bylo při úpravách této geometrie nutné dodržet, jsou uvedeny v tabulce 4.

Tab. 4 Zadané parametry spalovacího prostoru

Zdvihový objem jednoho válce		374,3 cm ³
Vrtání		74,5 mm
Zdvih		85,9 mm
Kompresní poměr		12,5 : 1 až 15 : 1
Sací ventil	Úhel	22,4 °
	Teor. průměr	28 mm
	Průměr ventilu	29,5 mm
	Mústek mezi ventily	4,5 mm
Výfukový ventil	Úhel	21 °
	Teor. průměr	24,8 mm
	Průměr ventilu	27 mm
	Mústek mezi ventily	7 mm
Rozteč ventilů		34 mm
Minimální velikost antidetonační štěrbiny		1 mm

Základní objem spalovacího prostoru byl rozdělen do několika sekcí, u nichž byl jednotlivě zkoumán vliv úprav na velikost měrné kinetické energie. Tyto části jsou barevně rozlišeny (obr. 25) a pracovní nazvány následovně:

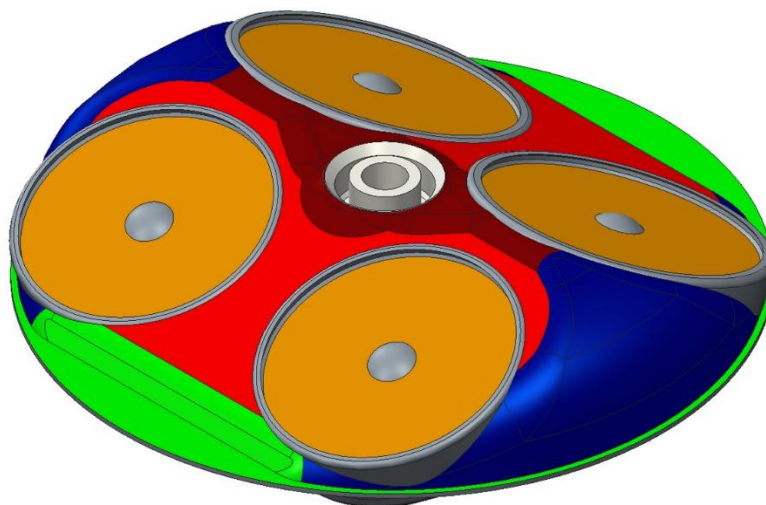
- Štít střechy spalovacího prostoru (modrá)
- Hřbet střechy spalovacího prostoru a okolí svíčky (vínová)
- Poloha teoretického průměru ventilu (oranžová)
- Plochy mezi ventily (červená)
- Zkosení střechy spalovacího prostoru a jeho okolí (zelená)
- Poloha svíčky (světle šedá)
- Koruna pístu

Jako nejvýhodnější se jevílo upravovat plochy mezi ventily, zkosení střechy spalovacího prostoru a jeho okolí a korunu pístu. Finální úpravy jsou pak kombinacemi nejlépe získaných dílčích výsledků.

Změna úhlů ventilů – vliv geometrie spalovacího prostoru na měrnou kinetickou energii je rovněž sledován u variant s odlišnými úhly ventilů. Konkrétně se jedná o úhly 13° sací a 18,9°

výfukový ventil. Kompresní poměr 12,5 : 1 je stejně jako ostatní zadané parametry zachován, viz tabulka 4.

Změna vrtání – další úpravy probíhaly v rámci změny vrtání, a to na hodnotu 72,5 mm a 71 mm. Při změně vrtání bylo požadavkem zachovat poměr rozměrů spalovacího prostoru tak, aby spalovací prostor s menším vrtáním co nejvíce odpovídal spalovacímu prostoru s vrtáním 74,5 mm. Stejně tak došlo k poměrnému zmenšení sacích a výfukových ventilů. Výjimkou jsou rozměry zapalovací svíčky, minimální velikost antidetonační štěrbin a zdvihový objem, které měly zůstat zachovány stejné vůči variantám s vrtáním 74,5 mm. U takto upravených geometrií spalovacího prostoru je kompresní poměr zvýšen na hodnoty 13,5 : 1 pro vrtání 72,5 mm a 14,2 : 1 pro vrtání 71 mm.



Obr. 25 Typy úprav geometrie spalovacího prostoru

5.1 VLASTNÍ NÁVRHY GEOMETRIE SPALOVACÍHO PROSTORU

Následující podkapitoly uvádí konstrukční úpravy geometrie spalovacího prostoru a jejich vzájemné srovnání v grafech a tabulkách. Uvedené obrázky nabízí celkový pohled na spalovací prostor a na tvar koruny pístu. Černě znázorněná geometrie v řezech vymezuje tvar původního spalovacího prostoru a šedě znázorněná geometrie značí provedené změny geometrie. Řezy A-A a B-B jsou provedeny v rovině procházející osou svíčky.

Rychlostní profil je zobrazený při takovém natočení klikového hřídele, u něhož bylo dosaženo nejvyšší rychlosti proudění získané pomocí programu 2-D Squish. Červeně je znázorněna rychlost proudění a pomocí vektorů také směr proudění ve 2D rovině spalovacího prostoru.

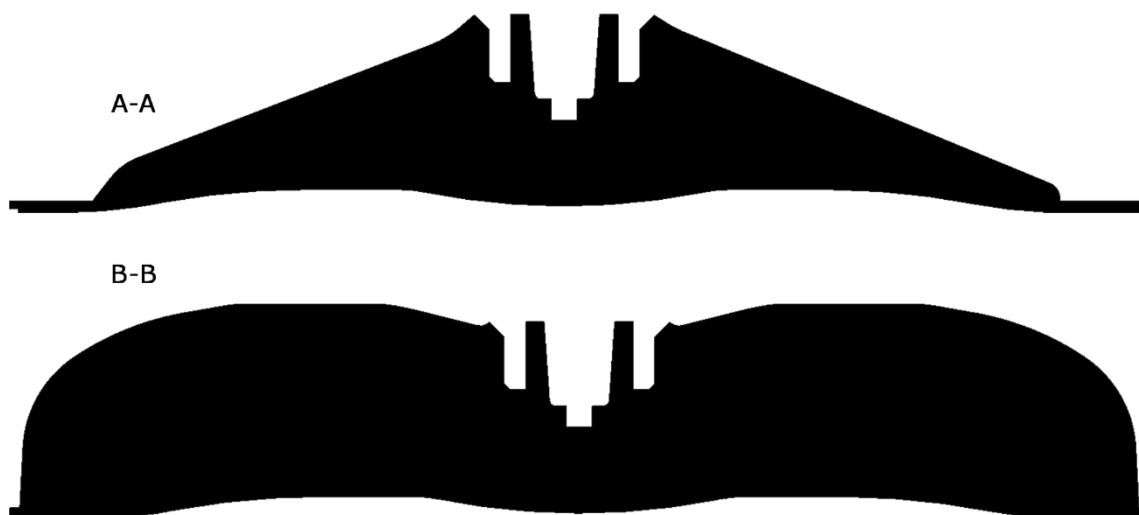
Geometrie jsou graficky porovnávány na základě výpočtu měrné kinetické energie a rychlosti proudění ve válci získaných pomocí programu 2-D Squish. Vliv těchto veličin může vést ke zvýšení turbulentního proudění směsi, které ovlivňuje rychlost hoření ve spalovacím prostoru. Dochází ke snižování průtahu zážehu a snižování mezicyklové variability [8]. Vlivem turbulence dochází také k větší homogenizaci směsi, vytlačování směsi směrem k zapalovací svíčke, což spolu s ostatními vede ke snížení vzniku detonací. Dalším srovnávacím parametrem je celková plocha spalovacího prostoru, která ovlivňuje tepelné ztráty stěnami spalovacího prostoru.

5.1.1 ÚPRAVA PŮVODNÍ GEOMETRIE SPALOVACÍHO PROSTORU

V této kapitole jsou uvedeny úpravy provedené na původní geometrii spalovacího prostoru zobrazené na obr. 25 a v řezech na obr. 26, které mají společné hodnoty vrtání 74,5 mm a úhly ventilů 22,4° sací a 21° výfukový. Při výpočtech v programu 2-D Squish je použita délka ojnice 140 mm. Zdvih pístu činí 85,9 mm a výška samotného bloku válců je 210,85 mm.

Spalovací prostor tvoří dvě antidetonační štěrbiny na stranách sacích a výfukových ventilů. Korunu pístu tvoří mírně zvlněná plocha, v jejímž středu se pod zapalovací svíčkou nachází prohlubeň o hloubce 1 mm a díky svému malému členění pozitivně ovlivňuje zachování příčného víření vytvořeného vtokem směsi do prostoru [18]. Svíčka je 1 mm vychýlena od osy válce a vzdálenost jiskřiště je 5,7 mm. Střecha spalovacího prostoru je ukončena zkosením, na které navazují antidetonační štěrbiny. Úpravy této geometrie jsou zaměřeny na tvorbu radiálního víření a jsou vytvářeny větší plochy generující squish a větší objemy v blízkosti zapalovací svíčky.

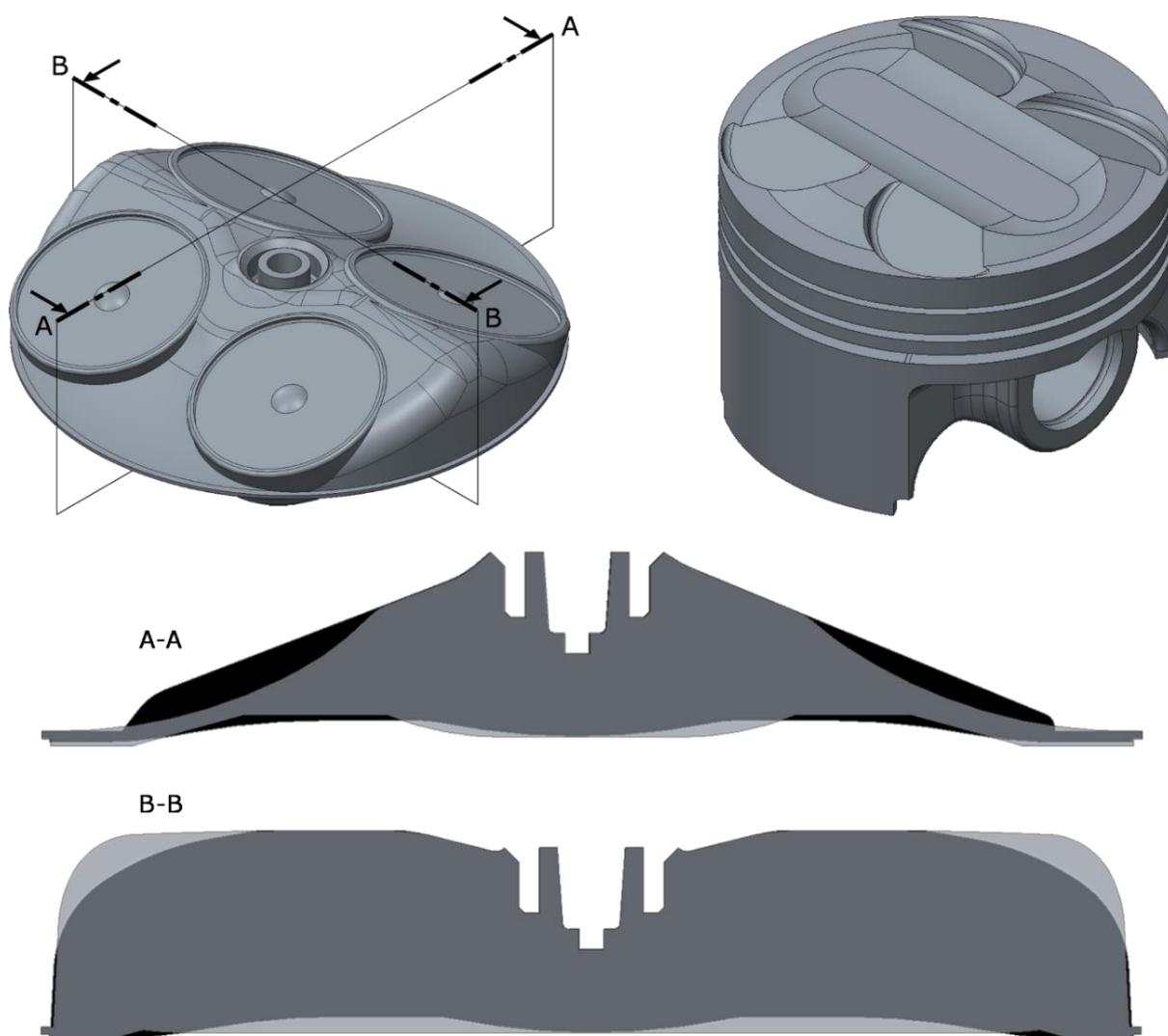
Celková plocha tohoto spalovacího prostoru, měrná kinetická energie a maximální rychlost proudění následně vytvořených variant jsou porovnávány jako jejich poměrné změny vzhledem k původní geometrii.



Obr. 26 Řezy původní geometrií spalovacího prostoru od ŠKODA AUTO

VARIANTA v1_22,4/21_74,5_KP12,5

U varianty na obr. 27 s označením v1_22,4/21_74,5_KP12,5 je patrné razantní zmenšení zaoblení v oblasti štítu střechy spalovacího prostoru vůči původní geometrii. Plocha mezi ventily plynule přechází obloukem do okraje spalovacího prostoru, což se s ohledem na výsledné hodnoty měrné kinetické energie jevílo jako nejvýhodnější řešení. Takto upravená plocha společně s kuželovitě vyvýšenou korunou pístu prodlužuje antidetonační štěrbinu. Hlavním prvkem koruny pístu je oválná prohlubeň o hloubce 1,5 mm. Spalovací prostory s takto upravenou korunou pístu vykazují značnou poměrnou změnu měrné kinetické energie. Vertikální vzdálenost jiskřiště svíčky od dna oválné prohlubně je 5,735 mm.



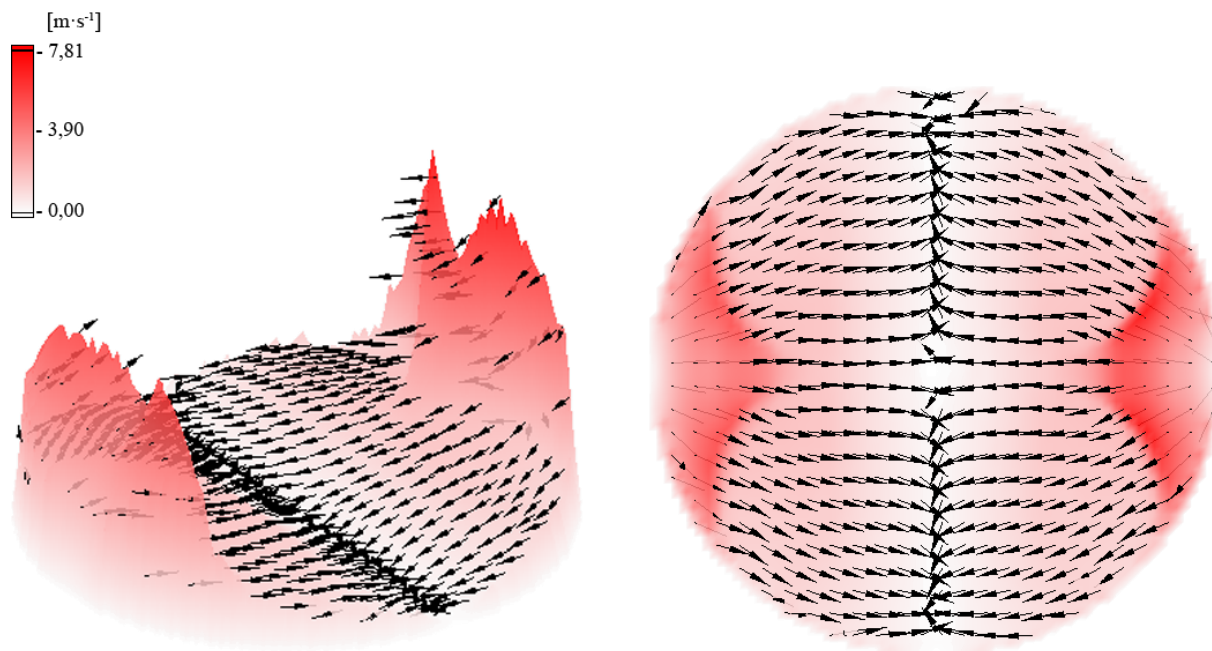
Obr. 27 Varianta v1_22,4/21_74,5_KP12,5

Celkový povrch spalovacího prostoru vzrostl na $11\,884,3\text{ mm}^2$, což činí poměrnou změnu o 3,15 % vůči původní geometrii spalovacího prostoru. To může vést ke zvýšení tepelných ztrát stěnami spalovacího prostoru a snížení stupně plnosti indikátorového diagramu. Maximální hodnota měrné kinetické energie vzrostla o 58,82 % na hodnotu $1,54\text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$.

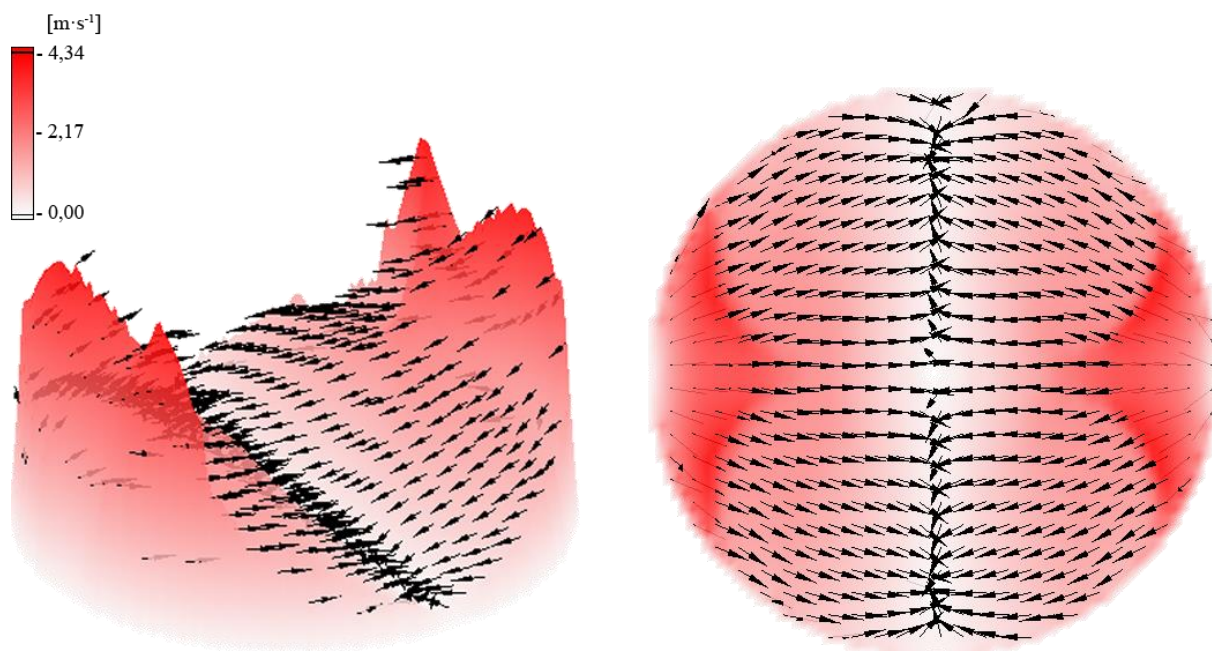
Výškové souřadnice na levém obr. 28 graficky znázorňují rychlost proudění pro lepší představu o lokálních maximech, obrázek na pravé straně pak přehledně znázorňuje vektorové pole rychlostí. Rychlostní profily všech variant jsou znázorněny při takovém natočení klikového hřídele, u něhož bylo dosaženo nejvyšší rychlosti proudění. Zpravidla se jedná o rozmezí mezi $(-8\text{ až }-12)^\circ$ natočení KH, konkrétně v tomto případě je to -8° . Patrné je zde razantní zvýšení rychlosti proudění v oblasti antidetonačních štěrbin. Nejvyšší rychlosti $7,81\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ bylo dosaženo v okolí sacích ventilů. Vlivem kuželového vyvýšení pístu a úpravy ploch mezi ventily dochází k mírnému stáčení vektorů proudění po obvodu válce, kde pak důsledkem zmenšeného zaoblení štítu střechy nedochází k další změně směru proudění.

VARIANTA v2_22,4/21_74,5_KP12,5

Varianta v2_22,4/21_74,5_KP12,5 na obr. 30 podobně jako další varianty využívá stejného upravení ploch mezi ventily, jako v předchozím případě. Úprava štítu střechy spalovacího prostoru je zde minimální. Koruna pístu je kuželovitě tvarovaná a v jejím středu se nachází 2 mm hluboká kruhová prohlubeň. Jiskřiště zapalovací svíčky je od dna prohlubně vzdáleno 6,14 mm.



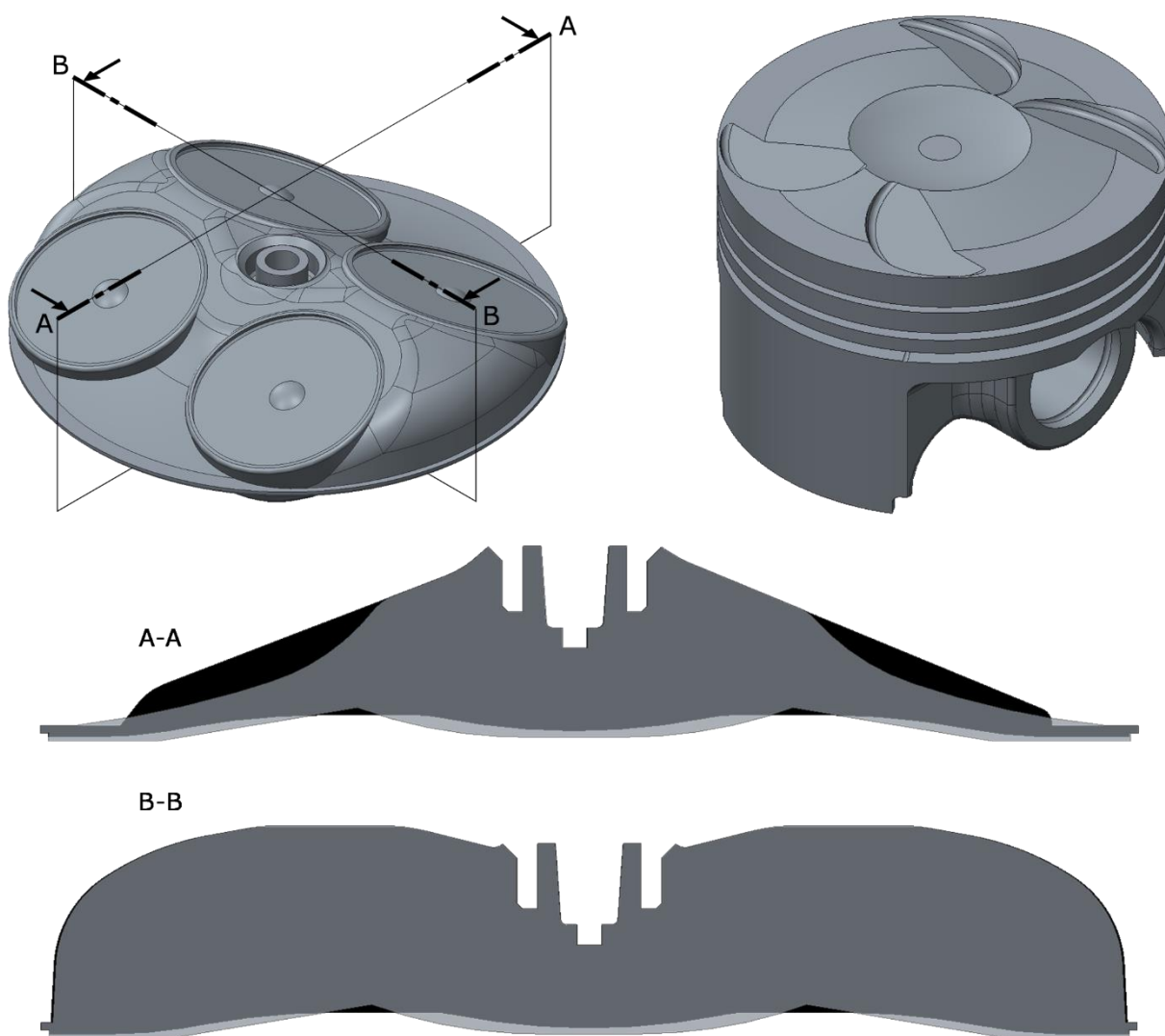
Obr. 28 Rychlostní profil varianty v1_22,4/21_74,5_KP12,5



Obr. 29 Rychlostní profil varianty v2_22,4/21_74,5_KP12,5

Poměrná změna povrchu spalovacího prostoru je o 2,16 % na hodnotu 11 769,8 mm². Maximální hodnota měrné kinetické energie se vzrostla vůči původní verzi o 14,87 % na hodnotu 1,16 J·kg⁻¹.

Obr. 29 znázorňuje rychlostní profil této varianty. Maximální rychlost proudění je 4,34 m·s⁻¹ a vektorové pole je podobné předchozí variantě. Zde se však projevuje vliv většího zaoblení štítu střechy spalovacího prostoru, který způsobuje stáčení vektorů směrem do středu válce.



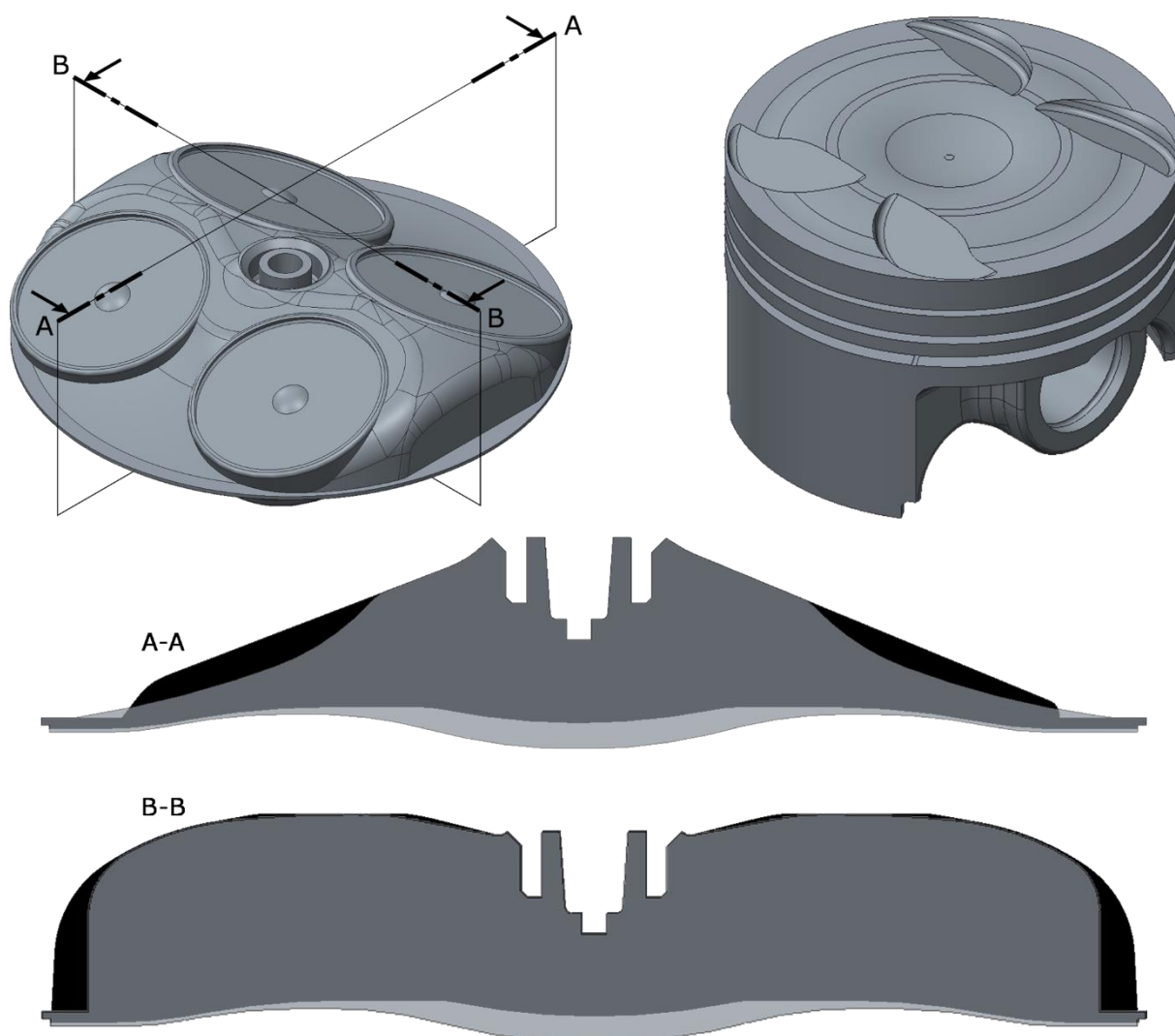
Obr. 30 Varianta v2_22,4/21_74,5_KP12,5

VARIANTA V3_22,4/21_74,5_KP12,5

Tato varianta (obr. 31) využívá prodloužení antidekonačních štěrbin u ploch mezi ventily a také po stranách štítu střechy. Ten je zarovnan rovnoběžně s rovinou řezu A-A. Koruna pístu vychází z původního vlnitého tvaru, jehož střed je více prohlouben a vzdálenost jiskřiště svíčky se změnila z původní hodnoty 5,7 mm na hodnotu 7,5 mm.

Povrch geometrie tohoto spalovacího prostoru vzrostl o 2,10 % na hodnotu 11 762,7 8 mm² a maximální hodnot měrné kinetické energie vzrostla o 15,56 % na hodnotu 1,17 J·kg⁻¹.

Antidetonační štěrbiny vzniklé úpravou štítu střechy zvyšují rychlost proudění v této oblasti, což je znatelné i na rychlostním profilu obr. 32. Maximální rychlosti proudění bylo u této varianty dosaženo 4,51 m·s⁻¹.



Obr. 31 Varianta v3_22,4/21_74,5_KP12,5

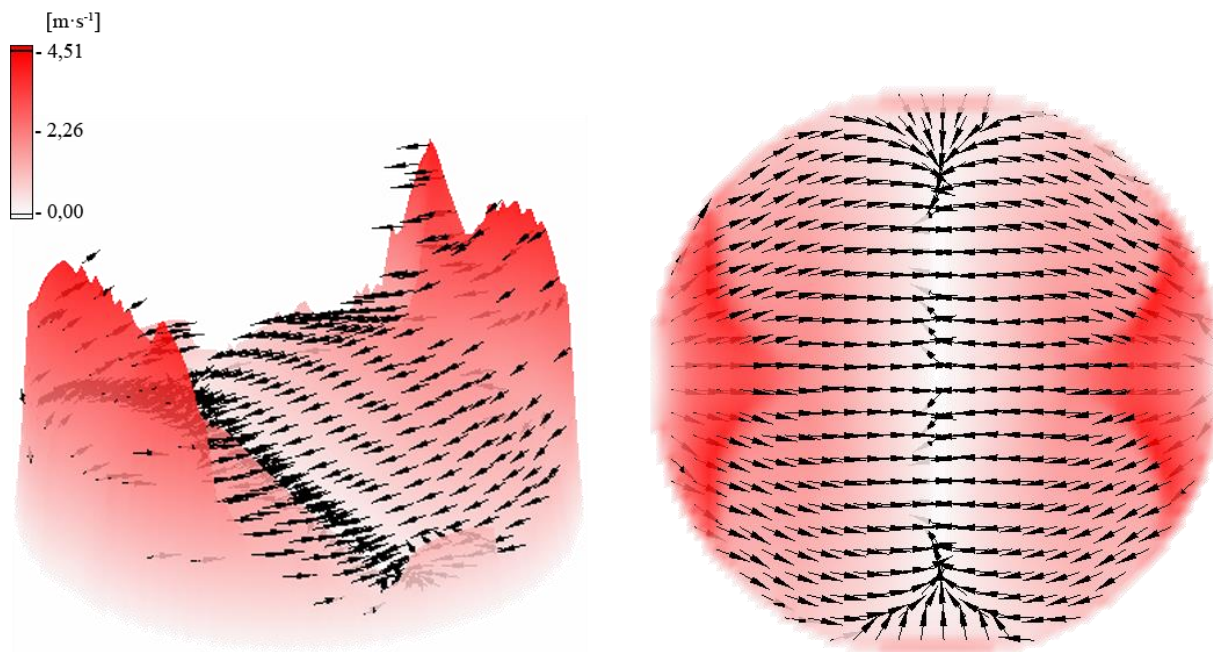
VARIANTA V4_22,4/21_74,5_KP12,5

Varianta disponuje značně rozšířenými antidetonačními štěrbinami, viz obr. 34 řez A-A. Koruna pístu se skládá z kuželovitého vyvýšení po stranách štítu střechy a střešovitého zarovnání vycházejícího z vybrání pro ventily, na něž navazuje kruhová prohlubeň o hloubce 2,4 mm. Vertikální vzdálenost jiskřiště od dna prohlubně je v tomto případě 6,235 mm.

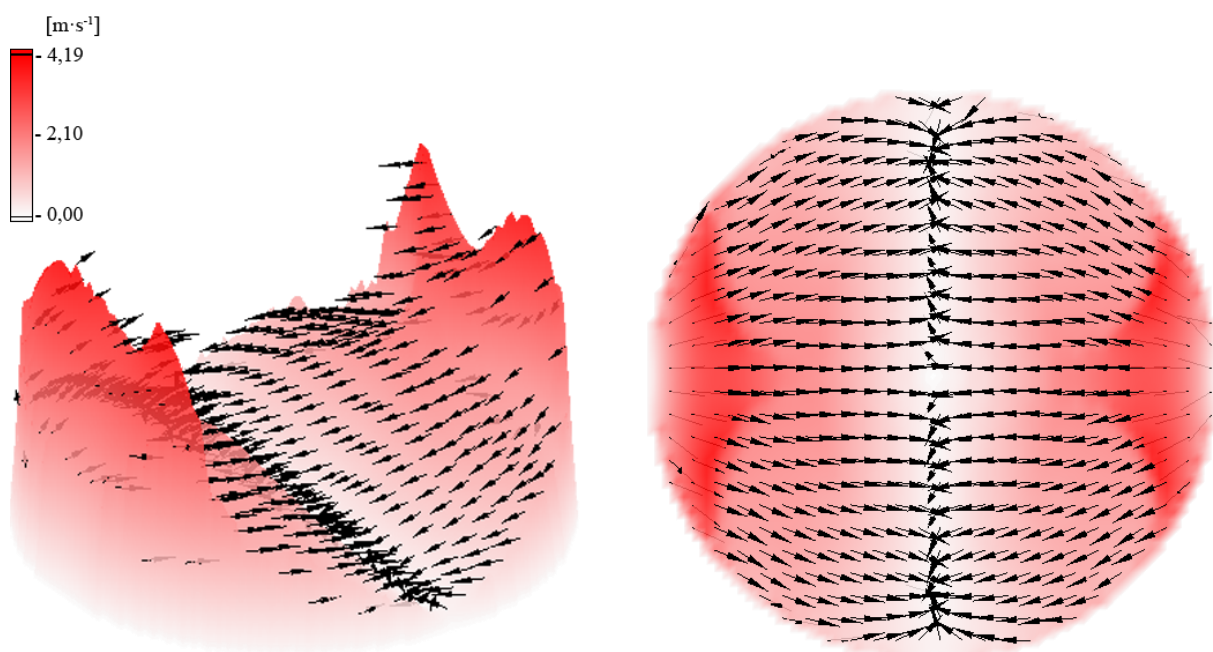
Celkový povrch geometrie vzrostl o 2,07 % a jeho hodnota je 11 758,8 mm². Poměrná změna měrné kinetické energie pro tuto variantu činí 8,03 % s výslednou hodnotou 1,09 J·kg⁻¹. Malá

poměrná změna je pravděpodobně ovlivněna velkými antidetonačními štěrbinami, které generují pouze nízké rychlosti proudění.

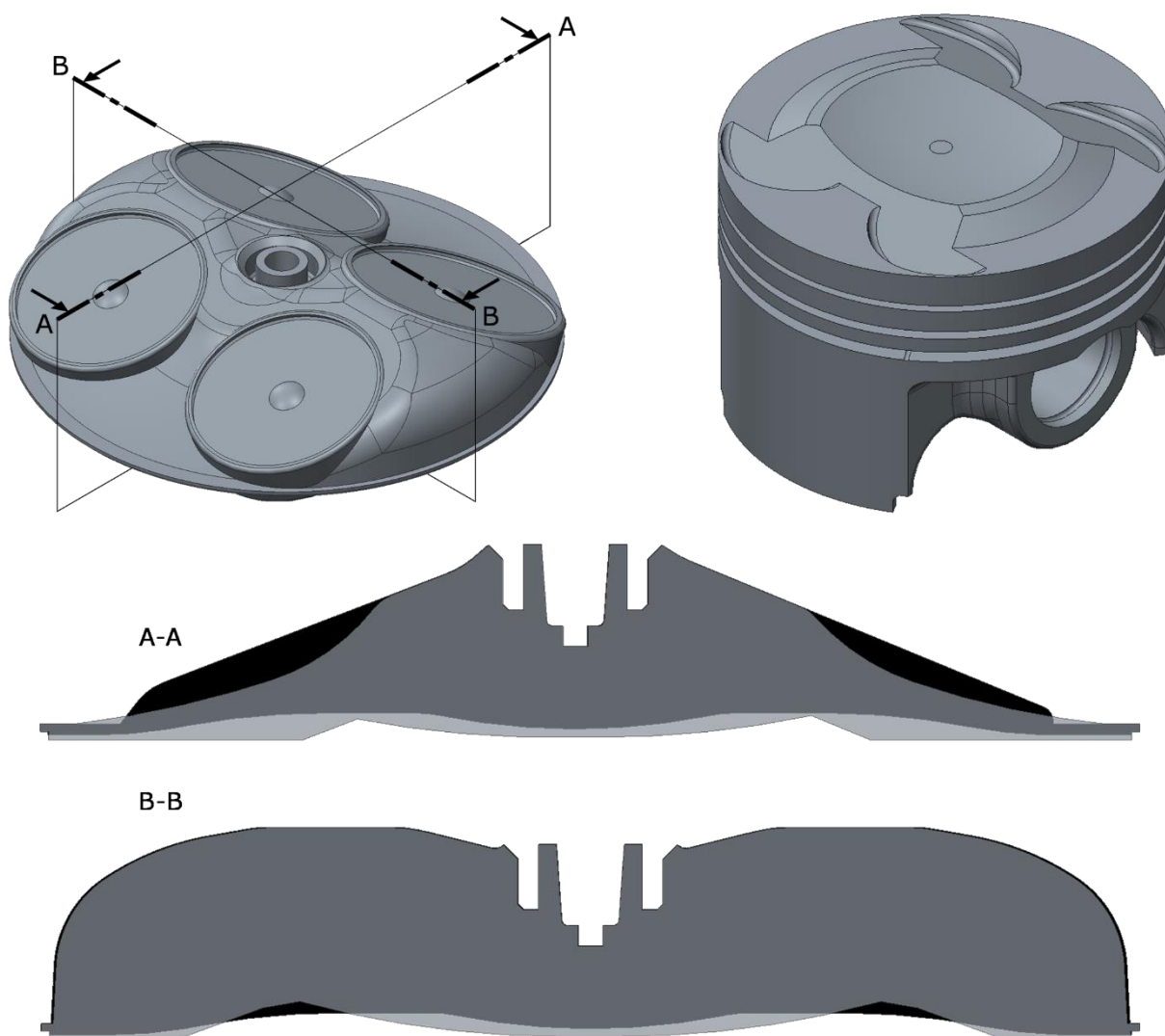
Rychlostní profil této varianty (obr. 33) je velmi podobný variantě v1_22,4/21_74,5_KP12,5. Avšak s ohledem na výše zmíněné je měrná kinetická energie a maximální rychlost podstatně nižší. Maximální rychlost proudění je $4,19 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.



Obr. 32 Rychlostní profil varianty v3_22,4/21_74,5_KP12,5



Obr. 33 Rychlostní profil varianty v4_22,4/21_74,5_KP12,5



Obr. 34 Varianta v4_22,4/21_74,5_KP12,5

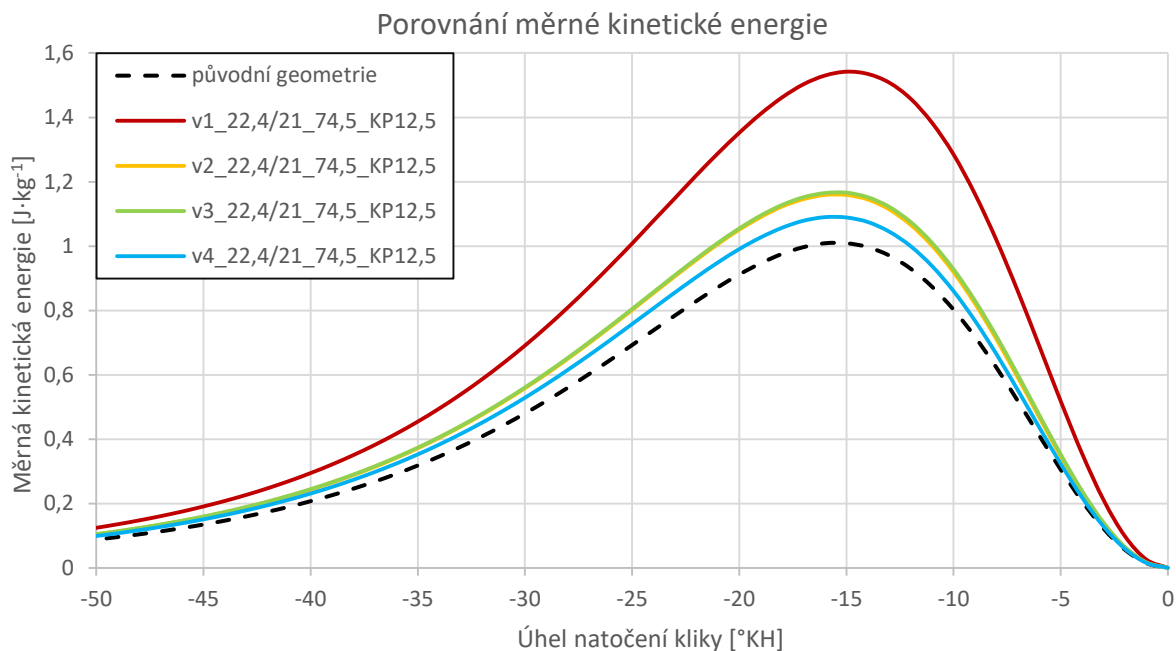
POROVNÁNÍ VARIANT 22,4/21_74,5_KP12,5

Graf na obr. 35 nabízí porovnání měrné kinetické energie čtyř variant s vrtáním 74,5 mm a úhly ventilů 22,4° sání a 21° výfuk, graf na obr. 36 pak porovnáva maximální rychlost proudění. Referenční křivka znázorněná čárkovaně odpovídá hodnotám měrné kinetické energie pro původní geometrii spalovacího prostoru ŠKODA AUTO. Všechna získaná data jsou pro přehlednost porovnána na obr. 37.

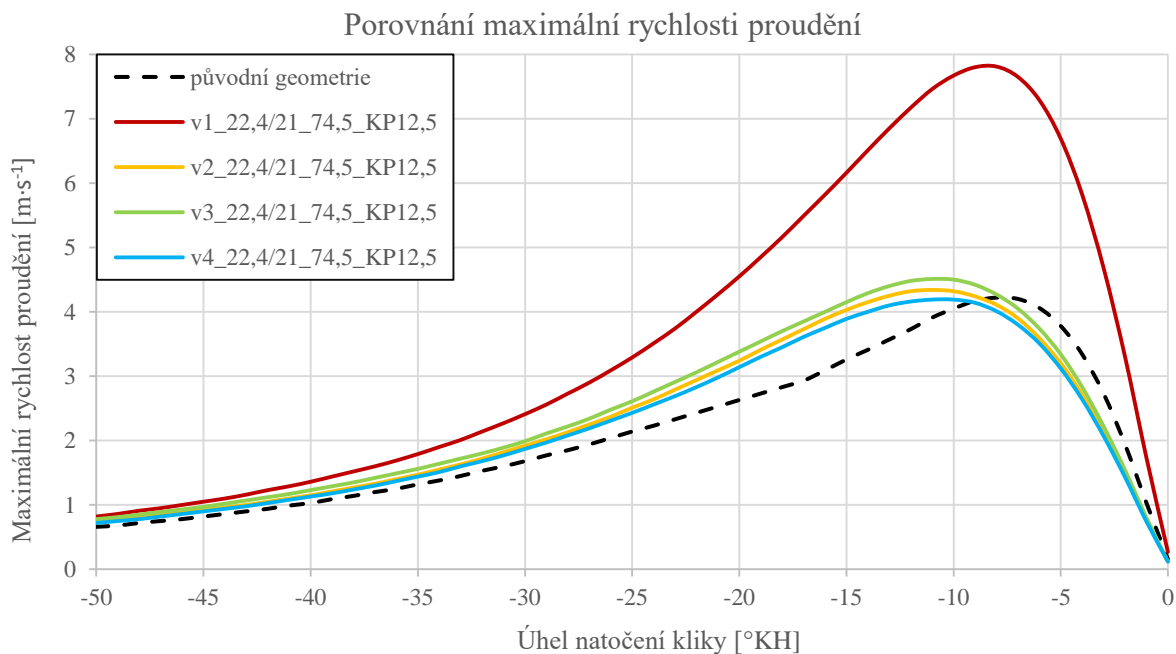
V grafech jasně dominuje první varianta, u které bylo dosaženo nejlepšího navýšení měrné kinetické energie a rychlosti proudění. Hlavní zásluhu na tomto navýšení má kombinace úprav ploch mezi ventily a oválná prohlubeň koruny pístu.

Navzdory rozdílnému rychlostnímu profilu a značně odlišné geometrii spalovacího prostoru druhé a třetí varianty bylo u těchto variant dosaženo velmi podobného výsledku jak měrné kinetické energie, tak rychlosti proudění.

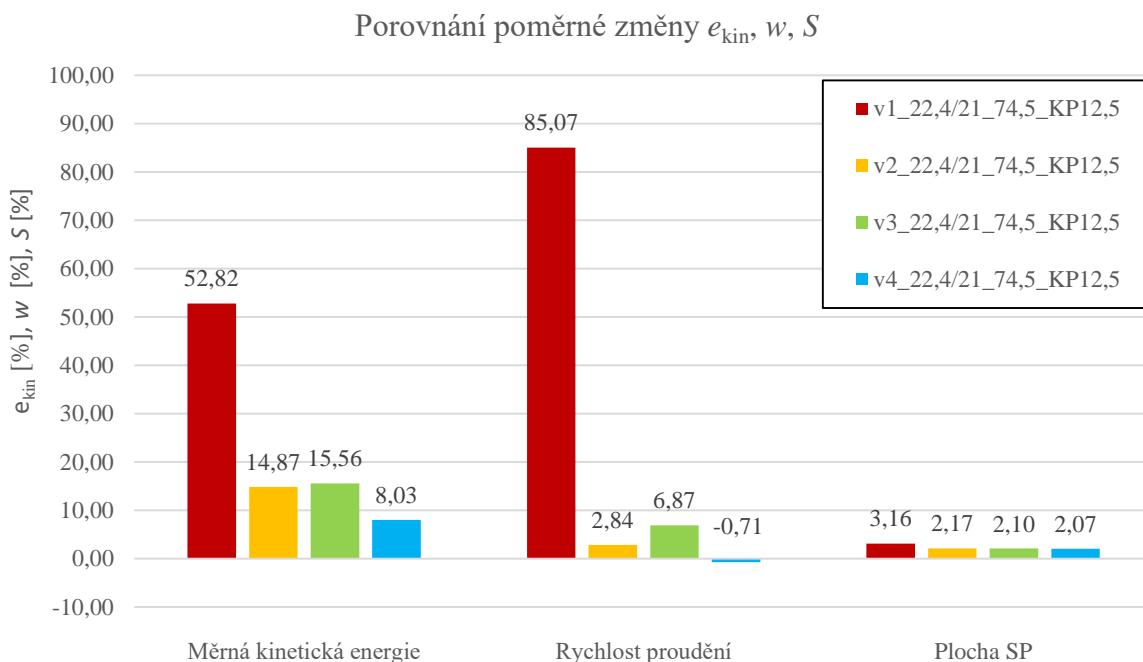
Čtvrtá varianta ukazuje, že rozšíření antidetonačních štěrbin má nepříznivý vliv na velikost měrné kinetické energie. Navzdory tomu došlo i v tomto případě k jejímu navýšení vzhledem k původní variantě.



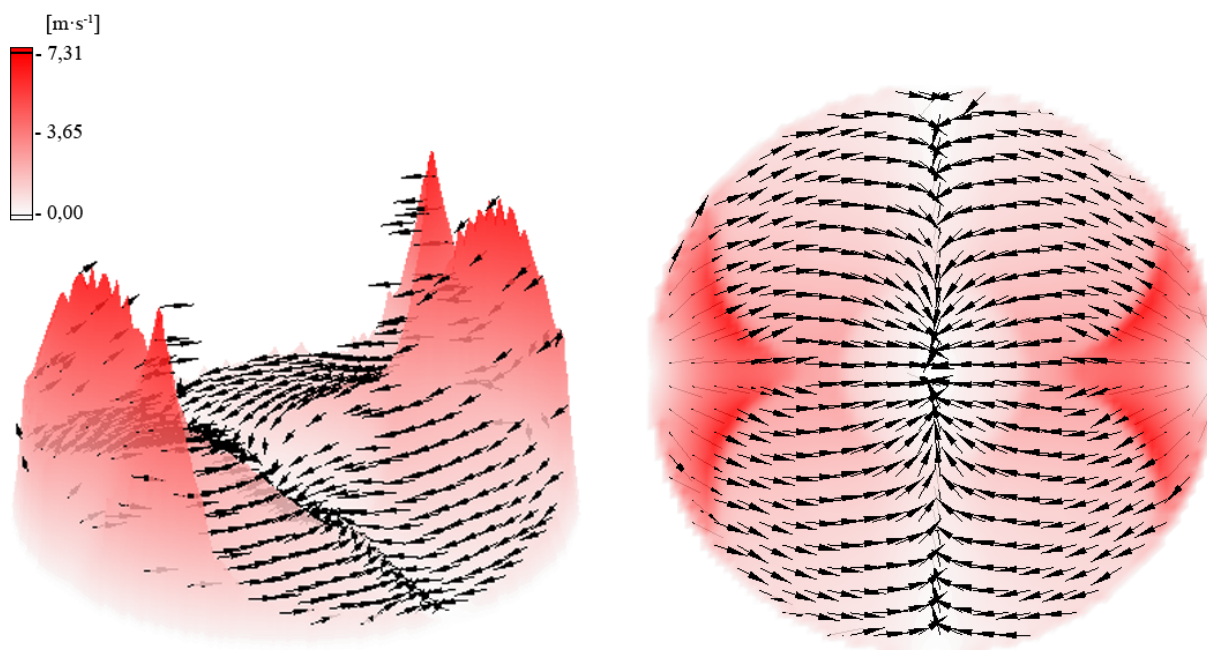
Obr. 35 Graf porovnání měrné kinetické energie pro úhly 22,4°/21° a vrtání 74,5 mm



Obr. 36 Graf porovnání rychlosti proudění pro úhly 22,4°/21° a vrtání 74,5 mm



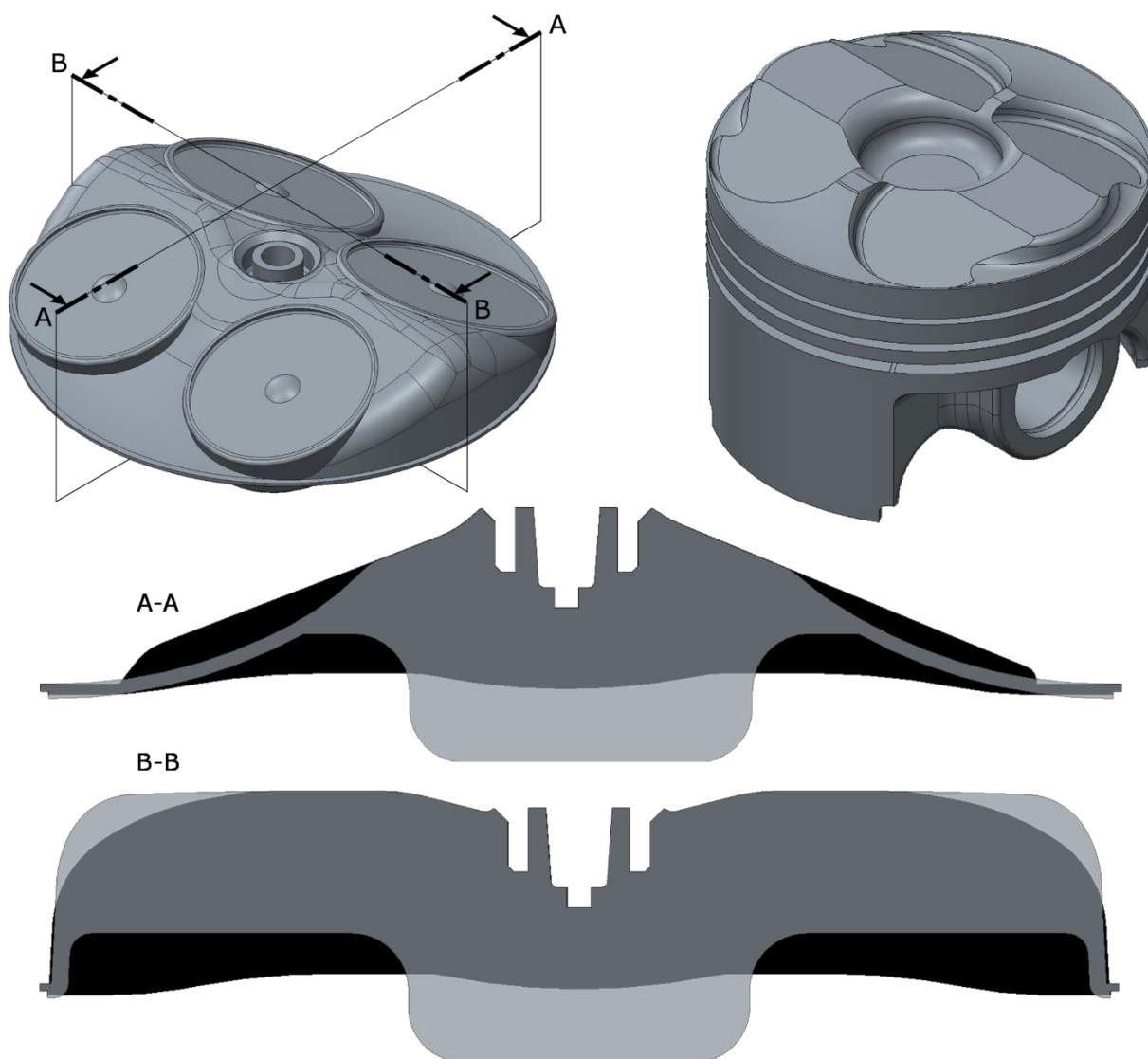
Obr. 37 Porovnání výsledků pro úhly 22,4°/21° a vrtání 74,5 mm



Obr. 38 Rychlostní profil varianty v5_22,4/21_74,5_KP13,5

VARIANTA v5_22,4/21_74,5_KP13,5

Při tvorbě variant 22,4/21_74,5_KP13,5 bylo čerpáno z tvarů spalovacích prostorů pro vznětové motory, které byly implementovány na střežovitý spalovací prostor zážehového motoru s nepřímým vstřikováním. Následující tři varianty mají shodný kompresní poměr 13,5 : 1.

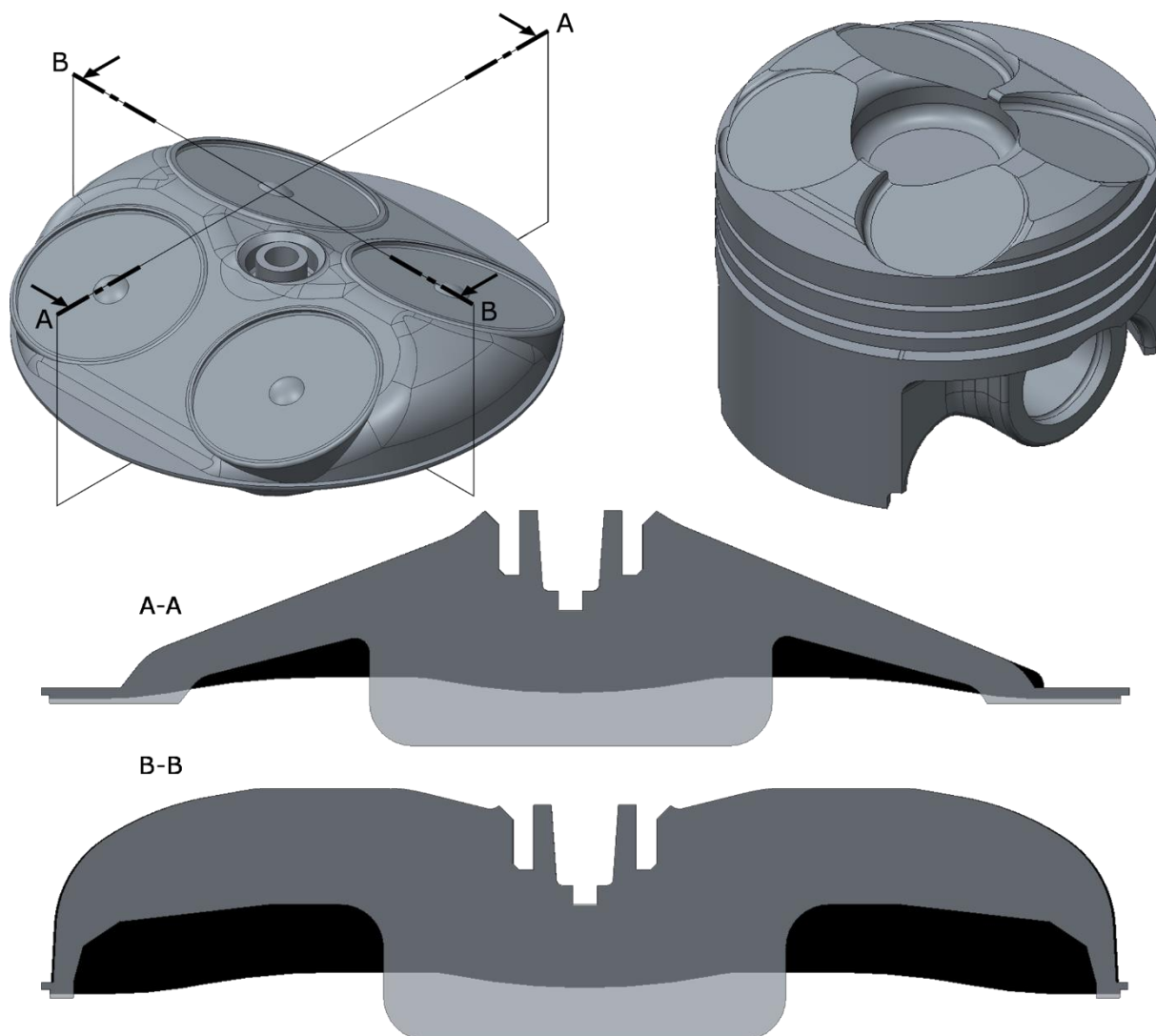


Obr. 39 Varianta v5_22,4/21_74,5_KP13,5

Tvar spalovacího prostoru v hlavě válce varianty v5_22,4/21_74,5_KP13,5 na obr. 39 se zásadně neliší od varianty v1_22,4/21_74,5_KP12,5 a jeho plochy mezi ventily přechází plynulým obloukem do okraje. Značně rozdílné je zde velmi členité tvarování koruny pístu, které s hlavou válce uzavírá dlouhé, 1 mm široké antidekonační štěrbinu na stranách sacích a výfukových ventilů. Za účelem změny směru proudění jsou také na stranách štítu střechy vytvořena zúžení, na něž navazuje rovina koruny pístu. Velká část objemu spalovacího prostoru je umístěna do miskové prohlubně o hloubce 9 mm a průměru 24 mm.

Nevýhodou tohoto spalovacího prostoru může být jeho značné členění a jeho poměrně ostré přechody geometrie, které při vyšším kompresním poměru mohou způsobovat detonační hoření. Značná část objemu směsi by však měla shořet v miskovém spalovacím prostoru a malý objem směsi ve štěrbinách by tak mohl odolat detonacím. Další nevýhodou je poměrná změna plochy spalovacího prostoru, a to o 9,01 % na hodnotu 12 558,8 mm². Maximální hodnota měrné kinetické energie dosáhla díky úzkým antidekonačním štěrbinám značné poměrné změny o 52,53 % na hodnotu 1,54 J·kg⁻¹.

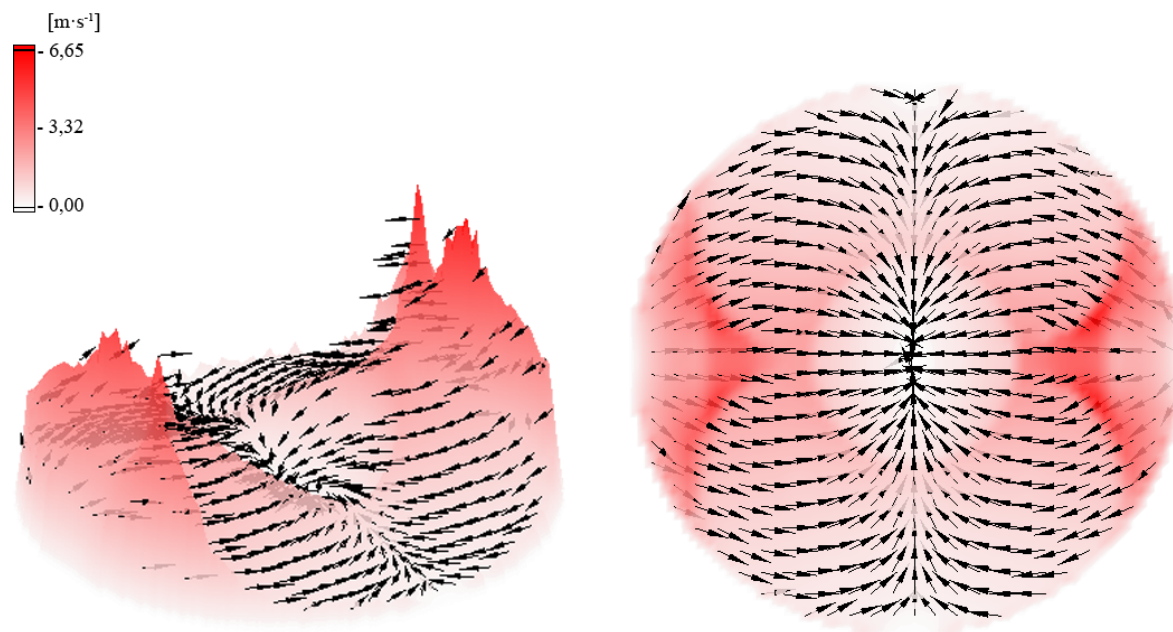
Rychlostní profil znázorňuje obr. 38 a kromě vysoké rychlosti proudění v oblasti antidetonačních štěrbin lze pozorovat stáčení vektorů rychlosti do miskové prohlubně. Maximální dosažená rychlost je $7,41 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Vliv štěrbin na stranách štítu na rychlost proudění je minimální a ke zvýšení rychlosti proudění zde zásadně nedochází.



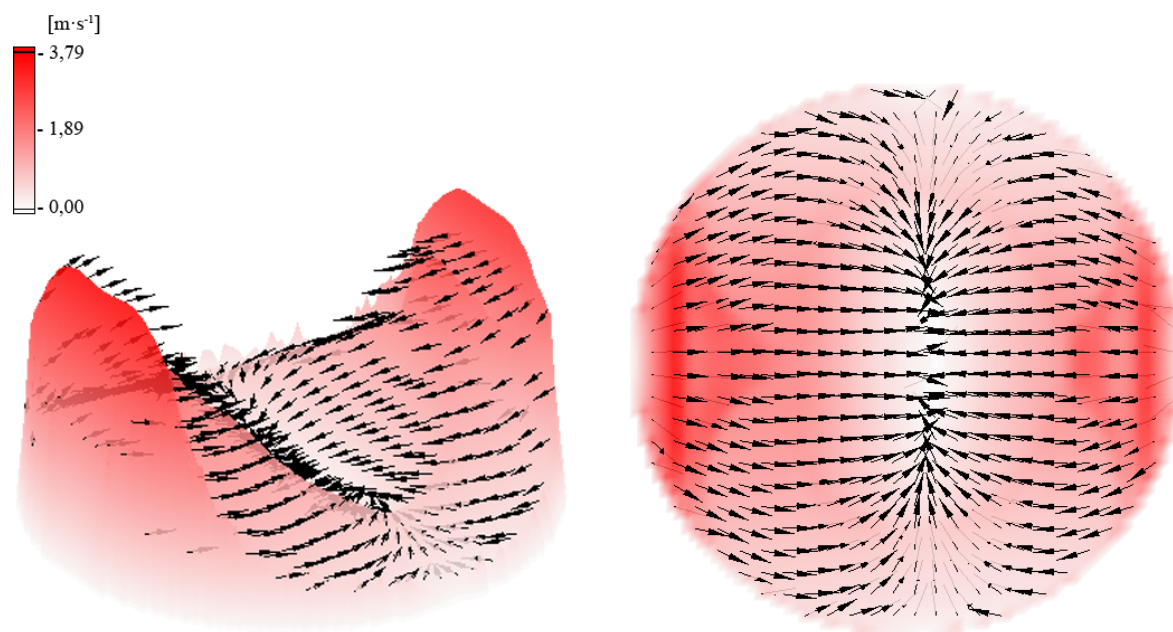
Obr. 40 Varianta v6_22,4/21_74,5_KP13,5

VARIANTA v6_22,4/21_74,5_KP13,5

Střechovitý tvar hlavy válce u této varianty (obr. 40) vychází z původní geometrie, u níž došlo jen k minimálním změnám. Koruna pístu opět prodlužuje antidetonační štěrbinu, které jsou v tomto případě větší a s odstupující vzdáleností se dále rozšiřují, což by dle předpokladů zmíněných v rešeršní části diplomové práce mělo vést ke snížení rychlosti proudění. Štěrbinu vytvořenou v oblasti štítu střechy jej v tomto případě kopírují a přechází do prohloubení pro ventily. Také v tomto případě tvoří hlavní objem miskový spalovací prostor, tentokrát o hloubce 9,45 mm a průměru 28 mm.



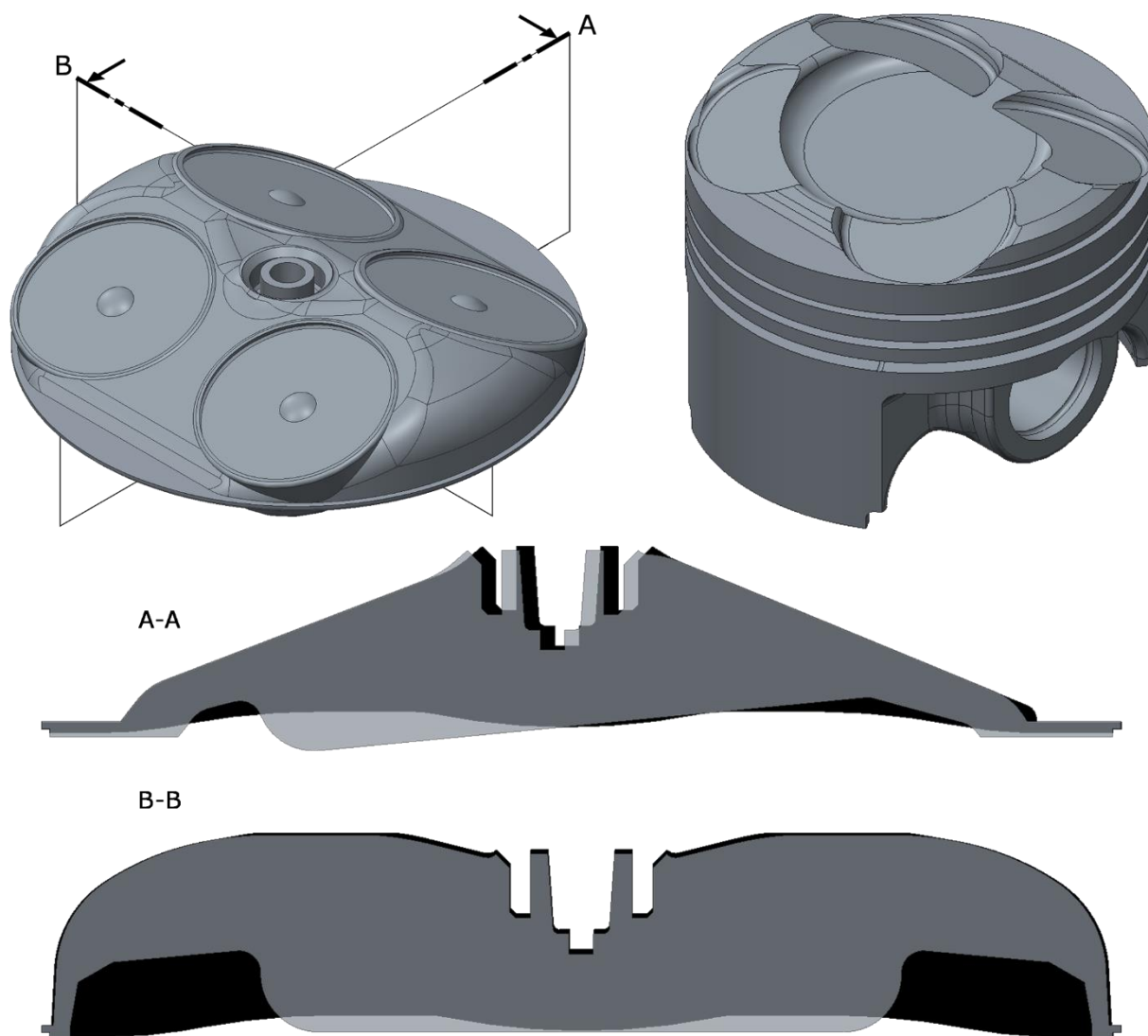
Obr. 41 Rychlostní profil varianty v6_22,4/21_74,5_KP13,5



Obr. 42 Rychlostní profil varianty v7_22,4/21_74,5_KP13,5

Spalovací prostor je opět značně členitý s velkými přechody geometrie, což může vést k detonačnímu hoření. Jeho povrch v tomto případě vzrostl 5,39 % na hodnotu 12 141,1 mm² a hodnota měrné kinetické energie vzrostla o 30,72 % na hodnotu 1,32 J·kg⁻¹.

Z rychlostního profilu na obr. 41 lze usoudit, že štěrby vytvořené na straně štítu střechy ovlivňují stáčení vektorů do středu spalovacího prostoru ještě více, než v předchozím případě. V objemu miskového prostoru pak dochází ke zpomalení proudění a ve skutečnosti by došlo k jeho rozprostření v objemu miskové prohlubně. Maximální rychlosti proudění bylo dosaženo 6,70 m·s⁻¹.



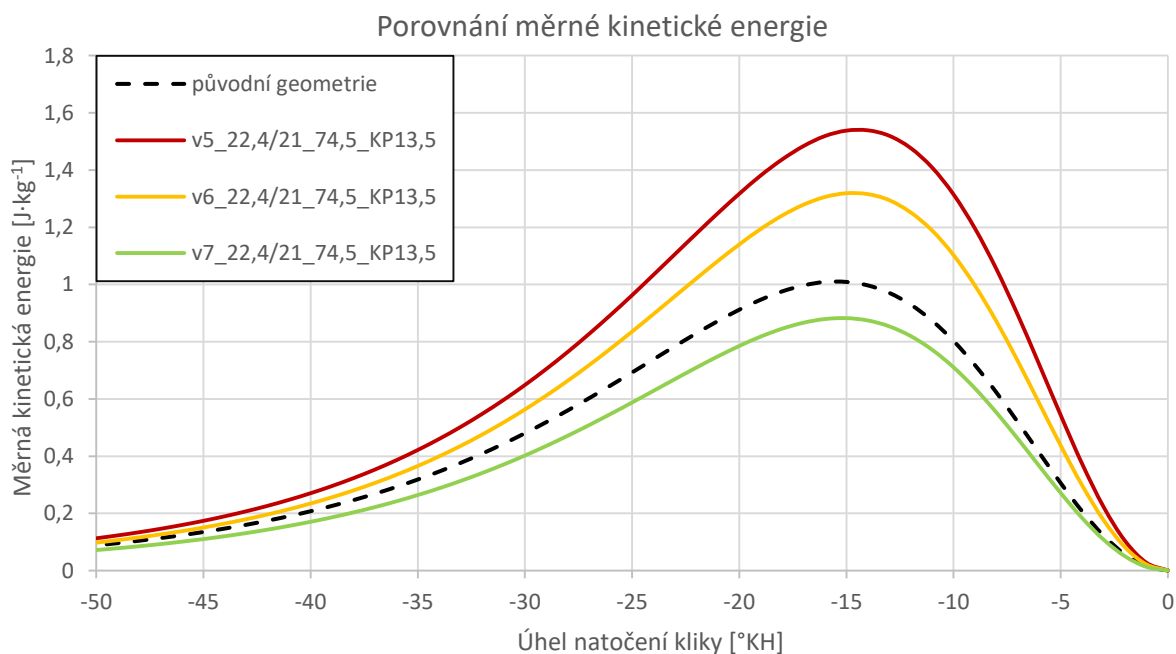
Obr. 43 Varianta v7_22,4/21_74,5_KP13,5

VARIANTA v7_22,4/21_74,5_KP13,5

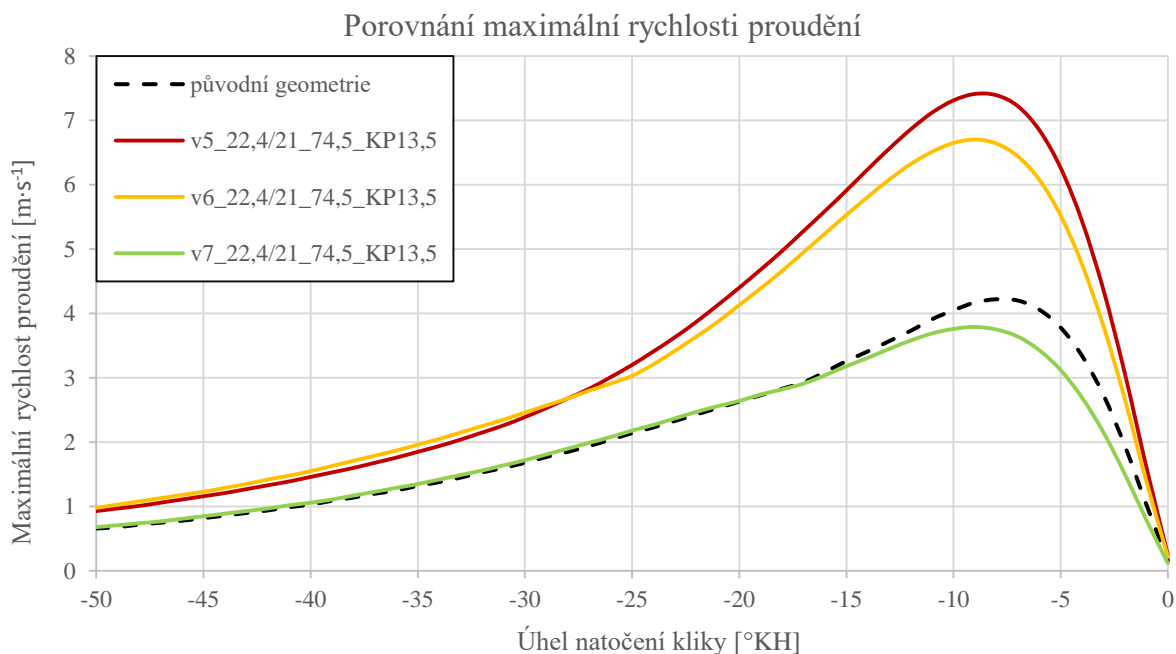
Tvar hlavy válce spalovacího prostoru varianty v7 (obr. 43) opět vychází z původní geometrie, avšak poloha svíčky byla v tomto případě posunuta směrem k výfukovým ventilům. Důvodem tohoto posunutí je vytvoření klínového prostoru právě pod výfukovými ventily. Nejnížší bod klínového prostoru, v němž se shromažďuje velký objem spalovacího prostoru, je více vzdálen od zapalovací svíčky, což může nepříznivě ovlivnit průběh hoření. Tvar tohoto klínového prohloubení však nepříznivě ovlivňují vybrání pro ventily a také antidetonační štěrbinu je na této straně značně zkrácena. Na straně sacích ventilů je podstatně štěrbinu delší a podobně jako v předchozím případě se postupně rozšiřuje. Také zde jsou ponechány štěrbinu v oblastech štítu střechy.

Poměrná změna plochy tohoto spalovacího prostoru je o 5,04 % na hodnotu 12 101,2 mm² a také zde může nastat riziko detonací díky členité geometrii. Maximální hodnota měrné kinetické energie nepřevyšuje původní verzi a činí pokles o 12,54 % na hodnotu 0,8 J·kg⁻¹.

Zajímavý je rychlostní profil této varianty na obr. 42, který není tvořen dvěma přibližně symetrickými poli jako v předchozích případech, ale vlivem klínového prostoru se vektory proudění potkávají více na straně výfukových ventilů. Štěrbiny na straně štítu střechy opět způsobují stáčení proudění, tentokrát přibližně do prostoru posunutě zapalovací svíčky, což může být žádoucí. Maximální rychlosti proudění u této varianty bylo dosaženo $3,79 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.



Obr. 44 Graf porovnání měrné kinetické energie pro úhly $22,4^\circ/21^\circ$ a vrtání $74,5 \text{ mm}$

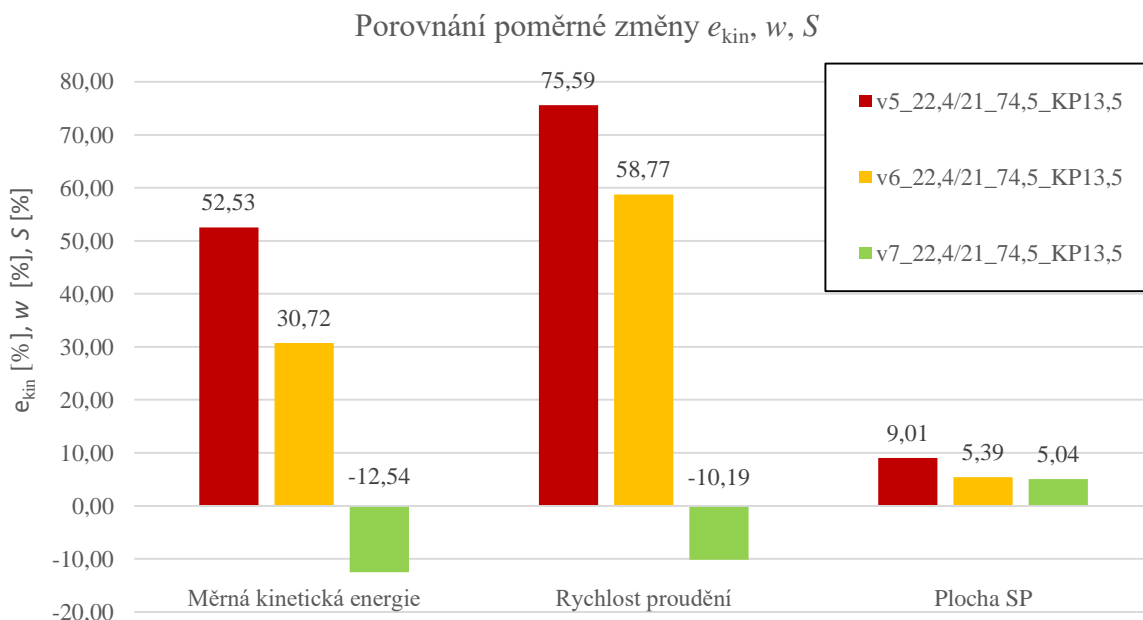


Obr. 45 Graf porovnání rychlosti proudění pro úhly $22,4^\circ/21^\circ$ a vrtání $74,5 \text{ mm}$

POROVNÁNÍ VARIANT 22,4/21_74,5_KP13,5

Vzájemné porovnání průběhů měrné kinetické energie v závislosti na natočení kliky nabízí obr. 44. Nejvyšších hodnot bylo dosaženo u páté varianty díky dlouhým a úzkým antidetonačním šterbinám. U sedmé varianty s klínovým prostorem k navýšení nedošlo. Obr. 45 uvádí porovnání maximálních rychlostí proudění pro jednotlivá natočení KH a v porovnání s grafem pro měrnou kinetickou energii je patrné přiblížení křivky druhé varianty vzhledem k první. Ve spalovacím prostoru druhé varianty tak patrně dochází k lokálnímu navýšení rychlosti, což naznačuje i výškový profil rychlostí proudění na obr. 41.

U těchto tří variant došlo vlivem členitosti povrchu k razantní poměrně změně plochy, konkrétně k největšímu o 9,01 % u páté varianty (obr. 46). Zvýšený kompresní poměr může vést ke zvýšení teploty ve spalovacím prostoru a společně s členitou geometrií tak může nastat riziko vzniku detonačního hoření a jeho následným nežádoucím účinkům.



Obr. 46 Porovnání výsledků pro úhly 22,4°/21° a vrtání 74,5 mm

5.1.2 ZMĚNA VRTÁNÍ

VRTÁNÍ 72,5 MM

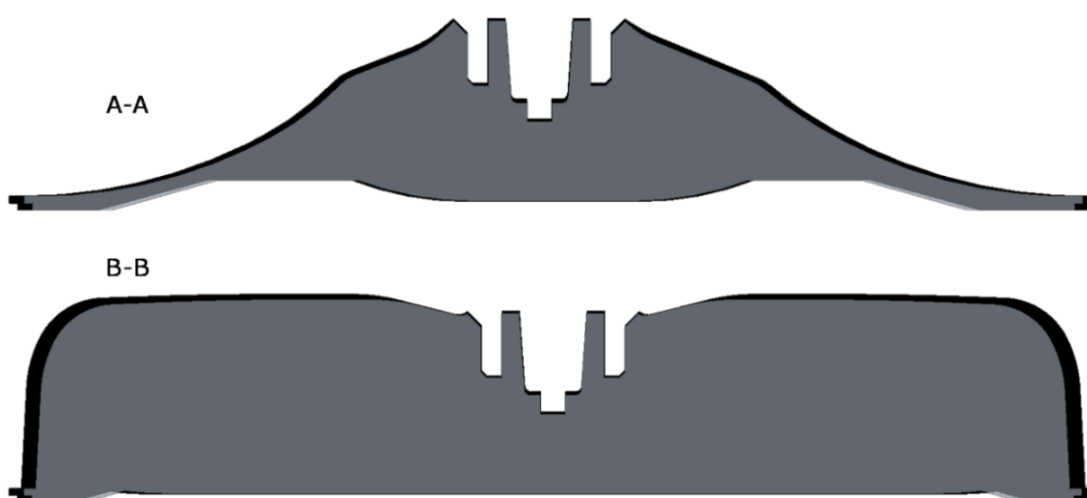
U dalších čtyř variant byl sledován vliv změny vrtání na hodnotu 72,5 mm. Při zachování zdvihového objemu a výšky bloku válců došlo ke změně zdvihu pístu na hodnotu 90,7 mm a změně délky ojnice na hodnotu 138 mm. Kompresní objem těchto variant je 13,5.

Obr. 47 uvádí příklad porovnání změny geometrie podle výše zmíněných kritérií pro varianty v1_22,4/21_74,5_KP13,5 a v1_22,4/21_72,5_KP13,5. Celková plocha spalovacího prostoru varianty v1_22,4/21_72,5_KP13,5 byla snížena na hodnotu 11 357,1 mm², což činí pokles

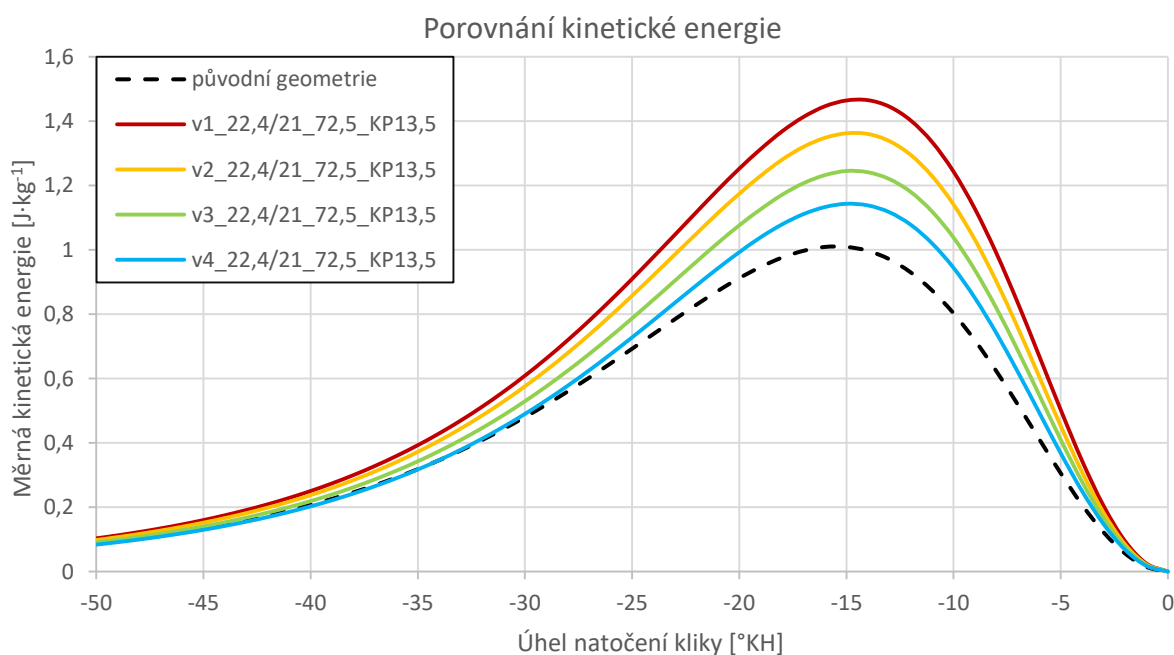
o 1,42 %. Hodnota měrné kinetické energie vzrostla o 45,19 % na hodnotu $1,47 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$, maximální hodnota rychlosti proudění je $6,71 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a její poměrná změna činí 59,00 % (vztaženo k původní geometrii ŠKODA AUTO). Obrázky porovnání dalších variant jsou v přílohách 1, 2 a 3.

Grafy na obr. 48 a obr. 49 jsou vyhodnocením všech čtyř variant s vrtáním 72,5 mm upravených podle postupu varianty v1_22,4/21_72,5_KP13,5. Ve všech případech bylo dosaženo vyšších výsledků měrné kinetické energie a rychlosti proudění.

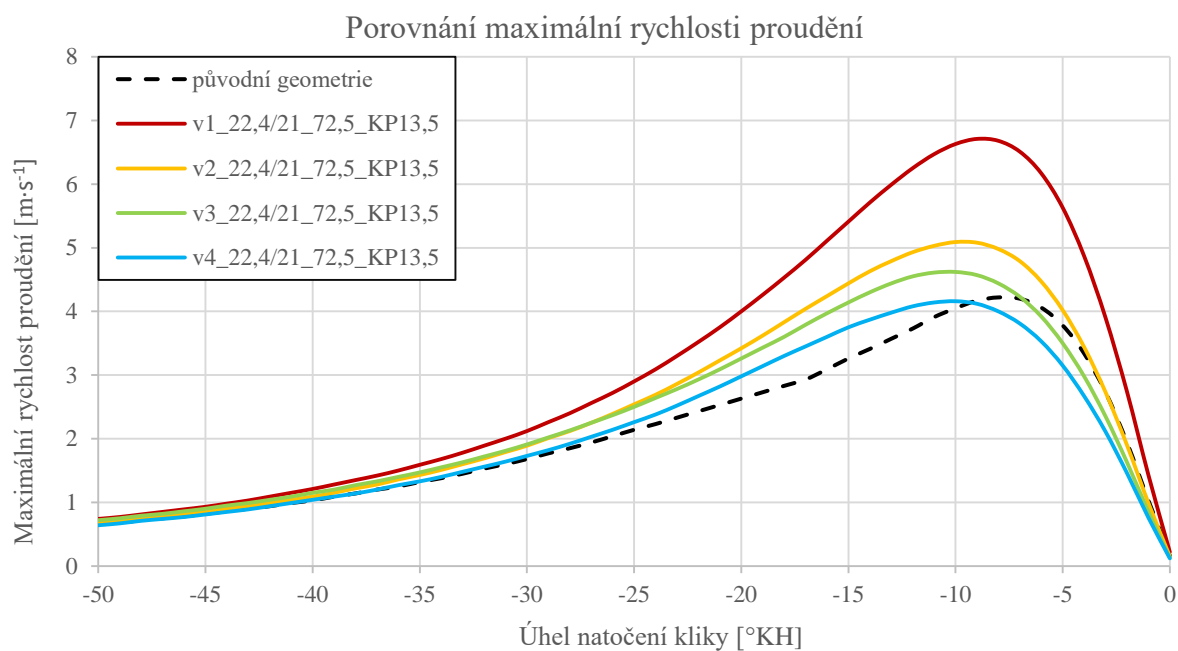
Jako nejúčinnější se jeví úprava v1_22,4/21_72,5_KP13,5 s oválnou úpravou koruny pístu, která dosahuje nejlepších výsledků. Pořadí všech variant je shodné jako u variant o vrtání 74,5 mm. Jednotlivé hodnoty a jejich poměrná změna je porovnána na obr. 50.



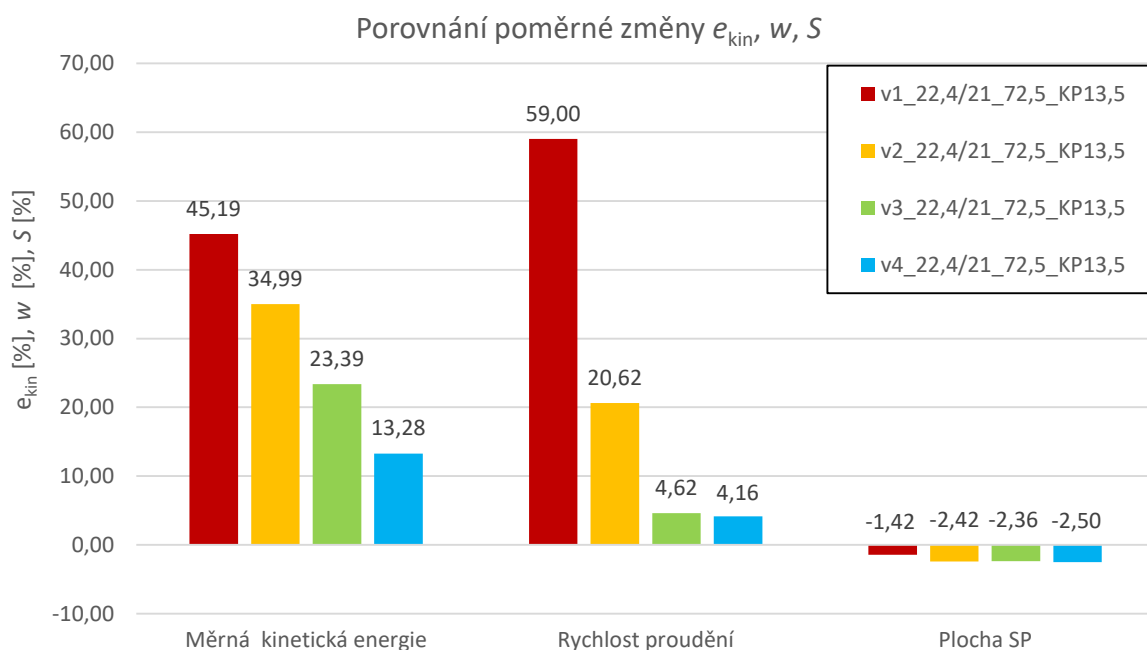
Obr. 47 Varianta v1_22,4/21_72,5_KP13,5



Obr. 48 Graf porovnání měrné kinetické energie pro úhly $22,4^\circ/21^\circ$ a vrtání 72,5 mm



Obr. 49 Graf porovnání rychlosti proudění pro úhly 22,4°/21° a vrtání 72,5 mm



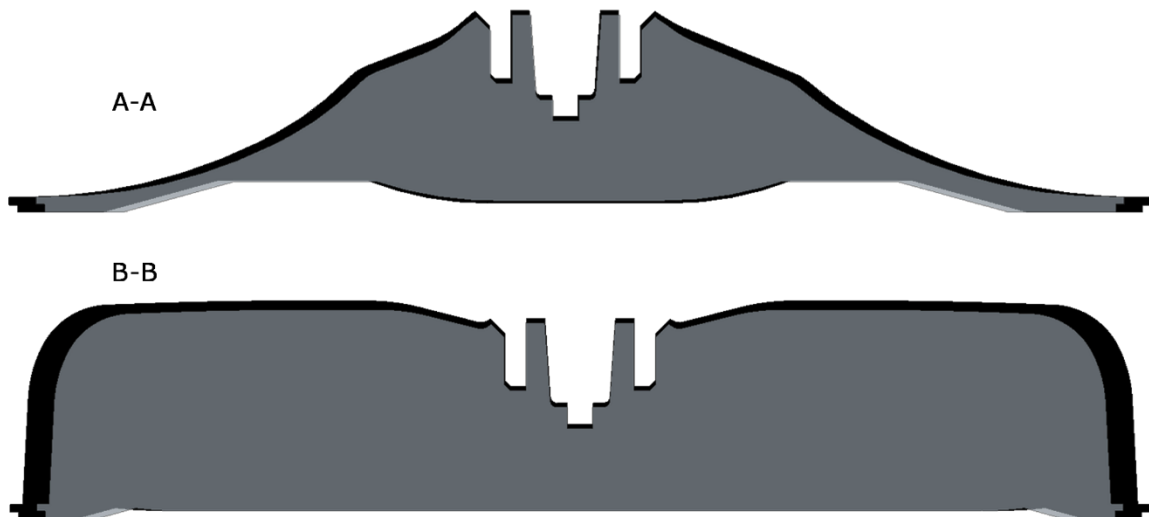
Obr. 50 Porovnání výsledků pro úhly 22,4°/21° a vrtání 72,5 mm

VRTÁNÍ 71 MM

Následující varianta v1_22,4/21_71_KP14,2 na obr. 51 reprezentuje úpravy čtyř variant se zmenšeným vrtáním na hodnotu 71 mm. Opět platí podmínka zachování zdvihového objemu a výšky bloku válců. Hodnota zdvihu pístu tak činí 94,5 mm a délka ojnice je 137 mm.

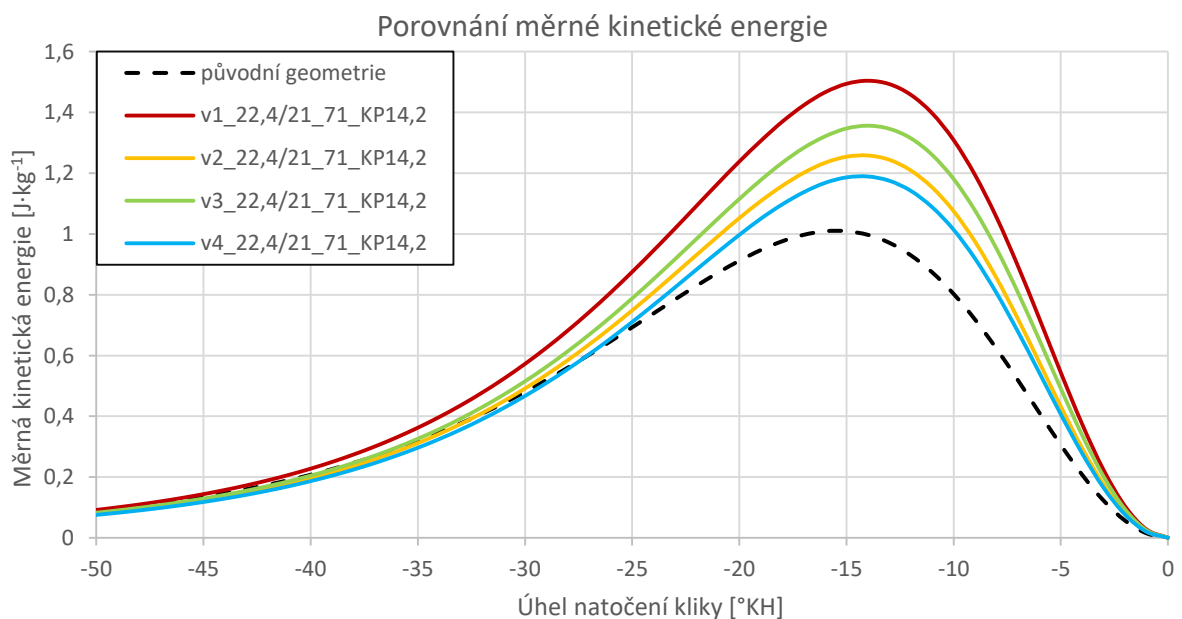
Kompresní objem těchto variant odpovídá hodnotě 14,2. Porovnání dalších variant je v přílohách 4, 5 a 6.

V porovnání s původním spalovacím prostorem klesla plocha této varianty o 5,64 % na hodnotu 10 870 mm². Měrná kinetická energie vzrostla o 49,06 % na hodnotu 1,50 J·kg⁻¹ a maximální dosažená rychlosti proudění je 6,70 m·s⁻¹, což činí poměrnou změnu o 58,77 %.

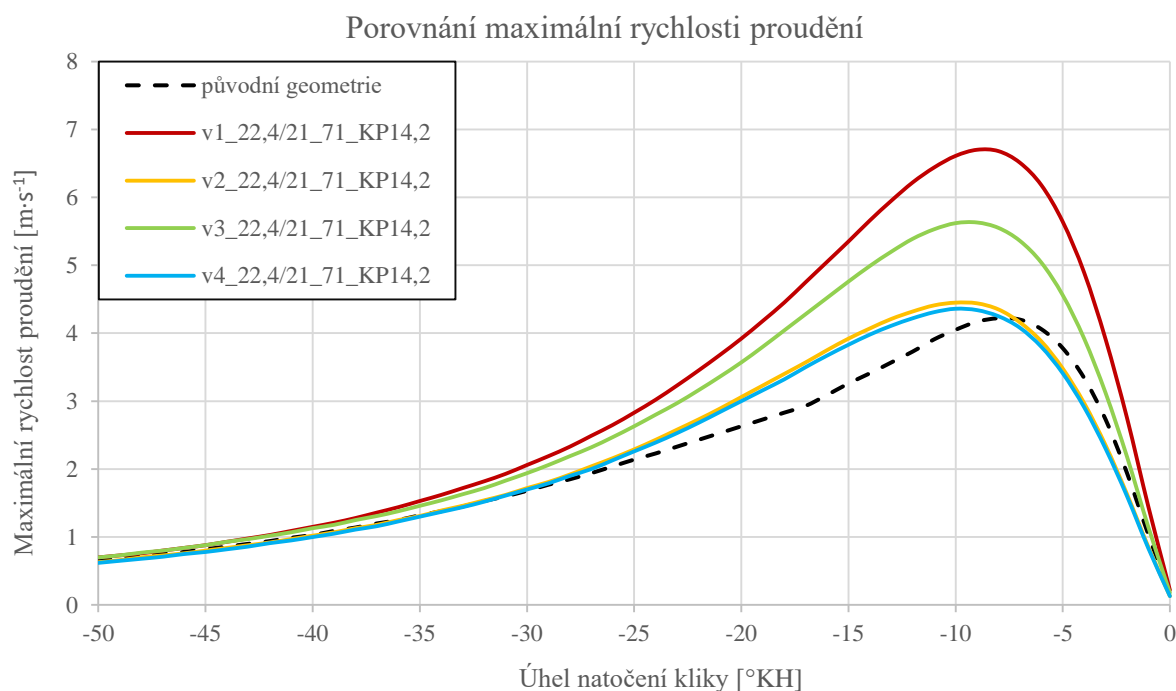


Obr. 51 Varianta v1_22,4/21_71_KP14,2

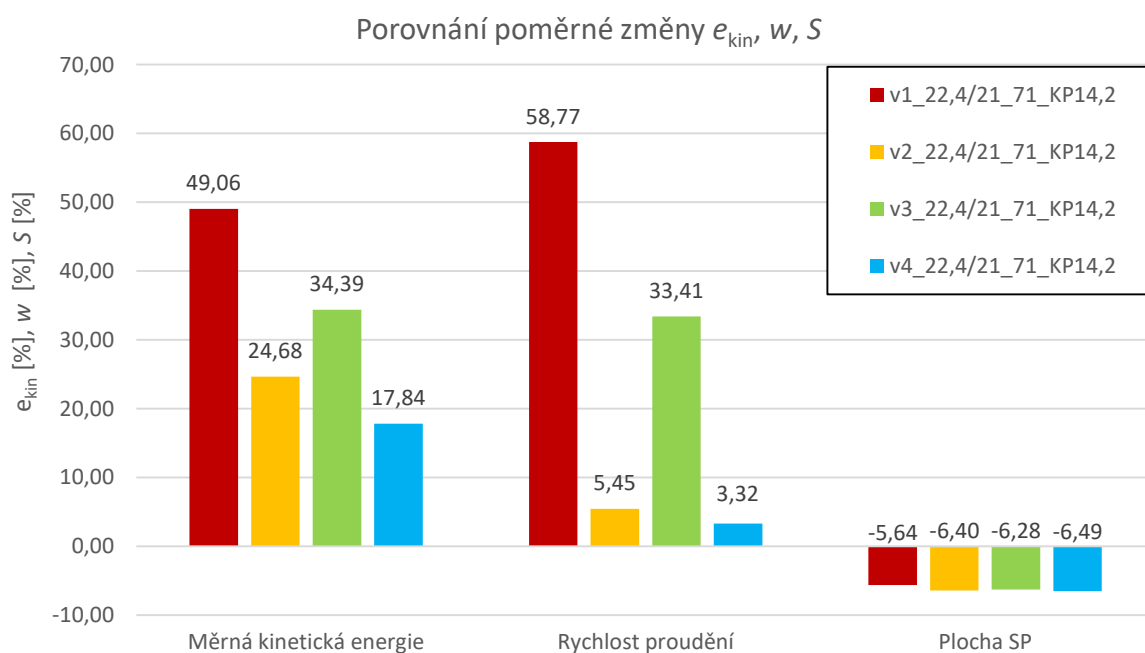
Vyhodnocení všech variant s vrtáním 71 mm je patrné na grafech obr. 52 a obr. 53. Také v tomto případě bylo nejvyšší poměrné změny měrné kinetické energie a maximální rychlosti proudění dosaženo u varianty v1. Konkrétně se jedná o hodnoty 49,06 % pro kinetickou energii a 58,77 % pro maximální rychlost. Na obr. 54 jsou uvedeny hodnoty všech získaných výsledků pro varianty s vrtáním 71 mm.



Obr. 52 Graf porovnání měrné kinetické energie pro úhly 22,4°/21° a vrtání 71 mm



Obr. 53 Graf porovnání rychlosti proudění pro úhly 22,4°/21° a vrtání 71 mm

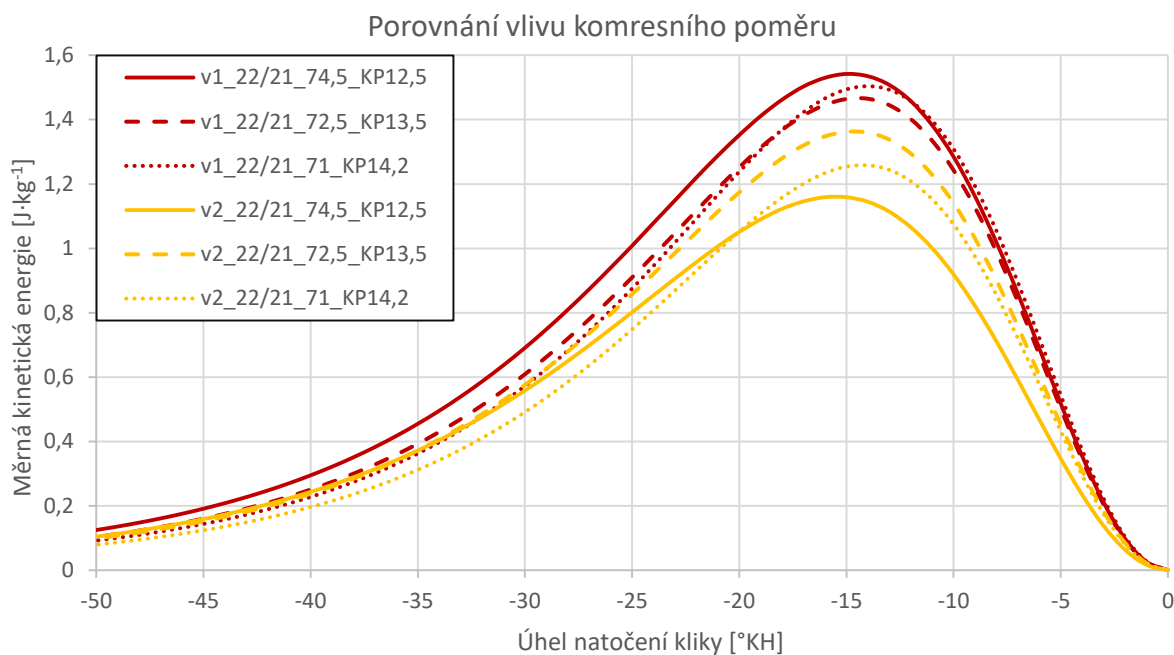


Obr. 54 Porovnání výsledků pro úhly 22,4°/21° a vrtání 71 mm

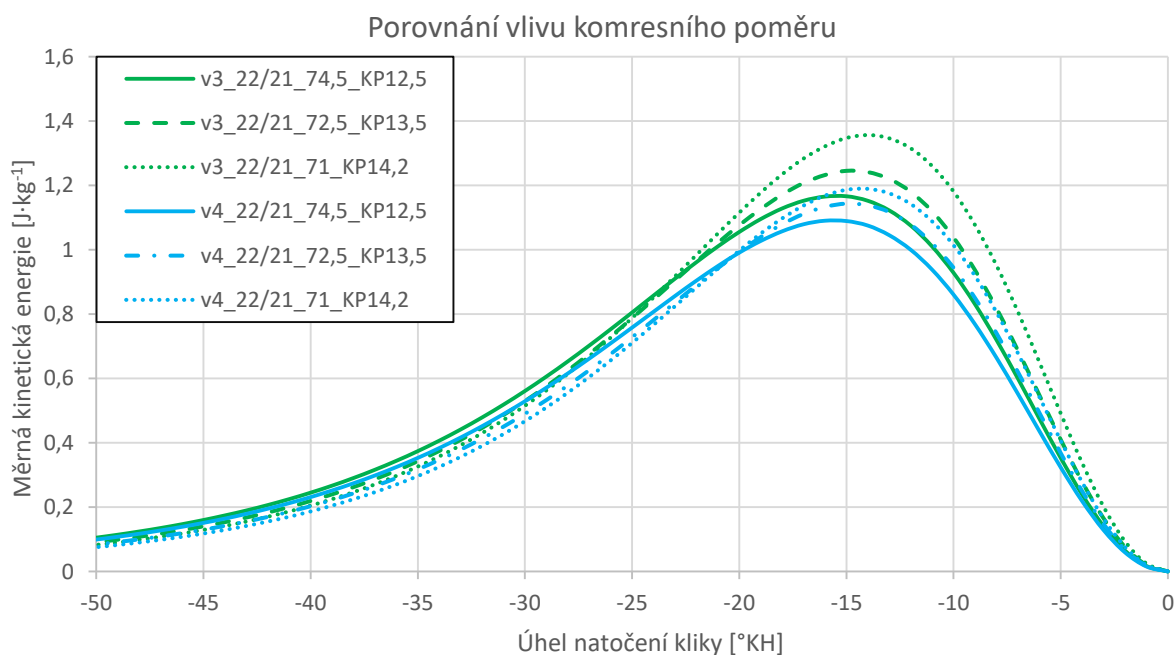
POROVNÁNÍ ZMĚNY VRTÁNÍ

Změna velikosti vrtání má dle výsledků z programu 2-D Squish navzdory rostoucí střední pístové rychlosti různý vliv na velikost měrné kinetické energie a rychlost proudění, což lze porovnat na obr. 55 a obr. 56. Z grafů je patrné, že u varianty v1 nebylo dosaženo žádného

navýšení maximálních hodnot vlivem změny vrtání. U variant v2, v3 a v4 k nárůstu došlo. Největší vliv změny vrtání se projevil u varianty v2 s vrtáním 72,5 mm, u které došlo k navýšení vzhledem k variantě v2 s vrtáním 74,5 mm o 17,52 %. Variantu v3 s vrtáním 74,5 mm pak převýšila varianta v3 s vrtáním 71,00 mm o 16,30 %. Hodnoty poměrné změně měrné kinetické energie všech variant vzhledem k vrtání 74,5 mm jsou zobrazeny na obr. 57. Na velikost radiálního víření tak má dle programu 2-D Squish větší vliv tvar geometrie než střední pístová rychlost.

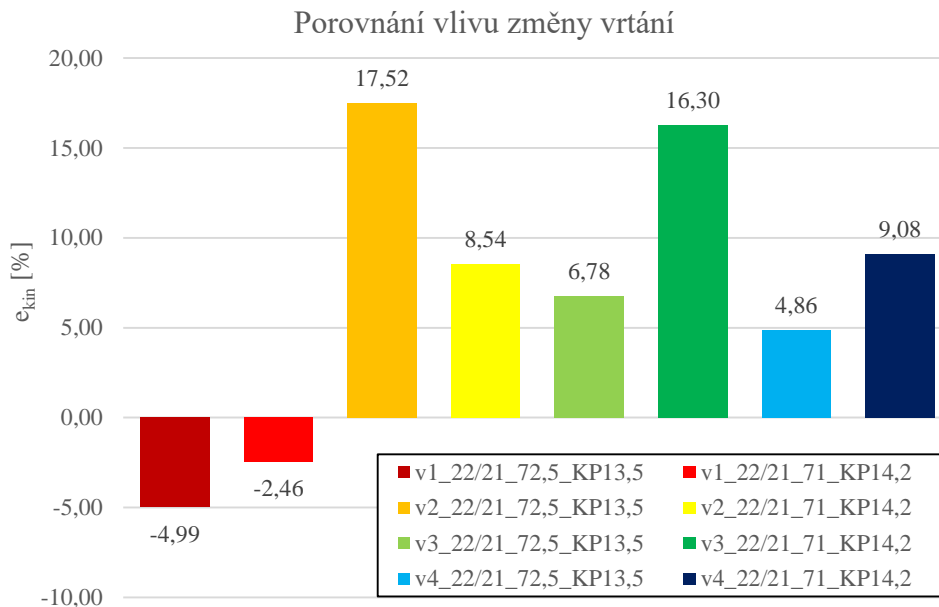


Obr. 55 Graf porovnání vlivu změny vrtání variant v1 a v2

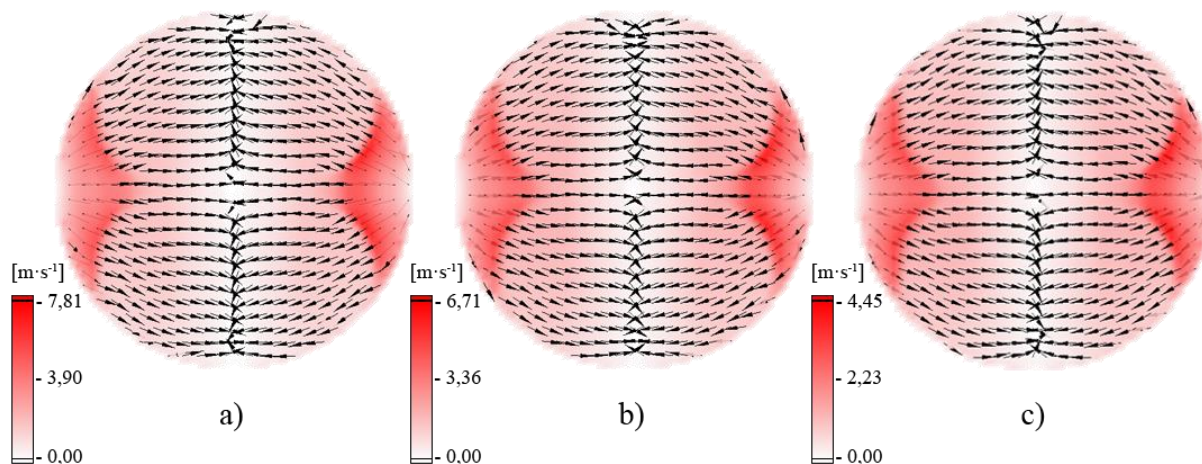


Obr. 56 Graf porovnání vlivu změny vrtání variant v3 a v4

Porovnávaný rychlostní profil variant v1 na obr. 58 ukazuje, že při změněném vrtání, zdvihu pístu a délce ojnice nedochází k výrazné změně tvaru vektorového pole, pouze rychlosti proudění. Navýšení kinetické energie tak neovlivňuje směr proudění.



Obr. 57 Poměrná změna měrné kinetické energie vlivem změny vrtání



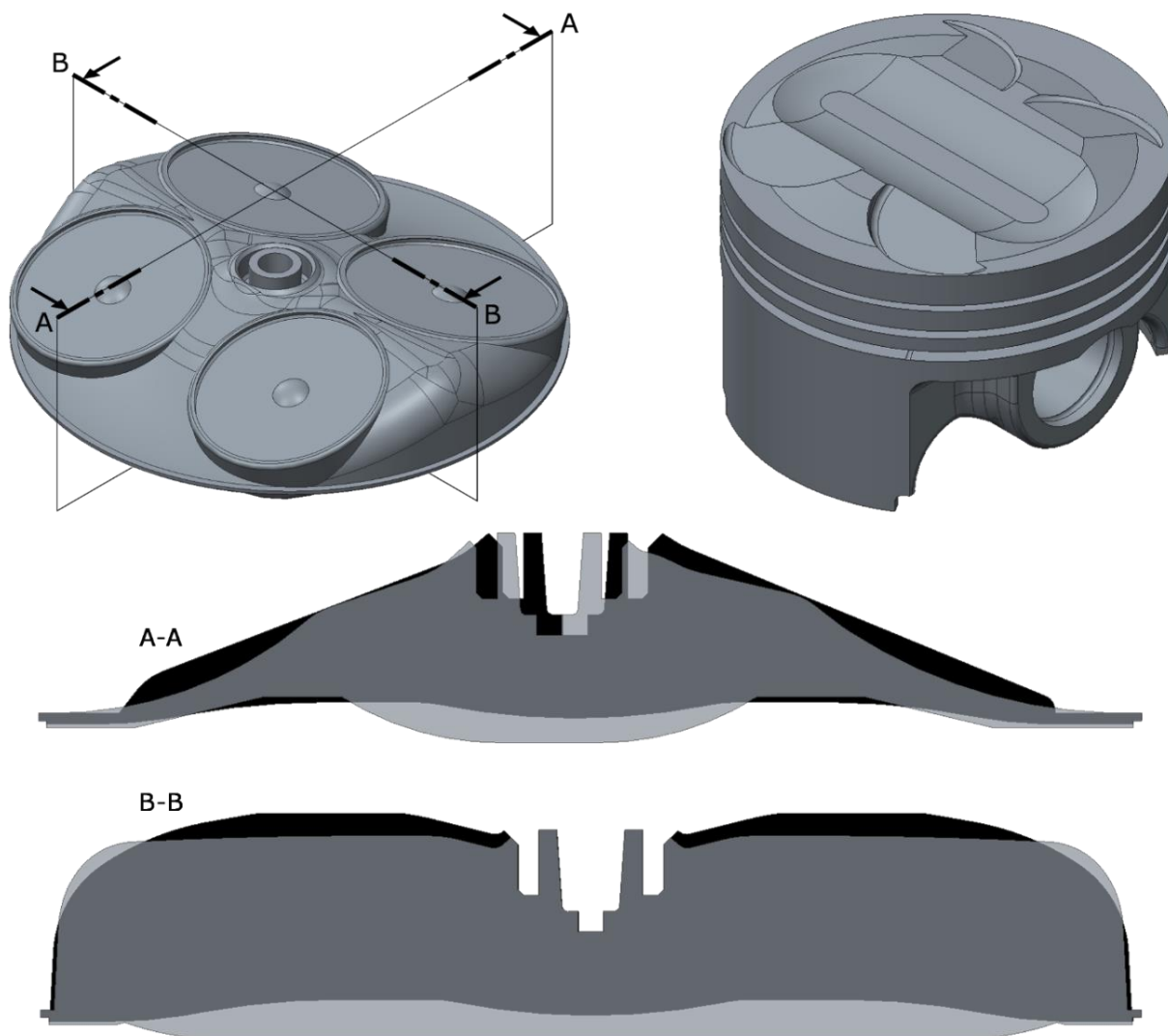
Obr. 58 Porovnání rychlostního profilu a) v1_22,4/21_72,5_KP13,5, b) v1_22,4/21_72,5_KP13,5, c) v1_22,4/21_71_KP14,2

5.1.3 ZMĚNA ÚHLŮ VENTILŮ

V následujících podkapitolách jsou uvedeny konstrukční návrhy variant s úhly 13° pro sací a $18,9^\circ$ pro výfukový ventil. Stejně jako u předchozích variant s vrtáním $74,5$ mm je dodržován kompresní poměr $12,5$ a jsou zachovány rozměry zapalovací svíčky a minimální velikost antidetonační šterbiny, která je ve všech případech 1 mm.

VARIANTA v1_13/18,9_74,5_KP12,5

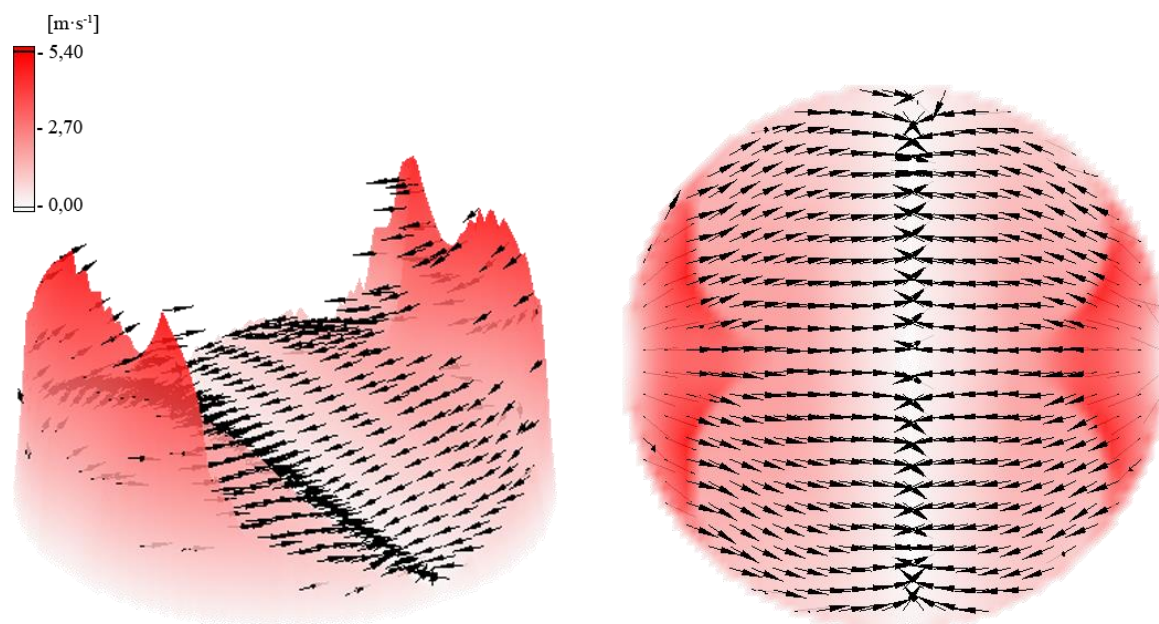
Tato varianta (obr. 59) vychází z tvaru varianty v1_22,4/21_74,5_KP12,5, u které je upraveno zaoblení štítu střechy, plocha mezi ventily plynule přechází do okraje spalovacího prostoru a koruna pístu se skládá z kuželového vyvýšení zakončeného rovinou, v níž je oválná prohlubeň. Velikost prohloubení je v tomto případě 3,12 mm a v rovině B-B je symetricky umístěno vůči poloze svíčky. Ta je oproti variantám s původními úhly ventilů posunuta v rovině A-A a její vzdálenost od středu válce je 2,8 mm. Jiskřiště svíčky je od dna prohlubně vzdáleno 7,37 mm.



Obr. 59 Varianta v1_13/18,9_74,5_KP12,5

Celkový povrch spalovacího prostoru je 11 745 mm² a vůči původní geometrii od ŠKODA AUTO vzrostl o 1,95 %. Měrná kinetická energie vzrostla na hodnotu 1,32 J·kg⁻¹, což činí poměrnou změnu o 30,72 %.

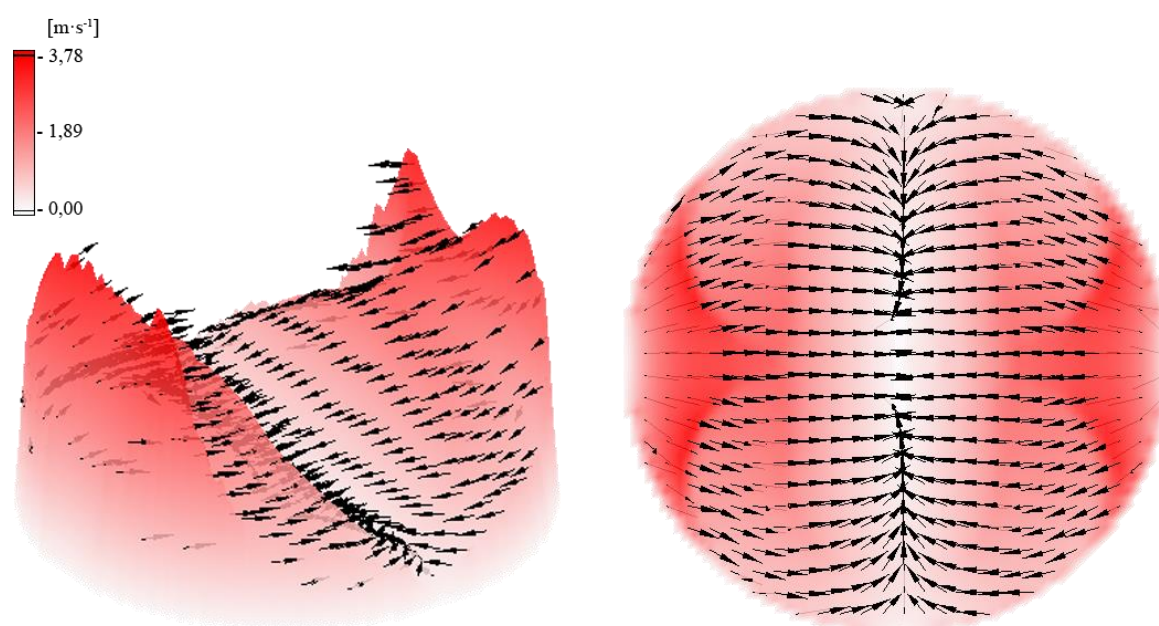
Rychlostní profil na obr. 60 je opět podobný variantě v1_22,4/21_74,5_KP12,5 a nejvyšší rychlosti je dosahováno při proudění z antidetonačních štěrbin vytvořených z ploch mezi písty, jejíž maximální hodnota je 5,4 m·s⁻¹. Pole vektorů se stáčí po obvodu válce a po stranách štítu střechy je mírně stáčeno do středu válce.



Obr. 60 Rychlostní profil varianty v1_13/18,9_74,5_KP12,5

VARIANTA v2_13/18,9_74,5_KP12,5

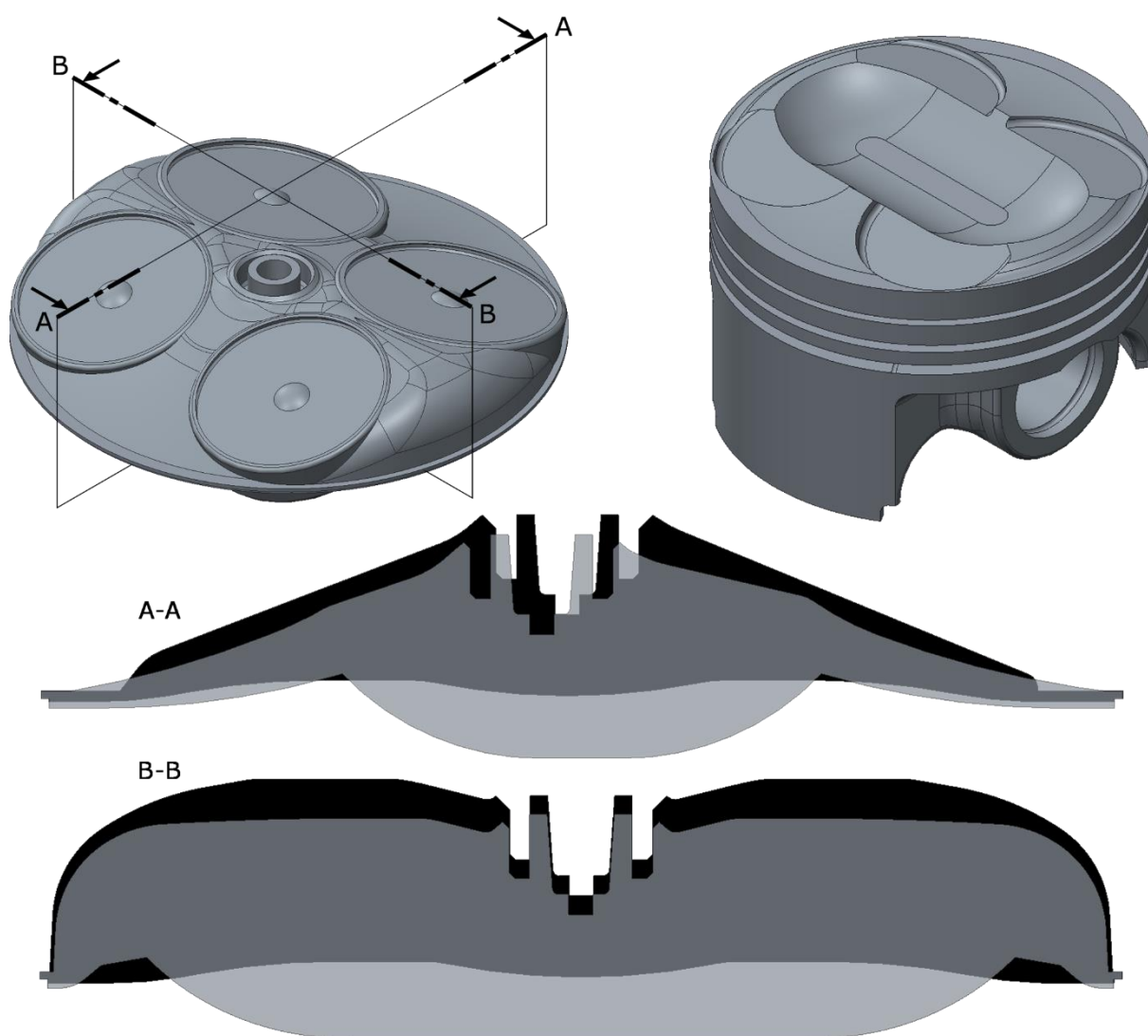
Varianta v2_13/18,9_74,5_KP12,5 na obr. 62 využívá obdobné úpravy ploch mezi ventily jako předchozí varianta. Zapalovací svíčka je umístěna do nižší polohy, což vede k celkovému snížení střechy spalovacího prostoru. Zaoblení štítu má rovněž menší poloměr a na těže straně jsou na koruně pístu vytvořeny zkosené antidetonační štěrby. Kuželové vyvýšení je nahrazeno zaoblením, jež je zakončeno oválnou prohlubní o velikosti 5,92 mm. Ta v tomto případě není symetricky umístěná vzhledem k řezu svíčky B-B, což může negativně ovlivňovat průběh šíření plamene. Vzdálenost dna prohlubně od jiskřiště je 8,67 mm.



Obr. 61 Rychlostní profil varianty v2_13/18,9_74,5_KP12,5

Povrch spalovacího prostoru vzrostl na 11 665,9 mm², což činí poměrnou změnu o 1,26 %. Maximální hodnota měrné kinetické energie je 1,162 J·kg⁻¹, jejíž menší poměrná změna 15,16 % může být ovlivněn rozšířením antidekonačních štěrbin. Jejich případné zúžení by mohlo vést ke zlepšení výsledků.

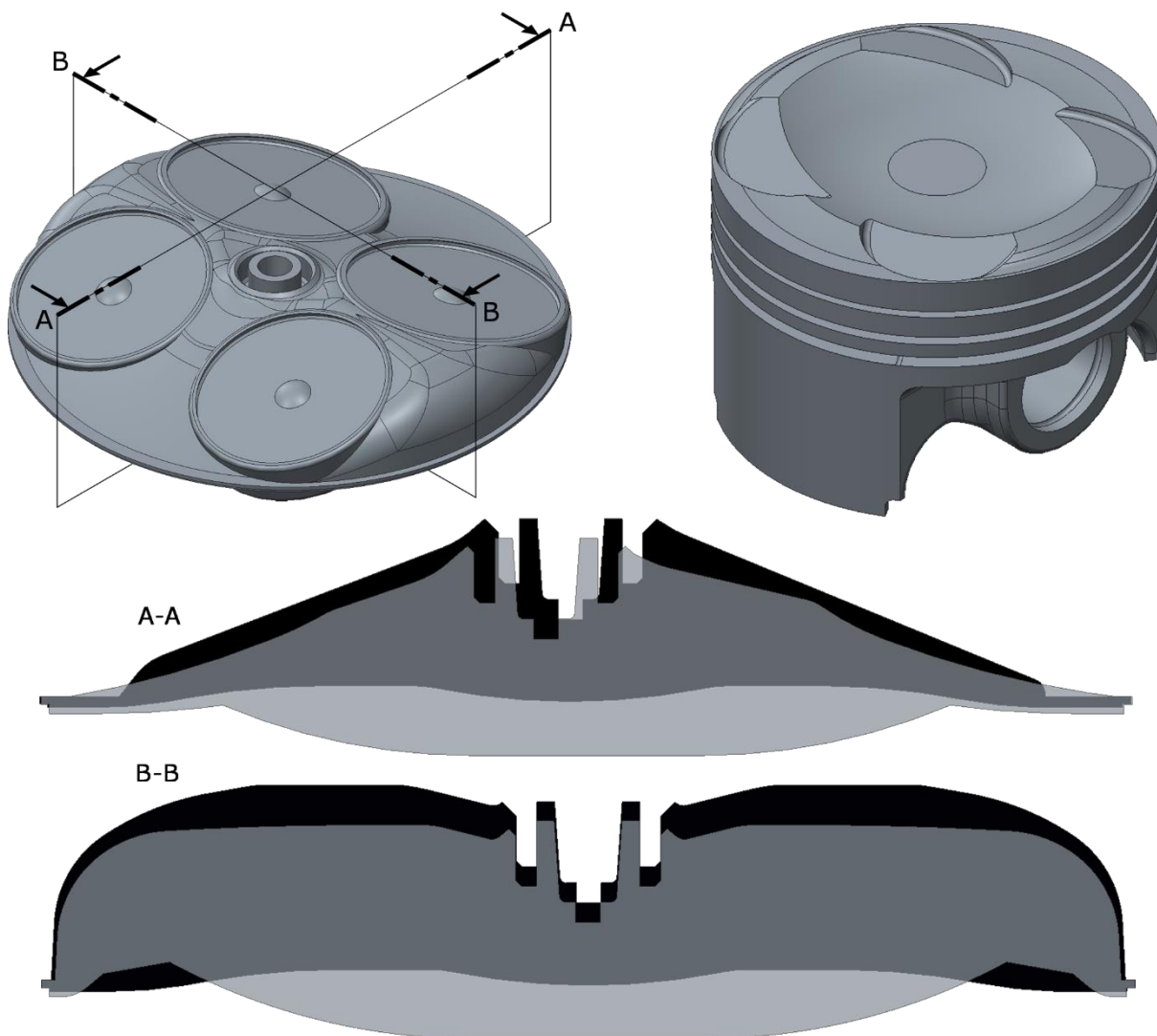
Pole rychlostního profilu na obr. 61 je značně ovlivněno nově vytvořenými antidekonačními štěrbinami na stranách štítu střechy, které způsobují stáčení vektorů rychlosti v této oblasti směrem do středu válce. Znatelný vliv na rozložení rychlosti proudění má kromě ploch mezi písty také oválná prohlubeň, na jejíchž okrajích dochází ke zvýšení rychlosti proudění. Její maximální hodnota je 3,78 m·s⁻¹, což znamená pokles o 10,43 % vůči původnímu spalovacímu prostoru.



Obr. 62 Varianta v2_13/18,9_74,5_KP12,5

VARIANTA v3_13/18,9_74,5_KP12,5

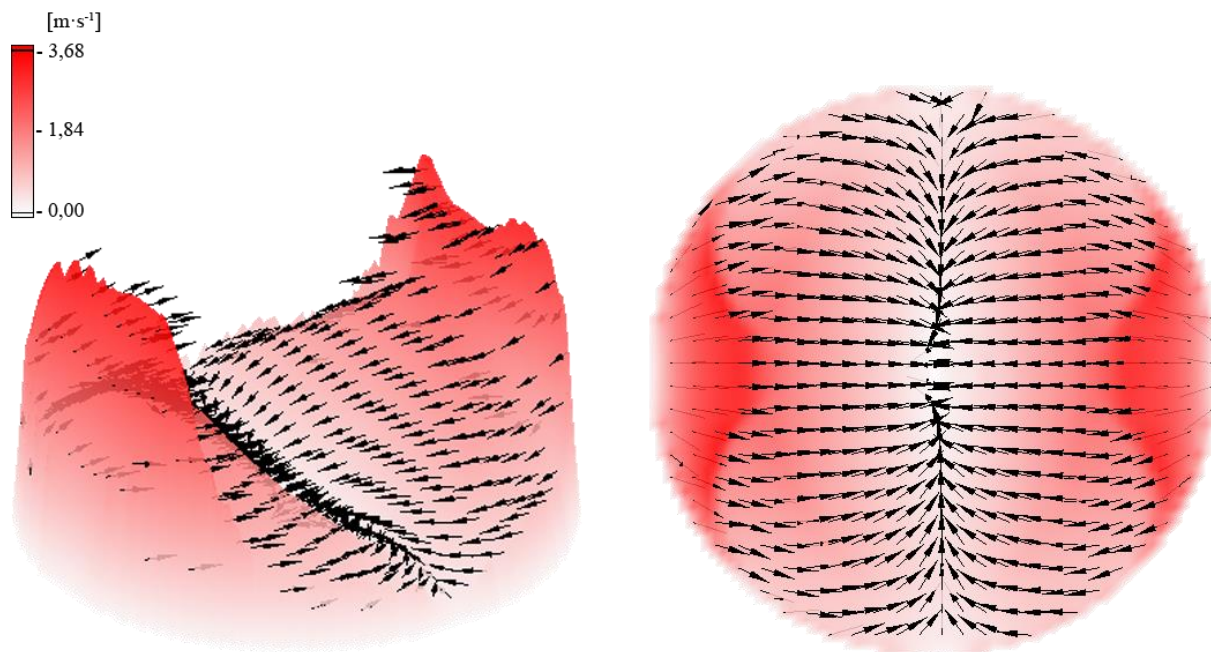
Geometrie této varianty (obr. 63) do značné míry vychází z varianty v2_13/18,9_74,5_KP12,5. Hlavní změnou je nahrazení oválné prohlubně na koruně pístu za prohlubeň kruhovou, která omezuje délku antidetonačních štěrbin. Její hloubka je 5,3 mm a opět je nesymetricky umístěná vůči poloze svíčky v rovině B-B. Jiskřiště zapalovací svíčky je od dna prohlubně vzdáleno 8,05 mm.



Obr. 63 Varianta v3_22,4/21_74,5_KP12,5

Plocha spalovacího prostoru poklesla o 0,08 % na hodnotu 11 511 mm². Měrná kinetická energie v tomto případě poklesla o 2,33 % na hodnotu 0,99 J·kg⁻¹, což může být způsobeno zkrácením délky antidetonačních štěrbin.

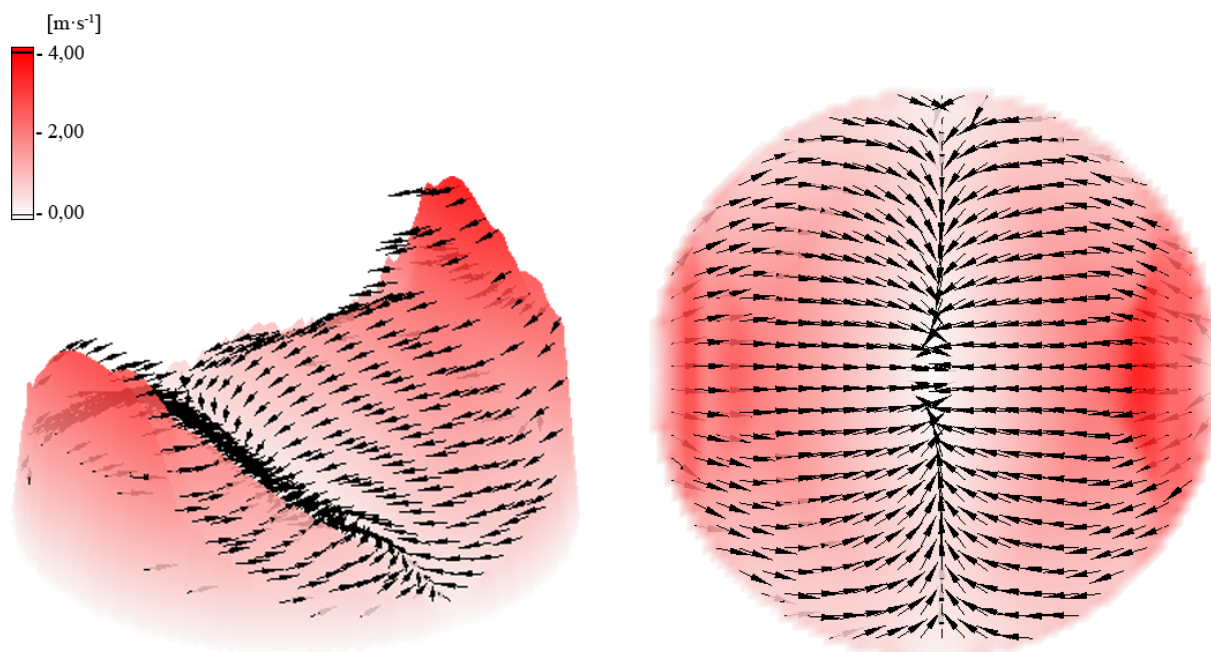
Obr. 64 znázorňuje rychlostní profil této varianty, jehož rychlosti jsou ovlivněny okraji kulové prohlubně. Maximální dosažená rychlost proudění je 3,68 m·s⁻¹ s poklesem o 12,80 %.



Obr. 64 Rychlostní profil varianty v3_13/18,9_74,5_KP12,5

VARIANTA v4_13/18,9_74,5_KP12,5

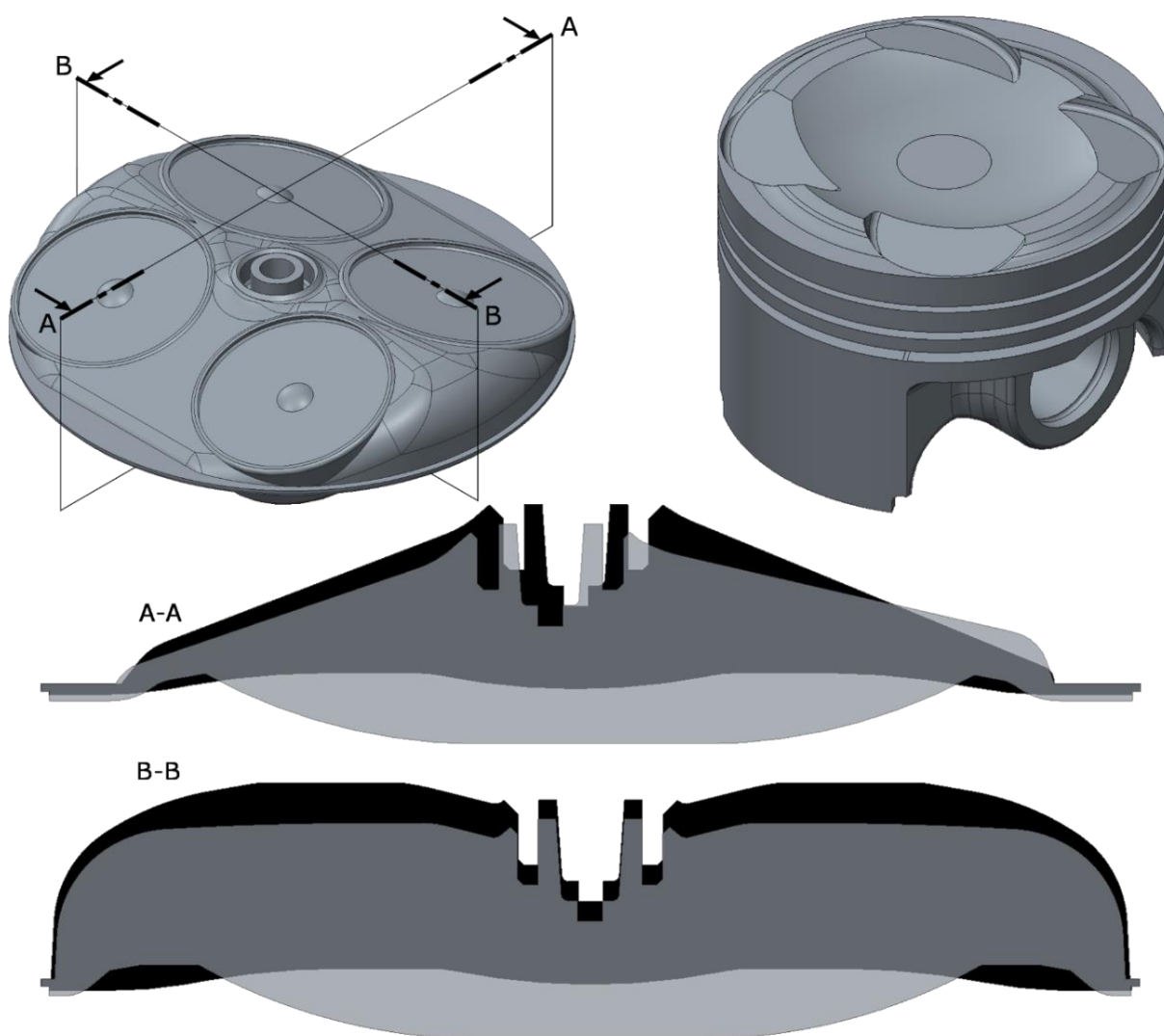
Tato varianta znázorněná na obr. 66 nevyužívá plynulého přechodu ploch mezi písty do okraje spalovacího prostoru, ale zkosení střechy jako u původní geometrie. Koruna pístu toto zkosení kopíruje a vytváří spolu prodlouženou antidetonační štěrbinu. V koruně je opět kruhová prohlubeň o velikosti 5,07 mm. Vzdálenost jiskřiště je 8,12 mm.



Obr. 65 Rychlostní profil varianty v4_13/18,9_74,5_KP12,5

Celkový povrch spalovacího prostoru je 11 472,3 mm² a poklesl tak o 0,42 %. Stejně jako v předchozím případě došlo k poklesu hodnoty měrné kinetické energie o 11,00 % na hodnotu 0,90 J·kg⁻¹, který je v tomto případě zapříčiněn nově vytvořenými antidekonačními štěrbinami a kulovou prohlubní.

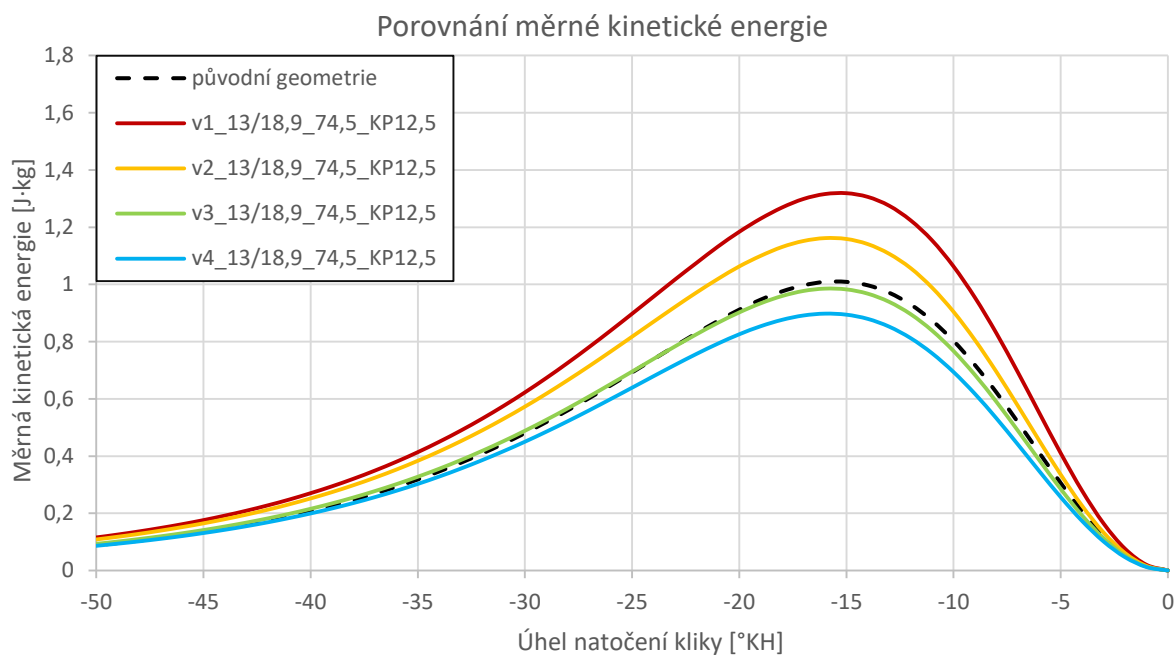
Rychlostní profil na obr. 65 znázorňuje malý vliv antidekonační štěrbiny na straně sacích ventilů na rychlost proudění. Maximální hodnota rychlosti je 4,00 m·s⁻¹ s poklesem o 5,21 %.



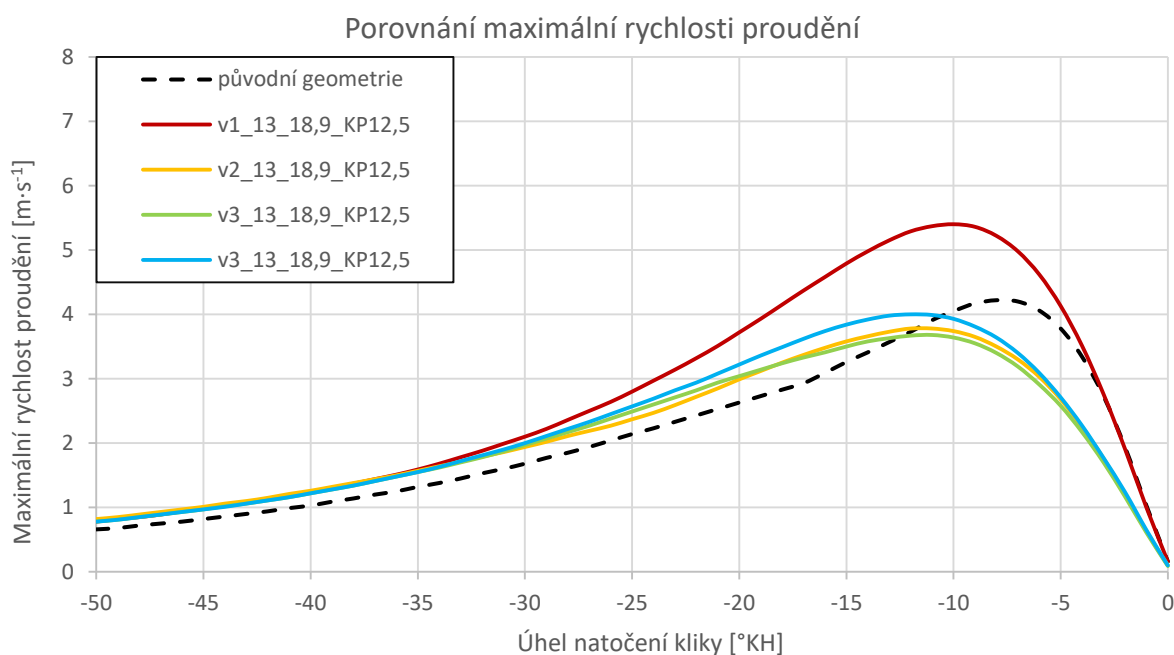
Obr. 66 Varianta v4_22,4/21_74,5_KP12,5

POROVNÁNÍ VARIANT 13/18,9_74,5_KP12,5

Obr. 67 a obr. 68 znázorňují velikost měrné kinetické energie a rychlosti proudění. Nejlepších výsledků bylo dosaženo u první varianty, jejíž poměrná změna měrné kinetické energie a rychlosti proudění byl nejvyšší. Hlavní devízou této varianty jsou dlouhé úzké antidekonační štěrbiny v kombinaci s oválnou prohlubní v koruně pístu.

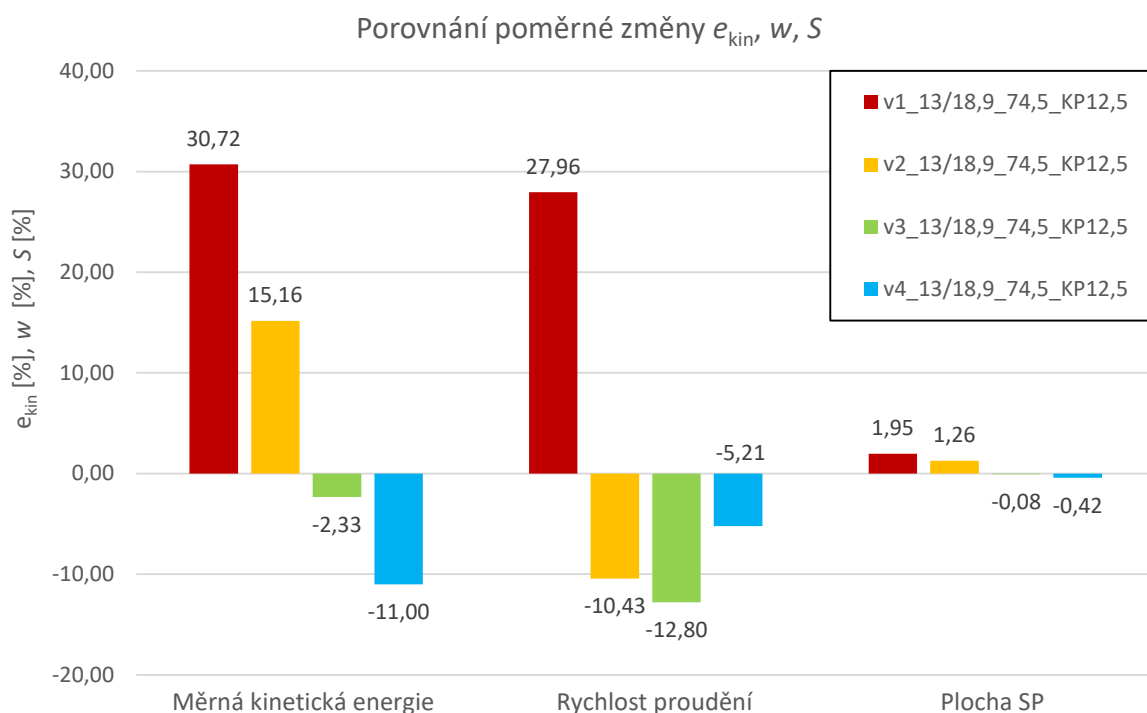


Obr. 67 Graf porovnání měrné kinetické energie pro úhly 13°/18,9° a vrtání 74,5 mm



Obr. 68 Graf porovnání rychlosti proudění pro úhly 13°/18,9° a vrtání 74,5 mm

Dalších kladných výsledků měrné kinetické energie bylo dosaženo u druhé varianty. Třetí a čtvrtá varianta nevykazují poměrnou změnu kinetické energie, avšak u čtvrté varianty bylo dosaženo vyšší rychlosti proudění než u předchozích dvou. Všechny výsledky pro úhly 13° a 18,9° jsou srovnány na obr. 69.



Obr. 69 Porovnání výsledků pro úhly 13°/18,9° a vrtání 74,5 mm

5.2 HODNOCENÍ VLASTNÍCH GEOMETRIÍ

Vytvářením a úpravami antidetonačních štěrbin vznikají plochy generující radiální proudění. Vlivem velikostí jejich ploch, tvarem a vzájemnému přiblížení pístu a hlavy válce po dosažení HÚ dochází ke generování rychlosti proudění směsi díky vytlačování směsi právě z antidetonačních štěrbin. Tato rychlost je zde reprezentována měrnou kinetickou energií získanou pomocí programu 2-D Squish.

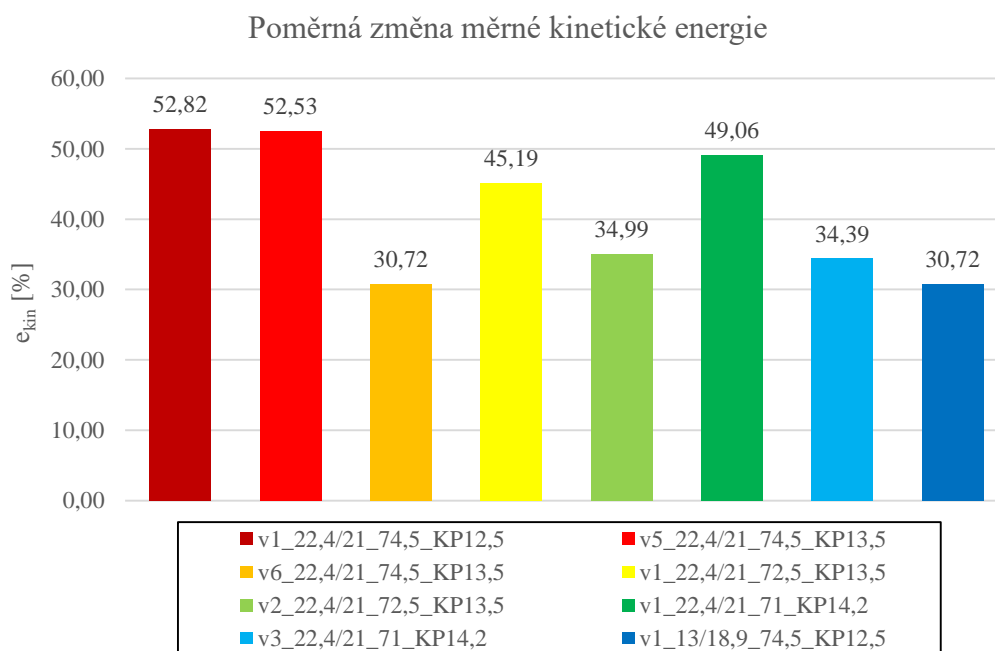
V grafu na obr. 70 jsou porovnány varianty úprav geometrie spalovacího prostoru, které dosáhly navýšení měrné kinetické energie alespoň 30 % vůči původní geometrii poskytnuté od ŠKODA AUTO. Nejlepšího výsledku bylo dosaženo u varianty v1_22,4/21_74,5_KP12,5 s ovánou prohlubní, jejíž navýšení činí 52,82 %, následuje varianta v5_22,4/21_74,5_KP13,5 s miskovým tvarem spalovacího prostoru. U varianty v1_22,4/21,71_KP14,2 se výrazně projevil změna vrtání a poměrná změna je 49,06 % a nejlepšího výsledků při změně úhlů ventilů bylo dosaženo u varianty v1_13/18,9_74,5_KP12,5.

Program 2-D Squish nepočítá s počátečním rozvířením směsi a s její hmotností, které jistě výrazně ovlivní vnitřní proudění ve spalovacím prostoru. U značně členitých geometrií, např. v5_22,4/21_74,5_KP13,5, pravděpodobně dojde ke značnému narušení příčného, případně tečného víření vytvořeného vtokem směsi do spalovacího prostoru. Výhodou však zůstává vznik radiálního víření na konci kompresního zdvihu, jehož intenzita může značně ovlivnit turbulentní proudění těsně před okamžikem zažehnutí směsi. Naopak geometrie typu v4_22,4/21_74,5_KP12,5 může mít na udržení příčného víření příznivý vliv a v kombinaci s později vzniklým radiálním vířením může dojít k nárůstu turbulentního proudění.

Nepříznivě se může rychlost proudění projevit v okolí zapalovací svíčky, kde její vysoké hodnoty mohou vést ke „sfouknutí“ jiskry svíčky. Turbulence zvyšuje rychlost tepelných ztrát z horké svíčky do okolní směsi, čímž se zpomaluje, případně zabraňuje vznícení [19]. S ohledem na rychlostní profily vytvořených variant by tento problém neměl nastat, neboť dosahované rychlosti v této oblasti jsou poměrně malé.

S ohledem na detonace lze usoudit, že vyšší hodnoty měrné kinetické energie, a tedy rychlosti proudění náplně ve válci, mohou příznivě ovlivnit jejich předcházení. Důvodem k tomu je zvýšení rychlosti turbulentního proudění na konci kompresního zdvihu těsně před zážehem zapalovací svíčkou, které vede k vyšší rychlosti hoření (viz obr. 8) a detonace prakticky nemusí stihnout nastat. Vlivem toho lze použít optimální předstih zážehu, který vede ke zvýšení účinnosti motoru. Tento předpoklad je však pouze teoretický. Důsledkem vyšší turbulence je také snížení průtahu zážehu a může také vést ke snížení mezicyklové variability. U členitých variant může vlivem geometrie v blízkosti výfukových ventilů docházet k horšímu vyplachování již spálené směsi. Ta zde může zůstat i v následujícím cyklu a bude tak působit jako tzv. vnitřní EGR, jež s sebou nese výhody snížení emisí oxidu dusíku, a naopak nevýhody snížení tepelné účinnosti.

Všechny varianty byly navrženy s ohledem na technologickou proveditelnost, jejichž základní tvar hlavy válců je odlitek a místa s požadavkem na vyšší přesnost (např. antidetonační štěrby) jsou obrobena, stejně jako výkovek nebo odlitek pístu.



Obr. 70 Poměrná změna měrné kinetické energie

ZÁVĚR

Na tvar spalovacího prostoru je kladeno mnoho požadavků, mezi které patří jeho kompaktnost, malý povrch, vliv na vnitřní proudění směsi a především potlačení detonačního hoření. Snaha vyhovět předně jednomu z požadavků může vést k zanedbání jiného.

Diplomová práce se věnuje spalovacímu prostoru zážehového motoru s nepřímým vstřikováním a jeho vlivu na tvorbu radiálního víru. V rešeršní části jsou popsány jednotlivé typy spalovacích prostorů, problematika jejich dějů a je zde naznačen aktuální trend jejich vývoje. Zvolená metoda porovnání vlastních konstrukčních návrhů je pomocí programu 2-D Squish poskytnutého firmou ŠKODA AUTO a.s., s níž bylo při řešení diplomové práce spolupracováno. Hlavním srovnávacím parametrem je velikost měrné kinetické energie, která reprezentuje intenzitu proudění vzniklého vlivem geometrie spalovacího prostoru při pohybu pístu do horní úvratí. Tento přístup neuvažuje závislost na stavu náplně válce a její hmotnosti.

Úpravy vlastní geometrie probíhaly v rámci dodržení zadaných parametrů se zaměřením na tvar antidetonační štěrbin a byly rozděleny do tří skupin: úpravy původní geometrie, úpravy se změnou vrtání válce a úpravy se změnou úhlů sacích a výfukových ventilů. Jako vhodná se jevila úprava ploch mezi ventily plynule přecházejících k okraji spalovacího prostoru, díky které došlo k prodloužení antidetonačních štěrbin. V kombinaci nejprve s oválnou prohlubní v koruně pístu a následně miskovým spalovacím prostorem bylo dosaženo nejvyšší poměrné změny měrné kinetické energie. Při porovnání variant se zmenšujícím se vrtáním vyšlo najevo, že střední pístová rychlost nemá rozhodující vliv na velikost měrné kinetické energie, ale zásadní roli má tvar spalovacího prostoru. Přiblížením a rozšířením ploch tvořících antidetonační štěrbin bylo dosaženo vyšších hodnot měrné kinetické energie.

Vyšší hodnoty kinetické energie ovlivňují turbulentní proudění směsi ve válci, čímž dochází k navýšení rychlosti hoření a zlepšení přenosu hmotnosti, hybnosti a tepla.

Přes technickou vyspělost výpočetních programů je i v dnešní době velmi obtížné přesně simulovat proudění ve spalovacím prostoru a postihnout všechny okrajové podmínky ovlivňující průběh pohybu směsi ve válci. Program 2-D Squish nabízí řešení pouze na základě zjednodušeného předpokladu. K získání komplexnějších výsledků je tak třeba využití CFD analýz, pomocí nichž lze postihnout širší oblast okrajových podmínek a uvažovat ve výpočtech rozvíření směsi vlivem vtoku proudu do válce. Vhodným doplněním by také bylo experimentální ověření výsledků.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory*. Studijní opory. VUT FSI Brno, 2004. 156 s.
- [2] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [3] MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů*. Praha: SNTL, 1980. Řada strojírenské literatury.
- [4] BEROUN, Stanislav. *Vozidlové motory*. In: *Fakulta strojní* [online]. Technická univerzita v Liberci, 2013 [cit. 2017-11-15]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1985>
- [5] BERU. *Vše o zapalovacích svíčkách* [online]. © 2018 [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: http://beru.federalmogul.com/sites/default/files/brochure/file/beru_ti02_all_about_spark_plugs_prmbu1434_-_cz_lores.pdf
- [6] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1
- [7] BAUMRUK, Pavel. *Problematika náplně válce spalovacích motorů*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-02010-X
- [8] PÁV, Karel. *Vnitřní aerodynamika motoru*. Přednáška, 2013. ŠKODA AUTO a.s.
- [9] ŠKODA AUTO a.s. *Poznámky k výpočtům proudění ve válci*.
- [10] JANALÍK, Jaroslav. *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje*. VŠB – TU Ostrava, 2008. 190 s.
- [11] LUMLEY, J. *Flow in the cylinder*. In: *Engines: An Introduction*. Cambridge: Cambridge University Press, 1999, doi: 10.1017/CBO9781139175135.007
- [12] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Warrendale, PA: SAE International, c1995. ISBN 1 56091 734 2
- [13] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 0-07-028637-x
- [14] NAKATA, Koichi, SHIMIZU, Rio. *Toyota's New Combustion Technology for High Engine Thermal Efficiency and High Engine Output Performance*. 37. Internationales Wiener Motorensymposium
- [15] MATSUO, S., IKEDA, E., ITO, Y., NISHIURA, H. *The New Toyota Inline 4 Cylinder 1.8L ESTEC 2ZR-FXE Gasoline Engine for Hybrid Car*. SAE Technical Paper 2016-01-0684, 2016, doi: 10.4271/2016-01-0684
- [16] HWANG, K., HWANG, I., LEE, H., PARK, H. *Development of New High-Efficiency Kappa 1.6L GDI Engine*. SAE Technical Paper 2016-01-0667, 2016, doi: 10.4271/2016-01-0667

- [17] PÁV, Karel. *Poznámky k programu 2-D Squish*
- [18] YIN, C., ZHANG, Z., SUN, Y., ZHANG., R. *Effect of the piston top contour on the tumble flow and combustion features of a GDI engine with a CMCV: a CFD study*. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 10:1, 311-329, doi:10.1080/19942060.2016.1157099
- [19] FRÖHLICH, Jochen, Hans KUERTEN, Bernard J. GEURTS a Vincenzo ARMENIO, ed. *Direct and Large-Eddy Simulation IX* [online]. Cham: Springer International Publishing, 2015 [cit. 2018-05-23]. ERCOFTAC Series. ISBN 978-3-319-14447-4.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>CFD</i>		Computational Fluid Dynamics
<i>DOHC</i>		Double Over Head Camshaft
<i>DÚ</i>		Dolní úvrat'
<i>EGR</i>		Exhaust Gas Recirculation
<i>HÚ</i>		Horní úvrat'
<i>OHC</i>		Over Head Camshaft
<i>SP</i>		Spalovací prostor
<i>A</i>	[J]	Mechanická práce
<i>A_c</i>	[m ²]	Plocha průřezu válce
<i>A_s</i>	[m ²]	Plocha generující squish
<i>a</i>	[m·s ⁻¹]	Rychlost zvuku
<i>a₁</i>	[m·s ⁻¹]	Rychlost zvuku v klidném prostředí
<i>b</i>	[m]	Šířka squish oblasti
<i>b_e</i>	[kg·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	Měrná spotřeba paliva
<i>C</i>	[m·s ⁻¹]	Absolutní rychlost plynu
<i>c</i>	[m]	Velikost antidekonační štěrby
<i>D</i>	[m]	Vrtání válce
<i>D_B</i>	[m]	Průměr vybrání
<i>E</i>	[J]	Tepelná energie
<i>e_{kin}</i>	[J·kg ⁻¹]	Měrná kinetická energie
<i>F_x</i>	[-]	Faktor zmenšující změnu zdvihu
<i>h</i>	[m]	Výšková poloha
<i>k</i>	[-]	Adiabatický exponent
<i>k^{xi}</i>	[m]	Diskrétní difuzivita
<i>L</i>	[m]	Délka ojnice
<i>m</i>	[kg]	Hmotnost
<i>m_T</i>	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok teoretický
<i>ṁ</i>	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok
<i>N_L</i>	[-]	Číslo profuku plynů
<i>n</i>	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
<i>P</i>	[W]	Výkon
<i>p</i>	[Pa]	Tlak

R	[m]	Rameno klikového hřídele
S	[m ²]	Plocha
SR	[-]	Swirl Ratio
S_p	[m·s ⁻¹]	Okamžitá rychlost pístu
S_s	[m ²]	Skutečný průřez ve výtokovém otvoru
S_v	[m ²]	Geometrický průřez
t	[s]	Čas
T	[K]	Termodynamická teplota
TR	[-]	Tumble Ratio
u_L	[m·s ⁻¹]	Rychlost hoření plamene pro laminární postup plamene
u_T	[m·s ⁻¹]	Rychlost hoření plamene pro turbulentní postup plamene
V	[m ³]	Objem
V_B	[m ³]	Objem vybrání pístu
V_k	[m ³]	Kompresní objem
V_{max}	[m ³]	Maximální objem válce
V_{min}	[m ³]	Minimální objem válce
V_z	[m ³]	Zdvihový objem motoru
v_{sq}	[m·s ⁻¹]	Teoretická rychlost radiálního víření
w	[m·s ⁻¹]	Okamžitá hodnota rychlosti
\bar{w}	[m·s ⁻¹]	Střední hodnota rychlosti
w''	[m·s ⁻¹]	Flukтуаční rychlost
\bar{w}''	[m·s ⁻¹]	Střední hodnota fluktuací
w_1	[m·s ⁻¹]	Rychlost proudu v prostředí
w_2	[m·s ⁻¹]	Rychlost proudu v prostředí
w_T	[m·s ⁻¹]	Výtoková rychlost bezztrátového průtoku ideální tekutiny
x	[m]	Poloha
Z	[m]	Zdvih pístu
Z_p	[m]	Vzdálenost
z	[-]	Kompresibilitní faktor
z_c	[m]	Vzdálenost mezi korunou pístu a hlavou válců
Δ	[m]	Rozteč maticového pole výšek spalovacího prostoru
Δv_L	[m·s ⁻¹]	Nárůst rychlosti radiálního proudění vzhledem k profuku směsi
Δv_H	[m·s ⁻¹]	Nárůst rychlosti radiálního proudění vzhledem k přestupu tepla

γ	[-]	Poissonova konstanta
δ_L	[m]	Hloubka oblasti hoření pro laminární postup plamene
δ_T	[m]	Hloubka oblasti hoření pro turbulentní postup plamene
ε	[-]	Kompresní poměr
ε_k	[-]	Součinitel kontrakce proudu
ε_t	[-]	Intenzita turbulence
λ	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
μ	[-]	Průtokový součinitel
ζ_i	[-]	Místní ztráty
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota
φ	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
φ_k	[-]	Rychlostní součinitel vyjadřující pokles kinetické energie
ω_M	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost motoru
ω_s	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost tečného víru
ω_t	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost válcového víru

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Varianta v2_22,4/21_72,5_KP13,5

Příloha 2 – Varianta v3_22,4/21_72,5_KP13,5

Příloha 3 – Varianta v4_22,4/21_72,5_KP13,5

Příloha 4 – Varianta v2_22,4/21_71_KP13,5

Příloha 5 – Varianta v3_22,4/21_71_KP13,5

Příloha 6 – Varianta v4_22,4/21_71_KP13,5