



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

HLAVA VÁLCŮ PŘEPLŇOVANÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

CYLINDER HEAD OF A TURBOCHARGED SPARK-IGNITION ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Křivánek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Michal Křivánek
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.
Akademický rok:	2024/25

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:

Hlava válců přeplňovaného zážehového motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce výpočtově–konstrukčního charakteru zaměřená na návrh hlavy válců čtyřdobého zážehového přeplňovaného motoru osobního vozu a výpočtové ověření vybraného konstrukčního uzlu.

Cíle diplomové práce:

Provést stručnou rešerši v oblasti trendů v konstrukci zážehových přeplňovaných motorů o výkonu do 150 kW včetně. Navrhnout koncept čtyřdobého zážehového přeplňovaného motoru pro vozidla segmentu B, C a D o výkonu v rozsahu 100 kW až 150 kW a měrném výkonu 80 kW/l až 100 kW/l splňující budoucí emisní limity. Zaměřit se na detailní konstrukční návrh hlavy válců a chlazení sběrného výfukového potrubí a systému přeplňování s ohledem na spalování stechiometrické směsi v celém rozsahu úplné charakteristiky motoru. S využitím pokročilých metod provést výpočet vybraného konstrukčního uzlu motoru. Vypracovat výkres sestavy hlavy válců a uvést hlavní a přípojně rozměry.

Seznam doporučené literatury:

HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford (Great Britain): Arnold, 1995, reprint 2002. ISBN 1-56091-734-2.

BASSHUYSSSEN, Richard; SCHÄFER, Fred. Internal combustion engine handbook: basics, components, system and perspectives. 2nd revised edition. Warrendale (PA): SAE International, 2016. ISBN 978-0-7680-8024-7.

KOŽOUŠEK, Josef. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983.

MTZ Motorentechische Zeitschrift. Wiesbaden: Springer Wieweg | Springer Fachmedien Weisbaden GmbH, 1939–. ISSN 0024-8525.

ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. Wiesbaden: Springer Vieweg | Springer Fachmedien
Weisbaden GmbH, 1998– . ISSN 0001-2785.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zaměřuje na konstrukční návrh hlavy válců pro moderní přeplňovaný zážehový motor ve výkonové kategorii do 150 kW. Úvodní část práce zahrnuje systematickou technickou rešerši tří- a čtyřválcových motorů předních světových výrobců (Ford, Nissan, BMW, Toyota, Honda aj.), přičemž pozornost je věnována zejména konstrukci spalovacího prostoru, tvaru sacích a výfukových kanálů, integrovaným výfukovým svodům (IEM) a jejich chlazení. Mezi hlavní identifikované trendy patří úsilí o zvýšení měrného výkonu prostřednictvím downsizingu, začlenění přímého a nepřímého vstřikování paliva a řízeného generování turbulence s cílem zlepšit kvalitu směsi a účinnost hoření.

Na základě provedené analýzy byl zpracován vlastní návrh hlavy válců, doplněný o výkres sestavy s vyznačením hlavních a přípojných rozměrů. Návrh je koncipován s důrazem na kompaktní zástavbu, účinné chlazení a optimalizované proudění nasávaného vzduchu. Funkčnost navrženého řešení byla ověřena pomocí stacionární CFD simulace proudění ze sacího kanálu do válce při různých zdvích sacích ventilů. Výsledky simulace poskytují detailní informace o rozložení rychlostí, směru proudění a intenzitě turbulence v jednotlivých fázích ventilového zdvihu, což umožňuje zpětnou vazbu pro další konstrukční optimalizaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hlava válců, zážehový motor, přeplňovaný, přímý vstřik, downsizing, CFD

ABSTRACT

This diploma thesis focuses on the structural design of a cylinder head for a modern turbocharged spark-ignition engine in the power category up to 150 kW. The introductory section provides a systematic technical review of three- and four-cylinder engines from leading global manufacturers (Ford, Nissan, BMW, Toyota, Honda, etc.), with particular attention given to the design of the combustion chamber, the geometry of intake and exhaust ports, integrated exhaust manifolds (IEM), and their cooling systems. The main identified trends include efforts to increase specific power through downsizing, the integration of both direct and port fuel injection systems, and controlled generation of turbulence to improve mixture quality and combustion efficiency.

Based on the conducted analysis, a custom cylinder head design was developed, including an assembly drawing with indicated principal and connection dimensions. The design emphasizes compact packaging, efficient cooling, and optimized intake airflow. The functionality of the proposed concept was verified through a steady-state CFD simulation of intake port flow into the combustion chamber at various intake valve lifts. The simulation results provide detailed insights into velocity distribution, flow direction, and turbulence intensity across different phases of valve lift, enabling valuable feedback for further design refinement.

KEYWORDS

Cylinder head, internal combustion engine, turbocharged, direct injection, downsizing, CFD

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KŘIVÁNEK, Michal. Hlava válců přeplňovaného zážehového motoru. Online, diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2025. Vedoucí práce Lubomír Drápal. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165927>.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubomíra Drápala, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 23. května 2025

.....

Bc. Michal Křivánek

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu práce, panu Ing. Lubomírovi Drápalovi, Ph.D., za jeho připomínky a zpětnou vazbu v průběhu této diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Richardu Hončíkovi ze společnosti Ricardo s.r.o. za poskytnutí užitečných a věcných rad.

OBSAH

Úvod	11
1 Přehled motorů	12
1.1 Tríválcové zážehové přeplňované motory s výkonem do 150 kW	12
1.1.1 Ford 1.5L EcoBoost Dragon.....	12
1.1.2 Nissan KR15DDT	14
1.1.3 BMW B38	17
1.1.4 Volvo B3154T	20
1.1.5 Toyota (GR Yaris) G16E-GTS.....	21
1.2 Čtyřválcové přeplňované motory s výkonem do 150 kW	23
1.2.1 Volkswagen EA 211 1.5 l TSI evo2	23
1.2.2 HONDA 1.5-litre VTEC TURBO (L15).....	25
1.2.3 GM Ecotech 1.5L Turbocharged LSD	27
1.2.4 BMW B46/B48.....	29
1.2.5 Volkswagen EA888 2.0 L	31
1.3 Shrnutí a porovnání	33
2 Trendy ve výrobě a vývoji.....	37
2.1 Downsizing	37
2.2 Spalovací prostor	37
2.3 Sání a příprava směsi.....	39
2.3.1 Sací kanály a druhy proudění	39
2.3.2 Tvorba směsi	42
2.4 Výfukový systém a vodní chlazení.....	45
2.4.1 Rozvody.....	47
2.5 Systémy zapalování s předkomůrkou	48
3 Návrh konceptu a konstrukce hlavy válců	50
3.1 Koncept motoru	50
3.2 Základní charakteristiky	51
3.3 Rozmístění.....	51
3.4 Spalovací prostor	52
3.4.1 ventilový rozvod.....	54
3.4.2 Sací kanály.....	56
3.4.3 integrované výfukové svody.....	58
3.4.4 Chladicí vodní plášť	59
3.4.5 Hlava válců a rozvod oleje	62
3.4.6 Sestava hlavy válců	67

4	Výpočtové ověření – proudění v sacích kanálech.....	70
5	Diskuse	75
	Závěr	76
	Použité informační zdroje	77
	Seznam použitých zkratk a symbolů	85
	Seznam příloh.....	86

ÚVOD

Spalovací motory i přes nástup alternativních pohonů nadále tvoří základ pohonných jednotek v osobních i lehkých užitkových vozidlech. Zejména přeplňované zážehové motory se díky své kompaktní konstrukci, nízké hmotnosti a schopnosti generovat vysoký měrný výkon staly klíčovým prvkem moderních pohonných platforem. V kontextu zpřísňujících se emisních norem a požadavků na snižování spotřeby paliva roste důraz na detailní optimalizaci jednotlivých konstrukčních celků těchto motorů – především hlavy válců.

Hlava válců je z hlediska konstrukce a funkce jedním z nejkompexnějších prvků spalovacího motoru. Představuje uzávěr spalovacího prostoru, nese rozvodový mechanismus a zajišťuje vedení sacích i výfukových kanálů včetně jejich tepelného řízení. V moderních konstrukcích se do hlavy válců často integruje výfukové potrubí (IEM), vstřikovací systémy a komponenty chlazení, čímž dochází ke zmenšení zástavbového objemu a zefektivnění tepelného managementu.

Cílem této práce je provést rešeršní analýzu současných konstrukčních řešení hlav válců přeplňovaných zážehových motorů a na jejím základě navrhnout vlastní konstrukční koncept hlavy válců, který bude odpovídat současným trendům a požadavkům v oblasti měrného výkonu, emisí a tepelné účinnosti. Součástí práce je také ověření funkčnosti návrhu prostřednictvím CFD simulace proudění v oblasti sacího kanálu při různých fázích zdvihu sacího ventilu. Výstupem je návrh hlavy válců připravený pro další konstrukční, pevnostní a spalovací analýzy.

1 PŘEHLED MOTORŮ

Tato kapitola obsahuje přehled vybraných tříválcových a čtyřválcových motorů a jejich charakteristik. Jedná se o pohonné jednotky ze sériově vyráběných vozů, ve většině případů spadající do výkonu 150 kW, s výjimkami v podobě výkonnějších verzí. Při výběru byly zohledněny i parametry měrného výkonu, aby se dále uvedené motory blížily požadovanému rozptylu ze zadání (80–100 kW/l) pro konstrukční část. Je nutné zmínit, že se jedná o zlomek motorů dostupných na všech světových trzích, což je částečně zapříčiněno odlišnými emisními normami, které jsou relevantní i pro konstrukční část. Detailnější zaměření pak bylo mířeno na hlavy válců daných motorů.

1.1 TRÍVÁLCOVÉ ZÁŽEHOVÉ PŘEPLŇOVANÉ MOTORY S VÝKONEM DO 150 kW

Při trendu *downsizingu* jsou už nějakou dobu populární tříválcové motory, v této kapitole jsou uvedeny přeplňované zážehové motory s výkonem do 150 kW. Byly vybrány pouze motory se zdvihovým objemem ~1500 cm³ (rozsah od 1477 do 1499 cm³, s výjimkou motorů od Toyota – 1618 cm³), s výkonovými parametry blížícími se stanovené maximální hranici. Motory tedy mají přibližně optimální objem na válec 500 cm³. Ačkoli se jedná o motory pouze se třemi válci, jejich výkon je na takové úrovni, že jsou běžně využívány i ve větších vozech (SUV, kombi) a stále umožňují dynamickou jízdu s relativně nízkou spotřebou. Některé dále uvedené verze tříválcových motorů mají nižší výkon, respektive měrný výkon (pod 80 kW/l). Jsou však uvedeny také verze s výkonem přesahujícím hranici 150 kW (Toyota, BMW) pro možnost porovnání konstrukčních provedení.

1.1.1 FORD 1.5L EcoBOOST DRAGON

Motor 1.5L Dragon je větším následníkem tříválcového 1.0L EcoBoost Fox [1]. Dragon je výsledkem snahy společnosti Ford dodat kompaktní pohonnou jednotku s nízkou spotřebou a s dostatečným výkonem, jak je patrné z *Tabulka 1*. Blok motoru i hlava válců jsou odlity ze slitiny hliníku a výfukové potrubí je integrované v hlavě válců. V těsné blízkosti výstupu integrovaných výfukových svodů z hlavy válců je pak připevněno turbodmychadlo s nízkou setrvačností.

Tabulka 1 Technické parametry – Ford 1.5L EcoBoost Dragon [3]

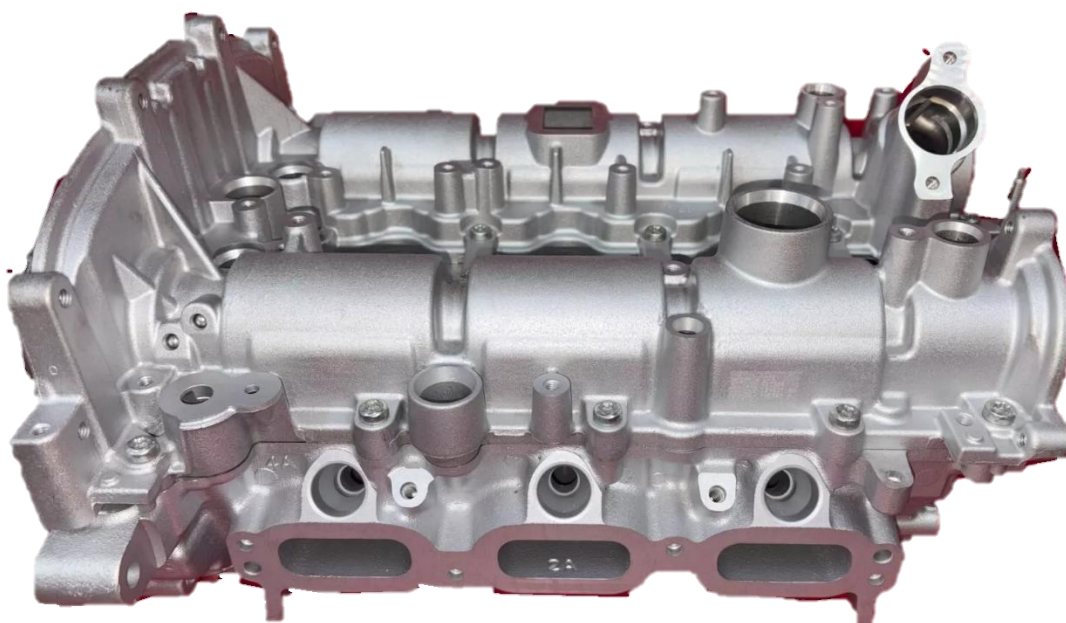
Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1497	cm ³
Vrtání	84	mm
Zdvih	90	mm
Kompresní poměr	11 : 1	–
Výkon	150	kW
pro otáčky	6000	min ⁻¹
Měrný výkon	100,2	kW/l
Točivý moment	290	N·m
pro otáčky	1600–4000	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	–	g/km
CO ₂ (WLTP)	–	g/km

Motor je vybaven kombinací přímého vstřiku paliva, viz *Obrázek 1*, a vícebodového vstřikování do sacích kanálů, jak je patrné na *Obrázek 2*, z otvorů pro vstřikovače nad přírubou sacího potrubí. Tato kombinace se jeví jako dlouhodobě vhodnější varianta proti samotnému přímému vstřiku kvůli nižší tendenci karbonizování sacích ventilů. Ale je nutné zohlednit i větší nároky systému, jak na zástavbový prostor a obrábění, tak na softwarové řízení a celkově vyšší cenu. [2; 3]



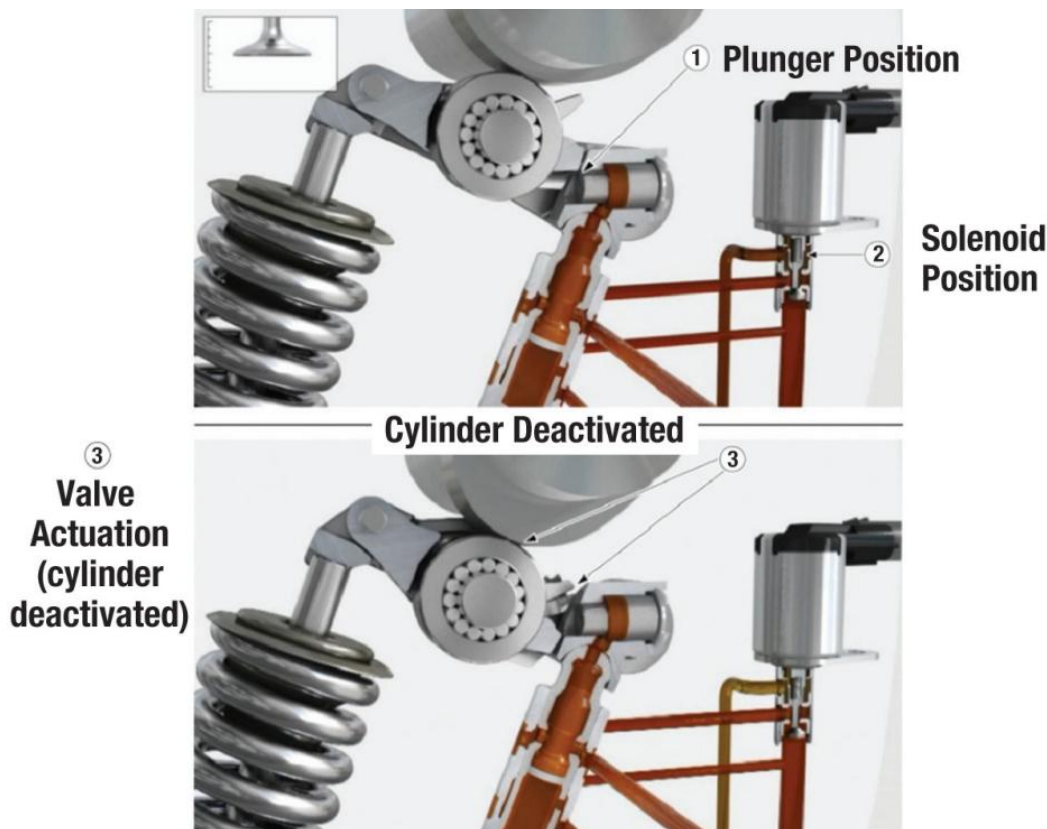
Obrázek 1 Hlava válců Ford 1.5L Dragon Ecoboost – spalovací prostory [65]

Vysokotlaký vstřikovač se šesti otvory ve spalovacím prostoru je společně se svíčkou uložen v prostřední části mezi ventily, což je patrné z *Obrázek 1*. Motor je vybaven čtyřmi ventily na válec a DOHC (*Double Over Head Cam*) s variabilním časováním [1], které jsou poháněny podle verze motoru řemenem nebo řetězem. [2; 3]



Obrázek 2 Hlava válců Ford 1.5L Dragon – strana sání [65]

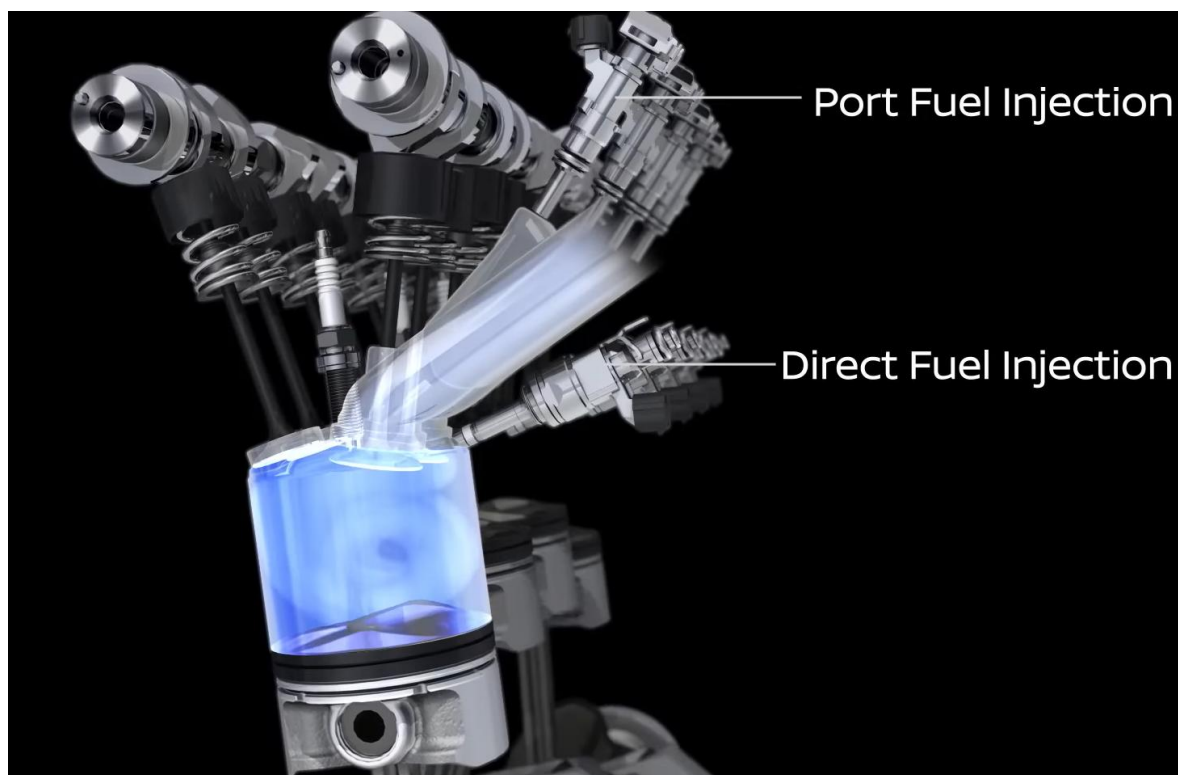
Přesto že se jedná o tříválec, je Dragon vybaven technologií vypínání válce (typicky využívána u motorů s větším počtem válců) v režimu s nízkým zatížením, které je řešeno hydraulicky ovládaným vahadlem prvního válce. [2; 3] Systém deaktivace je řízen tlakem oleje na pístek, který se při překročení stanovené hranice tlaku oleje zasune a střed vahadla s rolnou se tak může pohybovat na rotační vazbě na straně ventilu bez kontaktu se stranou vymezovače vůle, viz *Obrázek 3*. [2] S cílem maximálně zmenšit třecí ztráty společnost Ford uložila klikovou hřídel o 10 mm excentricky a opatřila písty speciální povrchovou úpravou pro snížení tření. Přenos síly z vačkové hřídele na ventily zajišťují vahadla s rolkami uloženými na valivých ložiscích. Cirkulace oleje v motoru je pak obstarána dvoustupňovou pumpou, která snižuje tření při nízkých zatíženích. [2]



Obrázek 3 Ford Dragon – mechanismus deaktivace válce [1]

1.1.2 NISSAN KR15DDT

Nissan KR15DDT je také vybaven DOHC s variabilním časováním obou vačkových hřídelí poháněných řetězem [4]. Přenos síly na čtyři ventily na válec je z vaček zajištěn přes hrníčková zdvihátka. Stejně jako u motoru Ford 1.5L EcoBoost Dragon jsou hlava válců (s IEM) i blok motoru vyrobeny ze slitiny hliníku. Tvorba směsi je pak řešena kombinací vysokotlakého přímého vstřiku a vícebodového vstřikování paliva do sacích kanálů, což společně s širokopásmovým turbodmychadlem dává motoru dobré předpoklady pro lepší efektivitu v režimu výkonu i spotřeby. Vysokotlaký vstřikovač je umístěn v boční části spalovacího prostoru na straně sacích ventilů s centrálně uloženou svíčkou, viz *Obrázek 4*, kde je také naznačeno *tumble* (tečné) proudění ze sacích kanálů. [4, 5]

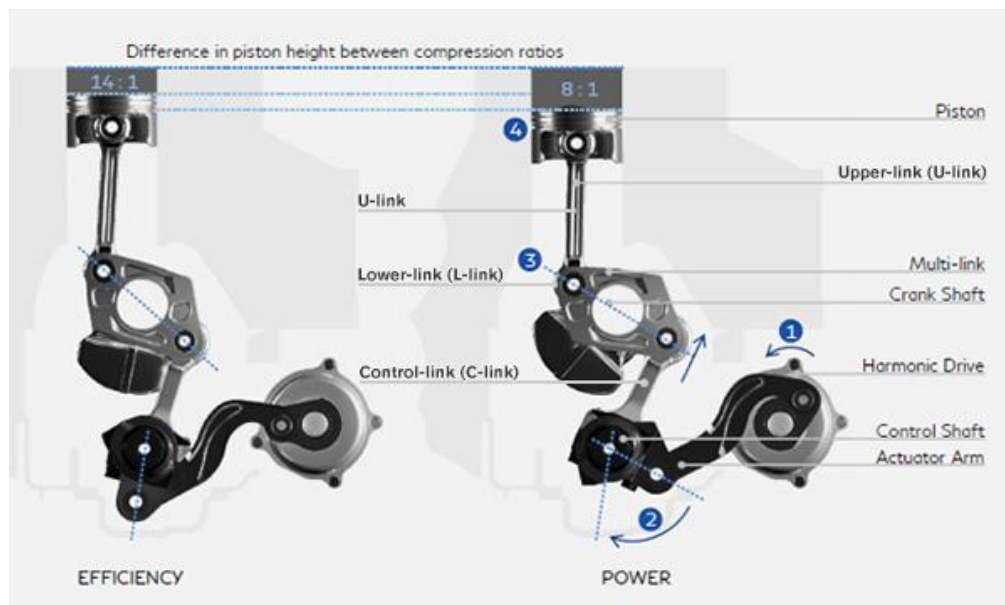


Obrázek 4 Ventilový rozvod a příprava směsi Nissan VC-Turbo [5]

Tabulka 2 Technické parametry – Nissan KR15DDT – verze pro USA [6]

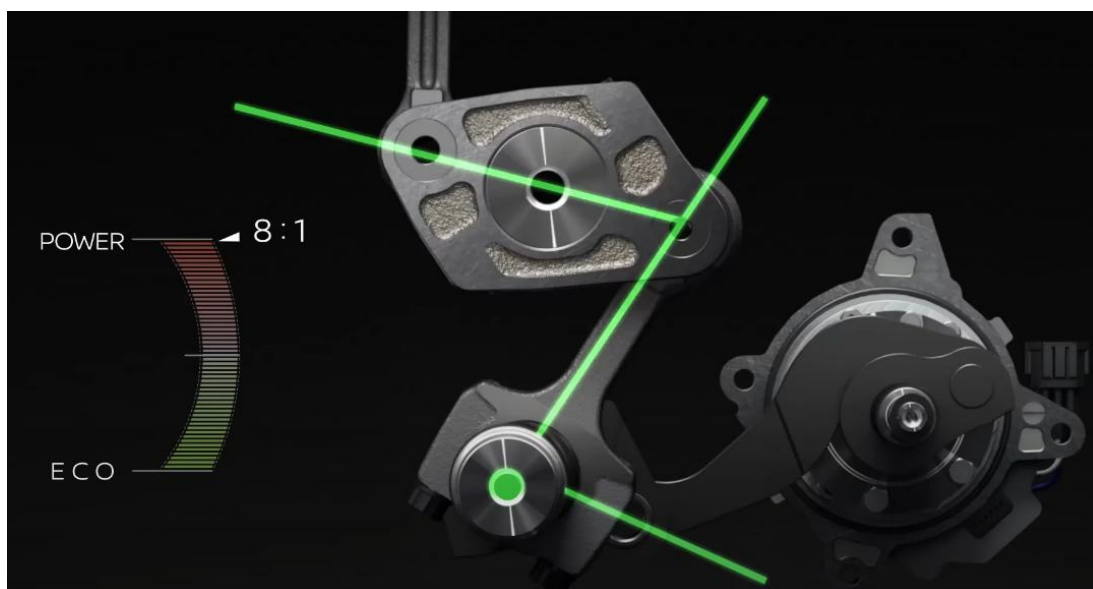
Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1478–1498	cm ³
Vrtání	84	mm
Zdvih	88,9–90,1	mm
Kompresní poměr	8–14 : 1	–
Výkon	150	kW
pro otáčky	5600	min ⁻¹
Měrný výkon	100,1	kW/l
Točivý moment	305	N·m
pro otáčky	2800–4000	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	–	g/km
CO ₂ (WLTP)	–	g/km

Jak je patrné z *Tabulka 2*, tříválec od Nissanu může měnit hodnotu zdvihu a v přímé závislosti také kompresní poměr. Technologie VC (*variable compression*), umožňuje zvýšení efektivity při nízkých zatíženích, a to díky nastavení mechanismu, jež nahrazuje standardní ojnice a přidává nové díly. V daném mechanismu není *U-link* (ekvivalent ojnice) napojen na klikovou hřídel přímo. Na klikové hřídeli je otočně uložen takzvaný *Multi-link*, ke kterému je na jedné straně připojen *U-link* přes spojovací *L-link*. Na straně druhé je napojen ovládací prvek *C-link*, ten spojuje *Multi-link* s kontrolní hřídelí, viz *Obrázek 5*. Natočení kontrolní hřídele je nastavováno ramenem aktuátoru, který je poháněn elektromotorem namontovaným na straně bloku motoru. [5; 7]



Obrázek 5 Nissan VC mechanismus [7]

Když je žádoucí změnit kompresní poměr z vyššího výkonu na vyšší efektivitu ($8 : 1 \rightarrow 14 : 1$), elektromotor aktuátoru plynule změní pozici ramene aktuátoru ze stavu 1 do stavu 2, viz *Obrázek 6*, respektive *Obrázek 7*. Rameno aktuátoru pootočí kontrolní hřídel, což má za následek natočení *Multi-linku*, a tedy i *L-linku* kolem osy čepu klikové hřídele, čímž dochází ke změně vertikální pozice *U-linku* a napojeného pístu. V horní úvratí to znamená změnu kompresního poměru, se kterým se také mění strategie vstřikování paliva. [5; 7]



Obrázek 6 Úhly natočení VC mechanismu pro kompresní poměr 8 : 1 [5]



Obrázek 7 Úhly natočení VC mechanismu pro kompresní poměr 14 : 1 [5]

Verze motoru zmíněná v *Tabulka 2* má výrobcem uvedenou emisní certifikaci LEV3-UL50 [6]. Tento tříválec je však využit i pro vozy směřující na evropský trh, příkladem je Nissan Quashqai pro český trh, kde slouží pouze jako *range extender* v sériovém hybridu e-POWER. Motor z vozu Nissan Quashqai 2024 má uváděný maximální výkon 140 kW, maximální točivý moment 330 N·m při 4500–7500 min⁻¹ a plní emisní normu Euro 6e Full. [8]

1.1.3 BMW B38

Tříválec B38 je součástí modulární skupiny motorů koncernu BMW, ve které všechny motory sdílí objem na válec (400–500 cm³) a využívají podobné technologie. Jedná se o tříválec B38 1200–1500 cm³, čtyřválec B48 1600–2000 cm³, šestiválec B58 2400–3000 cm³ a další vznětové varianty. [9] Parametry uvedené v *Tabulka 3* jsou platné pro nejvýkonnější variantu 170 kW (B38A15T0 z roku 2014). Tato pohonná jednotka má mnoho verzí, které jsou využity například v MINI One First (55 kW, 160 N·m) [10], MINI One (75 kW, N·m) [10], BMW 1 Series 116i (90 kW, 230 N·m) [11], u nichž výrobcem není uvedeno kódové označení motoru, a v neposlední řadě B38A15M0 využit v MINI Cooperu (100 kW, 220 N·m) [10] se stejným počtem válců, zdvihovým objemem, vrtáním i zdvihem jako ostatní uvedené varianty.

V *Tabulka 4* jsou uvedeny hodnoty pro dvě verze motoru z vozu BMW 1 Series 116i, jedná se o odlišné hodnoty verzí z roku 2020 (uváděna první) a 2024. Obě varianty jsou vybaveny technologií BMW TwinPower Turbo, která zahrnuje vysoce přesný přímý vstřík paliva, variabilní zdvih ventilů VALVETRONIC, časování obou vačkových hřídelí Double-VANOS a přeplňování turbodmychadlem s elektronicky ovládaným obtokovým ventilem. Avšak u novější pohonné jednotky je příprava směsi řešena kombinací přímého vstříku s vícebodovým vstříkem do sacího potrubí. Vstřikovač se svíčkou jsou uloženy v prostřední části spalovacího prostoru se vstřikovačem na straně sacích ventilů, což lze vidět na *Obrázek 8*.

Tabulka 3 Technické parametry BMW B38A15T0 [12]

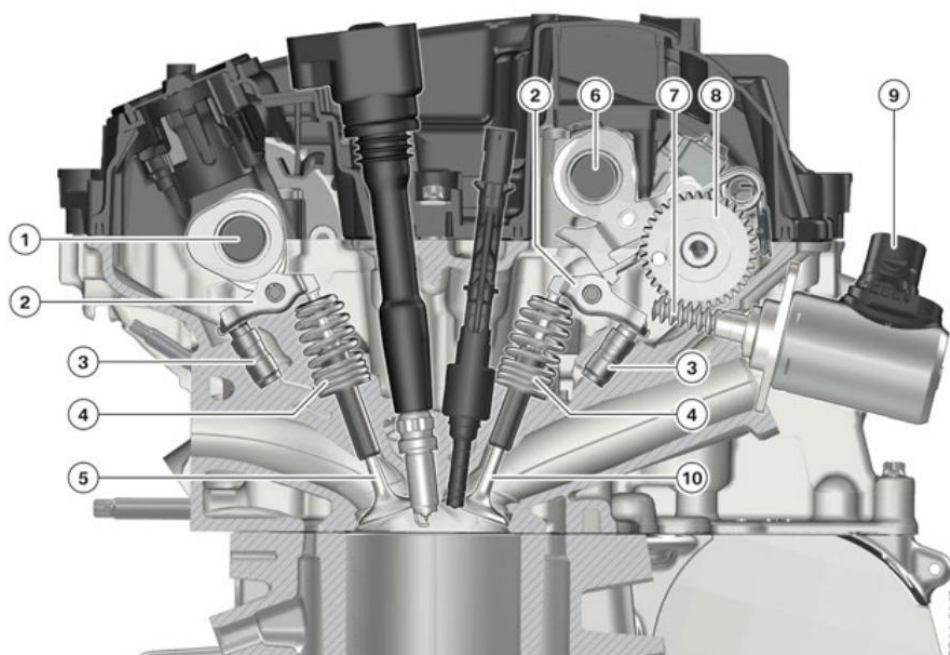
Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1499	cm ³
Vrtání	82	mm
Zdvih	94,6	mm
Kompresní poměr	9,5 : 1	–
Výkon	170	kW
pro otáčky	5800	min ⁻¹
Měrný výkon	113,41	kW/l
Točivý moment	320	N·m
pro otáčky	3700	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	49	g/km
CO ₂ (WLTP)	–	g/km

Hodnoty vyprodukovaných emisí obou verzí motoru byly získány na základě WLTP cyklu, ale v případě staršího motoru byly výrobcem převedeny na NEDC ekvivalent, který byl zveřejněn. Od hodnot emisí a roku výroby se také odvíjí emisní normy, které motory splňují, jimiž jsou Euro 6d pro starší verzi a Euro 6e pro novější. [11; 12]

Tabulka 4 Technické parametry BMW B38 1 Series 116i (2020/2024) [11; 12]

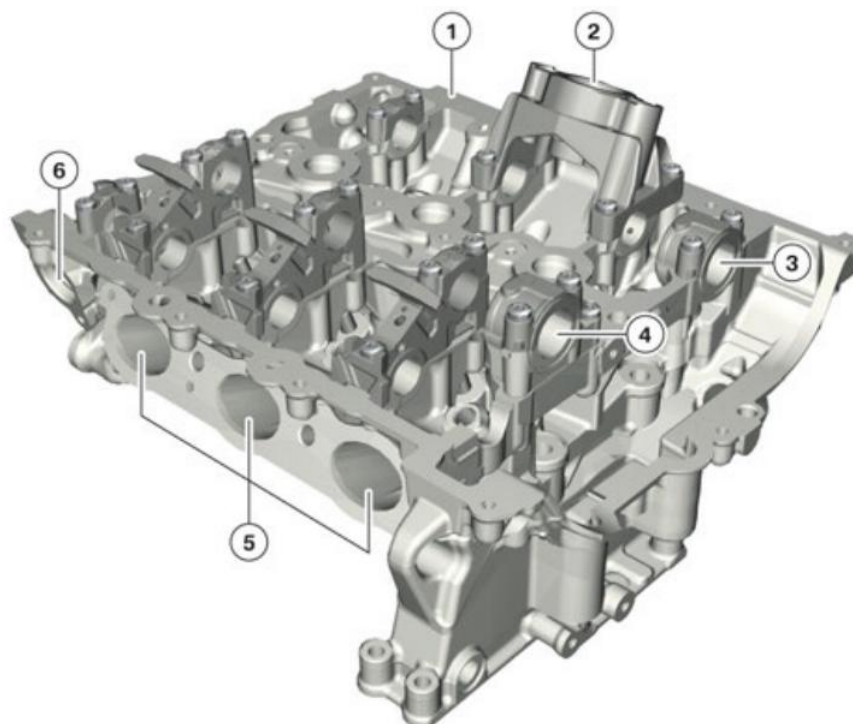
Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1499	cm ³
Vrtání	82	mm
Zdvih	94,6	mm
Kompresní poměr	11 : 1 11,1 : 1	–
Výkon	80 90	kW
pro otáčky	4300–6500 3900–6500	min ⁻¹
Měrný výkon	53,37 60,04	kW/l
Točivý moment	220 230	N·m
pro otáčky	1380–3800 1500–3600	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC) 2020	116–133	g/km
CO ₂ (WLTP) 2024	135–146	g/km

Tříválec B38 byl v roce 2024 využit i v hybridní kombinaci u dalšího vozu BMW 1 Series, a to pro model 120. Jedná se také o přepřínovaný tříválec o stejných rozměrech jako 116i, ale navíc s elektromotorem integrovaným v převodovce. Nominální výkon spalovacího motoru BMW 120 je 115 kW (měrný výkon 76,72 kW/l) při otáčkách 4700–6500 min⁻¹ a 240 N·m při 1500–4400 min⁻¹, elektromotor pak dodává až 15 kW a 55 N·m. Hybridní jednotka plní normu Euro 6e s 121–135 g/km CO₂ dle WLTP. [13]



Obrázek 8 Řez hlavou válců B38A15T0 [14]

Tříválec od BMW má blok i hlavu válců motoru z hliníkové slitiny. Výfukové potrubí není pro nejvýkonnější variantu integrované v hlavě válců, méně výkonné varianty však integrovanými svody disponují. Hlava válců, viz *Obrázek 9*, je vyráběna procesem gravitačního lití kvůli vyšší hustotě a stabilitě materiálu z hliníkové slitiny s označením AlSi7MgCu0,5. Chlazení hlavy válců je řešeno principem *crossflow*, kde chladicí kapalina proudí od teplejší výfukové strany k chladnější straně sání. [14]



Obrázek 9 Hlava válců B38A15T0 [14]

1.1.4 VOLVO B3154T

Tříválec Volvo B3154T, poprvé představen v roce 2018, je odvozen ze čtyřválcového motoru se stejným objemem na válec. Motor má řadu výkonových variant, mezi které patří: T3 2019 → 115 kW [15], T3 2020 → 120 kW, T5 TwEn → 132 kW (+60 kW EM) [16], T2 → 95 kW [17], T4 TwEn → 95 kW (+60 kW EM) [18]. V *Tabulka 5* jsou uvedeny informace k variantě T2 z roku 2024. Hlava válců, v níž je integrované výfukové potrubí, je vyrobena z hliníkové slitiny, což platí i pro blok motoru. Motor společnosti Volvo disponuje turbodmychadlem, DOHC s variabilním časováním, přímým vstřikem paliva a k pohybu ventilů jsou využita vahadla s rolnou a hydraulickým vymezováním vůle. [19]

Tabulka 5: Technické parametry Volvo T2 (B3154T9) – XC40 2024 [17]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1477	cm ³
Vrtání	82	mm
Zdvih	93,2	mm
Kompresní poměr	10,5 : 1	–
Výkon	95	kW
pro otáčky	5000	min ⁻¹
Měrný výkon	64,32	kW/l
Točivý moment	245	N·m
pro otáčky	1600–3000	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	–	g/km
CO ₂ (WLTP)	164–179	g/km

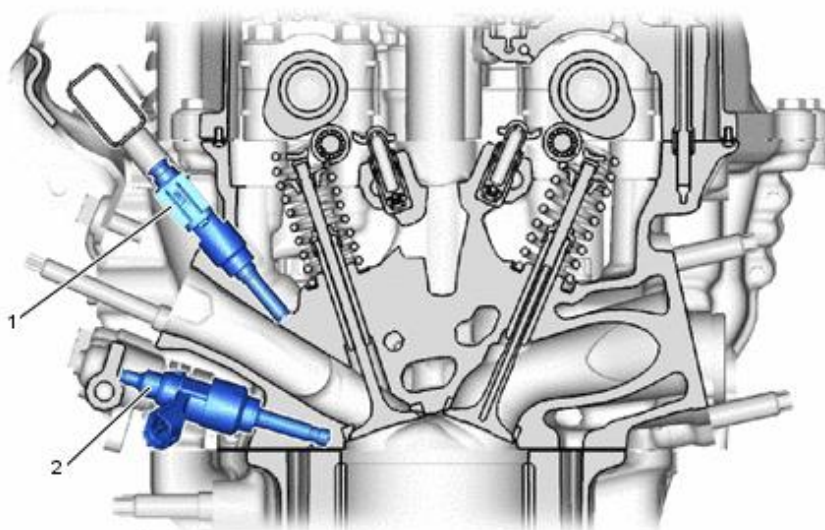
Volvo u svých tříválcových motorů při vývoji také počítalo s elektrifikací. V *Tabulka 6* se nachází technické parametry spalovacího motoru hybridní verze T5 TwEn, který se rozměry neliší od ostatních variant. Avšak jak je patrné z uvedených hodnot, má větší výkon než ostatní varianty. Přidáním elektromotoru s maximálním výkonem 60 kW a točivým momentem 160 N·m má uvedená kombinace maximální výkon 192 kW a 425 N·m. Využití elektromotoru, na který má vůz maximální dojezd 46 km se spotřebou 15,3–15,9 kWh/100 km, pak celému pohonu snižuje uváděné kombinované emise CO₂. [20]

Tabulka 6 Technické parametry Volvo T5 TwEn (B3154T5) – XC40 2023 [20]

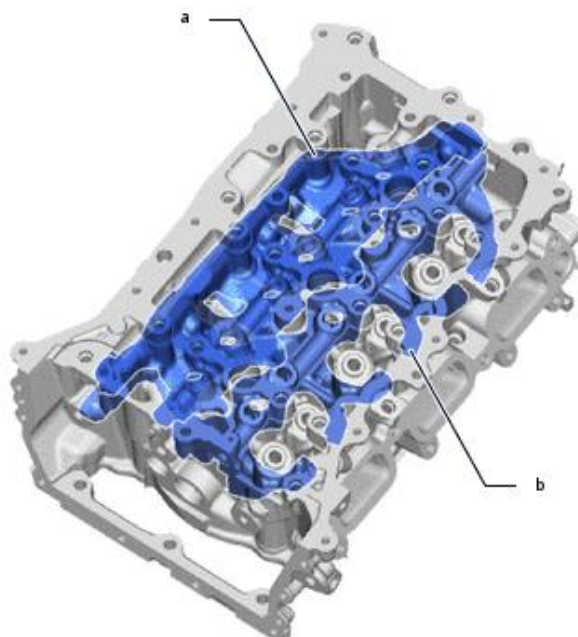
Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1477	cm ³
Vrtání	82	mm
Zdvih	93,2	mm
Kompresní poměr	10,5 : 1	–
Výkon	132	kW
pro otáčky	5800	min ⁻¹
Měrný výkon	89,37	kW/l
Točivý moment	265	N·m
pro otáčky	1500–3000	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	–	g/km
CO ₂ (WLTP)	47–55	g/km

1.1.5 TOYOTA (GR YARIS) G16E-GTS

Tříválec G16E-GTS nesplňuje podmínku výkonu, avšak byl uveden pro porovnání s ostatními tříválci kvůli podobnému zdvihovému objemu (proti jiným sportovním tříválcovým motorům). Jako některé výše uvedené motory je vybaven kombinovaným vícebodovým vstřikem paliva do sacích kanálů s přímým vstřikem do spalovacího prostoru, DOHC (poháněné řetězem) s variabilním časováním a přenosem síly z vačkových hřídelí na ventily vahadly s rolnami a hydraulicky vymezovanou vůlí, viz *Obrázek 10*. Svíčka je uložena v centru spalovacího prostoru a vysokotlaký vstřikovač v boční části mezi sacími ventily. O přeplňování se stará turbodmychadlo s kuličkovými ložisky, které je v tomto případě integrované ve výfukovém potrubí. [21]



Obrázek 10 Řez hlavou válců G16E-GTS [22]



Obrázek 11 Dvoudílný vodní plášť G16E-GTS [22]

Kliková hřídel je kvůli snížení síly pístu působící na stěnu válce uložena excentricky (10 mm). *Open-deck* blok motoru i hlava válců jsou vyrobeny z hliníkové slitiny, s tím, že stěny válců jsou tvořeny ocelovými vložkami. Vodní plášť v hlavě válců je rozdělen do dvou sekcí (a – horní, b – dolní), viz *Obrázek 11*, kvůli urychlení cirkulace chladící kapaliny. [22]

Motor byl konstruován s důrazem na motorsport, což je patrné z údajů v *Tabulka 7*, kde jsou hodnoty pro nejvýkonnější verzi. Zajímavá je především hodnota měrného výkonu, kterou se tříválec od Toyoty může srovnávat s motory jako jsou 4.0L V8 se dvěma elektronicky ovládanými *twin-scroll* turbodmychadly → 116,76 kW/l (McLaren GTS) [23], Flat 6 VTG *twin-turbo* → 127,44 kW/l (Porsche 911 Turbo S) [24], 4.0L V8 90° se dvěma elektronicky ovládanými *twin-scroll* turbodmychadly → 137,9 kW/l (McLaren 750S) [25], 3.5L EcoBoost V6 → 140.617 kW/l (Ford GT) [26].

Tabulka 7 Technické parametry Toyota G16E-GTS (nejvýkonnější verze) [21]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1618	cm ³
Vrtání	87,5	mm
Zdvih	89,7	mm
Kompresní poměr	10,5 : 1	–
Výkon	224	kW
pro otáčky	6500	min ⁻¹
Měrný výkon	138,44	kW/l
Točivý moment	400	N·m
pro otáčky	3250–4600	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	–	g/km
WLTC <i>fuel efficiency</i>	10,8–12,4	km/l

V *Tabulka 8* jsou uvedeny hodnoty motoru pro evropský trh, z nichž jsou zřejmě nižší výkonové parametry. Proti nejvýkonnější verzi se jedná o pokles maximálního výkonu o 32 kW při stejných otáčkách a točivého momentu o 40 N·m s lehce rozšířeným spektrem otáček, ve kterých je dostupný. Zároveň má však nižší kombinovanou spotřebu (WLTP – 14,59 km/l) a plní emisní normu Euro 6d. [27]

Tabulka 8 Technické parametry Toyota G16E-GTS (EU 2021)[27]

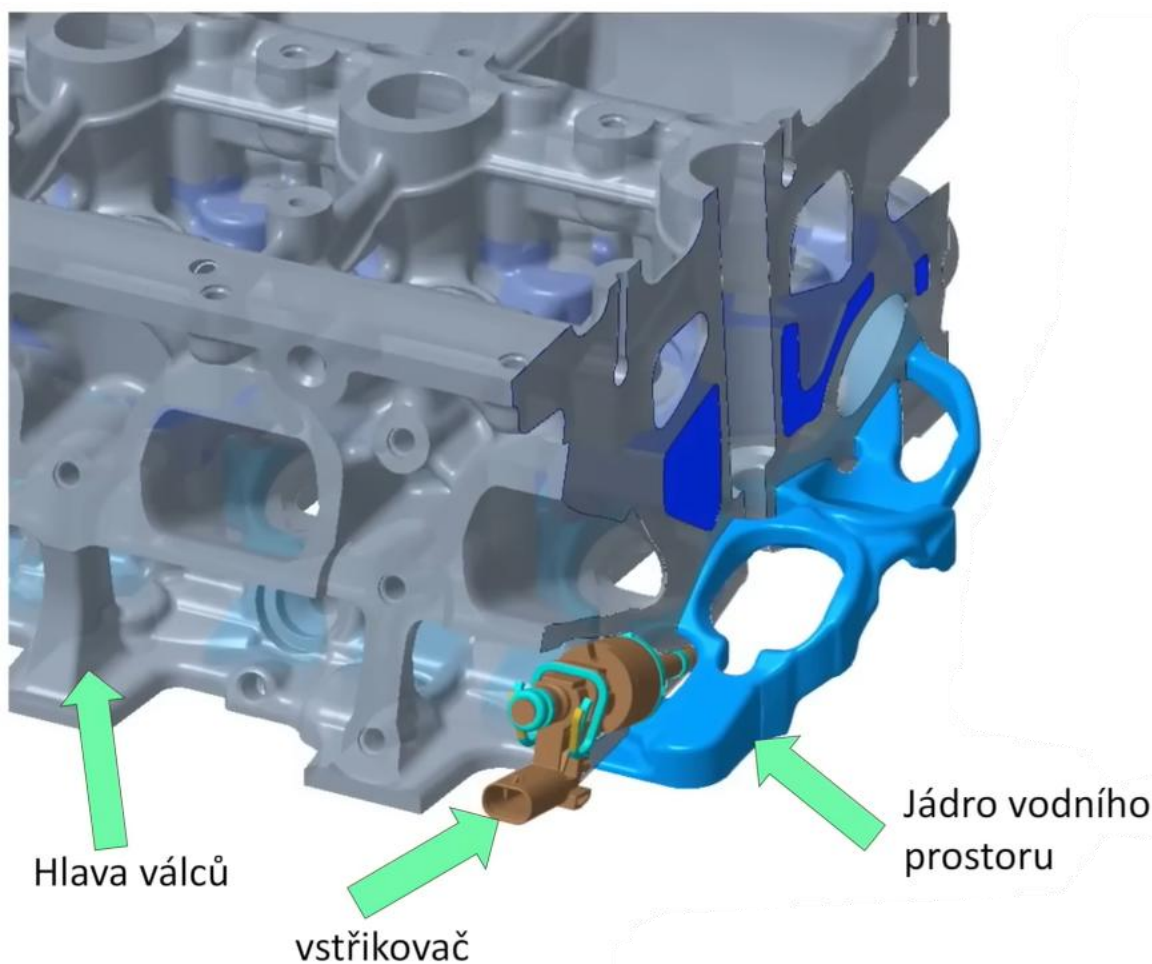
Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1618	cm ³
Vrtání	87,5	mm
Zdvih	89,7	mm
Kompresní poměr	10,5 : 1	–
Výkon	192	kW
pro otáčky	6500	min ⁻¹
Měrný výkon	118,67	kW/l
Točivý moment	360	N·m
pro otáčky	3000–4600	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	–	g/km
CO ₂ (WLTP)	186	km/l

1.2 ČTYŘVÁLCOVÉ PŘEPLŇOVANÉ MOTORY S VÝKONEM DO 150 kW

Větší počet válců při stejném zdvihovém objemu znamená pro následující motory menší objem připadající na válec. V době pokračujícího *downsizingu* jsou čtyřválcové se zdvihovým objemem 1500 cm³ stále populární volbou pro výrobce motorů, především pak pro koncern Volkswagen. Do kategorie s maximálním výkonem 150 kW však spadají i některé méně výkonné motory s objemem 2000 cm³, a tudíž je uveden i jeden jejich zástupce.

1.2.1 VOLKSWAGEN EA 211 1.5 L TSI EVO2

Motor 1.5 l TSI evo2 řady EA211 koncernu Volkswagen je vybaven DOHC, VGT turbodmychadlem (s maximálním tlakem 2,8 bar) u kterého regulace probíhá natáčením lopatek turbínové skříně. Vysokotlaký vstřikovač je umístěn mezi sacími ventily ve straně spalovacího prostoru a zapalovací svíčka je uložena centrálně. Pro evo2 mají vstřikovače průměr 5 mm oproti předchozím 7 mm a vstřikovací tlak je až 350 bar. [28]



Obrázek 12 Řez hlavou válců s vodním chlazením EA 211 evo2 [28]

Verze evo2 má proti svému předchůdci optimalizované vodní chlazení, což zahrnuje lepší odvod tepla od vstřikovačů a integrovaného výfukového potrubí v hlavě válců dvoudílným vodním pláštěm viz *Obrázek 12*. Převod sil z vačkových hřídelů na ventily s *beehive* pružinami, jak je možné vidět na *Obrázek 13*, zajišťují vahadla s rolnami a hydraulicky vymezenou vůlí. [28; 29]



Obrázek 13 Řez hlavou válců Volkswagen EA 211 1.5 TSI evo2[66]

Pro snížení spotřeby paliva a s tím spojených emisí motor disponuje technologií ACT +, viz *Obrázek 14*, která se kromě vypínání druhého a třetího válce v nízkém zatížení a nízkých otáčkách (až 90 N·m respektive 1500–3500 min⁻¹) také stará o změnu časování na prvním a čtvrtém válci. Palce elektromagnetických aktuátorů během jedné otáčky vačkové hřídele dokážou změnit polohu z nulového profilu vačky na aktivní a naopak, současně s přechodem na nulovou vačku dochází k vypnutí zapalování na zmíněných válcích.



Obrázek 14 Volkswagen EA211 1.5 I TSI evo2 DOHC se systémem ACT + [28]

Motor má vyšší účinnost ve dvouválcovém režimu právě v důsledku přepnutí vačkového profilu prvního a čtvrtého válce na Ottův cyklus při vypnutí prostředních válců. Na snižování emisí se také podílí využívání Millerova cyklu, ve kterém motor pracuje při aktivaci všech válců, a systému čištění výfukových plynů, který je umístěn v těsné návaznosti za turbodmychadlem. Zmíněný systém se skládá z odděleného třicestného katalyzátoru a navazujícího filtru pevných částic (dále ve výfukovém systému se nachází další katalyzátor). Motor je také oproti předchozí verzi vybaven aktivním odlučovačem oleje a elektronicky ovládaným termostatem. [28; 29]

Evo2 je také dostupné v mild hybrid provedení, které již není vybaveno zubovým startérem a motor je startován pouze přes řemen 48V motorgenerátorem. [28] Mild hybridní verze pak má nižší kombinovanou spotřebu a emise CO₂ dle WLTP s hodnotami 4,9–5,4 l/100 km respektive 111–122 g/km (při využití ve Škoda Octavia 2024) oproti čistě spalovací TSI verzi se spotřebou 5,2–5,8 l/100 km a emisemi CO₂, viz *Tabulka 9*. [30]

Tabulka 9 Technické parametry Volkswagen EA211 1.5 TSI evo2 (Škoda Octavia 2024) [30]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1498	cm ³
Vrtání	74,5	mm
Zdvih	85,9	mm
Kompresní poměr	12 : 1	–
Výkon	110	kW
pro otáčky	5000–6000	min ⁻¹
Měrný výkon	73,43	kW/l
Točivý moment	250	N·m
pro otáčky	1500–3500	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	–	g/km
CO ₂ (WLTP)	119–132	g/km

1.2.2 HONDA 1.5-LITRE VTEC TURBO (L15)

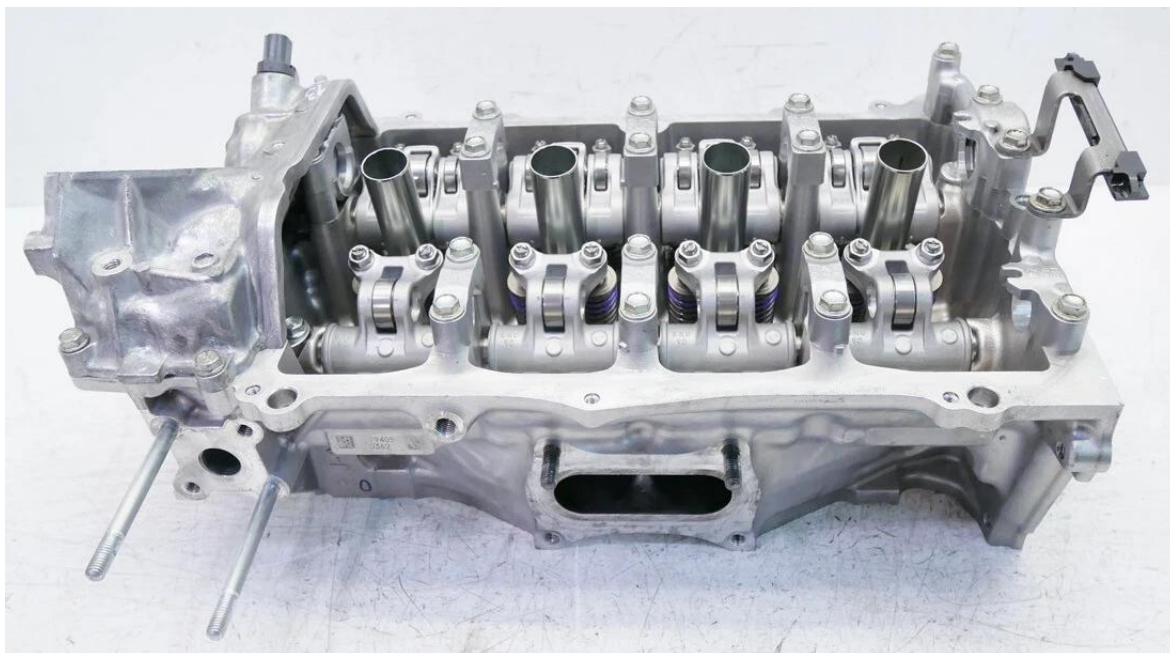
Tento čtyřválec je zařazen do „L-series“, které jsou v různých provedeních ve výrobě již od roku 2001 a verze s turbodmychadlem pak od roku 2016. [31] Pro všechny verze 1.5-litre TURBO motoru jsou společnými prvky řetězem poháněné DOHC se systémem variabilního natáčení obou vačkových hřídelí VTC™ (*Variable Timing Control*™), vysokotlaký přímý vstřík paliva a turbodmychadlo s elektronicky ovládaným obtokovým ventilem. Turbodmychadlo je kompaktní s malým průměrem turbíny z důvodu maximalizace odezvy na požadavek akcelerace v kombinaci s lepším plněním i při malém otevření škrtkové klapky a nízkých otáčkách díky *mono-scroll* designu. [32]

Open-deck blok motoru je hliníkový odlitek, u kterého stěny válců tvoří ocelové vložky. Písty jsou optimalizované na snížení vibrací i hmotnosti posuvných částí, dále mají speciálně tvarovanou korunu pro podporu tečného proudění ve válci. Jak lze vidět na ***Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.***, sací kanály, pod kterými se nachází víceotvorový vysokotlaký vstříkovač, jsou tvarované pro maximalizaci tečného proudění. Sílu z vačkových hřídelí na ventily (čtyři na válec, výfukové ventily jsou duté, plněné sodíkem a chlazené vodním pláštěm) přenáší vahadla s rolkami [33]. Hlava válců, ve které je zakomponované výfukové potrubí (IEM), je také odlévána z hliníku, viz Obrázek 16, avšak v tomto případě je využita technologie tlakového lití. [32]



Obrázek 15 Ventilový rozvod a příprava směsi Honda 1.5-litre VTEC TURBO [33]

I s „VTEC“ v názvu nedisponuje každá varianta motoru technologií VTEC® (*Variable Valve Timing and Lift Electronic Control*) [31], příkladem je verze využitá ve voze Honda CR-V VTEC TURBO 2018 s parametry pro model s šestistupňovou manuální převodovkou, uvedenými v *Tabulka 10*. Kombinovaná spotřeba Hondy CR-V v dané konfiguraci je 6,3–6,6 l/100 km (44,8–42,8 mpg) v závislosti na pohonu pouze přední nebo obou náprav. [34]



Obrázek 16 Hlava válců Honda L15B [67]

Tabulka 10 Technické parametry Honda 1.5 litre VTEC TURBO 6MT (CR-V 2018 EU)[34]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1498	cm ³
Vrtání	73	mm
Zdvih	89,5	mm
Kompresní poměr	10,3 : 1	–
Výkon	127	kW
pro otáčky	5600	min ⁻¹
Měrný výkon	84,78	kW/l
Točivý moment	220	N·m
pro otáčky	1900–5000	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	143–151	g/km
CO ₂ (WLTP)	–	g/km

Parametry verze s technologií variabilního zdvihu ventilů VTEC® jsou uvedeny v *Tabulka 11*, ze které je zřejmé navýšení maximálního výkonu ve vyšších otáčkách a nárůst točivého momentu. Veškeré zlepšení parametrů ale nelze zdůvodnit pouze použitím systému VTEC®, i když se jedná také o vůz se šestistupňovou manuální převodovkou. Mezi modely je rozdíl šest let, během kterých mohlo dojít k další optimalizaci součástí a systémů motoru. Využití technologie VTEC® společně s VTC™ přidává další parametr, kterým je možné regulovat průběh dějů ve spalovacím prostoru, od kterého se odvíjí spotřeba, emise, efektivita i výkon. Jelikož se jedná o model určený pro americký trh, motor splňuje emisní normu LEV3-ULEV50 a má udávanou kombinovanou spotřebu 7,59 l/100 km (31 mpg), tedy značně vyšší než starší evropská verze bez VTEC®. [35]

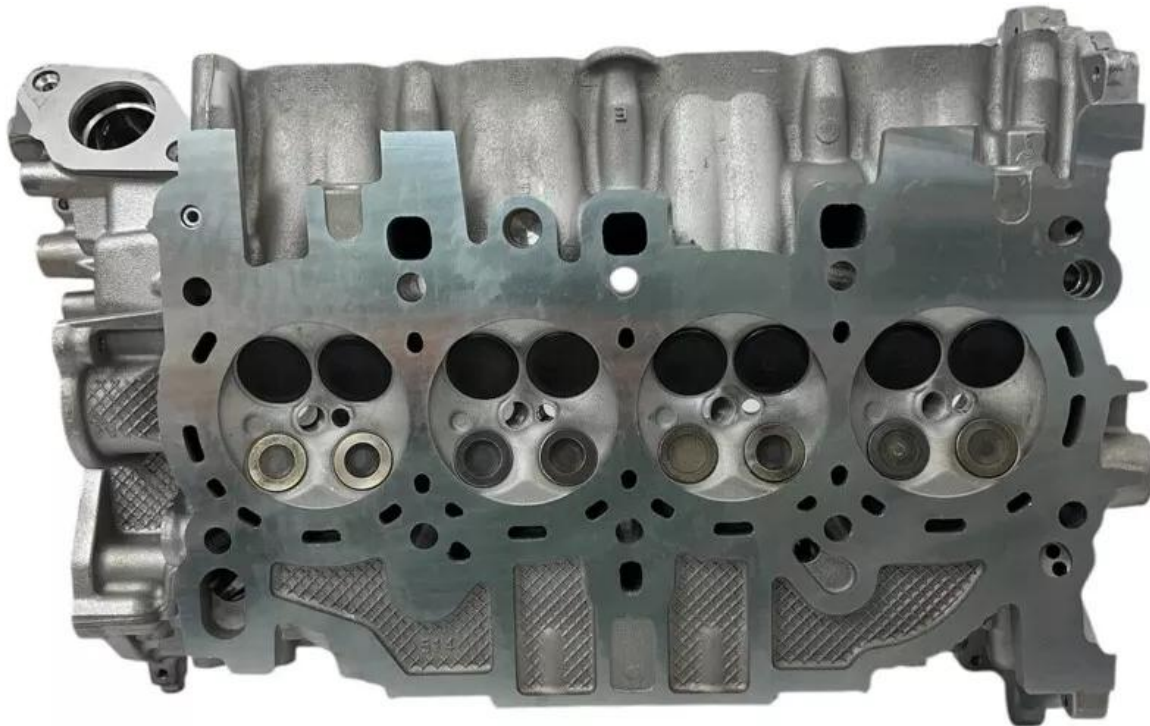
Tabulka 11 Technické specifikace Honda 1.5 litre VTEC TURBO 6MT (Civic Si 2024 USA) [35]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1498	cm ³
Vrtání	73	mm
Zdvih	89,5	mm
Kompresní poměr	10,3 : 1	–
Výkon	149	kW
pro otáčky	6000	min ⁻¹
Měrný výkon	99,55	kW/l
Točivý moment	260	N·m
pro otáčky	1800–5000	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	–	g/km
CO ₂ (WLTP)	–	g/km

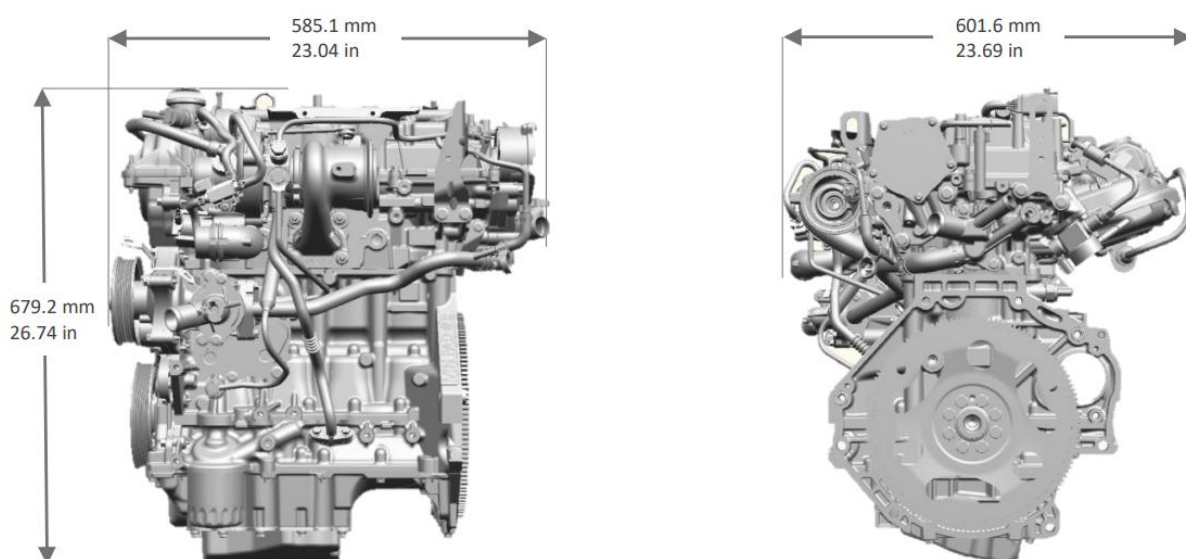
1.2.3 GM ECOTECH 1.5L TURBOCHARGED LSD

Blok motoru i hlava válců jsou u čtyřválců GM vyrobeny technologií vysokotlakého lití z hliníku. I tento motor má výfukové potrubí integrované v hlavě válců (s vodním chlazením) kvůli optimalizaci zahřívání motoru. Dále disponuje vysokotlakým přímým vstřikem paliva (350 bar), kde jsou vstřikovač i zapalovací svíčka v prostřední části spalovacího prostoru uloženy vždy mezi sacím a výfukovým ventilem, viz *Obrázek 17*. [36]

Blok motoru i hlava válců jsou u čtyřválců GM vyrobeny technologií vysokotlakého lití z hliníku. I tento motor má výfukové potrubí integrované v hlavě válců (s vodním chlazením) kvůli optimalizaci zahřívání motoru. Dále disponuje vysokotlakým přímým vstřikem paliva (350 bar), kde jsou vstřikovač i zapalovací svíčka v prostřední části spalovacího prostoru uloženy vždy mezi sacím a výfukovým ventilem viz *Obrázek 17*. [36] Pro DOHC s variabilním časováním je ventilový rozvod řešen vahadly s rolnami a hydraulickým vymezováním vůle. [37] Přepřínování je zajištěno turbodmychadlem s nízkou setrvačností a tlakově ovládaným obtokovým ventilem, které je umístěné blízko výfukovému výstupu a má rychlou odezvu i v nízkých otáčkách. [36]



Obrázek 17 Hlava válců GM Ecotech 1.5L Turbocharged LSD [68]



Obrázek 18 Celkové rozměry GM Ecotech 1.5L Turbocharged LSD [36]

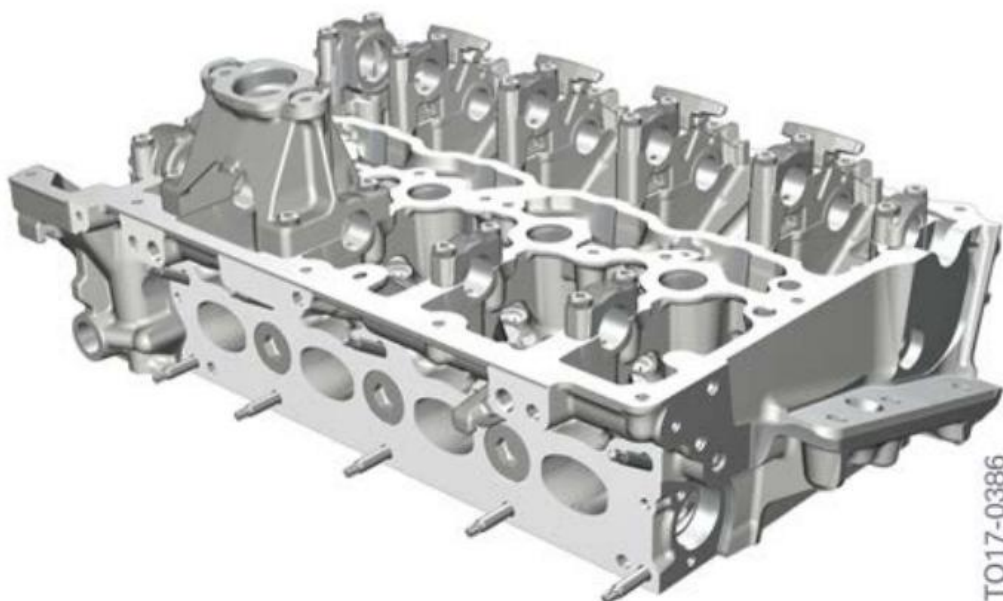
Motor i s celkovými rozměry lze vidět na *Obrázek 18*, kde je patrné blízké uložení turbodmychadla pro verzi motoru z roku 2023. Parametry pro uvedený motor, ve voze Chevrolet Equinox, pak jsou v *Tabulka 12*, s hodnotami dle testů SAE J1349 provedenými společností GM [36]. Odhadovaná kombinovaná spotřeba uvedená výrobcem pro motor v dříve zmíněném voze je 8,4–9 l/100 km (28–26 mpg) [38] v závislosti na pohonu pouze přední nebo obou náprav. Hodnoty produkovaných emisí ani emisních norem nebyly výrobcem uvedeny.

Tabulka 12 Technické parametry GM Ecotech 1.5L Turbocharged LSD (Chevrolet Equinox 2023) [36]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1490	cm ³
Vrtání	74	mm
Zdvih	86,6	mm
Kompresní poměr	10 : 1	–
Výkon	131	kW
pro otáčky	5600	min ⁻¹
Měrný výkon	87,92	kW/l
Točivý moment	275	N·m
pro otáčky	2000–4000	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	–	g/km
CO ₂ (WLTP)	–	g/km

1.2.4 BMW B46/B48

Čtyřválcové B46/B48 (4 značí počet válců a 6 emisní třídu SULEV – *Super Ultra Low Emission Vehicle*, respektive 8 LEV – *Low Emission Vehicle*, se kterou jsou spojeny i změny v kompresním poměru, tvarování koruny pístu a další konstrukční prvky) [39] jsou dalšími členy modulární rodiny motorů od BMW. Čtyřválcové se shodují s motory BMW B38 v rozměrech vrtání, zdvihu a v některých verzích i na hodnotě kompresního poměru. [40; 41]



Obrázek 19 Hlava válců BMW B46TU [40]

Dále oba motory disponují technologií TwinPower Turbo, zahrnující vysokotlaké přímé vstřikování paliva (uložení 350bar vstřikovače a svíčky je obdobné jako v případě tříválce BMW B38), variabilní zdvih ventilů VALVETRONIC, časování obou vačkových hřídelí (DOHC) Double-VANOS. Blok motoru i hlava válců jsou vyrobeny ze slitiny hliníku. [40; 42] Výfukové potrubí není integrované v hlavě válců (viz *Obrázek 19*), stejně jako u BMW B38. Rozdíl proti tříválci nastává u turbodmychadla, kde pro B48 bylo využito turbodmychadlo s *twin-scroll* designem.[42; 41]

Tabulka 13 Technické parametry BMW B48 (320i Touring 2019) [41]

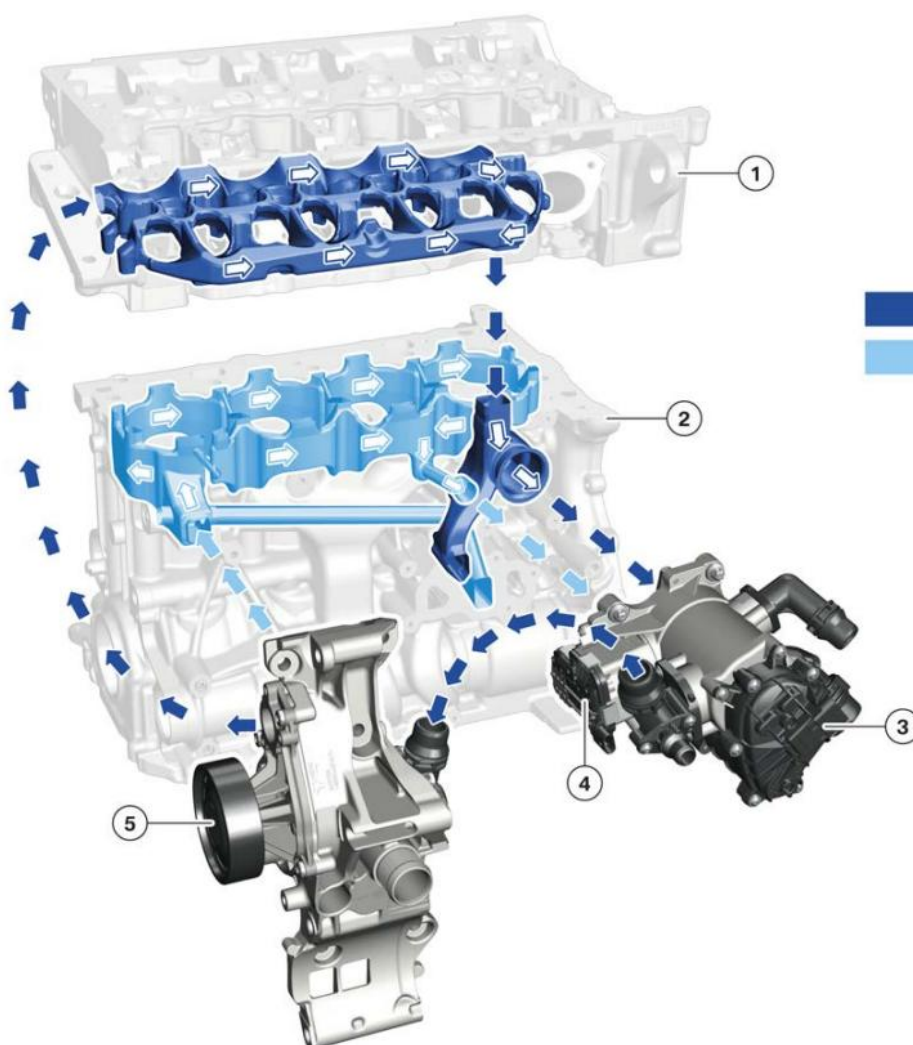
Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1998	cm ³
Vrtání	82	mm
Zdvih	94,6	mm
Kompresní poměr	11 : 1	–
Výkon	135	kW
pro otáčky	5000–6500	min ⁻¹
Měrný výkon	67,57	kW/l
Točivý moment	300	N·m
pro otáčky	1350–4000	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	130–138	g/km
CO ₂ (WLTP)	–	g/km

V *Tabulka 13* jsou uvedeny parametry pro verzi motoru splňující emisní normu Euro 6d s hodnotami CO₂ naměřenými dle WLTP a následně převedenými na NEDC ekvivalent kvůli možnosti porovnání.[41] Uvedená verze má nižší měrný výkon, ale splňuje podmínku do 150 kW, na rozdíl od dalších verzí čtyřválce, jako jsou B46B2001 – 400 N·m, 190 kW → 95,1 kW/l a B48B20T1, viz *Tabulka 14*, u kterých jsou výkonové parametry na vyšší úrovni. Zmíněné verze také mají nižší kompresní poměr, B46 s 10,2 : 1 a B48 9,5 : 1.[40]

Tabulka 14 Technické parametry B48B20T1 (2018)[40]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1998	cm ³
Vrtání	82	mm
Zdvih	94,6	mm
Kompresní poměr	9,5 : 1	–
Výkon	225	kW
pro otáčky	5000–6250	min ⁻¹
Měrný výkon	112,61	kW/l
Točivý moment	450	N·m
pro otáčky	1750–4500	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	–	g/km
CO ₂ (WLTP)	–	g/km

Na *Obrázek 20* lze vidět chlazení pro verzi B46TU s využitím elektronicky ovládaného ventilu děleného chlazení (*Split Cooling Valve – pozice 4*), který dle požadavku umožňuje oddělení okruhu bloku motoru v režimu zahřívání (následkem je snížení emisí studeného startu) nebo částečného zatížení. Písmenem **A** je značena část chladicího okruhu pro hlavu válců s vysokým požadavkem na chlazení, **B** poté část okruhu pro blok motoru. [40]



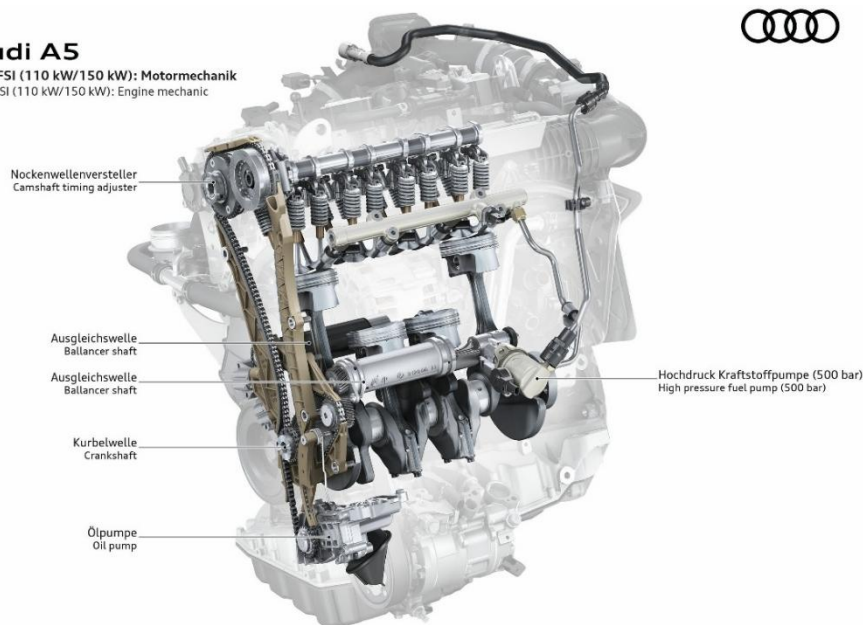
Obrázek 20 Chlazení B46TU [40]

1.2.5 VOLKSWAGEN EA888 2.0 L

Motor 2.0 T(F)SI je členem rodiny EA888 koncernu Volkswagen. Daný čtyřválec má čtyři ventily na válec, přenos sil vahadly s rolkami a hydraulicky vymezenou ventilovou vůli. Dále disponuje DOHC s kontinuálním časováním, vysokotlakým přímým vstřikem paliva (až 500 bar) [43] a přeplňování výfukovým turbodmychadlem s variabilní geometrií (VTG) [44]. [45] Dvoulitrový motor je do značné míry podobný Volkswagen EA 211 1.5 l TSI evo2, ať už se jedná o využití VTG, rozmístění svíček a vstřikovačů, nebo využívání Millerova cyklu.[46] Další podobností je využití motoru v MHEV systému, obdobně řešeném jako u Volkswagen EA 211 1.5 l TSI evo2.

Tabulka 15 Technické parametry EA888 2.0 TFSI (Audi A5 Sedan 2024) [45]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1984	cm ³
Vrtání	82,5	mm
Zdvih	92,8	mm
Kompresní poměr	12,5 : 1	–
Výkon	150	kW
pro otáčky	4300–6000	min ⁻¹
Měrný výkon	75,6	kW/l
Točivý moment	340	N·m
pro otáčky	2000–4000	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	–	g/km
CO ₂ (WLTP)	158–176	g/km

Audi A52.0 TFSI (110 kW/150 kW): Motormechanik
2.0 TFSI (110 kW/150 kW): Engine mechanic
07/24

Obrázek 21 Systémy v motoru Audi A5 2.0 TFSI [69]

V *Tabulka 15* jsou uvedeny hodnoty pro verzi motoru z Audi A5 z roku 2024, která patří k nejnovějším a plní emisní normu Euro 6e [45]. Na *Obrázek 21* pak jsou viditelné dříve uvedené systémy motoru s litinovým blokem a hlavou válců ze slitiny hliníku chlazenou strategií *crossflow* [47] ve které je od třetí generace integrované výfukové potrubí [46].

Motor je vyráběn v řadě výkonových variant, například výše zmíněné Audi 2.0 TFSI 110/150 kW (Audi A5 Sedan → 55,44/75,6 kW/l) [45], 2.0 TSI pro RS modely vozů Škoda s výkonem 195 kW (Octavia RS a Kodiaq RS → 98,29 kW/l) [48] nebo 2.0 T(F)SI → 245 kW (Volkswagen Golf R 2024 [49] a Audi S3 Sedan 2024 [50] → 123,49 kW/l), viz *Tabulka 16*. Motory z Audi S3 i Volkswagenu Golf R mají identické objemové i výkonové parametry, avšak Audi má vyšší kombinované emise CO₂ dle WLTP s hodnotami 185–193 g/km splňující Euro 6e. Jednotlivé výkonové varianty se liší především hodnotou kompresního poměru (9,3 : 1 [47], respektive 12,5 : 1 [45]).

Tabulka 16 Technické parametry Volkswagen EA888 2.0 TSI (Golf R 2024) [49]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Zdvihový objem	1984	cm ³
Vrtání	82,5	mm
Zdvih	92,8	mm
Kompresní poměr	9,3 : 1	–
Výkon	245	kW
pro otáčky	5600–6500	min ⁻¹
Měrný výkon	123,49	kW/l
Točivý moment	430	N·m
pro otáčky	2100–5500	min ⁻¹
CO ₂ (NEDC)	–	g/km
CO ₂ (WLTP)	184–186	g/km

1.3 SHRUTÍ A POROVNÁNÍ

V *Tabulka 17* je souhrn základních parametrů vybraných motorů, zvolena byla vždy jedna verze motoru spadající do kategorie do 150 kW a případně i některá z výkonnějších variant. U hybridního pohonu *Tabulka 6* Technické parametry Volvo T5 TwEn (B3154T5) – XC40 2023 [20] jsou uvedeny pouze parametry spalovacího motoru. Světle šedou barvou jsou vyznačeny tříválcové motory a šedoběžovou motory čtyřválcové. Do barevného škálování nebyly zahrnuty motory, případně verze motorů, s výkonem nad 150 kW, ale jsou uvedeny v tabulce s bílým pozadím pro porovnání. Zelenou barvou jsou znázorněna pole blížíící se k optimálním hodnotám zadání (150 kW, 100 kW/l), zatímco červené hodnoty jsou na opačné straně spektra. Stejně barevné rozložení bylo využito i pro hodnoty točivého momentu, který se u motorů do 150 kW pohybuje v rozmezí 230–240 N·m.

Hodnoty vrtání a zdvihu se pro tříválcové motory (~1500 cm³) pohybují v intervalu 82–84 mm respektive 88,9–94,6 mm. Čtyřválcové s objemem ~1500 cm³ mají menší objem na válec což se projevuje větší redukcí hodnoty vrtání (na 74–74,5 mm) proti zdvihu, který se oproti tříválcům s objemem ~500 cm³ liší méně (85,9–86,6 mm). Čtyřválcové s objemem ~2000 cm³, tedy stejným objemem na válec jako tříválcové motory, pak spadají do stejných intervalů rozměrů. Kompresní poměr se u motorů do 150 kW (krom výjimky variabilního *Tabulka 2* Technické parametry – Nissan KR15DDT – verze pro USA [6]) pohybuje od 10 : 1 po 12,5 : 1. Jak je z *Tabulka 17*, patrné verze motorů s vyšším výkonem mají tendenci mít nižší kompresní poměr (9,3–9,5 : 1), kvůli předcházení klepání, což neplatí pro *Tabulka 7* Technické parametry Toyota G16E-GTS (nejvýkonnější verze) [21] s kompresním poměrem 10,5 : 1, který mají také motory Volvo B3154.

Výkon do 150 kW splňují všechny motory v barevných polích, avšak měrný výkon 100 kW/l pak ideálně splňují pouze tříválcové od Fordu a Nissanu, společně se čtyřválcem Hodna. V hodnotách konstrukční části (tedy alespoň 80 kW/l) se nachází tříválec Volvo pro hybridní pohon a čtyřválec GM. Zbylé tříválcové motory mají příliš nízký měrný výkon, což platí i pro čtyřválec Volkswagen EA211 Evo2, ale také pro motory B48 a EA888 kvůli většímu zdvihovému objemu. B48 i EA888 ale mají jedny z nejvyšších hodnot točivého momentu společně s KR15DDT. Středních hodnot dosahují motory od Fordu, GM a Volvo T5. S točivým

momentem 260 N·m a méně poté zbývají motory Honda, EA211, Volvo T2 a B38 1 Series s pouhými 230 N·m. Motory spadající mimo oblast zadání pak mají rozsah 320–450 N·m.

Tabulka 17 Porovnání vybraných parametrů

Motor	Vrtání x zdvih [mm x mm]	Zdvihový objem [cm ³]	Kompresní poměr [-]	Výkon [kW]	Měrný výkon [kW/l]	Točivý moment [N·m]
FORD 1.5L ECOBOOST DRAGON	84 x 90	1497	11 : 1	150	100,2	290
Nissan KR15DDT	84 x 88,9–90,1	1478–1498	8–14 : 1	150	100,1	305
BMW B38 1 Series 116i	82 x 94,6	1499	11,1 : 1	90	60,04	230
BMW B38A15T0	82 x 94,6	1499	9,5 : 1	170	113,41	320
Volvo T2 (B3154T9)	82 x 93,2	1477	10,5 : 1	95	64,32	245
Volvo T5 TwEn (B3154T5)	82 x 93,2	1477	10,5 : 1	132	89,37	265
Toyota G16E-GTS	87,5 x 89,7	1618	10,5 : 1	224	138,44	400
Volkswagen EA211 1.5 l TSI evo2	74,5 x 85,9	1498	12 : 1	110	73,43	250
Honda 1.5 litre VTEC TURBO 6MT	73 x 89,5	1498	10,3 : 1	149	99,55	260
GM Ecotech 1.5L Turbocharged	74 x 86,6	1490	10 : 1	131	87,92	275
BMW B48 320i	82 x 94,6	1998	11 : 1	135	67,57	300
BMW B48B20T1	82 x 94,6	1998	9,5 : 1	225	112,61	450
EA888 2.0 TFSI	82,5 x 92,8	1984	12,5 : 1	150	75,6	340
Volkswagen EA888 2.0 TSI	82,5 x 92,8	1984	9,3 : 1	245	123,49	420

V Tabulka 18, respektive Tabulka 19, jsou shrnuté základní vlastnosti jednotlivých motorů. Z tabulek je zřejmé, že DOHC (ve většině poháněné řetězem) s variabilním časováním je

standard využívaný ve všech uvedených motorech. To také platí pro přepřňování výfukovým turbodmychadlem, avšak zde se výrobci rozcházejí ve využitých variantách. Turbodmychadla jsou různých velikostí s tlakem nebo elektronicky ovládaným obtokovým ventilem, s variabilní geometrií, *mono-scroll* i *twin-scroll* design (u motorů, kde je v tabulkách uvedeno pouze turbodmychadlo, se nepodařilo dohledat detailnější informace).

Tabulka 18 Systémy tříválcových motorů

Motor	Vstřikování paliva	Přepřňování	Variabilní časování DOHC	Variabilní zdvih ventilů	IEM
FORD 1.5L ECOBOOST DRAGON	Duální	Turbodmychadlo s nízkou setrvačností	ANO	NE	ANO
Nissan KR15DDT	Duální	Širokopásmé turbodmychadlo	ANO	NE	ANO
BMW B38 1 Series 116i	Duální	Turbo s elektronicky ovládaným <i>wastegate</i> ventilem	ANO	ANO	ANO
BMW B38A15T0	Přímé (200 bar)	Turbo s elektronicky ovládaným <i>wastegate</i> ventilem	ANO	ANO	NE
Volvo T2 (B3154T9)	Přímé	Turbodmychadlo	ANO	NE	ANO
Volvo T5 TwEn (B3154T5)	Přímé	Turbodmychadlo	ANO	NE	ANO
Toyota G16E-GTS	Duální	Turbodmychadlo s kuličkovými ložisky	ANO	NE	NE

Dále mají všechny motory vysokotlaké přímé vstřikování paliva (hodnoty maximálních tlaků jsou uvedeny u všech motorů, kde bylo možné je dohledat) a některé tříválcové je kombinují s vícebodovým vstřikem do sacích kanálů. Duálním vstřikováním výrobci navyšují složitost systému a náklady na výrobu, ale dochází tak k odstranění nedostatků jednotlivých způsobů přípravy směsi, a tedy vyšší efektivitě.

Většina výrobců také přechází na integrované výfukové potrubí v hlavě válců, krom některých verzí motorů BMW a Toyoty. Integrované výfukové potrubí v hlavě válců snižuje počet dílů, tím klesá hmotnost a zároveň vznikají benefity v oblasti emisí, kde se motor rychleji zahřívá na provozní teplotu kvůli větší teplosměnné ploše mezi vodním pláštěm a výfukovými kanály. Při větším zatížení pak vodní plášť slouží k chlazení výfukových plynů, aby nedocházelo k přehřívání katalyzátoru, namísto obohacování směsi u motorů bez integrovaného výfukového potrubí.

Variabilní zdvih ventilů pak má pouze motor Honda v podobě systému VTEC® a tříválcové i čtyřválcové motory BMW B38, respektive B48, systémem VALVETRONIC. Možnost měnit zdvih ventilů přidává další parametr pro ovládání dějů ve spalovacím prostoru, ale jak je patrné především z *Obrázek 8* *Obrázek 9*, jedná se o další navýšení složitosti systému, ceny a hmotnosti. Z tabulek je patrné, že většina výrobců zůstává u jednodušších možností

s korigováním dějů pomocí tlaku vzduchu od turbodmyhadla, variabilní natáčení vačkových hřídelí a regulaci vstřikování paliva.

Tabulka 19 Systémy čtyřválcových motorů

Motor	Vstřikování paliva	Přepřňování	Variabilní časování DOHC	Variabilní zdvih ventilů	IEM
Volkswagen EA211 1.5 l TSI evo2	Přímé (350 bar)	VTG turbodmyhadlo	ANO	NE	ANO
Honda 1.5 litre VTEC TURBO 6MT	Přímé	Turbo s elektronicky ovládaným <i>wastegate</i> ventilem	ANO	ANO	ANO
GM Ecotech 1.5L Turbocharged	Přímé (350 bar)	Turbodmyhadlo s nízkou setrvačností, tlakem ovládaný <i>wastegate</i> ventil	ANO	NE	ANO
BMW B48 320i	Přímé (350 bar)	<i>Twin-scroll</i> turbodmyhadlo	ANO	ANO	NE
BMW B48B20T1	Přímé (350 bar)	<i>Twin-scroll</i> turbodmyhadlo	ANO	ANO	NE
EA888 2.0 TFSI	Přímé (500 bar)	VTG turbodmyhadlo	ANO	NE	ANO
Volkswagen EA888 2.0 TSI	Přímé (350 bar)	VTG turbodmyhadlo	ANO	NE	ANO

2 TRENDY VE VÝROBĚ A VÝVOJI

Již od prvních funkčních jednotek motorů byla snaha o zvýšení účinnosti a výkonu, avšak v posledních letech se výrobci motorů musí čím dál tím více zaměřovat na snižování emisí, které motor produkuje ve všech situacích, od studeného startu přes městský provoz až po jízdu na dálnici. I přesto, že se normy liší v závislosti na trhu a legislativě, celkově se s postupem času zpřísňují. Tato kapitola se zabývá trendy ve vývoji vyskytujícími se v sériově produkovaných přeplňovaných zážehových motorech osobních automobilů. Detailněji se pak zaměřuje přímo na designová řešení konstrukčních celků hlavy válců. Poté následuje podkapitola s komůrkovými systémy a náhledem do jednoho z možných směrů vývoje spalovacích motorů.

2.1 DOWNSIZING

Downsizing byl, a v řadě případů stále je, aktuálním fenoménem vývoje spalovacích motorů, kde je cílem zachování nebo navýšení výkonových parametrů pohonné jednotky při menším zdvihovém objemu a snížené spotřebě paliva, respektive emisí, mající za následek větší měrný výkon proti „původní“ variantě. K dosažení daných cílů se využívá přeplňování (především výfuková turbodmychadla v různých variantách provedení, ve výjimečných případech také kompresory či jejich kombinace), vysokotlaké přímé vstřikování paliva, variabilní časování vačkových hřídelí, variabilní zdvih ventilů, vypínání válců a recirkulace výfukových plynů.

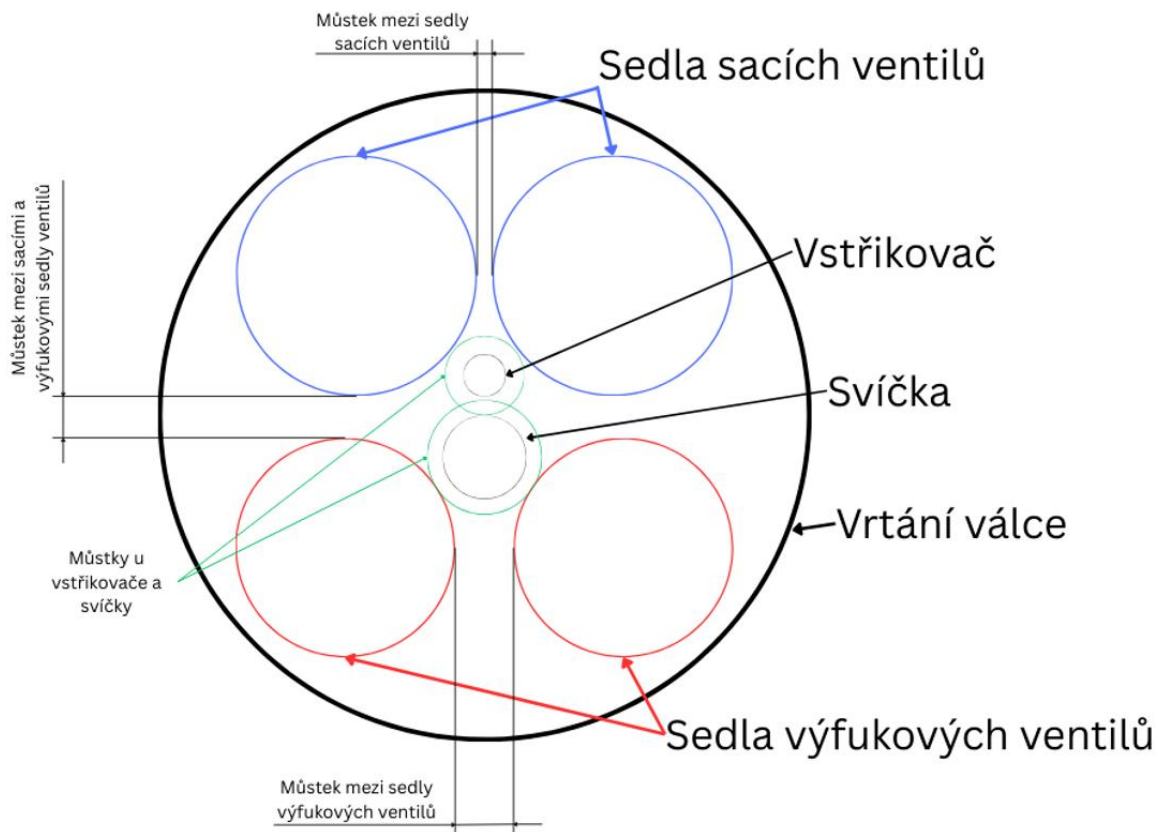
Vysokotlaké vstřikování paliva umožňuje navyšování kompresního poměru díky funkci chlazení směsi, což v kombinaci s přeplňováním navyšuje efektivitu. S tím však jsou spojené větší nároky na součásti motoru, protože menší motory častěji pracují ve větším zatížení, s vyššími tlaky, a tedy i tepelným a silovým namáháním.

Další optimalizace nejen menších přeplňovaných motorů je zprostředkována systémy variabilního natáčení/časování vačkových hřídelí, které umožňují upravování času otevírání a zavírání sacích, respektive výfukových ventilů, v závislosti na natočení klikové hřídele. Na změny časů otevírání a zavření ventilů reaguje řídicí jednotka také změnou časování i objemu vstřikovaného paliva. Díky pokročilým řídicím systémům jsou pohonné jednotky schopny minimalizovat jev klepání, ke kterému mají motory kvůli větším teplotám a tlakům ve válci sklony. Díky pokročilým řídicím jednotkám je možné za využití výše uvedených systémů měnit jízdní módy, a tak snižovat spotřebu nebo navyšovat výkon podle aktuálního požadavku řidiče.

2.2 SPALOVACÍ PROSTOR

Tvar spalovacího prostoru do značné míry ovlivňuje charakteristiku motoru, jmenovitě se podílí na hodnotě kompresního poměru, průběhu proudění, přenosu tepla, výrobní náročnosti hlavy válců, a tedy celkové ceně. Mezi hlavní parametry pro spalovací prostor patří rozměr vrtání, velikost, počet a rozmístění ventilů, umístění svíčky a případně vstřikovače. Standardem v dnešních zážehových motorech je využití dvou sacích a dvou výfukových ventilů na válec s centrálně uloženou svíčkou. Mezi zmíněnými prvky pak kvůli funkčnosti a odolnosti materiálu spalovacího prostoru musejí být můstky. Zmíněné můstky, nebo také tolerance, jsou (kromě tolerance mezi vrtáním a ventilovými sedly) viditelné na *Obrázek 22* (dané rozložení využívají motory BMW a Ford), kde je nejdůležitější můstek mezi sedly výfukových ventilů

z důvodu tepelného namáhání. Prostor vymezený tímto můstkem udává maximální prostor pro vodní chlazení.



Obrázek 22 Rozmístění spalovacího prostoru a můstky

Nejčastěji využívaná je u zážehových motorů kombinace střechovitého spalovacího prostoru s pístem s tvarovanou korunou, která může upravit hodnotu kompresního poměru, ale také ovlivnit smysl proudění ve válci. U spalovacího prostoru je u většiny výrobců snaha omezit ostré hrany, především ve větších vzdálenostech od svíčky, protože mají tendenci nabývat vyšších teplot, a mohou tak napomáhat náhodnému (neřízenému) zapalování směsi. Spalovací prostory pak doplňuje antidetonační štěrbinu, jedná se o malý prostor na okraji spalovacího prostoru, ze kterého je v horní úvrati pístu vytlačována směs vzduchu s palivem. Dochází tak k velice silnému víření, které napomáhá hoření [51]. Antidetonační štěrbinu tak pomáhá omezovat jev detonačního hoření nebo také klepání, a proto je možné navyšovat kompresní poměr, případně využívat paliva s nižším oktanovým číslem pro dosažení stejných parametrů.

Ve většině případů, jak bylo uvedeno výše, se jedná o střechovitý spalovací prostor, který je důsledkem uložení ventilů pod úhlem, jak je možné vidět např. na *Obrázek 4*. Tvar spalovacího prostoru v hlavě válců je převážně tvořen odléváním s následně obráběnými otvory pro svíčku, vstřikovač a ventilová sedla. Vyskytují se ale i případy s kompletně obráběným spalovacím prostorem, což přináší značné zlepšení přesnosti výroby, zmenšení tolerancí a drsností povrchu (viz *Obrázek 23*) a celkově méně odlišné finální spalovací prostory, respektive kompresní poměry, napříč jednotlivými sériemi výroby. Dané výhody však vznikají na úkor násobně vyšší ceny, což znamená (alespoň prozatím) využití v závodních, sportovních, případně luxusních vozech, kde vyšší cena nepředstavuje větší komplikace.



Obrázek 23 Hlava válců Nissan GT-R R35 s leštěným spalovacím prostorem [52]

2.3 SÁNÍ A PŘÍPRAVA SMĚSI

Podkapitola Sání a příprava směsi se zabývá trendy ve vývoji sacích kanálů, na nich závislém proudění a druhy a umístěním vstřikovačů a svíčky. Jelikož se jedná o komplexní problematiku, byla výše uvedená témata, i přes jejich provázanost, pro lepší přehlednost rozdělena do samostatných podkapitol.

2.3.1 SACÍ KANÁLY A DRUHY PROUDĚNÍ

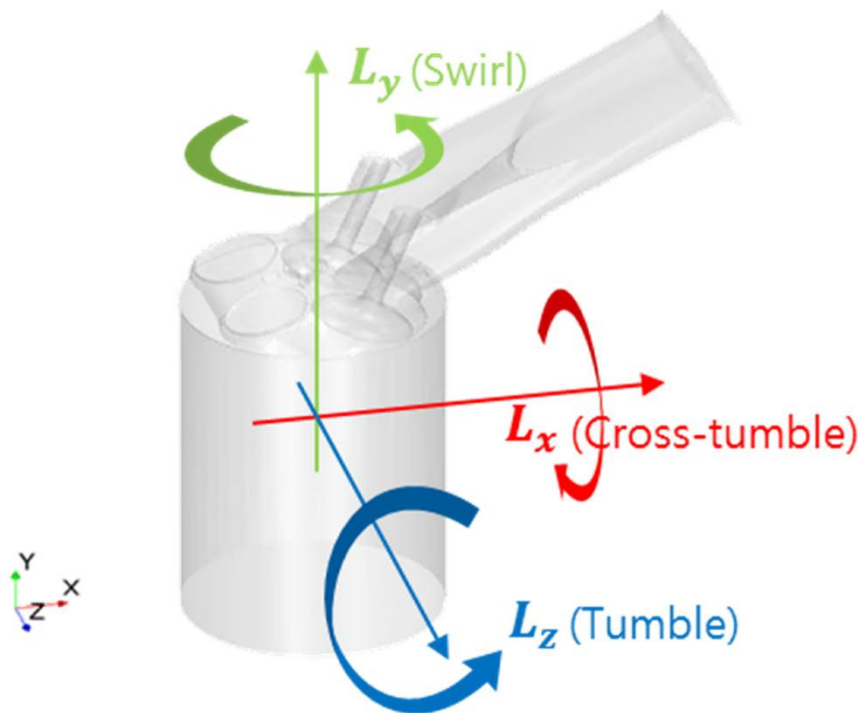
Tvar sacích kanálů je jedním z hlavních faktorů ovlivňujících proudění ve válci, které má přímý vliv na tvorbu směsi, a potažmo i na efektivitu a stabilitu jejího hoření. [53] Tvar sacích kanálů je volen tak, aby minimalizoval plnicí ztráty, které však lze do určité míry kompenzovat přeplňováním a úpravou doby současného otevření sacích a výfukových ventilů (*scavenging*). Snahou je optimalizace proudění vzhledem k požadovanému směru proudění ve válci. Pro zážehové motory s přímým vstřikem je žádoucí tečný vír, viditelný na *Obrázek 24*, respektive *Obrázek 4*, kde jsou v obou případech zároveň patrné nejčastěji využívané tečné sací kanály, které jsou vhodné pro maximalizaci tečného proudění. Existuje řada variant tečných sacích kanálů s různými variantami tvarování dna kanálu, oblasti kolem vodítka ventilu a dalšími úpravami pro usměrnění proudění a snížení ztrát. Finální design navrhovaného sacího kanálu tak často je kompromisem mezi minimalizací ztrát v kanálu a maximalizací tečného proudění.

Jako hodnotící parametr požadovaného tečného proudění se využívá *tumble ratio* (TR). Ve studii zabývající se efekty hodnot TR na výkon zážehového motoru s přímým vstřikem paliva

(v motoru s optickým záznamem) [54] bylo TR definováno jako bezrozměrný poměr úhlové rychlosti nasávaného vzduchu (v rovině XY , respektive kolem osy Z na *Obrázek 24*) ku úhlové rychlosti klikové hřídele, jak je uvedeno v [54]:

$$TR = \frac{\omega_z}{\omega_{kl_hřidel}}. \quad (1)$$

Zmíněná studie se zabývala vlivem hodnot TR na proudění, tlak ve válci a průběh hoření. Výpočet i experimentální měření proběhlo s hodnotami $TR = 0,5; 1,5; 2,2$. Ta byla při experimentální části zajištěna 3D tištěnými deflektory. Výsledkem větších hodnot TR bylo navýšení rychlosti proudění a turbulentní kinetické energie, což mělo za následek zrychlení propagace hoření, a tedy kratší dobu hoření směsi. Pro nízké hodnoty TR (0,5) byla sledována nízká rychlost hoření se značnými odchylkami v jednotlivých cyklech. Pro hodnoty $TR = 1,5$ byla zjištěna rychlá propagace hoření a zároveň pravidelnost při opakování. Měření pro $TR = 2,2$ vykazovala obdobné rychlosti hoření jako $TR = 1,5$ avšak docházelo k větším odchylkám v průběhu opakujících se cyklů. Studie poukazuje na potenciál řešení problematiky spalování chudé směsi a recirkulace větších objemů výfukových plynů, vycházející z navyšování efektivního tlaku ve válci a snižování produkce sazí s rostoucími TR. Pozitivní efekty však rostly jen do určité míry, a je tedy nutné zvolit kompromis mezi efektivitou spalování a opakovatelností děje. [54]

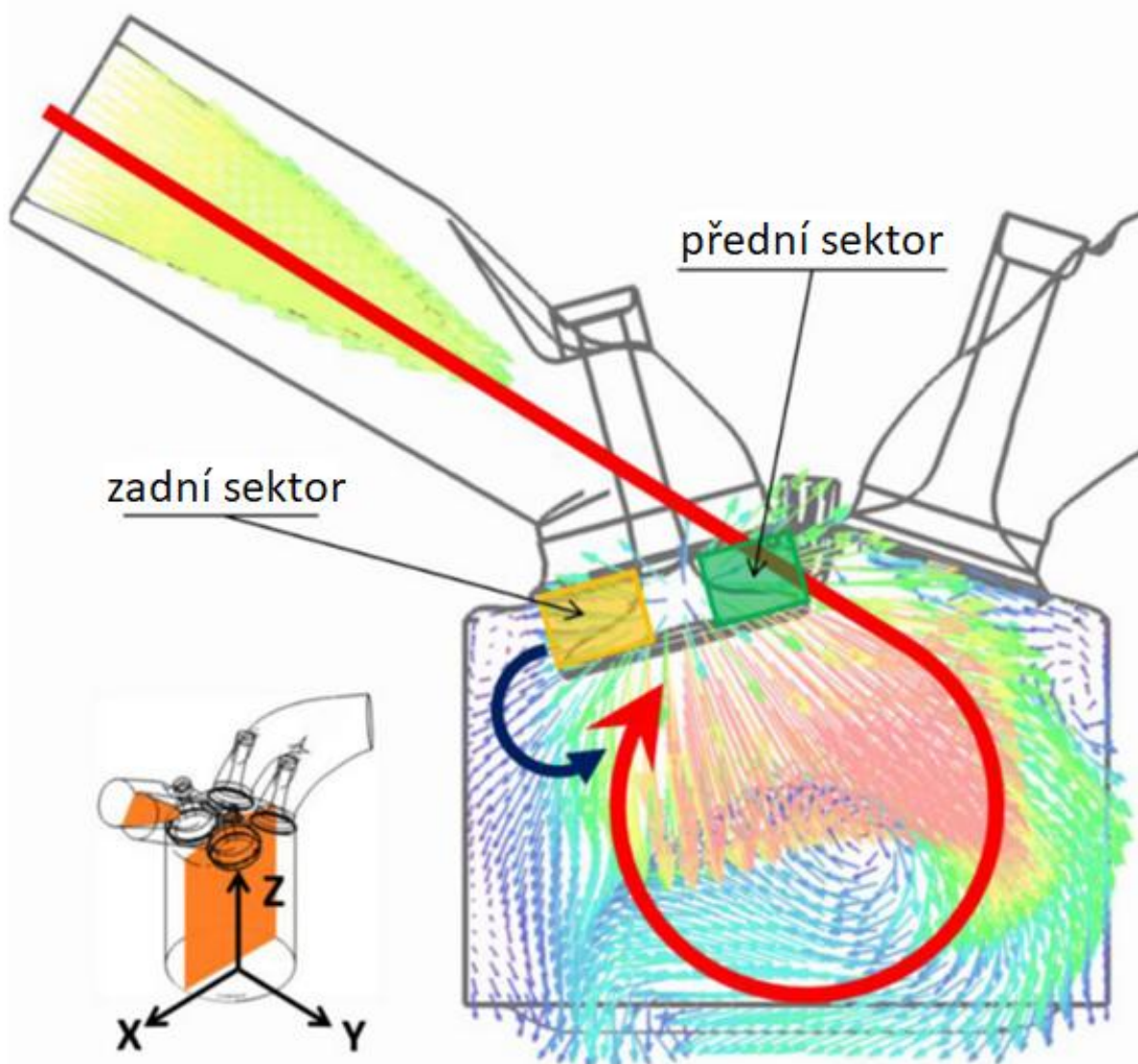


Obrázek 24 Druhy vírů ve válci [70]

Na proudění zmíněné v předchozím odstavci má vliv také sklon sacího kanálu a ventilu, se kterým bývá spojen sklon střechy spalovacího prostoru. Hodnoty úhlu sklonu kanálů se pohybují přibližně v intervalu $25\text{--}35^\circ$, v závislosti na požadovaném výkonu, druhu přípravy směsi a s ohledem na zástavbový prostor ostatních systémů. Osy ventilů nabývají hodnoty sklonu kolem 40° . Všechny výše uvedené parametry se pak, společně s tlakem a teplotou nasávaného vzduchu, projevují na rychlosti proudění. Hodnoty se mohou výrazně lišit pro

motory s přirozeným sáním a pro motory přepřlňované. V závislosti na zmíněných rychlostech může následně docházet ke změnám ploch průřezů podél kanálu, aby bylo docíleno požadovaných rychlostí ve specifických místech sacího kanálu. Sledují se především hodnoty rychlosti na vstupu do sacího kanálu a v oblasti sedla ventilu. [55]

Na směr vstupu vzduchu do spalovacího prostoru a jeho následném pohybu se podílí také obrábění hrdla kanálu. Obrobením kanálu vzniká ostrá hrana, která napomáhá oddělení proudícího vzduchu od dna kanálu. Oddělený proud vzduchu tak pokračuje přímým směrem do předního sektoru oblasti ventilu, kde tvoří tečný vír. Menší část vzduchu však proudí i do zadního sektoru, a tvoří vír s opačným směrem otáčení, viditelný na *Obrázek 25*. Vlivem sklonu kanálu a průtočné plochy kanálu v místě obrábění hrdla na tečné víření a turbulenci proudění se zabývala studie [56]. Za využití CFD simulací a experimentálního měření byly sledovány změny výše uvedených veličin při změnách zmíněných parametrů pro různé otáčky (2000, 4000, 6000 min^{-1}). Sklon kanálu se pohyboval v rozsahu změn proti původní geometrii 0° , 5° , 10° a 15° , zatímco koncová průtočná plocha byla zmenšena o 15 %, respektive 25 %, proti původní geometrii.



Obrázek 25 Pole rychlostí ve válci v rovině XZ [56]

Výsledky CFD poukazují na růst TR s větším sklonem kanálu, vedoucí zároveň k větší maximální hodnotě turbulence proudění při kompresním zdvihu pístu. Větší úhly sklonu měly také tendenci směřovat větší množství nasávaného vzduchu do předního sektoru, viz *Obrázek 25*. Výsledky vykazovaly přímou korelaci mezi maximální hodnotou turbulence při kompresi, sklonem kanálu a otáčkami motoru. Zmenšování koncové plochy sacího kanálu mělo také za následek směřování většího množství nasávaného vzduchu do předního sektoru, avšak tento jev byl menší, případně žádný, u kanálů tvarovaných se zaměřením na navýšení tečného víření. [56]

2.3.2 TVORBA SMĚSI

S parametry uvedenými v předchozí podkapitole Sací kanály a druhy proudění je spojeno také umístění vstřikovače, případně vstřikovačů, paliva. Z příkladů v kapitole Přehled motorů jsou viditelné čtyři varianty uložení vstřikovačů a svíčky. Ve všech variantách je svíčka uložena v prostřední části spalovacího prostoru. V první kombinaci je vstřikovač také uložen centrálně a jeho spojnice se svíčkou je kolmá na spojnici středů sacích, respektive výfukových, ventilů jako v případě BMW, viz *Obrázek 8*, respektive *Obrázek 22*. Druhá varianta je využita pouze společností GM, kde se jedná také o centrální uložení, avšak o 90 ° otočené proti první variantě, viditelné na *Obrázek 17*. Rozložení GM zvětšuje zástavbový prostor pro svíčku i vstřikovač kvůli možnosti využití větších úhlů sklonu obou prvků, jelikož nedochází k omezení prostoru sacími, respektive výfukovými kanály. Posledním a nejčastěji výrobcem využívaným rozložením je koncept centrálního uložení svíčky se vstřikovačem ve straně spalovacího prostoru mezi/pod sacími ventily, který využívají společnosti Honda (*Obrázek 15*) a koncern Volkswagen (*Obrázek 13* respektive *Obrázek 21*).

VYSOKOTLAKÝ PŘÍMÝ VSTŘÍK PALIVA

Vysokotlaký přímý vstřik paliva je, jak bylo již zmíněno dříve, standardem pro oblast motorů, jimiž se tato práce zabývá. Umístění byla popsána v předešlém odstavci, maximální tlaky jsou zmíněny u jednotlivých motorů, respektive v *Tabulka 18* a *Tabulka 19*. Hodnoty se pohybují v rozmezí 200–500 MPa. Příkladem je vysokotlaký vstřikovač HDEV6 od společnosti BOSCH s maximálním vstřikovacím tlakem 350 MPa [57], zobrazený na *Obrázek 26*.

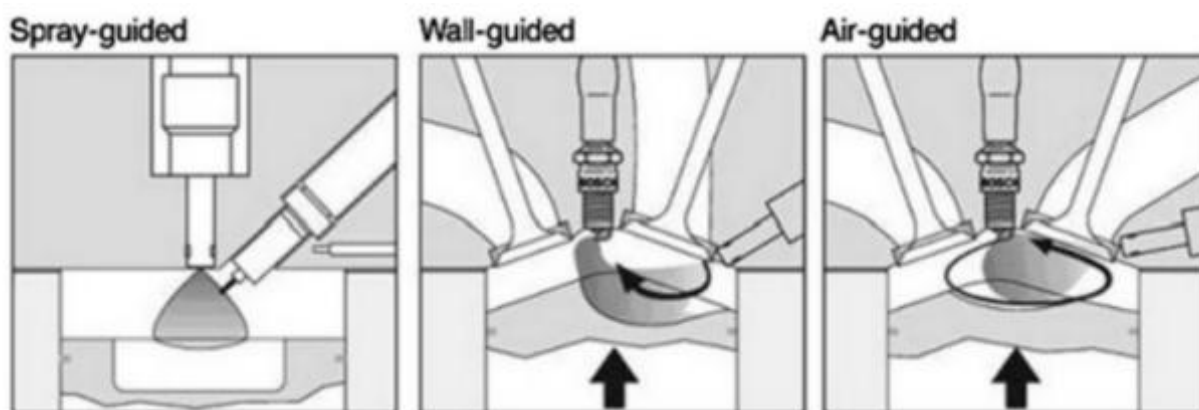


Obrázek 26 Vstřikovač BOSCH HDEV6 [57]

Velikosti tlaků vstřikovačů jsou spojeny s vysokými kompresními poměry a přeplňováním daných motorů, které tvoří velký tlak směřující proti palivu, který musí vstřikovače dostatečně překonat, aby došlo k potřebnému rozprášení kapiček paliva. Technologie přímého vstřiku paliva proti vícebodovému vstřikování do sacích kanálů nabízí vyšší účinnost a výkon na úkor problémů karbonizace sacích ventilů a tvorby většího množství pevných částic.

Systémy s přímým vstřikem mohou fungovat v režimech homogenní nebo stratifikované směsi, od čehož se také odvíjí časy vstřiku paliva. Homogenní směs znamená rovnoměrné rozmístění objemu vstříknutého paliva ve spalovacím prostoru, zatímco stratifikovaná směs je rozdělena nerovnoměrně. Tvoří ji bohatá směs v okolí svíčky a chudší směs ve zbytku spalovacího prostoru; výsledkem je spalování chudé směsi. Stratifikovaná směs zároveň snižuje spotřebu paliva při nízkých zatíženích a oblasti chudé směsi v okolí stěn mají lepší předpoklady pro nižší tepelné ztráty, zatímco homogenní směs se využívá převážně při větších zatíženích a otáčkách. Benefity stratifikované směsi platí, pouze pokud není směs příliš chudá, což může mít za následek nestabilitu hoření s nízkou rychlostí šíření plamene a případně jen částečným shořením směsi. [58]

Způsoby tvorby směsi motorů s přímým vstřikem paliva lze rozdělit na směs „vedenou“ vstříknutým palivem (*spray-guided*), stěnami pístu, respektive válce (*wall-guided*) a vířením vzduchu (*air-guided*) [59], viz *Obrázek 27*. Způsob přípravy směsi je pak úzce spojen s požadavky na tvarování pístu, sacích kanálů a umístění vstřikovače a svíčky.



Obrázek 27 Systémy přípravy směsi motorů s přímým vstřikem paliva [59]

KOMBINOVANÉ (DUÁLNÍ) VSTŘIKOVÁNÍ PALIVA

Využití vícebodového nepřímého vstřiku paliva se v menších motorech s požadavky na výkon ~ 150 kW již samostatně nevyužívá. Některé pohonné jednotky firem Ford, Nissan, Toyota a určité verze motorů BMW však jsou vybaveny duálním vstřikováním paliva. To zahrnuje vícebodové vstřikování do sacích kanálů (u pohonných jednotek uvedených v kapitole Přehled motorů se jedná o jeden vstřikovač na sací kanál) ve spojení s vysokotlakým přímým vstřikem. Umístění vysokotlakého vstřikovače je využíváno centrální viz *Obrázek 1* a *Obrázek 28*, nebo pod sacími ventily, viz *Obrázek 4*.



Obrázek 28 Vizualizace systému s kombinovým vstřikem paliva [71]

Jedná se o složitější a na výrobu dražší řešení systému přívodu paliva, avšak tato kombinace má také řadu benefitů. Především důležitým bonusem proti samotnému přímému vstřikování je oplachování sacích ventilů, čímž se omezuje jejich karbonizace. Další výhodou je možnost využití jednotlivých způsobů přívodu paliva v režimech jejich vyšší efektivity, kdy se v nižších otáčkách a zatíženích využívá především nepřímého vstřiku, zatímco při vyšších otáčkách a zatíženích se využívá kombinace, případně samotné přímé vstřikování, kvůli efektu chlazení směsi a nižší tendenci ke klepání. Oblasti využití jednotlivých způsobů nebo jejich současného využití jsou však specifické pro každého výrobce.

ZAPALOVACÍ SVÍČKY

Svíčky využívané v motorech dané výkonové kategorie jsou standardní M12, s příkladem na *Obrázek 29*. Kromě stejného závitu se jednotlivé modely liší rozměry jednotlivých součástí, mezerami mezi elektrodami a také materiály (platina, iridium). Svíčky se ve všech případech



Obrázek 29 Řez zapalovací svíčkou [72]

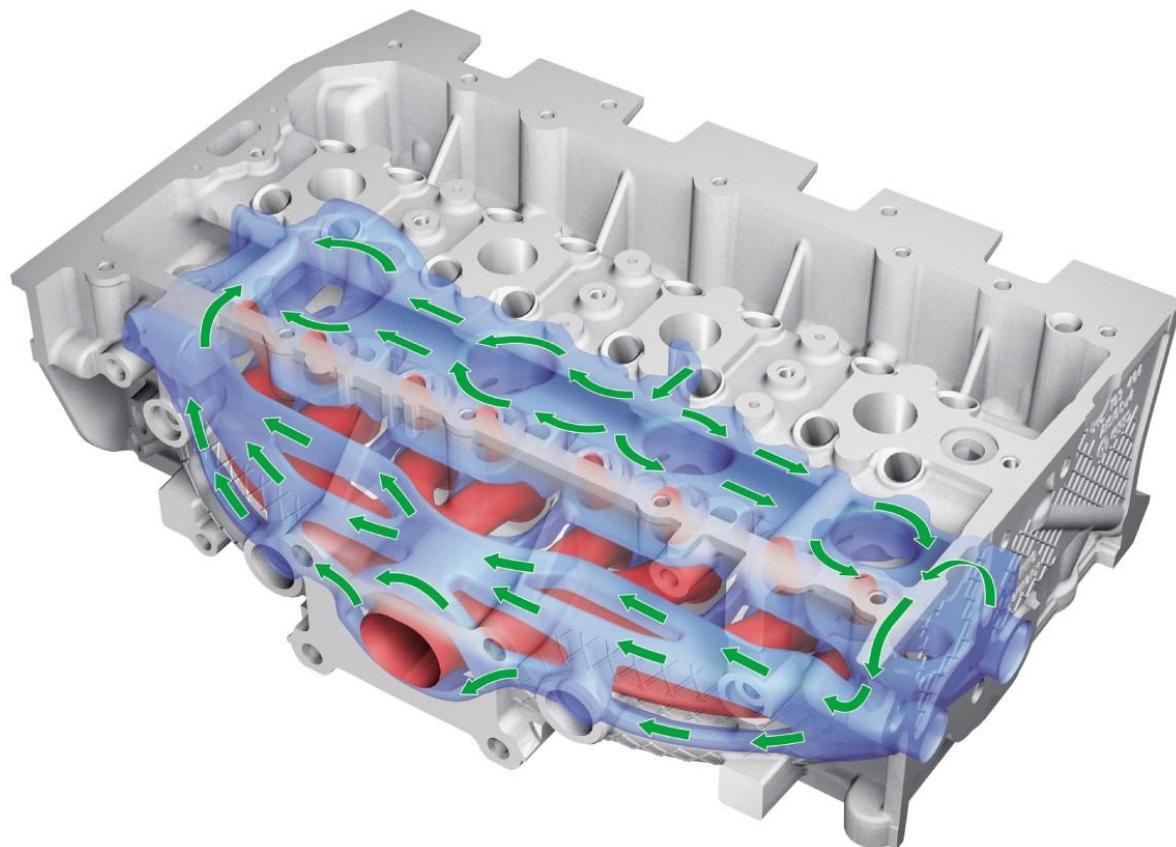
v kapitole Přehled motorů nacházejí v prostřední části spalovacího prostoru, kde jsou proti sobě v různých provedeních posunuté pouze v řádu milimetrů, avšak často se liší hodnotou sklonu vzhledem k ose válce. Úhly sklonu se pohybují v rozmezí jednotek stupňů a ovlivňovány jsou především zástavbovým prostorem. Jak lze vidět například u BMW B38, je primární volba malých úhlů, avšak dostatečných, aby po obrábění otvorů vstřikovače a svíčky zůstalo dostatečné množství materiálu na stěnu, viz *Obrázek 8*.

2.4 VÝFUKOVÝ SYSTÉM A VODNÍ CHLAZENÍ

V novodobých motorech jsou tyto dva systémy velice blízce spjaty, a byly proto sloučeny do jedné podkapitoly. Jejich vzájemné ovlivňování přináší pozitiva i negativa, která mají vliv především na zmíněné systémy mezi sebou, ale i na další funkční celky motoru.

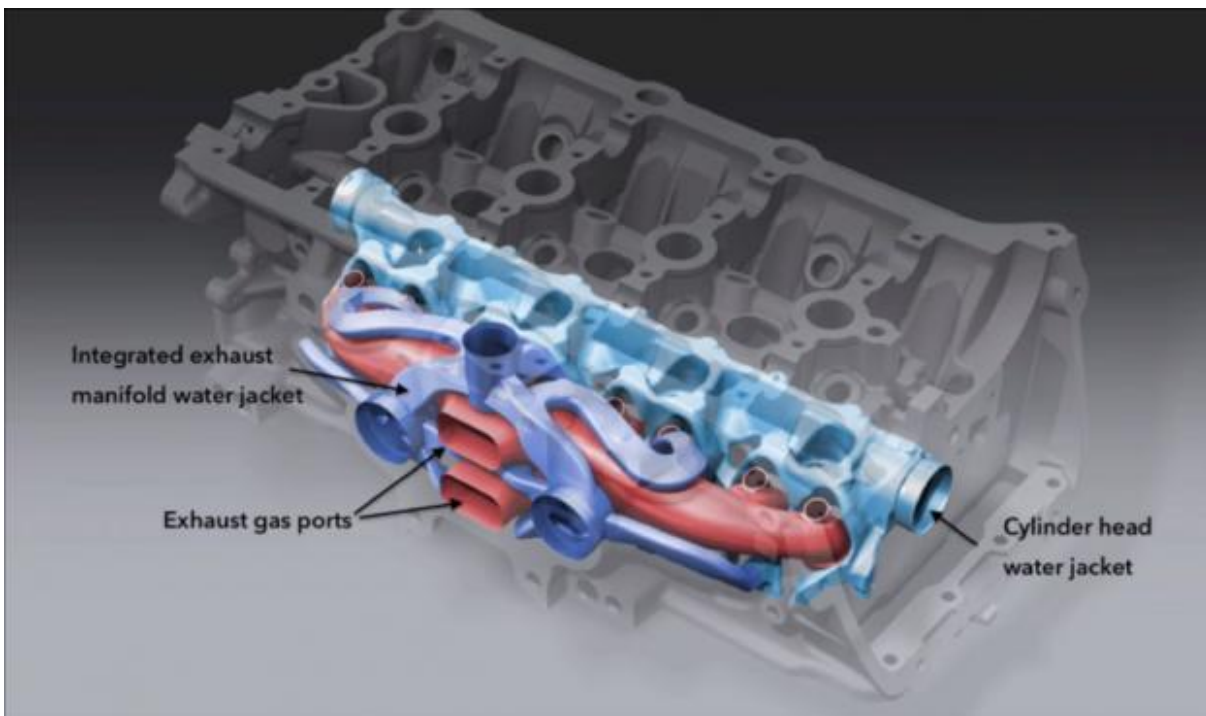
VÝFUKOVÝ SYSTÉM S INTEGROVANÝMI SVODY

Výfukový systém je kvůli podílu na finálním složení emisí důležitou součástí moderních spalovacích motorů. Jak vyplývá z předchozích přehledů (*Tabulka 18* a *Tabulka 19*), většina výrobců již využívá výfukové svody integrované v hlavě válců. Ty jsou obklopeny vodním pláštěm, a je tak možné lépe regulovat teplotu výfukových plynů i teplotu hlavy válců. Zejména výhodné jsou integrované svody v režimu studeného startu, při kterém se kvůli velké teplosměnné ploše mezi výfukovými plyny a vodním pláštěm motor dostane rychleji na



Obrázek 30 Hlava válců s integrovanými výfukovými svody s jedním vyústěním [73]

provozní teplotu, a dřív tak začne správně fungovat i emisní systém. Přes vodní plášť je při větších zatíženích také možné regulovat teplotu katalyzátoru chlazením výfukových plynů.



Obrázek 31 Hlava válců s integrovanými výfukovými svody s dvojitým vyústěním [74]

U výfukových kanálů je snaha o minimalizaci odporu pohybu výfukových plynů. Plochy průřezů jsou optimalizovány vzhledem nejen k údajům z předchozí věty, ale také na určité rychlosti proudění, které jsou větší než rychlosti v sacích kanálech (řádově o desítky m/s). [55] V závislosti na počtu válců, umístění turbodmyhadla a předpokládaném vyústění výfuku z hlavy válců se mohou lišit délky jednotlivých větví.

V případě čtyřválců bývají spojeny svody dvou krajních a dvou prostředních válců kvůli pulzacím ve výfukovém potrubí. Vyústění z hlav válců tak může být řešeno jedním otvorem, viz *Obrázek 30*, na kterém je také vidět dříve zmiňovaný vodní plášť, případně dvěma otvory, jak je možno vidět na *Obrázek 31*.

Další součástí výfukového systému jsou katalyzátory a filtry pevných částic. Oba systémy jsou umístěny za turbodmyhadlem a slouží k čištění výfukových plynů mezi spalovacím prostorem a koncovkou výfuku. Moderní motory bez zmíněných subsystémů nejsou schopny plnit emisní normy, a jelikož se jedná o velice komplexní problematiku, tak je jejich vývoj i následující výroba finančně náročná. Cena výroby se týká zejména drahých kovů (platina, palladium, rhodium), nanášených na keramickou mřížku katalyzátorů, k reakci s proudícími výfukovými plyny.

CHLAZENÍ

Hlava válců jako jeden z nejvíce tepelně namáhaných dílů vyžaduje dobré chlazení, to je zajištěno vodním pláštěm, viditelným na *Obrázek 30*, respektive *Obrázek 31*. Jsou využívány různé strategie chlazení, příkladem může být podélné, křížové a hybridní. Vodní plášť se, jako

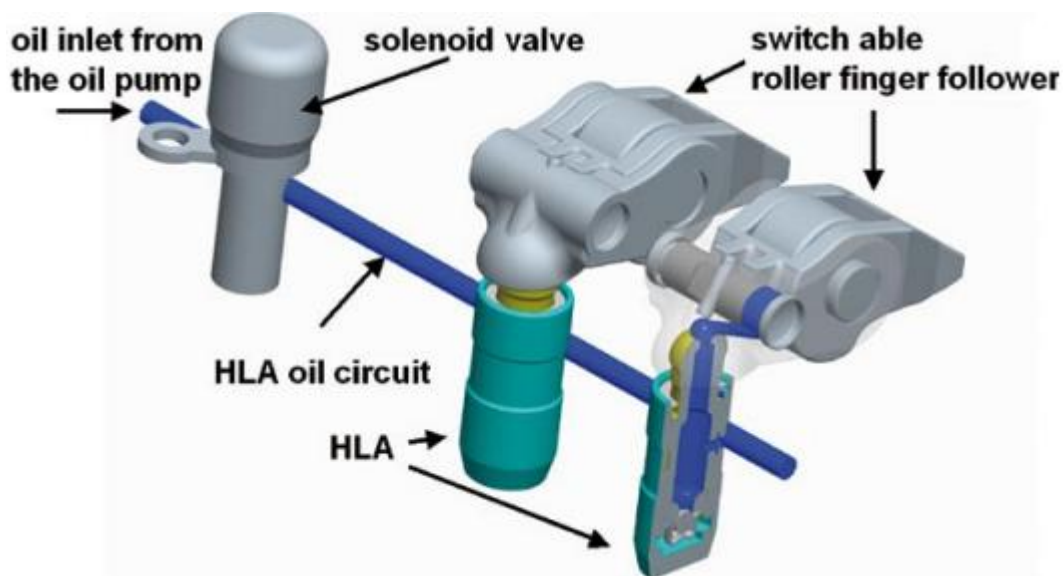
ostatní části hlavy válců, převážně tvoří pomocí jader. Nejlevnější a nejjednodušší je jednodílné jádro. Nejčastěji využívanou variantou pak jsou jádra dvoudílná, která jsou dražší, ale nabízejí dobrý kompromis mezi jednodílnými a vícedílnými jádry, která jsou ještě složitější a dražší. [55]

Vodní prostor, a potažmo zmíněná jádra, jsou tvořena s určitou tloušťkou stěny od sacích a výfukových kanálů, spalovacího prostoru, svíčky vstřikovače, otvorů pro hlavové šrouby a dalších konstrukčních prvků. Tato tloušťka se liší podle materiálu hlavy, technologie výroby, tepelného namáhání a také podle jednotlivých výrobců. Celkově se však pohybuje v intervalu 3–5 mm. Kromě tloušťky stěny jsou důležité průtokové rychlosti a optimalizace problematických míst, aby nedocházelo ke stagnování chladící kapaliny, a tedy k lokálnímu navýšování teploty v důsledku špatného proudění. Především se řeší proudění v místech mezi výfukovými ventily, kolem svíčky a vstřikovače, kde je chlazení nejkritičtější. V návaznosti se koriguje proudění v oblasti integrovaných výfukových svodů, což je řešeno žebry, která usměrňují proud kapaliny v závislosti na CFD analýze. Cílem je optimalizace proudění v celém vodním plášti v daném rozsahu provozních podmínek. [55]

2.4.1 ROZVODY

Jak bylo již mnohokrát zmíněno výše v dokumentu, všechny motory mají rozvod typu DOHC s alespoň jednou z vačkových hřídelí, která má variabilní natáčení. Vačkové hřídele jsou nejčastěji poháněné řetězem, případně pryžovým řemenem, který je sice lehčí, ale nepřenesl tak velké síly jako řetěz. Pohon může být realizován pouze uvedenými způsoby, ale lze také využít vložený ozubený převod, jež může zmenšit potřebný zástavbový prostor.

Vačkové hřídele pak pohání ventilový rozvod, který ve většině případů obsahuje vahadla s rolnami a hydraulické vymezovače vůle. Vymezování vůle je zajištěno přes hydraulické vymezovače (HLA – *hydraulic lash adjuster*), ke kterým je pomocí předurčených olejových kanálů přiváděn tlakový olej. Speciální vahadla pak mohou sloužit k deaktivaci válce, viz *Obrázek 3*, respektive *Obrázek 32*. I v motorech z *Přehled motorů* se však nachází výjimka, v podobě pohonné jednotky Nissan KR15DDT, kde jsou využita hrníčková zdvihátka, viz *Obrázek 4*. Může se jednat o ovládání pouze sacích, pouze výfukových, ale nejčastěji již všech ventilů. Ovládání systému řídí hydraulický obvod.



Obrázek 32 Systém vypínání válce s olejovým okruhem [75]

2.5 SYSTÉMY ZAPALOVÁNÍ S PŘEDKOMŮRKOU

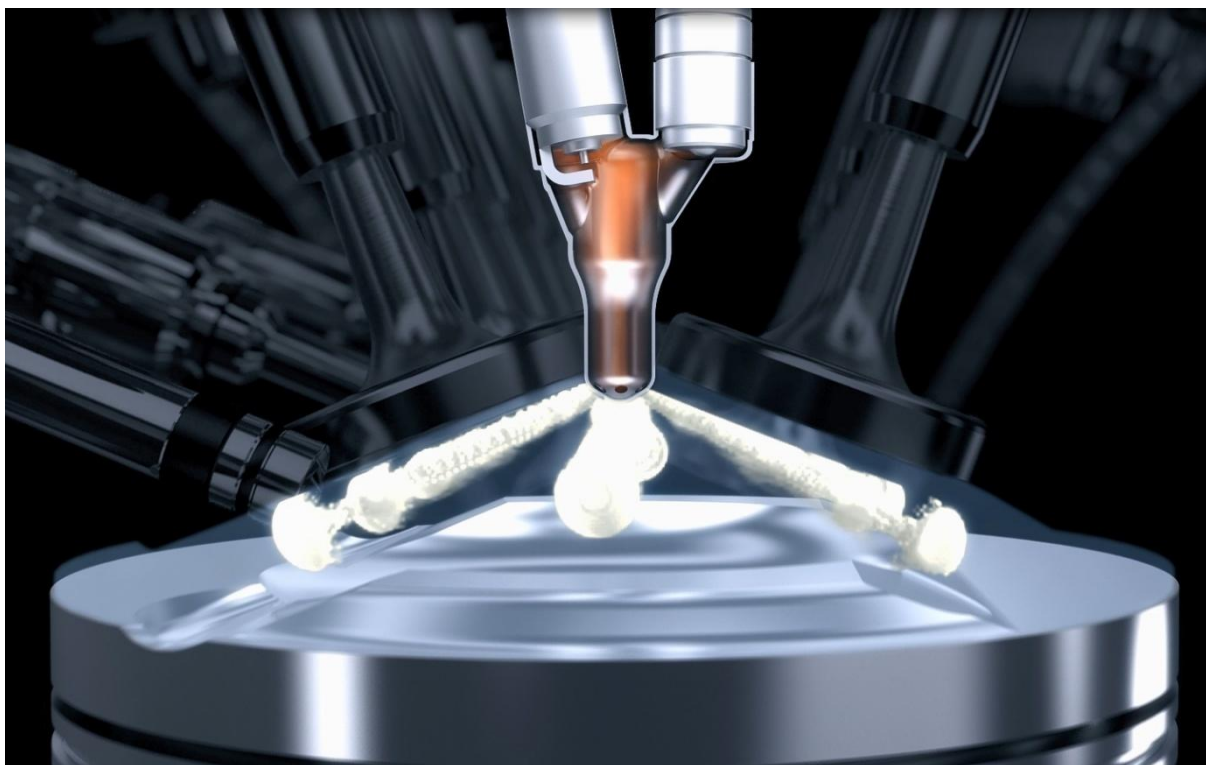
Využití předkomůrky bylo vyvíjeno a využíváno už v minulém století, téma však je stále aktuální. Vytváří a vyrábí se i dnes, jak je patrné z představení motorů pro sportovní vozidla. Lze předpokládat větší využití i v budoucnu. Systém s předkomůrkou (*prechamber ignition* nebo také *jet ignition* či *turbulent jet ignition*) se skládá ze dvou spalovacích prostorů, standardní (hlavní) spalovací prostor, do kterého vedou sací, respektive výfukové kanály a malého prostoru v předkomůrce, jež tvoří jednotky % objemu hlavního spalovacího prostoru. Předkomůrka je buď pasivní (viz *Obrázek 33*), kde v objemu předkomůrky je pouze svíčka, nebo aktivní se svíčkou i vstřikovačem (viz *Obrázek 34*). Hlavní spalovací prostor pak může být zásobován palivem formou vstřiku do sání nebo přímého vstřikování, v případě pasivní předkomůrky se jedná o jediný zdroj přívodu paliva. [60; 61; 62]



Obrázek 33 Systém zapalování Maserati s pasivní předkomůrkou [60]

Spalování probíhá zážehem v objemu předkomůrky, ze kterého přes různý počet malých otvorů hořící část směsi ve velké rychlosti „tryská“ do hlavního spalovacího prostoru, kde tyto proudy zažehnávají zbytek směsi, efektivně fungující jako vícebodové zapalování. Tento způsob zážehu hlavního objemu směsi probíhá rychleji než v případě jednobodového zážehu svíčkou a je také stabilnější, což umožňuje spalování chudší směsi, možnost recirkulace většího

množství výfukových plynů a zároveň odpadá nutnost maximalizace tečného víření ve spalovacím prostoru. Dle výzkumu MAHLE Powertrain byla na jejích výzkumném 1,5 l tříválcovém motoru dosažena termální účinnost přes 40 % a výkon 110 kW při 5500 min⁻¹ s $\lambda = 1$, za využití pasivní verze MAHLE Jet Ignition, kterou lze zakomponovat do zástavbového prostoru pro standardní svíčku se závitem M12, dále vysokého kompresního poměru, nepřímé vstřikování a recirkulace nízkotlakých chlazených výfukových plynů. Na zmíněném testovacím motoru byla také dosažena 10% úspora v měrné efektivní spotřebě proti původní verzi s přímým vstřikem paliva. [61]



Obrázek 34 Aktivní předkomůrkový systém MJI [62]

Předkomůrkové systémy by mohly do budoucna být využívány ve větší míře, kvůli vyššímu výkonu, nižší spotřebě paliva a nižším hodnotám produkovaných emisí. Výrobci by tak sice museli vynaložit prostředky na další vývoj, ale do budoucna by vznikaly úspory na *aftertreatment* systému výfukových plynů, který v moderních vozidlech tvoří nemalou část ceny výroby.

3 NÁVRH KONCEPTU A KONSTRUKCE HLAVY VÁLCŮ

Tato část práce je zaměřena na koncepční návrh přeplňovaného zážehového motoru a na návrh a následné konstrukční řešení hlavy válců. Veškerá práce s 3D modely probíhala v prostředí Creo Parametric 7.0.10.0 s využitím konfigurace Ústavu automobilního a dopravního inženýrství FSI VUT.

3.1 KONCEPT MOTORU

Zvolený koncept byl vybrán na základě rešerše motorů vyskytujících se na trhu, s uvážením trendů vývoje nových motorů. Byl zvolen tříválcový motor o zdvihovém objemu $\sim 1500 \text{ cm}^3$, přeplňovaný výfukovým turbodmychadlem, viz *Tabulka 20*. Návrh konceptu probíhal s cílem dosažení měrného výkonu 100 kW/l , mající za výsledek výkon blízký 150 kW . Daný počet válců a celkový zdvihový objem byl určen tak, aby se každá válcová jednotka pohybovala v blízkosti hodnoty objemu 500 cm^3 , což nutně neodpovídá trendu vývoje všech výrobců, avšak z pohledu proudění se jeví jako optimální.

Ze systémů byly pro koncept motoru zvoleny řetězem poháněné vačkové hřídele (DOHC), a to pro pohon dvou sacích, respektive dvou výfukových ventilů. Následně byl zvolen ventilový rozvod vahadly s rolnami ve spojení s hydraulickými vymezovači vůle. Rozhodnutí pro daný koncept vyplývá z rešeršní části, kde se potvrdilo, že většina výrobců využívá jejich benefitů v podobě nižších ztrát třením, s tím spojeným menším generováním tepla, a variabilního designu s různými délkami vahadel a různými možnostmi uložení vymezovačů vůle. Sací kanály byly zvoleny standardní tečné, s myšlenkou podpoření tečného víření pro lepší efektivitu hoření směsi, viz kapitola Sací kanály a druhy proudění. Výfukové svody jsou předpokládány integrované v hlavě válců, stejně jako ve velké části motorů z kapitoly Přehled motorů. Jejich benefity, a tudíž důvody proč byly zvoleny, jsou uvedené v kapitole Výfukový systém s integrovanými svody.

Pro přívod paliva bylo zvoleno přímé vstřikování, jako u většiny motorů z kapitoly Přehled motorů. Specificky pak byl zvolen vstřikovač BOSCH HDEV6, kvůli průměru trysky 6 mm . [57] Byla zvažována i varianta s kombinovaným vstřikem paliva, z důvodu jejich nesporných benefitů, ale nakonec bylo od myšlenky upuštěno, kvůli větší složitosti celého systému a také větším výrobním nákladům.

Ve fázi konceptu byla, kvůli benefitům uvedeným v kapitole Systémy zapalování s předkomůrkou, zvažována i varianta s komůrkovým systémem zapalování, jak v aktivní, tak pasivní verzi. Model pro aktivní předkomůrkový systém nakonec nebyl vytvořen, avšak z rešeršní části předkomůrkového zapalování je patrné, že například MJI v pasivním provedení je možné zakomponovat do zástavbového prostoru standardní zapalovací svíčky se závitem M12. Navržený koncept s přímým vstřikem a standardním rozměrem svíčky má potenciál i na využití zapalování systémem pasivní předkomůrky, s designem obdobným MJI, což by mělo za následek snížení spotřeby, v přímé návaznosti i emisí CO_2 a NO_x .

V konceptu je kvůli možnosti změn pracovních cyklů, a s tím spojenou vyšší efektivitou, předpokládán systém variabilního natáčení obou vačkových hřídelí. Ovládání tohoto systému se uvažuje tlakovým olejem, přiváděným z hlavy válců. Pro přeplňování pak bylo zvoleno *mono-scroll* turbodmychadlo s elektronicky ovládaným obtokovým ventilem, které je v dané

kategorii běžně využívané. Jako u všech moderních motorů se také počítá s emisním systémem, obdobně řešeným jako u koncernu Volkswagen. Jelikož je předpokládán poměrně velký měrný výkon, je uvažován systém chlazení stlačeného vzduchu.

3.2 ZÁKLADNÍ CHARAKTERISTIKY

Základní zvolené parametry pro daný koncept jsou uvedeny v *Tabulka 20*. Jak je z čísel patrné, koncept má pouze o 1 mm větší zdvih proti vrtání. To se nutně neshoduje s trendem většiny výrobců, avšak dané rozměry byly opět voleny s myšlenkou dosažení dříve uvedeného měrného výkonu, a tedy inspirovány motorem Toyota (GR Yaris) G16E-GTS.

Tabulka 20 Zvolené technické parametry navrhovaného konceptu

Parametr	Hodnota	Jednotka
Počet válců	3	–
Objem na válec	505,37	cm ³
Zdvihový objem	1516	cm ³
Vrtání	86	mm
Zdvih	87	mm
Kompresní poměr	11 : 1	–
Maximální otáčky	6500	min ⁻¹

V předchozím odstavci zmíněný výkon, byl využit pro výpočet potřebného středního efektivního tlaku z rovnice [63]:

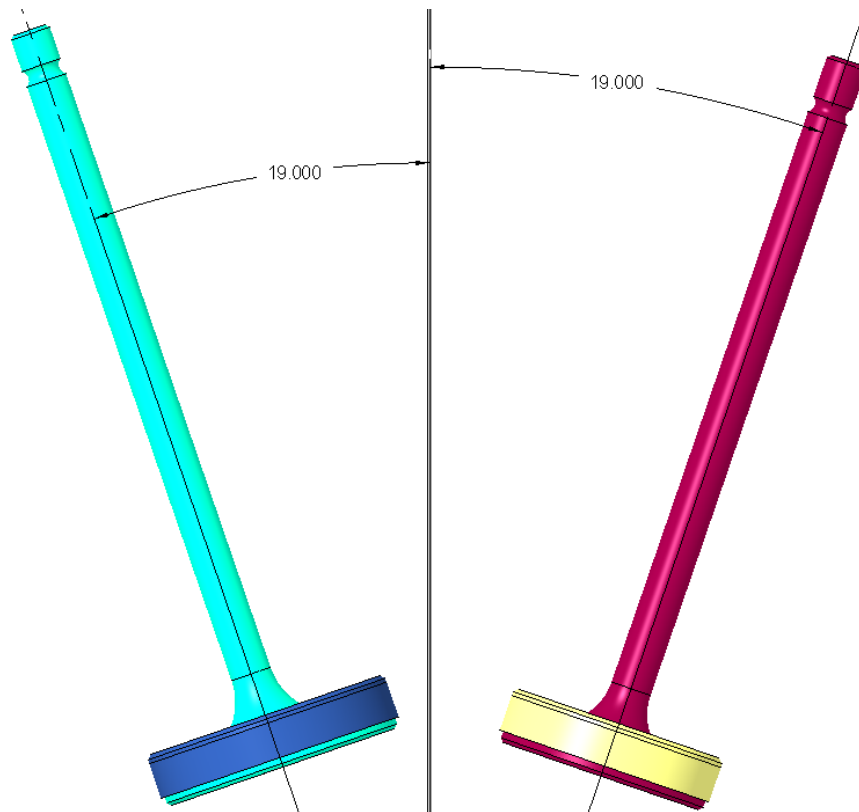
$$P_e = p_e V_H \frac{n}{\tau} i, \quad (2)$$

kde p_e je střední efektivní tlak, V_H je zdvihový objem jednoho válce, n značí jmenovité otáčky motoru, τ pak je součinitel otáček vyjadřující počet otáček klikové hřídele potřebných na expanzní zdvih (pro čtyřdobý motor $\tau = 2$) a i vyznačuje počet válců motoru. Z dané rovnice vyšel střední efektivní tlak pro maximální otáčky 18,3 bar. Hodnota se téměř přesně shoduje se středním efektivním tlakem motoru Audi V6 3.0 l TFSI [64] a byla tedy považována za přijatelnou.

3.3 ROZMÍSTĚNÍ

Jak již bylo zmíněno, koncept motoru má tři válce, každý s vrtáním 86 mm. Přidáním 10mm mezer mezi válci a na obou krajích byla prvotní navrhovaná délka 298 mm a šířka 160 mm. V jednotlivých spalovacích prostorech se nachází dva sací, respektive výfukové ventily, vysokotlaký vstřikovač a zapalovací svíčka, s rozmístěním odpovídajícím *Obrázek 22*. V souvislosti s tímto rozmístěním bylo nutné nechat materiál pro můstky, viz podkapitola Spalovací prostor. S ohledem na [55] byly zvoleny minimální bezpečné hodnoty můstků na 1 mm mezi ventily a vrtáním, 3 mm kolem vstřikovače, respektive svíčky, 4 mm mezi sedly sacích–sacích a sacích–výfukových ventilů a 6 mm mezi sedly výfukových ventilů.

Ventily byly navrženy s odklonem 19° od svislé roviny, viz *Obrázek 35*. Hodnota byla zvolena s ohledem na vhodný sklon střechy spalovacího prostoru a zároveň se neubírá místo pro svíčku a vstříkovač v centrální části, jak je tomu při uložení s menším sklonem. Menší sklony ventilů by také měly za následek nárůst výšky celého ventilového rozvodu v hlavě válců.



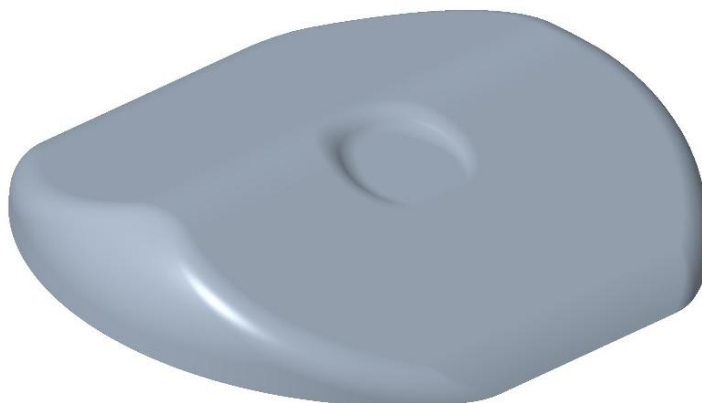
Obrázek 35 Sklon ventilů

3.4 SPALOVACÍ PROSTOR

Jak je patrné z předchozího odstavce, byl vybrán střechovitý spalovací prostor odpovídající sklonu ventilů. Proběhla řada iterací tvarů, například *Obrázek 36*, ale nakonec byl po konzultaci zvolen jednoduchý spalovací prostor, viz *Obrázek 36*.



Obrázek 36 Spalovací prostor – iterace



Obrázek 37 Výsledný spalovací prostor

Jeden z faktorů ovlivňujících tvar spalovacího prostoru je kompresní poměr. Z kapitoly Shrnutí a porovnání, je zřejmé, že hodnoty kompresních poměrů se značně liší, a to i pro motory s velice podobným výkonem. Z důvodu shody parametrů s hodnotami konceptu a motoru Ford 1.5L EcoBoost Dragon byl zvolen kompresní poměr 11 : 1. Současně se jedná o kompromis mezi nižšími hodnotami, které snižují účinnost, a vyššími, které mají větší slon ke klepání. Pro zvolený kompresní poměr byl vytvořen model čítající objemy ventilových sedel, ventilů, svíčky a vstřikovače ve spalovacím prostoru, společně se samotným spalovacím prostorem. K dosažení cíleného kompresního poměru byly upravovány oblasti detonační šterbiny a také byl vytvořen náznak koruny pístu s vybráním pro ventily a klínovým tvarem uprostřed, viz *Obrázek 38*, respektive *Obrázek 39*. Je však potřeba zmínit, že se jedná pouze o návrh týkající se kompresního poměru, který by mohl mít nevhodný vliv na víření ve spalovacím prostoru. Pro vytvoření použitelného tvaru pístu by bylo nutné zohlednit proudění ve válci, úhly kuželů vstřikovaného paliva, čas jejich výskytu a další proměnné.



Obrázek 38 Model kompresního poměru horní



Obrázek 39 Model kompresního poměru dolní průhledný

3.4.1 VENTILOVÝ ROZVOD

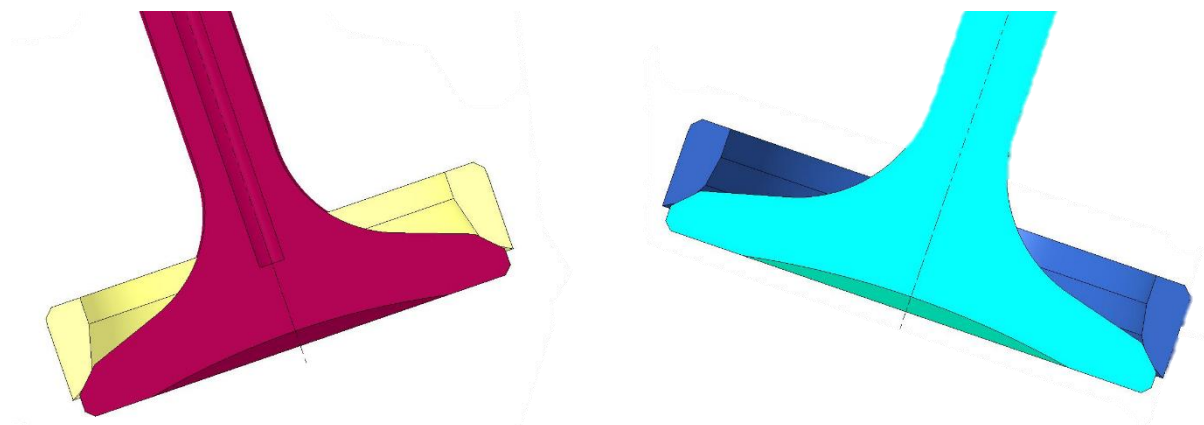
V této podkapitole je popsán návrh v konceptu zmíněného ventilového rozvodu zprostředkovaný vahadly s rolnami a hydraulickými vymezovači vůle.

Aby byly dodrženy hodnoty mŕstvkŕ uvedených v podkapitole Rozmístění a zároveň byly umístěny ventily (sací ventily o průměru 32,5 mm a výfukové s průměrem 28,5 mm), určené dle orientačního výpočtu rychlostí proudění a konzultace, v daném rozvržení, byla zvětšena hodnota vrtání o 2 mm. Aby zároveň zůstal přibližně stejný požadovaný objem válcové jednotky, byl zmenšen zdvih. S ohledem na dříve zmiňovaný motor od Toyoty nebyla tato úprava považována za komplikaci. V *Tabulka 20* jsou již uvedeny upravené hodnoty vrtání a zdvihu, jelikož právě ty byly využity v dalších částech návrhu a konstrukce.



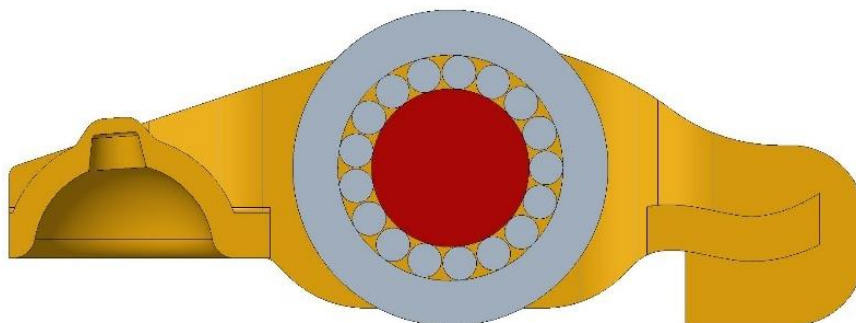
Obrázek 40 Ventily

Dříve zmíněné ventily, viz *Obrázek 40*, byly navrženy tak, aby splňovaly bezpečné rozměry a proporce dle [55]. S ohledem na značné tepelné zatížení byl pro lepší odvod tepla zvolen dutý výfukový ventil chlazený sodíkem. Oba ventily pak mají ve dně kulové vybrání s velkým poloměrem kvůli snížení hmotnosti. Následně byla navržena ventilová sedla, která jsou viditelná v kontaktu s ventily na *Obrázek 41*, a vodítka ventilů, na.



Obrázek 41 Kontakt ventilů se sedly

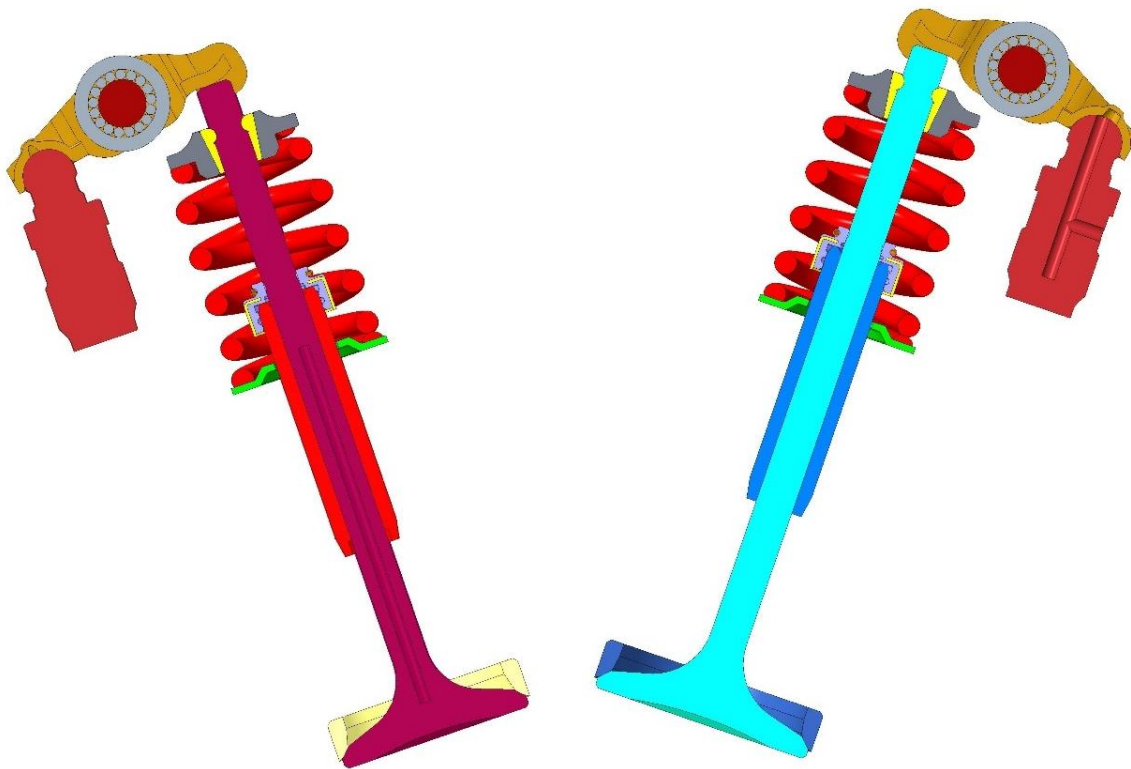
Dále bylo vytvořeno několik iterací vahadla, převážně z důvodu potřeby změn vzdálenosti mezi hydraulickým vymežovačem vůle a ventilem. Rolna vahadla je tvořena jehličkovým ložiskem uloženým na čepu v těle vahadla. Tělo vahadla je tvořeno nosnou částí s otvorem pro čep ložiska a rolnu, na jednotlivých koncích jsou dosedací plochy pro ventil (na *Obrázek 42* vpravo) a respektive pro hlavu hydraulického vymežovače.



Obrázek 42 Vahadlo

Následně byl vytvořen model pružiny, podložky, ventilové misky, zámku a těsnění ventilu. Pružina byla zvolena soudečková kvůli možnosti využití menší ventilové misky, která díky tomu uvolnila prostor vahadlu. Pružina, dosedající na ocelovou podložku, byla tvořena z 3mm drátu s proměnlivým stoupáním.

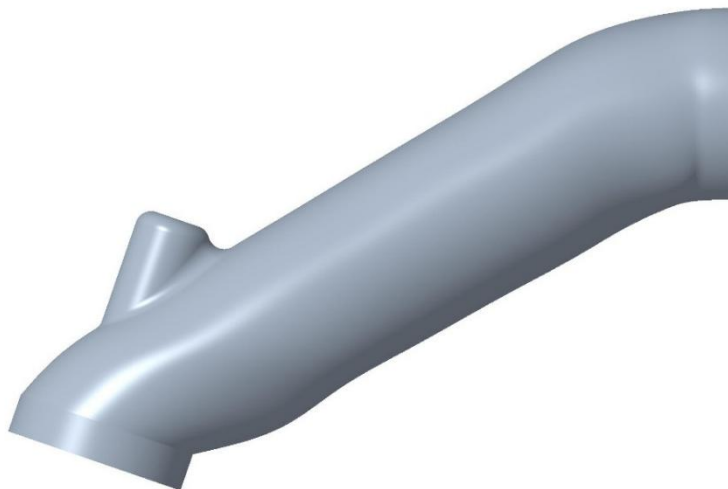
Ventilová miska pak byla vytvořena v návaznosti na kuželovou plochu zámku s jednou drážkou. Pro hydraulické vymežovače byl vytvořen pouze zjednodušený model bez vnitřního mechanismu, s vyvrtanými otvory naznačujícími průtok oleje. Poslední částí mechanismu pak jsou těsnění ventilů. Ta se skládají z plechové „kostry“, pryže a přítlačného kroužku. Jsou uložena na vrchní ploše vodítek, přičemž pryžová část je tlačena kroužkem na dřík ventilu. Sestavy obou ventilových rozvodů se všemi zmíněnými součástmi jsou potom jsou viditelné na.



Obrázek 43 Sestavy ventilových rozvodů

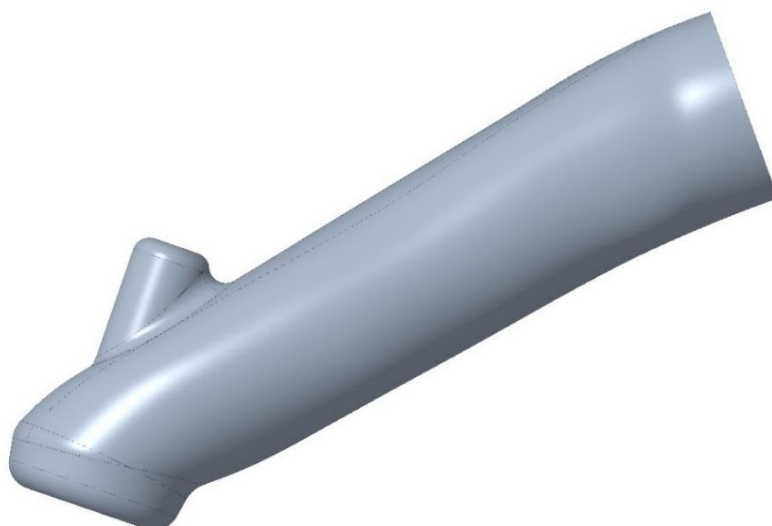
3.4.2 SACÍ KANÁLY

Jak již bylo vícekrát uvedeno výše, sací kanály byly zvoleny tečné, se snahou o vytvoření silného tečného víru ve válci. Detailnější popis tečného víření a dalších parametrů a jevů spojených se sacími kanály, i vlivem na tvorbu směsi či hoření, lze najít v podkapitole Sání a příprava směsi.



Obrázek 44 Sací kanál s úpravou dna – fish belly

Návrh sacích kanálů probíhal s cílem vytvořit optimální usměrnění proudění vzduchu. Prvním požadavkem bylo vytvořit sací kanál, který nebude omezovat proudění, druhým bylo tvoření silného tečného víření. Opět proběhlo několik iterací, včetně variant s pokusy o maximalizování tečného proudění, viz *Obrázek 44*. Z důvodu velkých tlakových ztrát byly výrazné tvarové prvky podporující tvorbu tečného víření, nakonec zmítnuty. Další verze se držely konzervativnějšího designu, který je využit i ve finálním modelu, na *Obrázek 45*, který má pouze malou úpravu dna kanálu, při sklonu 30°. Jelikož se část kanálů ústící do spalovacího prostoru musí obrábět, je jádro v blízkosti sedla ventilu zkoseno a zaobleno, aby pro zmíněné obrábění byl dostatek materiálu.



Obrázek 45 Model jádra sacího kanálu

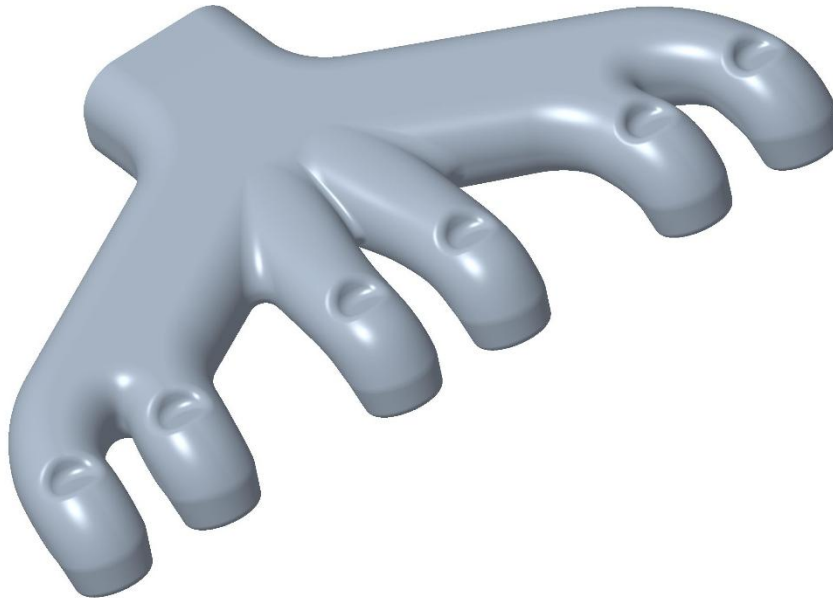
Aby docházelo k co nejmenším ztrátám při dělení vzduchu do jednotlivých větví, byla snaha o co největší minimalizaci zaoblení, jak je možné vidět na *Obrázek 46*. Zároveň jsou zde vidět nálitky pro vodítka ventilů.



Obrázek 46 Model jádra sacího kanálu – pohled z prostoru

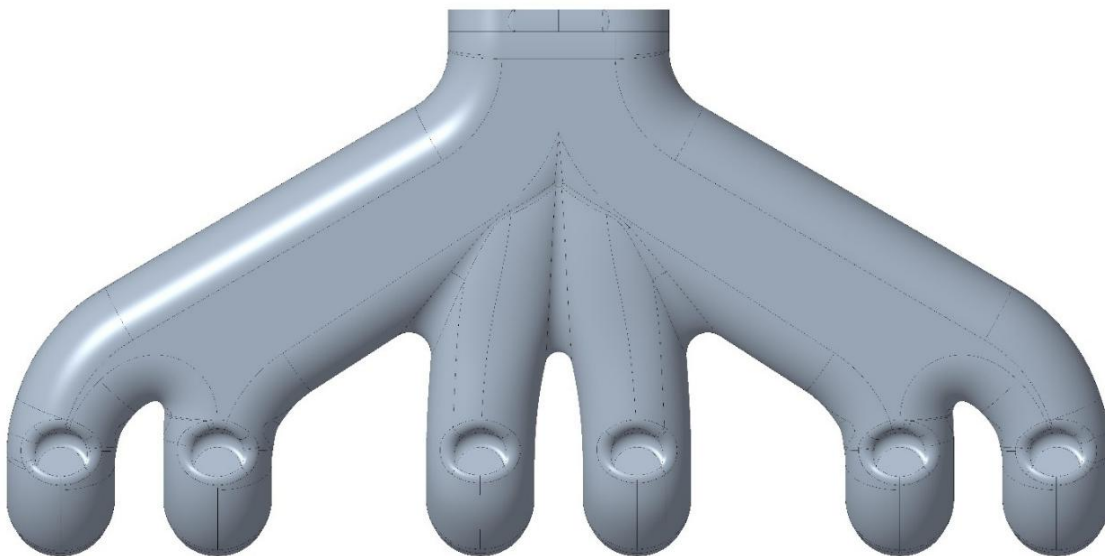
3.4.3 INTEGROVANÉ VÝFUKOVÉ SVODY

Pro koncept byly zvolené Integrované výfukové svody, jsou se svými výhodami i nevýhodami, popsány v podkapitole Výfukový systém s integrovanými svody. Pro návrh modelu integrovaných svodů jsou důležité minimální restrikce proudění, hladký profil kanálů a s ním spojené co nejmenší oddělování proudů. [55]



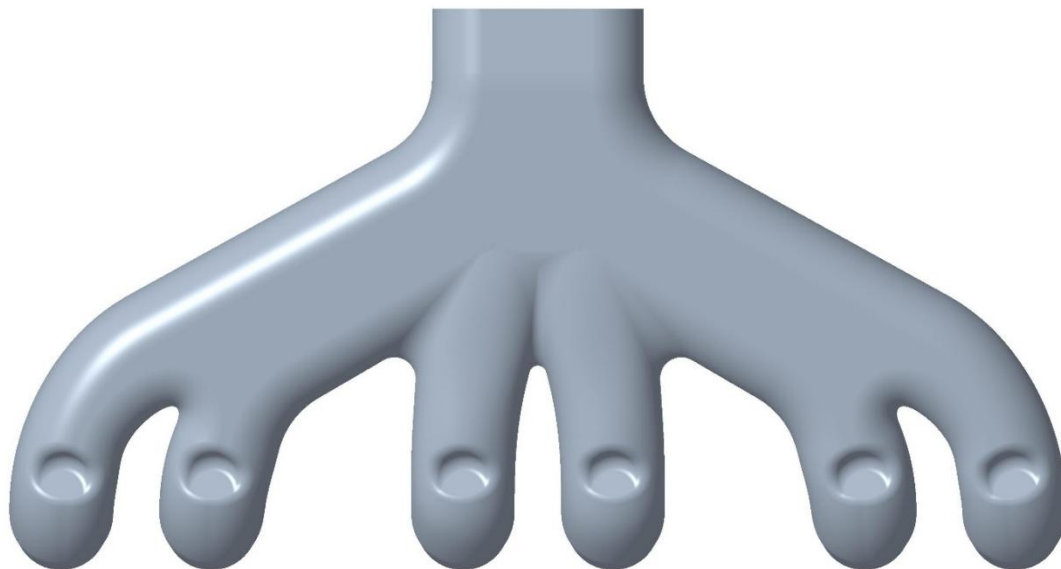
Obrázek 47 Jádno integrovaných výfukových svodů finální f verze

Tvorba modelu měla za cíl minimalizovat odpor proudícím spalinám. Aby však byl model validní bylo by třeba provést řadu výpočtů a ověření, za pomoci CFD. Protože se jedná o svody pro tříválcový motor, odpadla nutnost řešit dvě samostatná jádra, jak by tomu bylo pro motor čtyřválcový. Poněvadž nebyly zadány specifikace na umístění turbodmychadla, byl vývod z hlavy válců umístěn v ose prostředního válce a svody krajních válců jsou symetrické. Jako u ostatních modelů, i zde proběhla řada iterací. Největší změny se týkaly krajních válců.



Obrázek 48 Starší verze jádra IEM

Především se jednalo o vzdálenost spojení jednotlivých kanálů a plynulost přechodů. Pro porovnání je níže uvedena jedna z dřívějších verzí (*Obrázek 48*) a poté i verze finální (*Obrázek 49*), která se tvarem více blíží reálnému jádru integrovaných výfukových svodů.

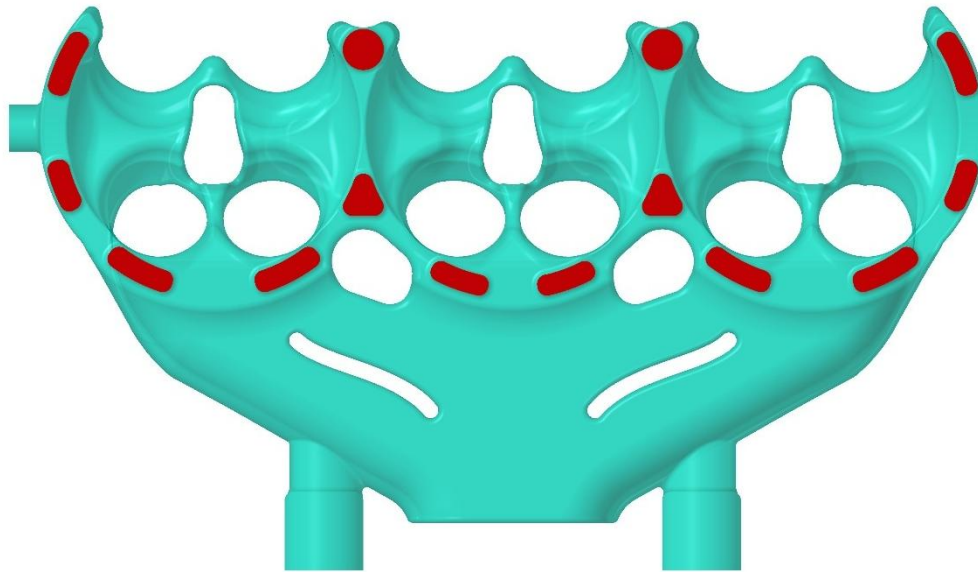


Obrázek 49 Poslední verze jádra IEM

Sklon krajních větví byl zvolen jako kompromis mezi minimalizací záhybů a kompaktností designu. Čím kratší by celý model byl, tím větší by byly úhly u krajních větví, a tedy s nimi spojené ztráty a odtrhávání proudění od stěn. Z důvodu vysokých teplot, které by negativně ovlivňovaly ventilový rozvod a tvořily odpory proudění, jsou v nálitku vybrání. Ta tvoří kapsy, které chrání vodítka výfukových ventilů.

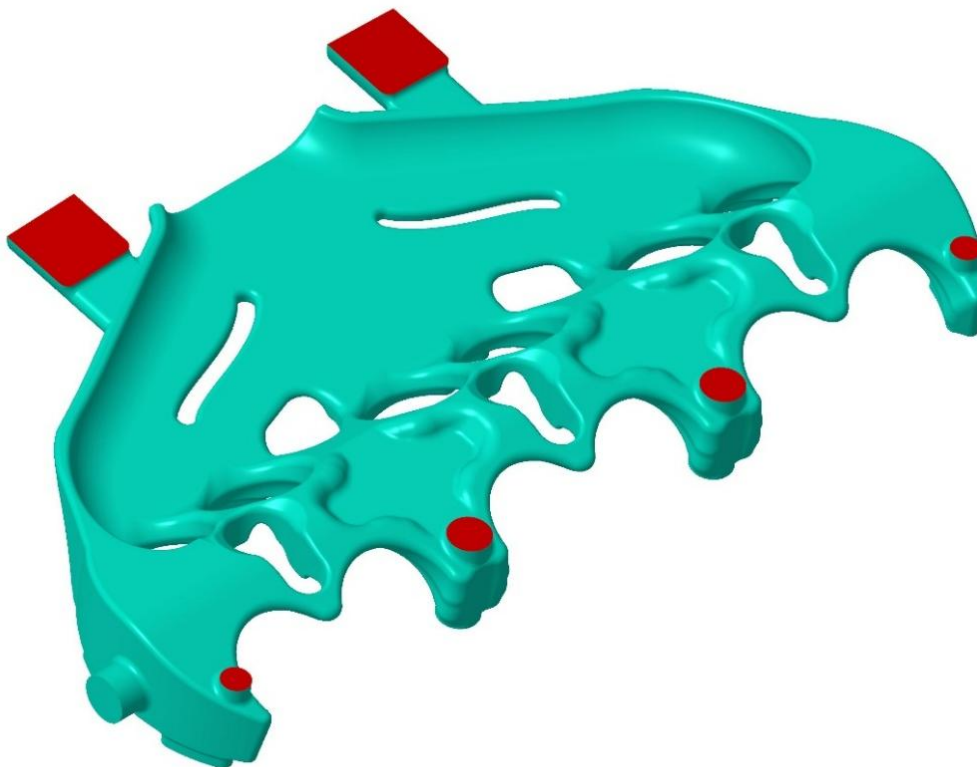
3.4.4 CHLADICÍ VODNÍ PLÁŠŤ

S ohledem na teoretické poznatky z kapitoly Chlazení, byl zvolen dvoudílný vodní plášť, jakožto často využívané řešení s dobrými chladicími vlastnostmi a přijatelnější cenou oproti tří a více jádrovým variantám. Je nutné zdůraznit, že návrh proběhl bez výpočtového ověření, jelikož by výpočty a iterace návrhů znamenaly extrémní časovou náročnost. Tvary tedy nejsou optimalizovány v závislosti na rychlostech proudění chladicí kapaliny, stagnujících oblastech ani teplotách materiálu hlavy válců v kritických místech, přesto návrh vznikl s uvažováním daných problematik. Ve fázi návrhu byla také uvažována verze s chlazením turbodmychadla, kde by chladicí kapalina vystupovala z hlavy válců v okolí vyústění integrovaných svodů výfuku. Přes předlité otvory, s usměrněním od těsnění, by tak chladicí kapalina proudila přímo do turbínové skříně, která by však musela být tomuto způsobu chlazení uzpůsobena. Právě kvůli nutnosti „speciálního“ turbodmychadla a faktu, že se dané chlazení v sériových motorech nevyužívá, bylo od dané myšlenky upuštěno. Předpokládá se chlazení turbodmychadla pomocí přivedení chladicí kapaliny mimo hlavu válců.



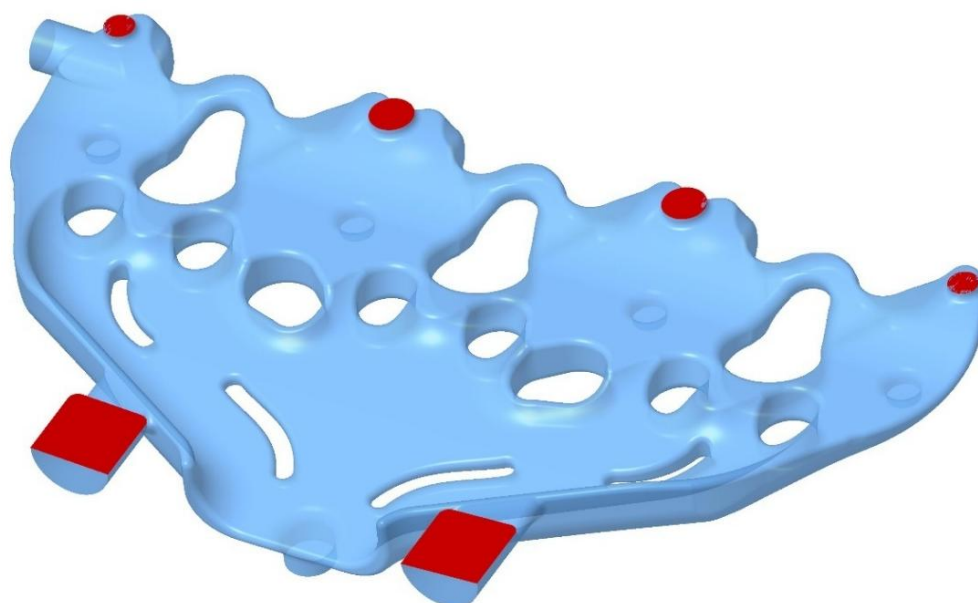
Obrázek 51 Dolní část vodního pláště – dolní usazovací výstupky

Samotná tvorba modelu vodního prostoru proběhla odsazením stěn výfukových svodů, spalovacího prostoru, sacích kanálů, ventilových rozvodů, obráběných prostorů pro svíčku, vstřikovač a hlavové šrouby. Tyto oblasti byly následně odečteny od základního tvaru vodního pláště. Model byl následně rozdělen na horní a dolní část, které byly samostatně upravovány se snahou minimalizovat místa, kde by chladicí kapalina mohla stagnovat. Celý model byl zaoblen, aby ostré hrany nekoncentrovaly napětí, avšak v okolí svíčky a vstřikovače jsou rádiusy poměrně malé.

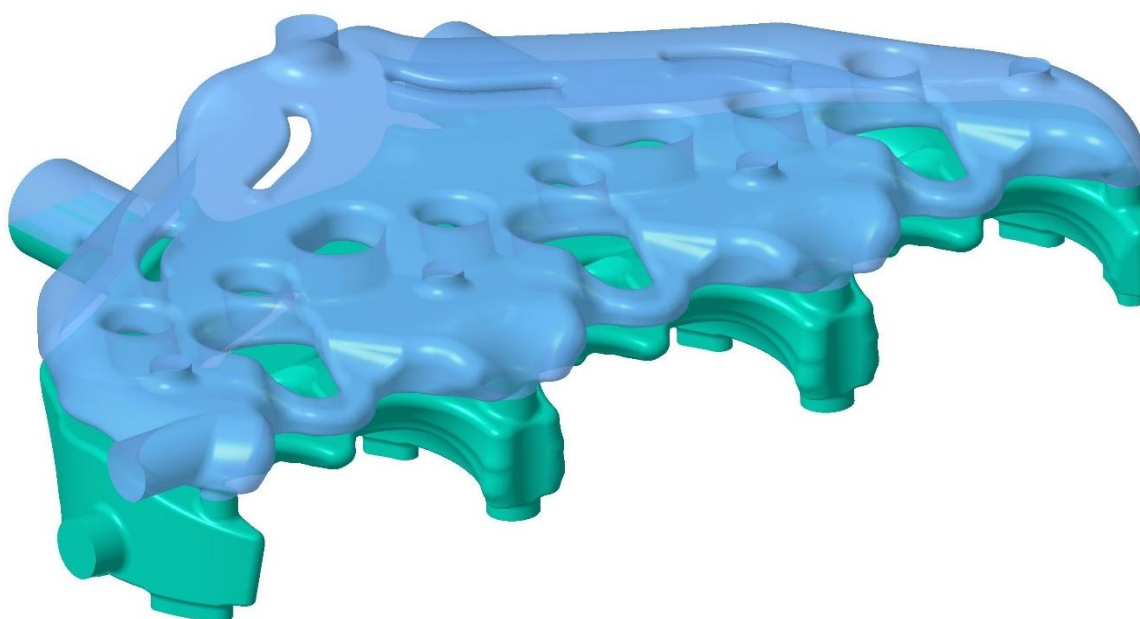


Obrázek 50 Dolní jádro vodního pláště – horní dosedací plochy

Následně bylo nutné jádra ustavit, proto byly vytvořeny usazovací výstupky směřující do bloku, jak lze vidět na *Obrázek 51*. Ty vytvoří otvory v bloku, kterými bude do hlavy proudit chladicí kapalina usměrněná hlavovým těsněním. Dále jsou na obrázcích znázorněné výstupky pro ustavení ze strany termostatu a ze strany výfuku. Dále byly vytvořeny přechodové/dosedací plochy mezi horním a dolním jádrem, viz *Obrázek 50*. Na obou obrázcích pak jsou viditelná žebra pro usměrnění proudění v oblasti pod výfukovými svody směrem k přírubě pro turbodmychadlo.

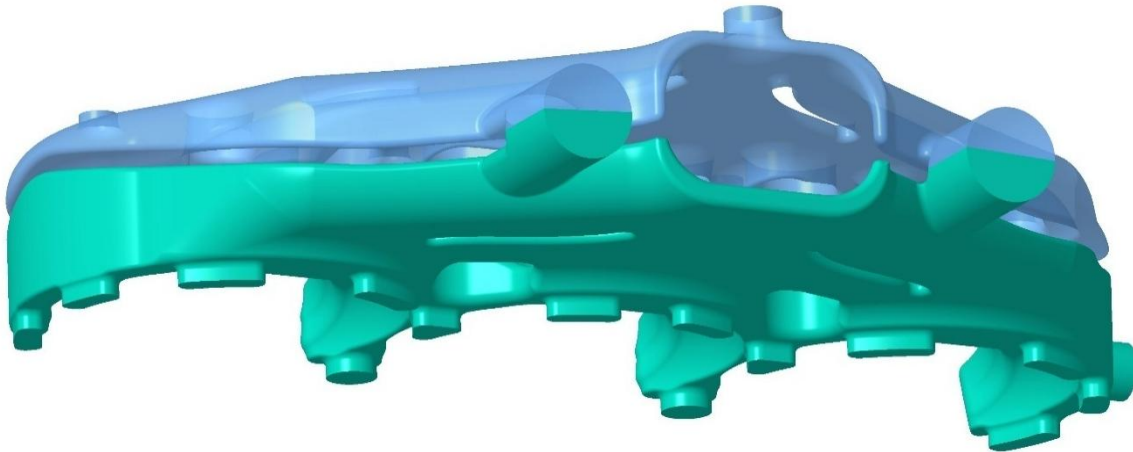


Obrázek 52 Horní jádro vodního pláště – dolní dosedací plochy



Obrázek 53 Chladicí vodní plášť (celek) – horní pohled

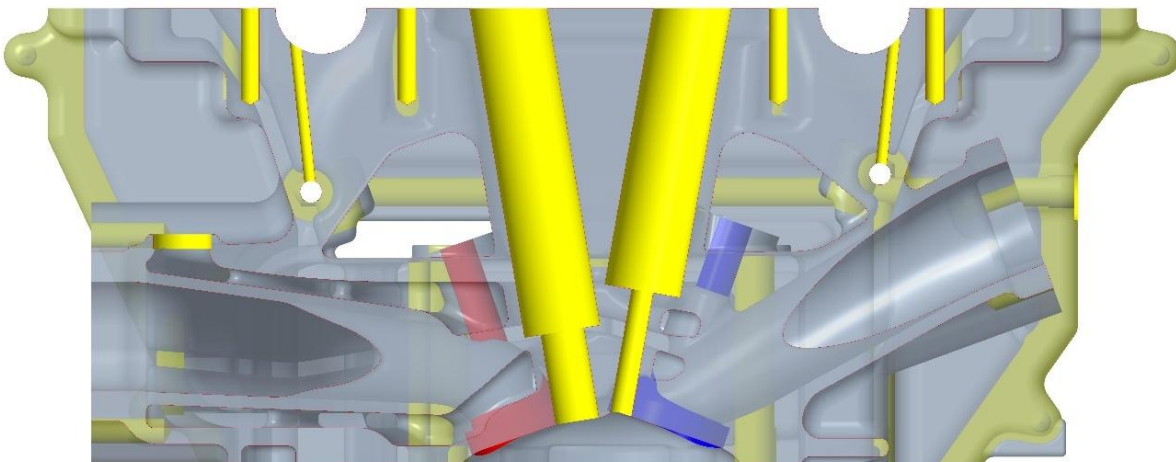
Stejně dosedací plochy tedy náleží i horní části vodního prostoru, viz *Obrázek 52*, která má taktéž proudění usměrněné žebry. Kompletní vodní plášť pak lze vidět na *Obrázek 54* a *Obrázek 53*, kde je také viditelný vývod z horního jádra na termostat. Jelikož je nutné, aby se obě jádra dobře odvědušnila, je na horním jádře u příruby turbodmychadla umístěn dedikovaný odvědušňovací výstupek.



Obrázek 54 Chladičí vodní plášť (celek) – dolní pohled

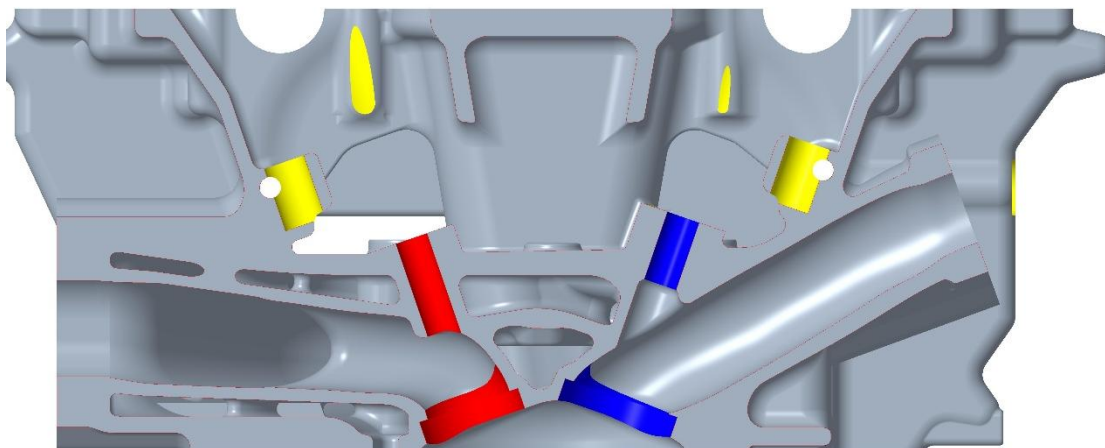
3.4.5 HLAVA VÁLCŮ A ROZVOD OLEJE

Hlava válců je předpokládána jakožto odlitek z hliníkové slitiny AlSi7Mg, plochy na následujících obrázcích, zvýrazněné žlutou barvou, značí plochy obráběné. Následně byla využita dílčí jádra z předchozích podkapitol k vytvoření základu modelu hlavy válců. Poté byly dotvořeny nálitky pro hydraulické vymezořovače, hlavové šrouby (M10) a dosedací plochy podložek pružin ventilů. Také bylo nutné vyřešit zástavbový prostor pro svíčku a vstříkovač, ke kterému byla napojena podélná žebra a žebra příčná s dosedacími plochami vačkových hřídelí (průměr 25 mm), viz *Obrázek 58*.



Obrázek 55 Řez rovinou vstříkovače a svíčky prostředního válce

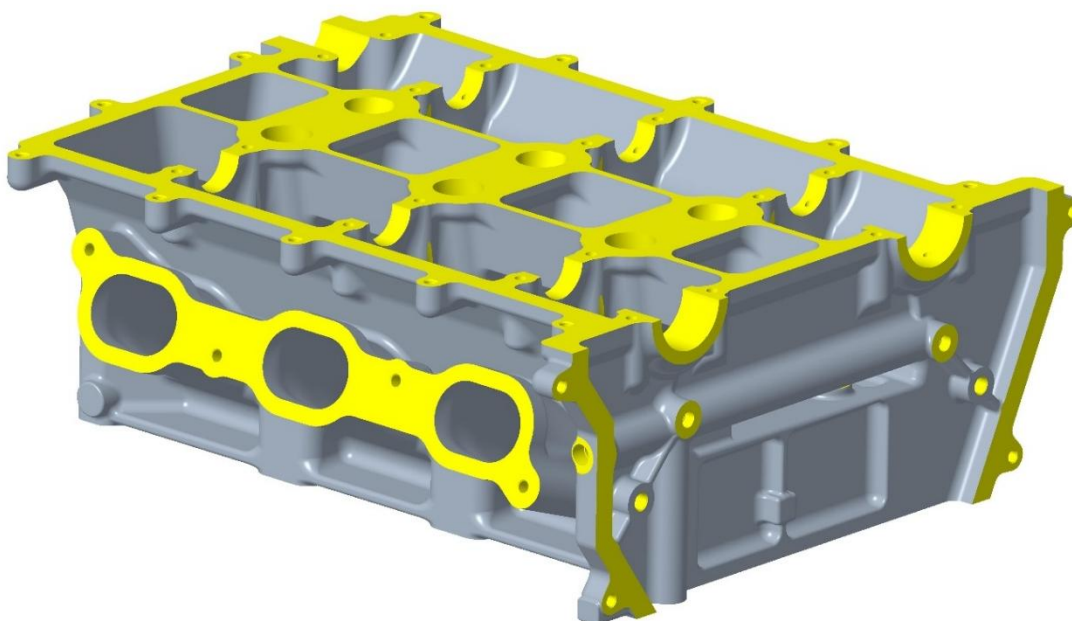
Na *Obrázek 55* jde vidět obrábění pro svíčku (sklon 9,5 °), vstřikovač (sklon 10 °), šrouby (M6) třmenů vačkových hřídelí a díky průhlednosti je vidět i většina olejového okruhu. Úhly se uložení svíčky a vstřikovače se mohou zdát poněkud větší, avšak byly zvoleny v závislosti na zbývajícím materiálu stěny mezi nimi.



Obrázek 56 Řez rovinou sacího ventilu prostředního válce

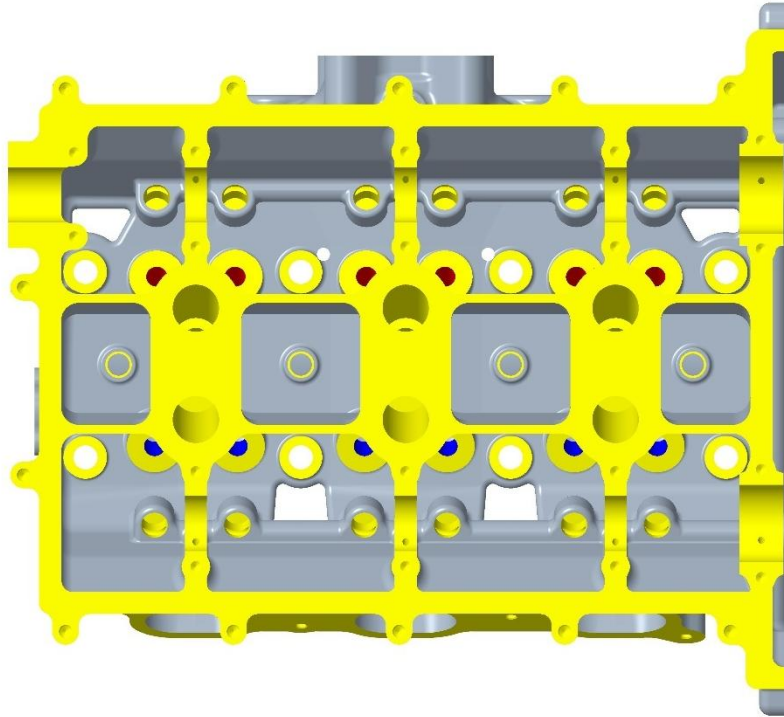
Obrázek 56 pak znázorňuje řez rovinou sacího ventilu, přičemž je viditelná i strana výfuková. Zde se jedná o výjimku z pravidla zmíněnou v první větě této podkapitoly. Obrábění sacích, respektive výfukových ventilů je značeno modrou, respektive červenou barvou, na rozdíl od dříve uvedené žluté, která je viditelná u obrábění otvorů pro hydraulické vymezovače i pro odebrání materiálu ze stěn žeber při obrábění dosedacích ploch ventilových pružin.

Další nezbytnou částí bylo řešení přívodu a odvodu oleje v prostoru hlavy. Bylo nutné zajistit, aby se olej dostal z bloku motoru k hydraulickým vymezovačům, na kontaktní plochy vačkových hřídelí a k systému variabilního natáčení vačkových hřídelí. Veškerý olej pak bylo potřeba odvést z hlavy válců pryč, aby olej mohl cirkulovat.



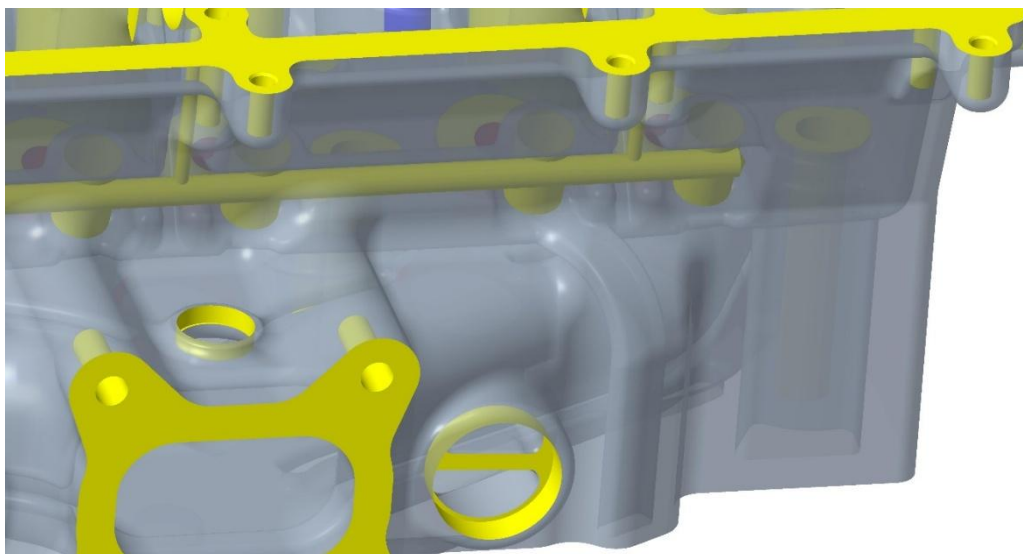
Obrázek 57 Hlava válců

Pro přívod oleje z bloku motoru byl vytvořen svislý a vodorovný nálitek na straně řetězového rozvodu od klikové hřídele, na *Obrázek 57**Obrázek 56*. Tyto nálitky byly zvoleny tak, aby se do nich následně dal vyvrtat otvor o průměru 8 mm. Další nálitky pokračují k jednotlivým pozicím hydraulických vymezořovačů, ty byly tvořeny pro následné vyvrtání menšího otvoru s průměrem 6 mm, viz *Obrázek 58*. Na *Obrázku 59* jsou vidět vrtné díry s průměrem 3 mm vedoucí olej k vačkovým hřídelím.



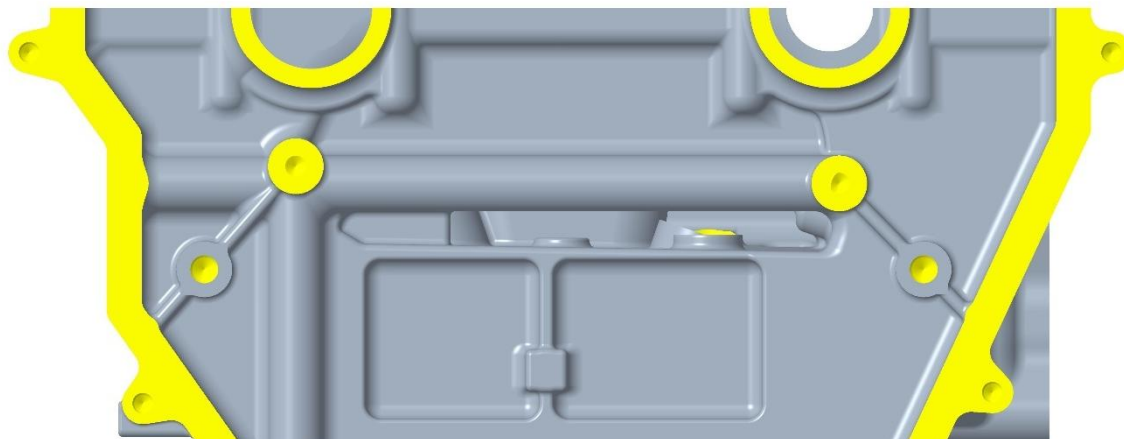
Obrázek 58 Hlava válců – horní pohled

Při uvažování instalačního sklonu motoru 10° na stranu výfuku a 1° sklonem dna olejového prostoru byl řešen odvod oleje. V obou rozích na straně výfuku jsou poměrně velké otvory, dále jsou na vnější straně výfuku dva nálitky, každý na jedné straně, disponující dalším otvorem pro odvod oleje, viz *Obrázek 60*.



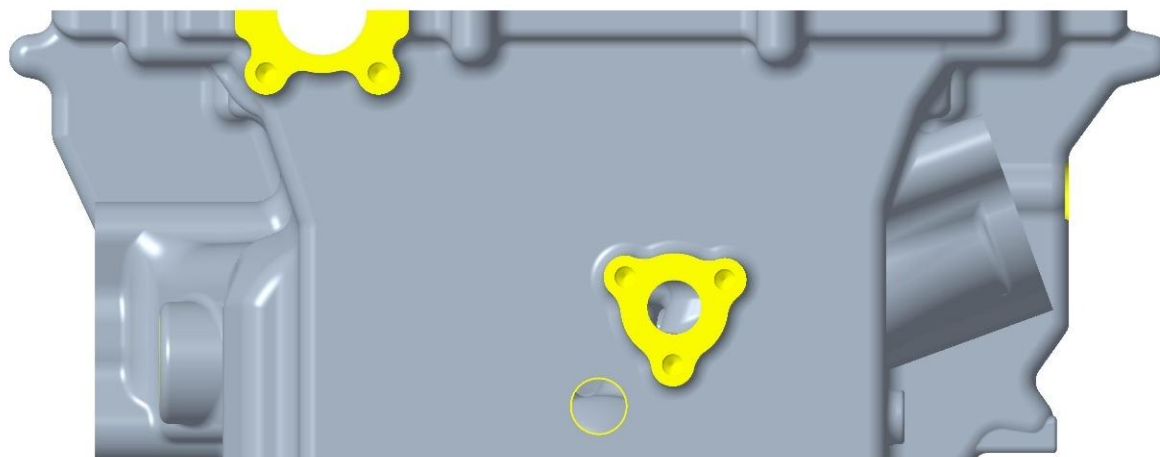
Obrázek 60 Odvod oleje kolem výfuku

Nakonec jsou ještě na *Obrázek 58* viditelné vrtané otvory o průměru 6 mm, které dopomáhají k odvádění oleje ve střední části. Poslední variantou odtoku oleje je otvor k řetězovému rozvodu, viz *Obrázek 61*. Jelikož je nutné, aby byla odvětrávána kliková skříň, jsou na hlavě válců komíny mezi sacími kanály, viditelné na *Obrázek 68*.



Obrázek 61 Hlava válců pohled ze strany rozvodu

Jak jde vidět na předešlých obrázcích, víko hlavy válců i kryt řetězového rozvodu mají po svém obvodu vytvořeny nálitky s dírami pro šrouby M6x1. Nálitky a díry pro šrouby M8x1,25 na *Obrázku 63* jsou zamýšleny pro upevnění vodítka a hydraulického napínáku řetězu. Na *Obrázku 64* pak jde vidět příruba pro odvod chladicí kapaliny k termostatu se třemi šrouby M6x1 a v horní části se nachází příruba a uložení konce vačkové hřídele pro pohon vakuového čerpadla se dvěma šrouby M6x1.



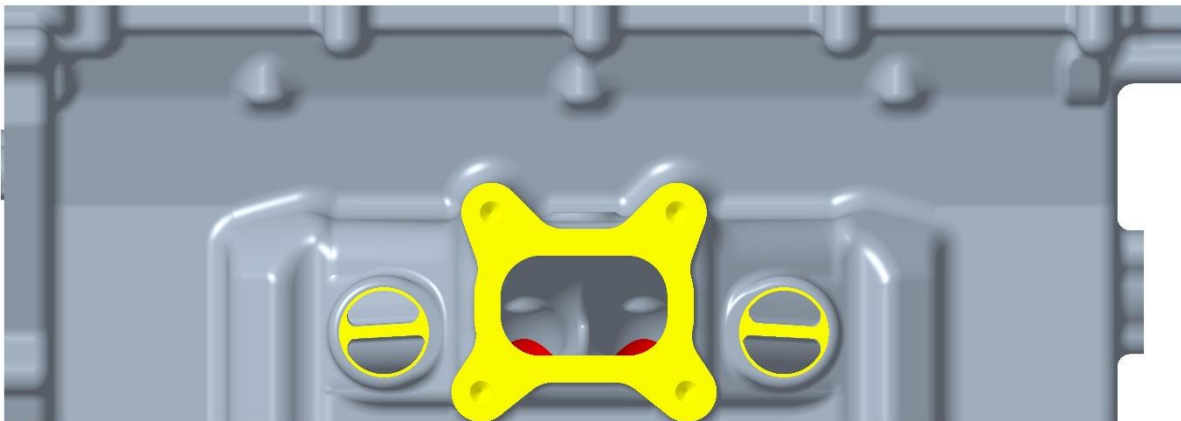
Obrázek 62 Hlava válců pohled od termostatu

Obrázek 67 je zaměřen na přírubu sacího potrubí a její stěnu hlavy válců. Sací příruba byla navržena jako složitější tvar na odlévání, viz předchozí obrázky, avšak bylo tak možné ušetřit velké množství materiálu, a tedy hmotnosti. Sací potrubí se na přírubu napojuje za pomoci čtyř šroubů M6x1. Pod sáním jsou zároveň žebra v těsné blízkosti spodní obráběné plochy, tudíž není nutné je obrábět, ale stále vyztužují konstrukci a lze je využít k ustavení hlavy válců při obrábění. Dále jsou ve spodních rozích umístěny plochy (kruhová vlevo, obdélníková vpravo) tvořící základny pro měření a obrábění. Společně se třemi plochami z *Obrázek 68*, a čtvercovou plochou na *Obrázku 65*.



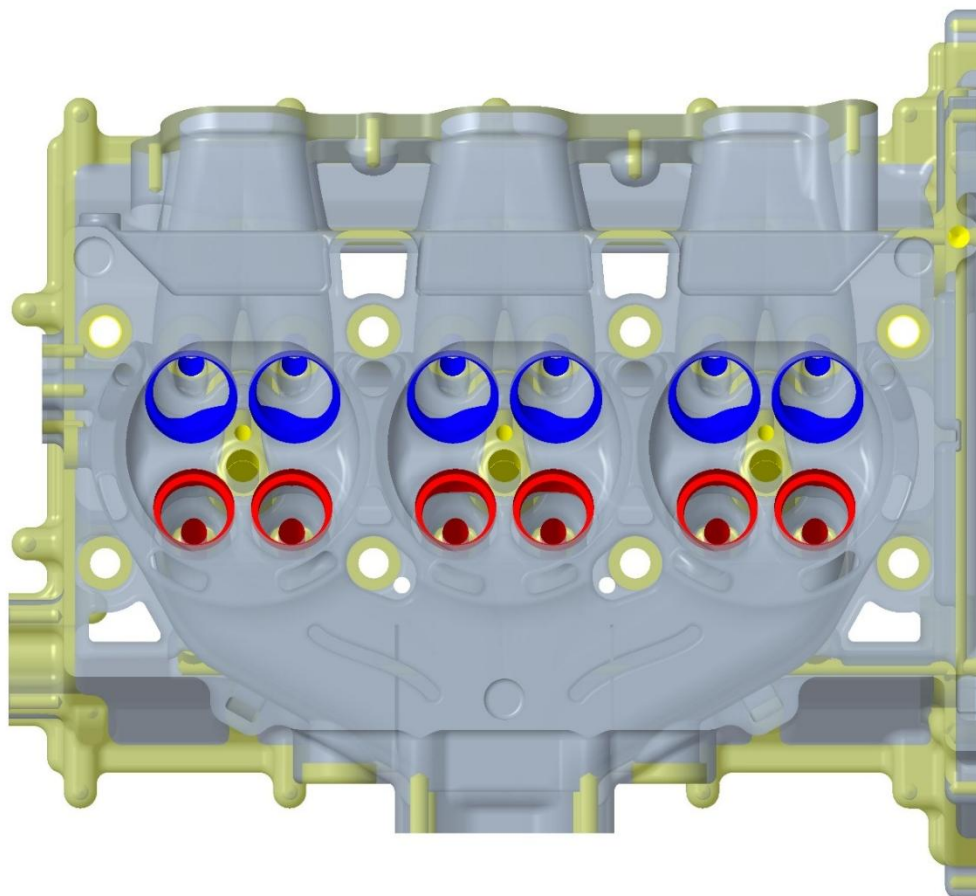
Obrázek 67 Hlava válců pohled strana sání

Vyústění integrovaných výfukových svodů pak je vidět na *Obrázek 66*, společně s přírubou pro turbodmychadlo, jež se připevňuje za pomoci čtyř děr se závitem M8x1,25. Je zde předpokládáno ocelové těsnění mezi dosedacími plochami příruby hlavy válců a turbodmychadla. Po stranách příruby pak jsou již obrobene otvory po jádrech vodního pláště.



Obrázek 66 Hlava válců pohled ze strany turbodmychadla

Pro poslední pohled bylo opět využito průhlednosti materiálu, je tedy vidět kontura vodního prostoru, na ni návazné otvory pro odvod oleje a stěny pod hlavovými šrouby. Na straně sání jsou dobře viditelné odvětrávací komíny, které mají tenkou stěnu, ale jsou vyztuženy vodorovnými žebry, zmíněnými výše na této stránce. Na *Obrázek 68* je pak vidět i spalovací prostor s obrobeneými sacími i výfukovými kanály, otvorem pro svíčku i vstřikovač.

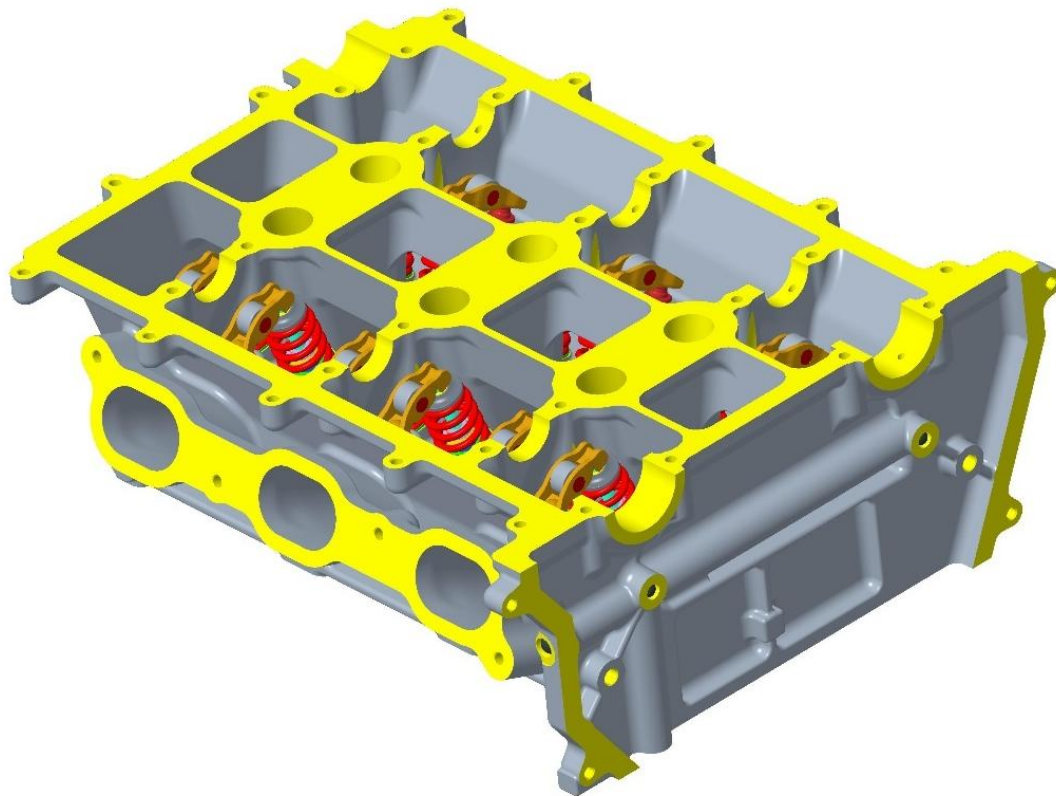


Obrázek 68 Hlava válců spodní pohled

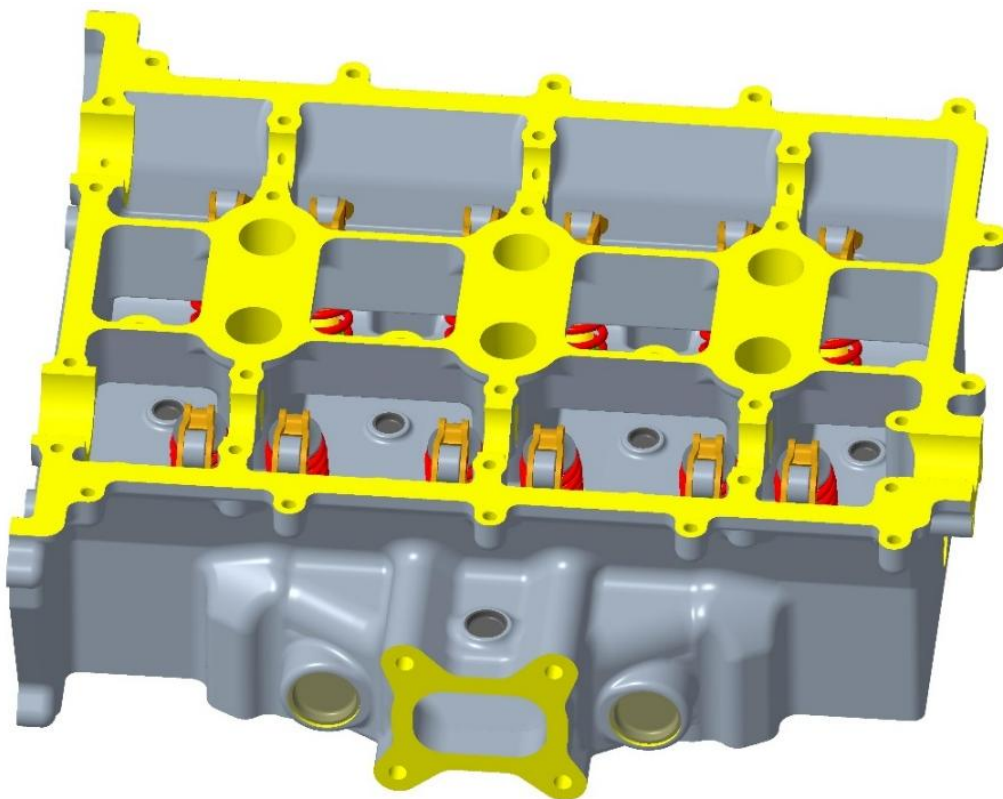
3.4.6 SESTAVA HLAVY VÁLČŮ

Podkapitola sestava je převážně pro vizuální představení, výkres sestavy s hlavními a přípojnými rozměry je poté k nalezení v příloze k této práci. Do hlavy válců byly vloženy všechny části ventilových rozvodů, svíčky a těsnící materiál.

Specificky se jednalo o dvě 7mm ocelové kuličky, které slouží k zaslepování otvorů po vrtání olejových kanálů k hydraulickým vymezovačům. Pro zaslepení příčného vrtu mezi zmíněnými kanály byla použita ocelová kulička o průměru 9 mm. Následně pro otvory tvořené ustavením vodního chladičového pláště byly využity zátky 12 mm, pro zaslepení děr z vodního prostoru k oblasti olejem, 16 mm (na otvor pod termostatem) a dvě 27mm zátky pro zaslepení dříve zmíněných otvorů na straně turbodmychadla.

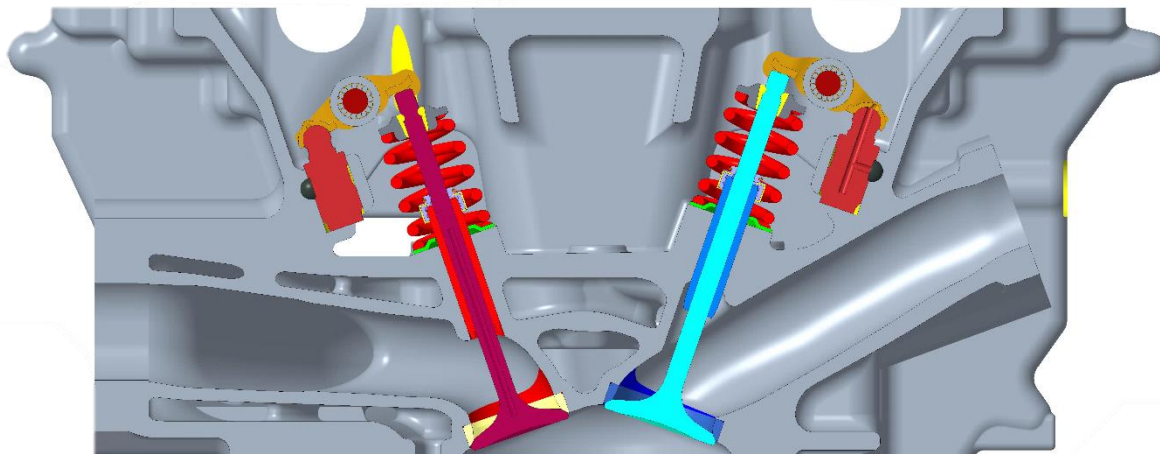


Obrázek 70 Sestava hlavy válců těsníci kuličkami

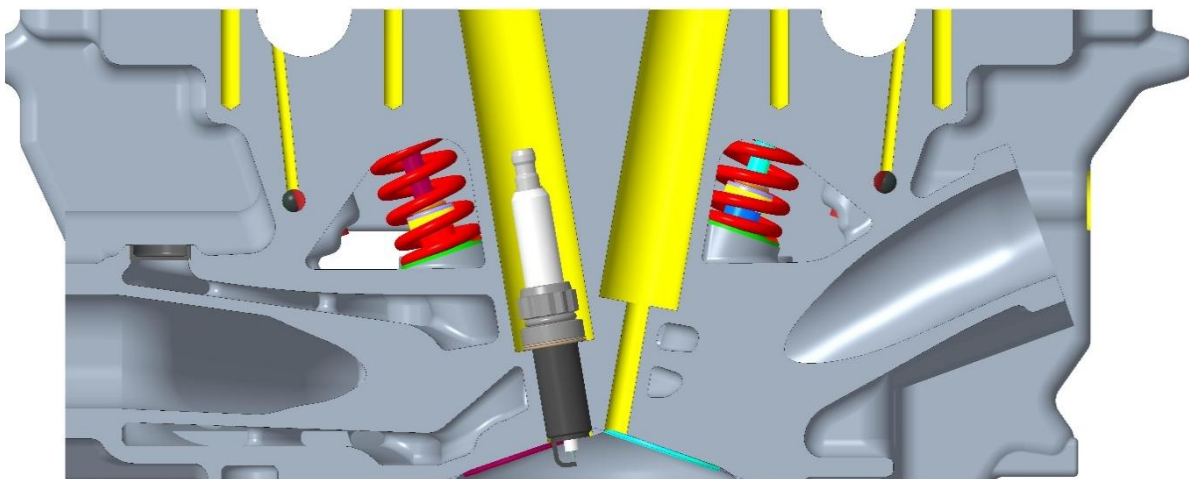


Obrázek 69 Sestava hlavy válců zátky

Na poslední stránce této kapitoly jsou zobrazeny řezy. První řez je rovinou svíčky pro střední spalovací prostor, viz *Obrázek 71*, a druhý je řez rovinou sacího ventilu, na *Obrázek 72*, jako v případě řezů hlavy válců v předchozí kapitole.



Obrázek 71 Řez rovinou svíčky hlava válců



Obrázek 72 Řez rovinou sacího ventilu hlava válců

4 VÝPOČTOVÉ OVĚŘENÍ – PROUDĚNÍ V SACÍCH KANÁLECH

S odkazem na studie zmíněné v kapitole Sací kanály a druhy proudění, prokazující benefity dobrého víření vzduchu proudícího ze sacích kanálů, byla pro výpočetní ověření zvolena analýza proudění v sacích kanálech a vliv na víření ve válci. Cílem bylo určení dosahovaných rychlostí v kritických místech a směrů proudění při přechodu proudu vzduchu do válce. CFD výpočet byl proveden pro zdvih ventilů 4,5 mm, 7 mm a 9 mm při otáčkách 6500 min^{-1} za využití softwaru ANSYS FLUENT.

Model pro výpočet byl tvořen jádrem sacího kanálu s obrobením hrdla v hlavě válců, tvořící onu specifickou ostrou hranu, jež slouží k oddělení proudění od dna kanálu. Dále jsou součástí vnitřní částí sedel sacích ventilů, sacími ventily v patřičném zdvihu, spalovacím prostorem a objem válce viz *Obrázek 73*.

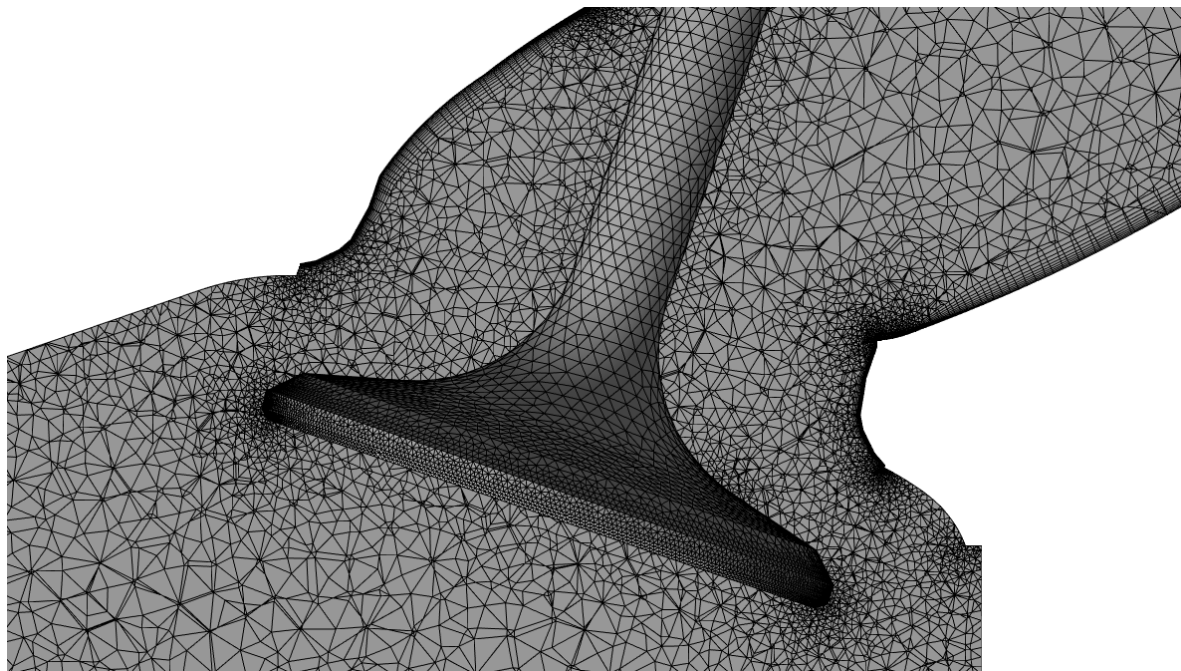


Obrázek 73 Model pro CFD – zdvih ventilů 9 mm

Následně byla vytvořena základní síť ze šestistěnných prvků o velikosti 2 mm, u které poté došlo k úpravám v podobě zjemnění sítě v oblastech podél stěn na 1 mm. V místech, kde se objevují ostré hrany došlo k dalšímu zjemnění, kvůli lepší přesnosti zachycení oddělování proudění. Dále byla po délce sacího kanálu a ventilových sedel využita funkce Inflation s 10 vrstvami, pro zachycení proudění v mezní vrstvě. Výsledné sítě měly průměrně 1,1 milionu uzlů a přes 4 miliony elementů. Příklad sítě pro zdvih ventilů 7 mm pak je na *Obrázek 74*. **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**

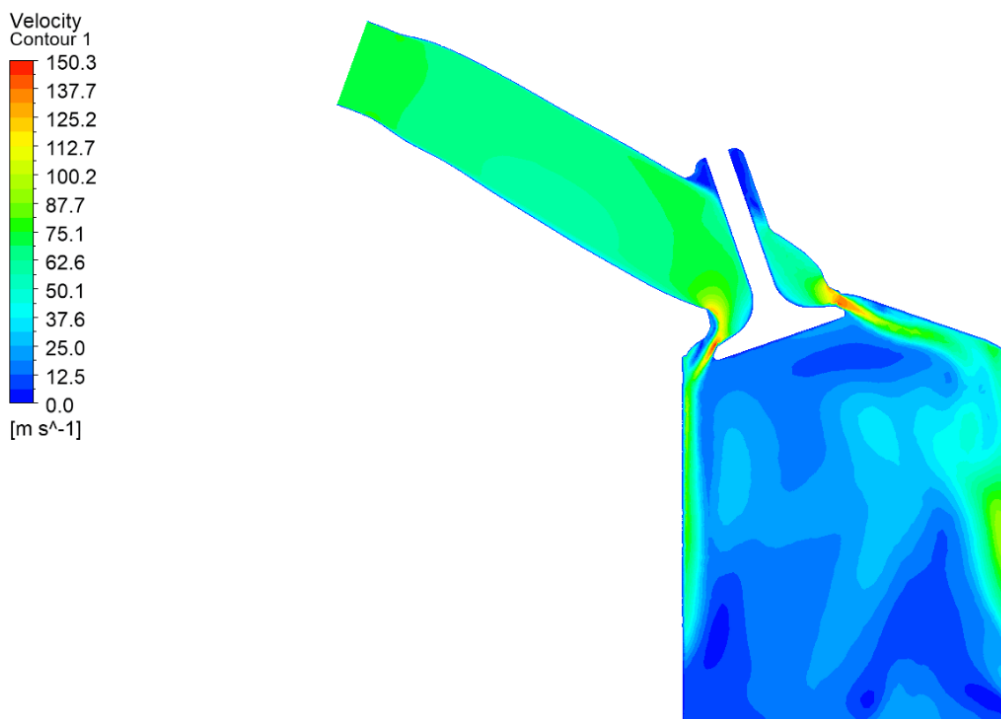
Byl využit *pressure-based* model s *SST k-omega* modelem viskozity. Jelikož se jedná o sací kanály, jako médium byl vybrán vzduch. Plocha vstupu do sacího kanálu byla nastavena jako

inlet, dno pístu (pouze kruhová plocha bez tvarování pístu) jako outlet a zbytek ploch jako stěny. Okrajové podmínky byly nastaveny následovně: relativní tlak na vstupu 120 kPa a rychlost proudění 70 m/s (odpovídající předpokládanému tlaku na sání, s ohledem na [64]), relativní tlak na výstupu 0 kPa, a všechny ostatní povrchy byly nastaveny jako nepohybující se adiabatická stěna.



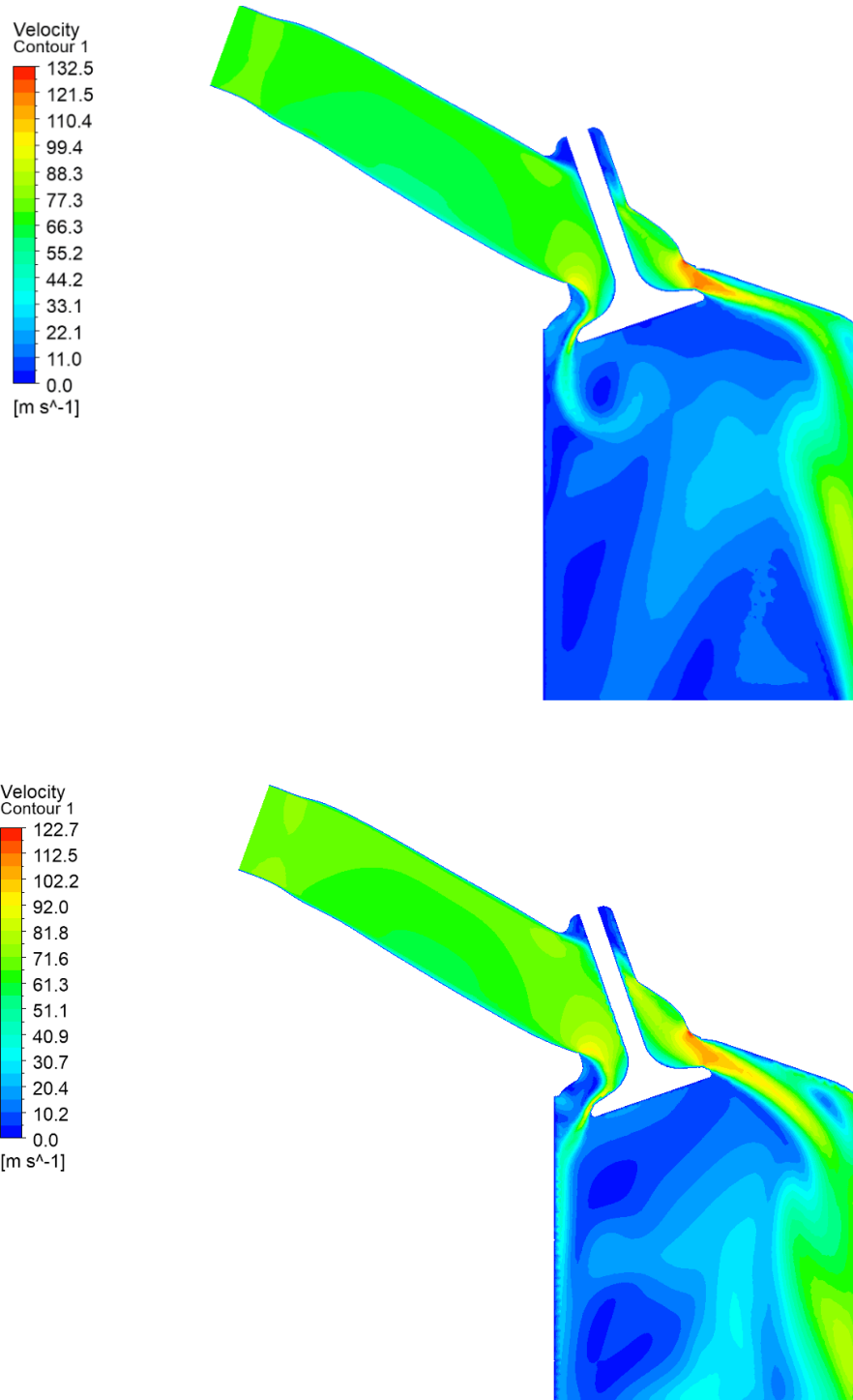
Obrázek 74 Příklad sítě pro zdvih 7 mm

U všech tří výpočtů byly sledovány rychlosti proudění v blízkosti ventilu, respektive sedla a turbulentní kinetická energie ve válci. Maximální rychlosti proudění byly pro zdvihy ventilů 4,5 mm, 7 mm a 9 mm, 150,3 m/s, 132,5 m/s a 122,7 m/s.

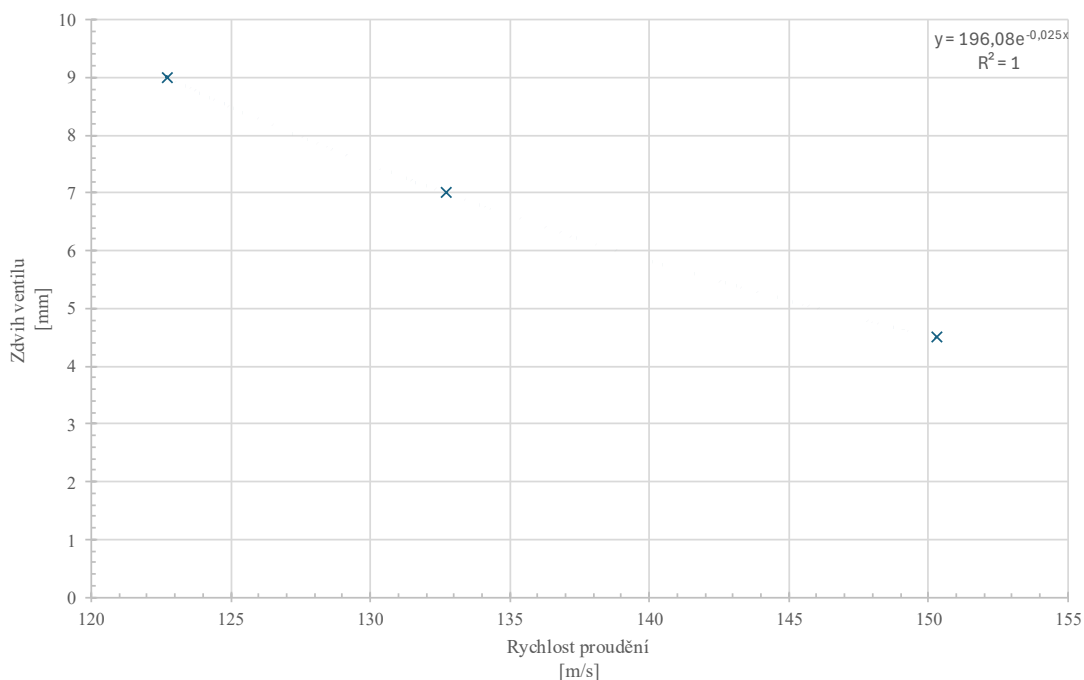


Obrázek 75 Mapa rychlostí pro zdvih 4,5 mm

Průběh rychlosti proudění ve válci a přechodu ze sacího kanálu na válec pak je možné vidět na *Obrázek 75*, *Obrázek 77* a *Obrázek 76*. Získaná data ukazují menší rychlosti proudění ve směru pod sací ventil (nebo zadní sektor, viz *Obrázek 25*) při nárůstu zdvihu ventilu. Závislost rychlosti na zdvihu ventilu pak je zobrazena na *Graf 4.1*, který naznačuje exponenciální závislost mezi danými veličinami. Ale z důvodu malého počtu měření, se nedá závislost považovat za vypovídající.

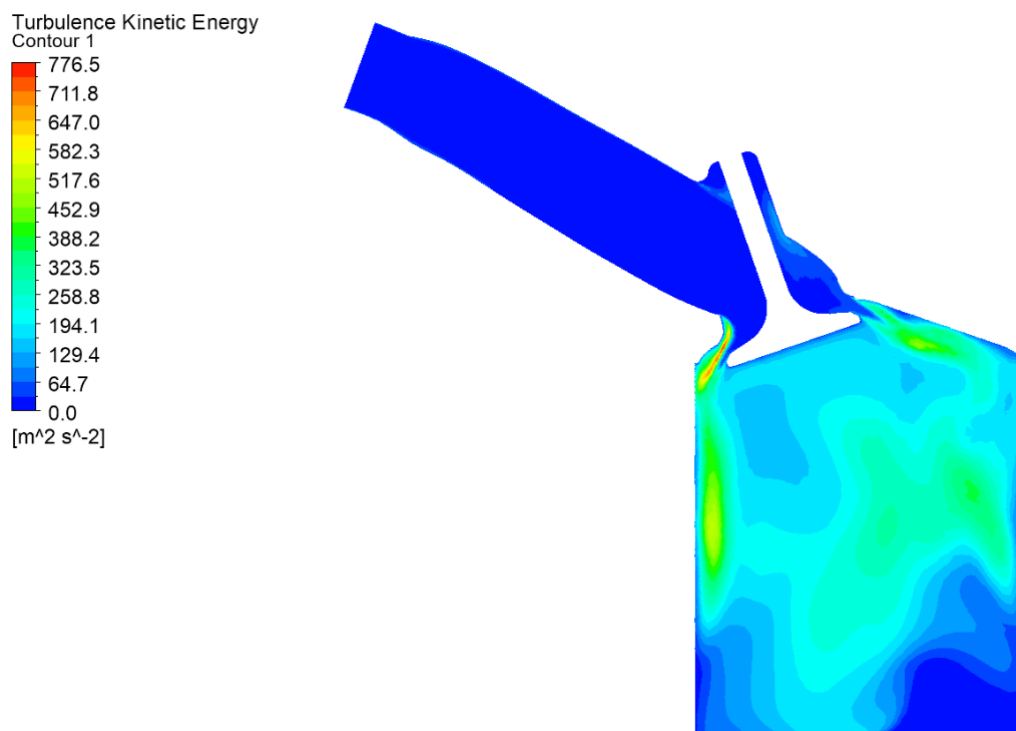


Obrázek 76 Mapa rychlostí pro zdvih 9 mm

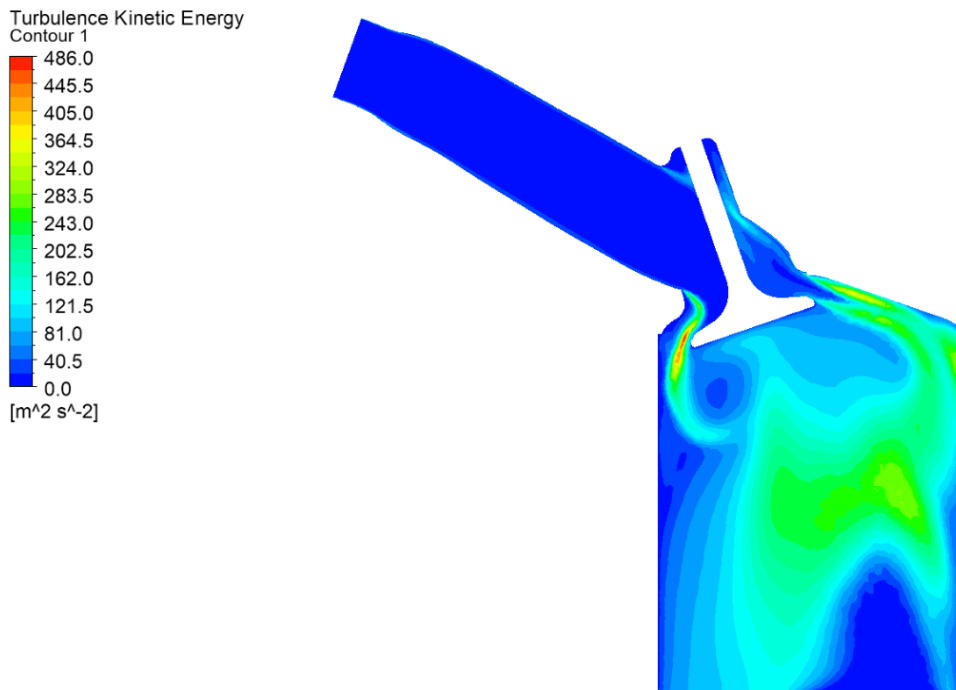


Graf 4.1 Závislost rychlosti proudění na zdvihu ventilu

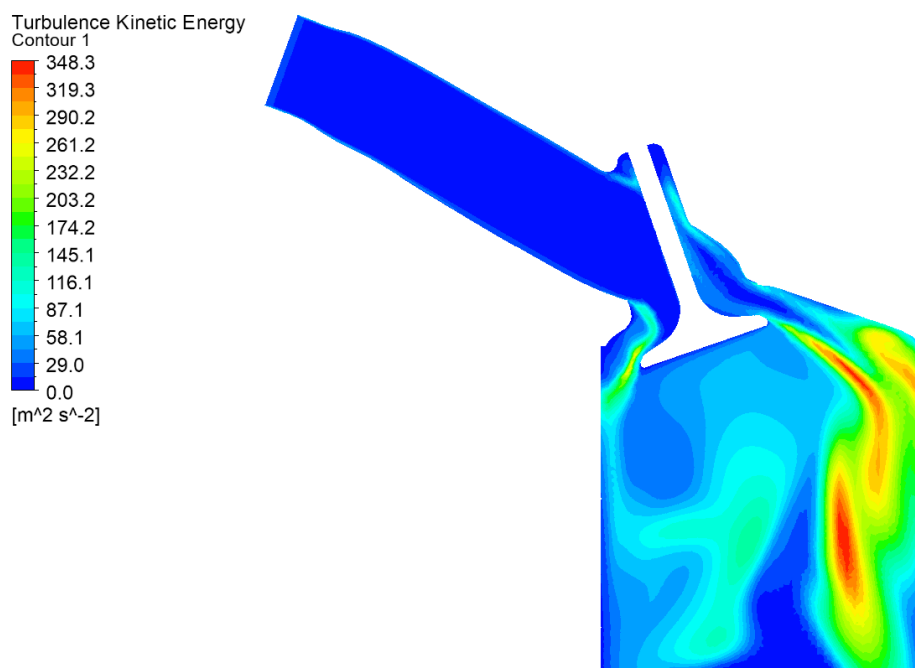
Maximální turbulentní kinetická energie potom vycházela $776,5 \text{ m}^2/\text{s}^2$, $468 \text{ m}^2/\text{s}^2$ a $592,8 \text{ m}^2/\text{s}^2$ pro dané hodnoty zdvihu ventilů. Na *Obrázek 78* je patrné turbulentní proudění všemi směry, jelikož má ventil ještě poměrně malý zdvih. Pro zdvih 7 mm na *Obrázek 79*, již jsou patrné náznaky tečného víření, avšak na obou stranách ventilu. Pro zdvih 9 mm z *Obrázek 80* pak už jsou zřetelně vidět největší turbulence ve směru tečného víru, především na přední straně ventilu.



Obrázek 78 Mapa turbulentní kinetické energie pro zdvi 4,5 mm



Obrázek 79 Mapa turbulentní kinetické energie pro zdvih 7 mm



Obrázek 80 Mapa turbulentní kinetické energie pro zdvih 9 mm

Z výsledků se dá usoudit, že dochází ke generování tečného proudění, avšak až při větším zdvihu ventilu. Menší úhel sklonu kanálu by mohl mít pozitivní efekt na výsledné proudění pro menší zdvih ventilů, eventuálně i na maximální hodnoty rychlostí v zadním sektoru.

5 DISKUSE

Navržená hlava válců vychází z analýzy sériových motorů a přejímá jejich klíčové konstrukční prvky s cílem vytvořit moderní a provozně efektivní řešení. Výsledný návrh reflektuje aktuální trendy se snahou o co nejkompaktnější zástavbu. Z praktického hlediska je navržená geometrie vhodná pro další zpracování, u kterého by bylo vhodné doplnit další analýzy.

Jak bylo zmíněno výše, motor je koncipován pro funkci se standardní zapalovací svíčkou, tak aby plnil emisní normy. V budoucnu však lze očekávat ještě přísnější restrikce, což by mohlo alespoň z části řešit využití některého ze systémů předkomůrkového zapalování. Pro navržený koncept by bylo nutné využít některou z pasivních verzí, kterou lze namontovat místo zapalovací svíčky. Model by také bylo možné upravit pro aktivní předkomůrkový systém, což by však pravděpodobně mělo za následek nárůst výšky hlavy válců.

Model by rovněž bylo možné adaptovat na využití duálního vstřikování paliva, což znamenalo změnu jader sacích kanálů, příruby sání a vnějších ploch strany sání. V případě, že by větší finanční náročnost této varianty nebyla považována za překážku, jednalo by se o efektivnější řešení.

Geometrii integrovaných svodů by také bylo možné dále upravovat, ale k tomu by již byly potřeba simulace proudění. Pravděpodobně by bylo vhodné u krajních válců zajistit plynulejší spojení výfukových kanálů. Další optimalizace výfukové strany, ve spojení s vodním chlazením, by mohla přinést podstatná zlepšení v účinnosti teoretického motoru.

ZÁVĚR

Současné nároky na spalovací motory kladou důraz na co nejvyšší účinnost, nízké emise a konstrukční kompaktnost. Jednou z klíčových oblastí, kde lze těchto parametrů dosáhnout, je návrh hlavy válců – komponenty, která zásadně ovlivňuje proudění směsi, spalovací proces i chlazení. Z tohoto důvodu se práce zaměřila na vývoj vlastního konceptu hlavy válců pro přeplňovaný zážehový motor s výkonem do 150 kW.

Na základě rešerše byly identifikovány nejčastější rysy sdílené vybranými motory. Tyto opakující se trendy posloužily jako základ vlastního návrhu hlavy. Postupným iteračním procesem vznikl z prvotního návrhu finální koncept.

Při simulacích bylo zjištěno, že model dosahuje vysokých hodnot turbulentní kinetické energie a příznivých rychlostí proudění, zároveň v modelu dochází k žádoucímu tečnému víření.

Pomocí simulace bylo ověřeno, že by navrhovaný design mohl být funkční, alespoň v ustáleném stavu. Pro další potvrzení této domněnky by bylo vhodné provést také analýzu v tranzientních stavech s pohyby ventilů a pístu. Dále by bylo třeba ověřit, zda obzvláště namáhané oblasti, jako jsou sedla či okolí výfukových svodů, nedochází k přehřívání materiálu, nebo zda jsou kritické oblasti dostatečně pevné z ohledu silového namáhání hlavy. Rovněž zatím nebyl vypočítán dopad proudění na efektivitu hoření, což by pro funkční koncept bylo nutné. Model zcela jistě není optimální, avšak má potenciál, s dalšími úpravami odvozenými od simulačních výpočtů, dosáhnout konkurenceschopných hodnot.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HAGEN, Dave. NEW FORD DRAGON. *Engine professional* [online]. 2020, 2020(13), 52-58 [cit. 2025-02-05]. Dostupné z: https://engineprofessional.com/articles/EPQ420_52-58.pdf
- [2] *Ford EcoBoost 1.5-litre Turbo Petrol 3-Cylinder (2018 Fiesta ST)* [online]. 2018 [cit. 2025-05-23]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=0qGmEXKPKYw>
- [3] Ford 1.5L Dragon GTDI Engine. In: FORD UK. *Ford* [online]. 2025 [cit. 2025-02-05]. Dostupné z: <https://www.ford.co.uk/content/dam/guxeu/uk/documents/home/experience-ford/news/component-sales/1.5l-dragon-gtdi-engine.pdf>
- [4] *Nissan VC-TURBO BAD ALREADY? 2021 Rogue 1.5 3-Cylinder Engine Teardown* [online]. 2024 [cit. 2025-05-23]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=Wqccs9XjMKs>
- [5] *Nissan VC-Turbo engine optimizes power and efficiency* [online]. 2018 [cit. 2025-05-23]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=j0An3RbXcPg&t=1s>
- [6] 2024 Nissan Rogue Press Kit. In: NISSAN MOTOR CORPORATION. *USA Newsroom* [online]. September 2023 [cit. 2025-02-23]. Dostupné z: <https://usa.nissannews.com/en-US/releases/2024-nissan-rogue-press-kit?selectedTabId=release-3fc55ffe20e3301004b53de97b36785e>
- [7] VC-Turbo Engine. In: NISSAN MOTOR CORPORATION. *Nissan Global* [online]. [cit. 2025-02-23]. Dostupné z: https://www.nissan-global.com/EN/INNOVATION/TECHNOLOGY/ARCHIVE/VC_TURBO_ENGINE/
- [8] Perfektní motor pro váš styl jízdy: SROVNÁNÍ POHONNÝCH JEDNOTEK. In: NISSAN MOTOR CORPORATION. *NISSAN* [online]. [cit. 2025-02-24]. Dostupné z: https://www.nissan.cz/vozidla/nova-vozidla/qashqai-2024.html?_gl=1*1k4kwde*_up*MQ..*_ga*MTI3MDA4NzE3Mi4xNzQwMzM0Mjgy*_ga_E16TPN1PE8*MTc0MDMzNDI4Mi4xLjAuMTc0MDMzNDI4Mi4wLjAuMA..#C400_cmp_story_d1bf-primary-modal
- [9] MEINERS, Jens a Manfred JERZEMBEK. BMW's New Three-, Four-, and Six-Cylinder Engine Family Detailed. *Car and Driver* [online]. 2011, Apr 22, 2011 [cit. 2025-02-24]. Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/news/a18733714/bmws-new-three-four-and-six-cylinder-engine-family-detailed-magicked-into-being-by-laser-welding-sentient-robots/>
- [10] LAMPKA, Andreas. Specifications of the MINI 5-door, valid from March 2021. *PressClub Global* [online]. 2021, 1-6 [cit. 2025-02-24]. Dostupné z:

- <https://www.press.bmwgroup.com/global/article/detail/T0325435EN/specifications-of-the-mini-5-door-valid-from-march-2021>
- [11] BODE, Matthias. Specifications of the BMW 1 Series 116, valid from 11/2024. *PressClub Global* [online]. 2024, 1-2 [cit. 2025-01-23]. Dostupné z: <https://www.press.bmwgroup.com/global/article/detail/T0446042EN/specifications-of-the-bmw-1-series-116-valid-from-11/2024>
- [12] MOSER, Florian. Specifications of the BMW 1 Series 116i and 120i, valid from 11/2020. *PressClub Global* [online]. 2020, 1-2 [cit. 2025-01-23]. Dostupné z: <https://www.press.bmwgroup.com/global/article/detail/T0318649EN/specifications-of-the-bmw-1-series-116i-and-120i-valid-from-11/2020?language=en>
- [13] BODE, Matthias. The all-new BMW 1 Series. *PressClub Global* [online]. 2024, 1-2 [cit. 2025-01-23]. Dostupné z: <https://www.press.bmwgroup.com/global/article/detail/T0442625EN/the-all-new-bmw-1-series?language=en>
- [14] BMW GROUP. B38 TOP ENGINE. BMW GROUP. *Technical Information System* [online]. June 2014, 1.1.2019 [cit. 2025-02-24]. Dostupné z: https://bmwtechinfo.bmwgroup.com/tech_training_manual/ST1405%20B38%20Top%20Engine.pdf
- [15] Volvo XC40 - model year 2019 - Technical Data. In: VOLVO. *Volvo Cars Global Newsroom* [online]. 2018, Nov 30, 2018, 2025 [cit. 2025-02-26]. Dostupné z: <https://www.media.volvocars.com/global/en-gb/models/xc40/2019/specifications>
- [16] Volvo XC40 - model year 2020 - Technical Data. In: VOLVO. *Volvo Cars Global Newsroom* [online]. 2019, Jul 08, 2019, 2025 [cit. 2025-02-26]. Dostupné z: <https://www.media.volvocars.com/global/en-gb/models/xc40/2020/specifications>
- [17] 2024 Volvo XC40 Technical Specifications. In: VOLVO. *Volvo Cars Global Newsroom* [online]. 2023, Dec 06, 2023, 2025 [cit. 2025-02-26]. Dostupné z: <https://www.media.volvocars.com/global/en-gb/media/documentfile/321763/2024-volvo-xc40-technical-specifications>
- [18] Volvo XC40 - model year 2021 - Technical Data. In: VOLVO. *Volvo Cars Global Newsroom* [online]. 2020, Apr 02, 2020, 2025 [cit. 2025-02-26]. Dostupné z: <https://www.media.volvocars.com/global/en-gb/models/xc40/2021/specifications>
- [19] Valve mechanism. In: *Volvo - Shop Volvo Genuine Parts & Accessories Online* [online]. 2024, 2025 [cit. 2025-02-26]. Dostupné z: https://parts.volvocaraustralia.com.au/a/Volvo_2024_XC40-151-3-cylinder-Turbo/_51507_12303595/Valve-mechanism/GR-449877.html?assemblySearchGuid=3400CE9C-E7C1-44F6-9844-69F3015091E8

- [20] Volvo XC40 - Model Year 2023 - Technical Data. In: VOLVO. *Volvo Cars Global Newsroom* [online]. 2022, May 18, 2022, 2025 [cit. 2025-02-26]. Dostupné z: <https://www.media.volvocars.com/global/en-gb/models/xc40/2023/specifications>
- [21] GR YARIS. *TOYOTA GAZOO Racing* [online]. [cit. 2025-02-25]. Dostupné z: <https://toyotagazooracing.com/gr/yaris/>
- [22] Toyota engines - G16E-GTS. *Toyota Club* [online]. Oct 2020, 01 Jan 2025 [cit. 2025-02-25]. Dostupné z: https://toyota-club.net/files/faq/20-10-20_faq_g16-engine_en.htm
- [23] GTS POWERTRAIN. In: *McLaren* [online]. 2025 [cit. 2025-02-27]. Dostupné z: <https://cars.mclaren.com/en/gts>
- [24] Porsche 991 Turbo S. In: *Porsche* [online]. 2025 [cit. 2025-02-27]. Dostupné z: <https://www.porsche.com/usa/models/911/911-turbo-models/911-turbo-s/>
- [25] McLaren 750S. In: *McLaren* [online]. 2025 [cit. 2025-02-27]. Dostupné z: <https://cars.mclaren.com/en/750s>
- [26] The Ford GT. In: FORD. *Ford* [online]. 2025 [cit. 2025-02-27]. Dostupné z: <https://www.ford.com/performance/gt/>
- [27] TOYOTA GR YARIS TECHNICAL SPECIFICATIONS. In: TOYOTA MOTOR EUROPE. *Toyota UK Media site* [online]. 2021, 2025 [cit. 2025-02-26]. Dostupné z: <https://media.toyota.co.uk/wp-content/uploads/sites/5/2021/03/1605890857201029MGRYarisTechSpec.pdf>
- [28] VACULÍK, Martin. *Martin Vaculík a motor 1.5 TSI Evo II rozebrány na prvočástice!* [online]. 2024 [cit. 2025-05-23]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=XiETDYzWV48>
- [29] SCHELLER, Pierre, David SUDSCHAJEW, Dirk WARNKE a Tim THALER. The New EA211 1.5 l TSI evo2. *MTZ worldwide* [online]. 2023, **2023**(1), 16-22 [cit. 2025-02-27]. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-new-ea211-1-5-l-tsi-evo2/23805902?searchResult=1.new%20tsi&searchBackButton=true>
- [30] Octavia. In: *Škoda Storyboard* [online]. 05/2024, 2025 [cit. 2025-02-27]. Dostupné z: https://cdn.skoda-storyboard.com/2024/05/Octavia_technical_data_EN_842ba18d.pdf
- [31] VTEC®. In: HONDA. *HONDA MEDIA NEWSROOM* [online]. 2024, May 16, 2024, 2025 [cit. 2025-03-02]. Dostupné z: <https://hondanews.com/en-US/releases/release-b50efa689496a1943cdccc46490f00df-vtec>
- [32] Honda 1.5-Liter Turbo Engine. In: HONDA. *HONDA AUTO NEWS* [online]. 2024, May 16, 2024, 2025 [cit. 2025-03-02]. Dostupné z: <https://hondanews.com/en->

US/honda-automobiles/releases/release-40b876fa88ce36bf41449f6e441f9b95-honda-15-liter-turbo-engine

- [33] *2016 Honda Civic Sedan 1.5L Turbo Engine* [online]. 2015 [cit. 2025-05-23]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=kIpeuGHWW0k>
- [34] 2018 Honda CR-V VTEC TURBO Petrol. In: HONDA. *HONDA EUROPEAN MEDIA NEWSROOM* [online]. 09 jul 2018, 2025 [cit. 2025-03-02]. Dostupné z: <https://hondanews.eu/eu/en/cars/media/pressreleases/134941/2018-honda-cr-v-vtec-turbo-petrol4>
- [35] 2024 Honda Civic Si Specifications & Features. In: HONDA. *HONDA AUTO NEWS* [online]. 2023, August 9, 2023, 2025 [cit. 2025-03-02]. Dostupné z: <https://hondanews.com/en-US/honda-automobiles/releases/release-5003aaa39c009393f5d06d620f0936fc-2024-honda-civic-si-specifications-features#>
- [36] 1.5L I-4 TURBO, LSD. In: GENERAL MOTORS. *GM Powered Solutions* [online]. 2022 [cit. 2025-03-03]. Dostupné z: <https://powersolutions.gm.com/content/dam/gmpoweredolutions/na/us/en/index/products/engines/i4-lsd-turbo-engine/02-pdfs/gm-powertrain-1.5L%20I-4%20Turbo-lsd.pdf>
- [37] *2020 Chevy Malibu 1.5L TOTAL MELTDOWN at Just 98,000 miles! I Thought GM FIXED This Problem.* [online]. 2024 [cit. 2025-05-23]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=NBYS7kelIOU>
- [38] Chevy Equinox Gas Mileage: Extensive Guide. In: *Bomnin Chevrolet Dadeland* [online]. 2025 [cit. 2025-03-03]. Dostupné z: <https://www.bomninchevrolet.com/chevy-equinox-gas-mileage#by-year>
- [39] BMW B ENGINE CODE KEY 2023. In: *Bimmerworld* [online]. 1997, 2025 [cit. 2025-03-09]. Dostupné z: <https://www.bimmerworld.com/BMW-B-Engine-Code-Key-Breakdown-B38-B46-B48-B58-2023.jpg>
- [40] BMW GROUP. B46TU/B48TU ENGINES. BMW GROUP. *Technical Information System* [online]. April 2017, 1.10.2018 [cit. 2025-03-09]. Dostupné z: https://bmwtechinfo.bmwgroup.com/tech_training_manual/ST1837%20B46TU-B48TU%20Engines.pdf
- [41] LICHTER, Kai. The new BMW 3 Series Touring. *PressClub Global* [online]. 2019, 1-2 [cit. 2025-03-09]. Dostupné z: <https://www.press.bmwgroup.com/global/article/detail/T0296372DE/the-new-bmw-3-series-touring>
- [42] B46 Engine. *BIMMERPOST* [online]. June 2014, 1.9.2015 [cit. 2025-03-09]. Dostupné z: <https://www.bimmerpost.com/goodiesforyou/B46-Engine.pdf>

- [43] Drive technology. *Audi MediaCenter* [online]. 2024, 31.10.2024, 2025 [cit. 2025-03-16]. Dostupné z: <https://www.audi-mediacyenter.com/en/the-new-audi-a5-models-modern-sportiness-meets-premium-proportions-16261/drive-technology-16281>
- [44] 2.0 TFSI (110 kW / 150 kW). Turbocharger with variable turbine geometry (VTG). In: *Audi MediaCenter* [online]. 2024, 16.7.2024, 2025 [cit. 2025-03-11]. Dostupné z: <https://www.audi-mediacyenter.com/en/photos/detail/audi-a5-125663>
- [45] Audi A5 Sedan: TFSI quattro S tronic 150 kW. In: *Audi MediaCenter* [online]. 2024, 26.11.2024, 2025 [cit. 2025-03-11]. Dostupné z: https://uploads.audi-mediacyenter.com/system/production/car_motorizations/1403/file_en/ac06e9d40b2301c1dc02954ef192ff57492310ed/eTD-Audi-A5-Sedan-TFSI-quattro-S_tronic-150kW_241126.pdf?1732625229
- [46] BUDACK, Ralf, Rainer WURMS, Günther MENDL a Thomas HEIDUK. The New Audi 2.0-l I4 TFSI Engine. *MTZ worldwide* [online]. 2016, **2016**(77), 16-23 [cit. 2025-03-11]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1007/s38313-016-0035-0>
- [47] 2024 Volkswagen Golf R: Technica l Specifications. In: *US Media Site* [online]. 2024, 2025 [cit. 2025-03-11]. Dostupné z: <https://media.vw.com/assets/documents/original/17289-2024GolfRTechnicalSpecsFinal.pdf>
- [48] NEFT, Johanenes. Engines: The most powerful Škoda ICE petrol unit. In: *Škoda Storyboard* [online]. 2025, 24.2.2025, 2025 [cit. 2025-03-11]. Dostupné z: <https://www.skoda-storyboard.com/en/press-kits/skoda-rs-driving-experience-press-kit/engines-the-most-powerful-skoda-ice-petrol-unit/>
- [49] The new Golf R range: PRESS PACK. In: *UK MEDIA SITE* [online]. 2024, 2025 [cit. 2025-03-11]. Dostupné z: <https://www.vwpress.co.uk/assets/applications/original/38431-golfrpresspack2024-final.pdf>
- [50] Audi S3 Sedan: TFSI. In: *Audi MediaCenter* [online]. 2024, 24.9.2024, 2025 [cit. 2025-03-12]. Dostupné z: https://uploads.audi-mediacyenter.com/system/production/car_motorizations/1379/file_en/e2281ed9fb8afcc729639afaf68c9f7dd649d659/eTD-Audi-S3-Sedan-TFSI_240924.pdf?1737969115
- [51] PEKÁREK, Stanislav. *Technologie oprav 1*. Nový Jičín: Code Creator, 2016. Mechanizace a výstavba. ISBN 978-80-88058-23-6.
- [52] HKS Complete Engine VR38 4.3L Step Pro - Nissan GT-R R35. In: *Evasive MOTORSPORT* [online]. 2025 [cit. 2025-05-18]. Dostupné z: <https://www.evasivemotorsports.com/store/product/hks-complete-engine-vr38-43l-step-pro-nissan-gt-r-r35/>
- [53] ADOMEIT, Philipp, Markus JAKOB, Stefan PISCHINGER, Andre BRUNN a Jens EWALD. *Effect of Intake Port Design on the Flow Field Stability of a Gasoline DI*

- Engine* [online]. In: . SEA International, 2011, 2011-04-12, - [cit. 2025-01-16]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:10.4271/2011-01-1284
- [54] YANG, Jie, Xue DONG, Qiang WU a Min XU. Effects of enhanced tumble ratios on the in-cylinder performance of a gasoline direct injection optical engine. *Applied Energy* [online]. 2019, (vol. 236), 137-146 [cit. 2025-05-18]. ISSN 03062619. Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2018.11.059
- [55] RICARDO. *Gasoline cylinder head design* [PDF]. 2018.
- [56] CAMERETTI, Maria Cristina, Vincenzo DE BELLIS, Luca ROMAGNUOLO, Agostino IORIO a Luigi MARESCA. *3D CFD Analyses of Intake Duct Geometry Impact on Tumble Motion and Turbulence Production in SI Engines* [online]. In: . 2017, 2017-10-08 [cit. 2025-05-20]. Dostupné z: doi:10.4271/2017-01-2199
- [57] HDEV6: Injection pressures up to 350 bar. In: *BOSCH* [online]. 2025 [cit. 2025-05-20]. Dostupné z: <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/valves/high-pressure-injector/>
- [58] COSTA, M., U. SORGE, S. MEROLA, A. IRIMESCU, M. LA VILLETTA a V. ROCCO. Split injection in a homogeneous stratified gasoline direct injection engine for high combustion efficiency and low pollutants emission. *Energy* [online]. 2016, **2016**(vol. 117), 405-415 [cit. 2025-05-20]. ISSN 03605442. Dostupné z: doi:10.1016/j.energy.2016.03.065
- [59] Gasoline Direct Injection Engines and Particulate Emissions. In: *Air Pollution and Control* [online]. Springer, 2018, s. 87-105 [cit. 2025-05-20]. Dostupné z: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-981-10-7185-0_6
- [60] *How Maserati's Brilliant MC20 Engine Works - F1 Tech In A Road Car!* [online]. 2020 [cit. 2025-05-23]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=GH3TNiRERU4>
- [61] Jet Ignition® (MJI) - Passive. In: *MAHLE Powertrain* [online]. 03/2025, 2025 [cit. 2025-05-23]. Dostupné z: <https://www.mahle-powertrain.com/media/mahle-powertrain/news-&-press/flyers/mji/mpt-jet-ignition-mji-passive-25.pdf>
- [62] MAHLE Jet Ignition®. In: *MAHLE Powertrain* [online]. 2025 [cit. 2025-04-14]. Dostupné z: <https://www.mahle-powertrain.com/en/experience/mahle-jet-ignition/>
- [63] HOFMANN, Karel. *ALTERNATIVNÍ POHONY: UČEBNÍ TEXTY VYSOKÝCH ŠKOL* [PDF].
- [64] EISER, Axel, Michael FITZEN, Thomas HEIDUK, Johann MENDLE, Steffen ZAHLMANN a Franz BÄUMEL. 3.0 l TFSI. *MTZ worldwide* [online]. 2009, **70**(9), 10-18 [cit. 2025-05-22]. ISSN 2192-9114. Dostupné z: doi:10.1007/BF03226974

- [65] RECONDITIONED FORD 1.5 12V ECOBOOST CYLINDER HEAD Y1/Y2/YZDA RFHX7G6090AF 18-24. In: *Ebay* [online]. 2025 [cit. 2025-05-17]. Dostupné z: https://www.ebay.co.uk/itm/365302262533?chn=ps&_ul=GB&norover=1&mkevt=1&mkrid=710-170020-536818-2&mkcid=2&itemid=365302262533&targetid=325425753764&device=c&mktype=pla&googleloc=9062866&poi=&campaignid=20787991657&mkgroupid=157350415082&rlsarget=pla-325425753764&abcId=&merchantid=7325194&gad_source=1&gad_campaignid=20787991657&gbraid=0AAAAAD_QDh_ZdIFzr0Wk4ujhz14cty5_0&gclid=CjwKCAjw56DBBhAkEiwAaFsG-k1t9tIrtQcm83fI2bqZ8QOialk4vvOieclKVUexMLtQTrWmAydpfRoCanMQAvD_BwE
- [66] *2023 VW 1.5 TSI EA 211 evo 2 / Volkswagen TSI Motoren mit ACT plus EURO 7 Norm & E-Fuel Freigabe* [online]. 2022 [cit. 2025-05-23]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=23TN7T1jzQ>
- [67] Cylinder head for Honda HR-V HRV 1.5 Petrol L15BY L15B 5R1J-3 J9405. In: *Ebay* [online]. 2025 [cit. 2025-05-15]. Dostupné z: <https://www.ebay.com/>
- [68] Chevrolet Malibu 1.5L Turbo Cylinder Head Assembly Direct Injection 12660233. In: *Ebay* [online]. 1995, 27.01.2025 [cit. 2025-03-03]. Dostupné z: <https://www.ebay.com/itm/167012340573>
- [69] 2.0 TFSI (110/150 kW): Engine mechanic. In: *Audi MediaCenter* [online]. 2024, 16.7.2024, 2025 [cit. 2025-03-11]. Dostupné z: <https://www.audi-mediacycenter.com/en/photos/detail/audi-a5-125564>
- [70] KIM, Yirop, Myoungsoo KIM, Sechul OH, Woojae SHIN, Seokwon CHO a Han Ho SONG. A New Physics-Based Modeling Approach for a 0D Turbulence Model to Reflect the Intake Port and Chamber Geometries and the Corresponding Flow Structures in High-Tumble Spark-Ignition Engines. *Energies* [online]. 2019, **12**(10), 1-7 [cit. 2025-05-16]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en12101898
- [71] Two fuel injection systems in one: port and direct gasoline injection. In: *BOSCH* [online]. 2025 [cit. 2025-03-31]. Dostupné z: <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/powertrain/gasoline/gasoline-direct-injection/>
- [72] Parts of a spark plug: The vital components. In: *Niterra* [online]. 2025 [cit. 2025-05-20]. Dostupné z: <https://www.ngkntk.com/newsroom/feature/emea/parts-of-a-spark-plug/>
- [73] SZENGEL, Rüdiger, Hermann MIDDENDORF, Niels MÖLLER a Hans BENNECKE. New Modular Gasoline Engine Platform From Volkswagen. *Auto Tech Review* [online]. 2013, **2**(2), 24-30 [cit. 2025-05-20]. ISSN 2250-3390. Dostupné z: doi:10.1365/s40112-013-0228-8

- [74] An integrated exhaust manifold internal combustion engine. In: *GrabCAD BLOG* [online]. 2024 [cit. 2025-05-20]. Dostupné z: <https://blog.grabcad.com/blog/2018/04/03/benefits-of-integrated-exhaust-manifolds/>
- [75] Cylinder Deactivation for Valve Trains with Roller Finger Follower. *MTZ worldwide* [online]. 2009, **2009**(70), 26-30 [cit. 2025-05-20]. Dostupné z: <https://link.springer.com/content/pdf/10.1007/BF03226942.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ČSN		česká technická norma
<i>DOHC</i>	Double over head cam	Dvě vačkové hřídele v hlavě válců
<i>CFD</i>	Computational fluid dynamics	Výpočtový model tekutin
<i>CO₂</i>	[-]	Oxid uhličitý
<i>EM</i>	[-]	Elektromotor
<i>GM</i>	[-]	General Motors
<i>HLA</i>	Hydraulic lash adjuster	Hydraulický vymezovač vůle
<i>IEM</i>	Integrated exhaust manifold	Integrované výfukové svody
<i>LEV</i>	Low Emission Vehicle	Emisní norma
<i>n</i>	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru
<i>NEDC</i>	New European Driving Cycle	Evropský jízdní cyklus měření emisí
<i>NO_x</i>	[-]	Oxidy dusíku
<i>P_e</i>	[kW]	Efektivní výkon
<i>SULEV</i>	Super Ultra Low Emission Vehicle	Emisní norma
<i>TR</i>	Tumble ratio	Poměr tečného víření
<i>VC</i>	Variable compression	System variabilního kompresního poměru
<i>VGT</i>	Variable turbine geometry	Turbodmychadlo s variabilní geometrií
<i>V_H</i>	[m ³]	Zdvihový objem jednoho válce
<i>VTC</i>	Variable Timing Control Variable Valve Timing and Lift	System variabilního natáčení vačkových hřídelí
<i>VTEC</i>	Electronic Control Worldwide Harmonized Light	System variabilního zdvihu ventilů
<i>WLTC</i>	vehicles Test Cycle Worldwide Harmonized Light-duty	Cyklus měření emisí a spotřeby paliva
<i>WLTP</i>	Vehicles Test Procedure	Celosvětově harmonizovaný cyklus měření emisí a spotřeby paliva
<i>τ</i>	[-]	Součinitel otáček
<i>ω_Z</i>	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost nasávané směsi
<i>ω_{kl_hřidele}</i>	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost klikové hřídele

SEZNAM PŘÍLOH

- I. Výkres sestavy hlavy válců