



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Diplomová práce

Návrh pohonu rozvodů pro experimentální jednoválcový motor

Valvetrain Drive for an Experimental Single Cylinder Engine

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Jiří Vávra, Ph.D.

Pavel Kolečkář

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh pohonu rozvodů pro experimentální jednoválcový motor“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Vávry, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé práce v seznamu použité literatury.

V Praze 30. 6. 2016

Pavel Kolečkář

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Jiřímu Vávrovi, Ph.D. a konzultantovi Ing. Milanu Rudolfovi za jejich drahocenný čas, trpělivost, cenné rady a připomínky. Dále bych rád poděkoval Centru kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka a společnosti Škoda Auto a.s. za poskytnutí výpočetní techniky, softwaru, technického zázemí a financí. V neposlední řadě chci poděkovat své rodině a přátelům za jejich podporu během mého studia.

Abstrakt

Tato práce se zabývá konstrukcí víka hlavy válce a návrhem systému měření zdvihu ventilu pro experimentální jednoválcový motor. Ve víku jsou uloženy vačkové hřídele, dále je počítáno s instalací systémů variabilního časování a deaktivace ventilů. Je zde popsán kompletní návrhový proces od prvotní rešerše a konceptu, přes návrhové výpočty, detailní design až po kontrolní výpočty a přípravu výrobní dokumentace. Při návrhu byla respektována výrobní technologie, požadavky na spolehlivost a robustnost motoru. Výstupem jsou tedy data připravená pro zadání do výroby.

Klíčová slova

Výzkumný jednoválcový motor, přestavba motoru, pohon rozvodu, víko hlavy válců, variabilní časování ventilů, deaktivace ventilů, snímání zdvihu ventilu

Abstract

This thesis deals with design of cylinder head cover and valve lift measurement system for single cylinder research engine. The cover includes intake and exhaust camshafts, variable valve timing and valve deactivation systems. This thesis describes whole design process from the initial searches of possible solutions and concept phase, through basic calculations and detail design to the strength calculations and preparing data for manufacturing. Cylinder head cover is designed with respect to the manufacturing process, reliability and robustness requirements. Output from this thesis is complete drawing documentation ready for release to manufacturer.

Key words

Single Cylinder Research engine, engine modifications, valve-train drive, cylinder head cover, variable valve timing, valve deactivation, valve lift measurement

Obsah

1	ÚVOD	7
2	EXPERIMENTÁLNÍ MOTORY	8
3	PŘEHLED POUŽÍVANÝCH ŘEŠENÍ ULOŽENÍ VAČKOVÝCH HŘÍDELŮ	8
4	POUŽITÉ METODY A SOFTWARE	12
5	VÝCHOZÍ STAV	12
5.1	ZÁKLADNÍ SPECIFIKACE MOTORŮ AVL A ŠKODA	13
5.2	POŽADAVKY NA NAVRHOVANÝ MOTOR	17
6	NAVRHOVANÁ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	18
6.1	VÍKO VENTILŮ	18
6.1.1	<i>Varianta 1</i>	19
6.1.2	<i>Varianta 2</i>	23
6.1.3	<i>Varianta 3</i>	26
6.1.4	<i>Instalované systémy</i>	29
6.2	SYSTÉM MĚŘENÍ ZDVIHU VENTILU	31
6.2.1	<i>Varianta 1</i>	33
6.2.2	<i>Varianta 2</i>	34
6.2.3	<i>Varianta 3</i>	37
7	NÁVRHOVÉ VÝPOČTY	40
7.1	KLUZNÁ LOŽISKA	40
7.2	PŘENOS TOČIVÉHO MOMENTU	42
8	ZHODNOCENÍ NAVRHOVANÝCH ŘEŠENÍ	45
9	DETAILNÍ DESIGN	46
9.1	VÍKO VENTILŮ	47
9.2	SYSTÉM SNÍMÁNÍ ZDVIHU VENTILU	51
10	KONTROLNÍ VÝPOČTY	53
10.1	TORZNÍ KMITY	53
10.2	ÚNOSNOST VENTILU	55
11	ZÁVĚR	57

1 Úvod

V současnosti je kladen důraz na ochranu životního prostředí. S tím úzce souvisí i snaha o snižování emisí spalovacích motorů a zlepšení jejich účinnosti. Kvůli stále přísnějším emisním normám a poptávce po automobilech s nízkou spotřebou pohonných hmot, jsou výrobci motorů nuceni optimalizovat stávající řešení a rovněž nacházet nová.

Tato práce je součástí řešení balíčků WP4 - Pokročilé systémy výměny náplně válce a aerodynamiky potrubních systémů s cílem snížení spotřeby paliva/skleníkových plynů a WP10 - Konstrukce cenově příznivých motorů pro rozvíjející se trhy a prodlužovače dojezdu elektromobilů, v rámci projektu TE01020020 - Centra kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka. Na projektu spolupracuje několik vysokých škol a firem, mezi nimi i České vysoké učení technické v Praze – Fakulta strojů a Škoda Auto a.s.

Cílem mojí práce je v rámci přestavby výzkumného jednoválce AVL na emulaci válcové jednotky Škoda zkonstruovat víko hlavy válce a navrhnout systém pro měření zdvihu ventilu. Víko by mělo zahrnovat vyměnitelné vačkové hřídele, systémy variabilního časování a deaktivace ventilů. Zkušební motor jako takový by měl být co nejvíce variabilní a modulární, tak aby bylo možné v relativně krátkém čase měnit jednotlivé parametry a díly motoru. Je počítáno např. i se zkoušením prototypových víceválcových hlav válců na jednoválcovém motoru, což vyžaduje velice specifickou konstrukci. Design víka bere v potaz všechny zmíněné požadavky, spolu s nárokem na přiměřeně vysokou pořizovací cenu.

V kapitole 5 popisují výchozí stav a specifikace motorů AVL a Škoda. Navrhovaná řešení a základní návrhové výpočty jsou tématem kapitol 6 a 7. Po zhodnocení navrhovaných řešení v kapitole 8 následně vyberu nevhodnější pro realizaci. V kapitole 9 se pak zaměřuji na detailní návrh vybraného řešení podložený kontrolními výpočty nejvíce namáhaných dílů popsány v kap. 10. Přílohou k této práci je pak kompletní výrobní výkresová dokumentace jednotlivých dílů sestavy víka hlavy válce.

2 Experimentální motory

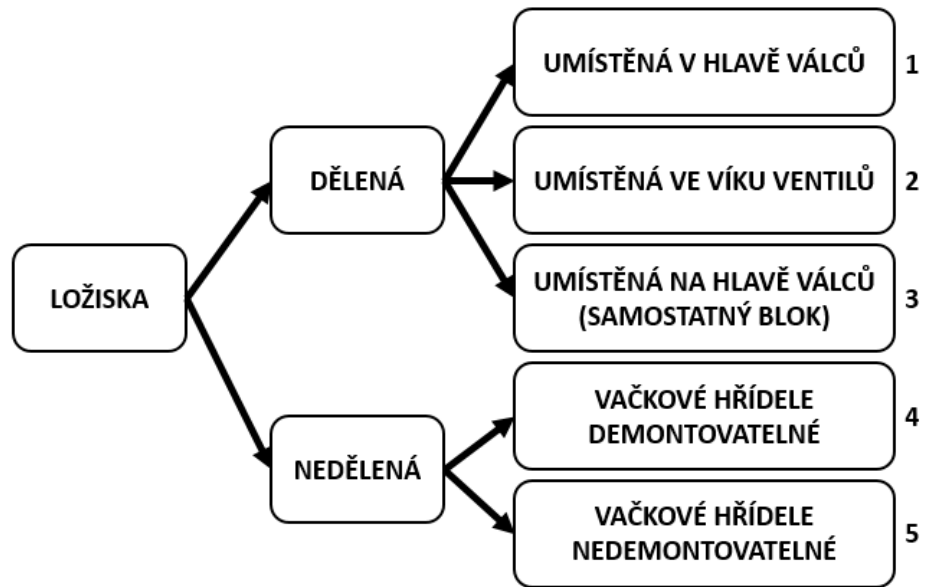
Jedním z fundamentálních nástrojů pro výzkum a vývoj motorů s vnitřním spalováním jsou bezpochyby experimentální jednoválcové jednotky. Tyto motory umožňují zaměřit se na proces spalování a výměny náplně válce bez efektů spojených s interakcí mezi jednotlivými válci ve víceválcovém motoru (pulzace v sacím a výfukovém traktu apod.). Mezi výhody jednoválcové jednotky patří snadný přístup pro instalaci snímačů (tlak, teplota, otáčky aj.), úspora paliva (významné zejména při použití nově vyvíjených paliv), úspora dílů (často se používají drahé prototypové písty, pístní kroužky, aj.).

Velký význam pro laboratorní zkoušky má variabilita jednotky. Například proměnný kompresní poměr nebo oddělené přeplňování a EGR (recirkulace výfukových plynů z angl.: Exhaust Gas Recirculation) nezávislé na provozních podmínkách motoru. To dovoluje nastavit plnicí tlak, teplotu nasávaného vzduchu, protitlak ve výfuku a množství EGR podle potřeby a zkoumat vliv na spalování. Podpůrné systémy pro motor bývají zpravidla řešeny jako externí – např. oběh chladicí kapaliny a oleje, což nám dovoluje řídit jejich průtok a teplotu nezávisle na chodu motoru.

Získané poznatky pak lze přenést na sériově vyráběné víceválcové motory. Nutno však zohlednit jevy vznikající interakcí více válců a dále takový motor optimalizovat.

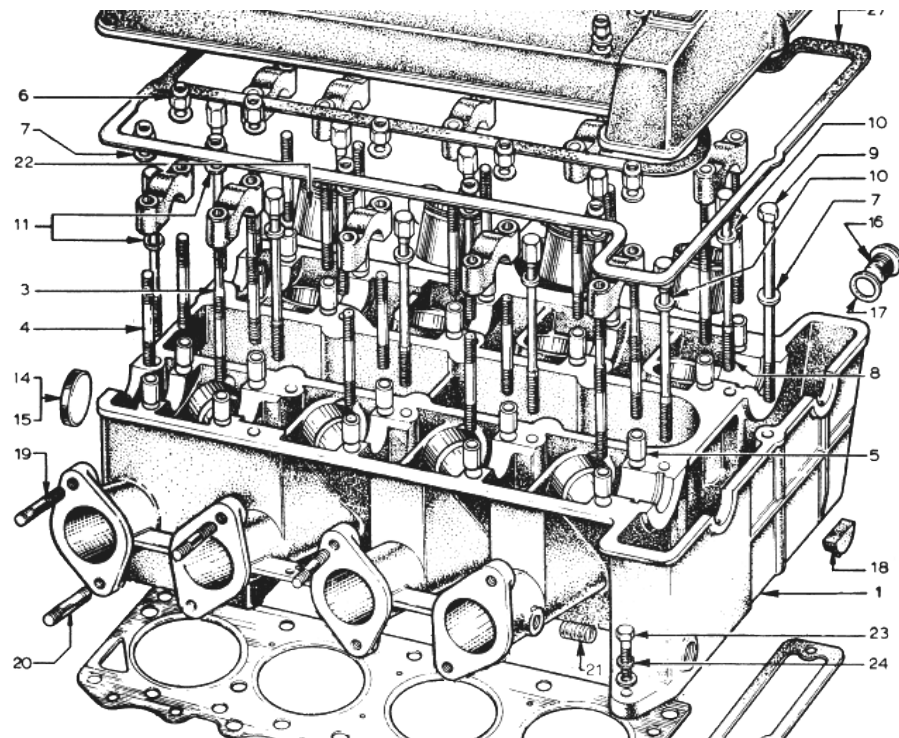
3 Přehled používaných řešení uložení vačkových hřídelů

Během vývoje pístových motorů s vnitřním spalováním se objevilo mnoho konstrukčních řešení rozvodového mechanismu. V této kapitole ve stručnosti shrnu nejčastěji používané typy uložení vačkových hřídelů rozvodu DOHC (dvě vačkové hřídele navrchu hlavy válce z angl.: Dual Overhead Camshaft). V drtivé většině produkce se dnes používají kluzná hydrodynamická ložiska kvůli jejich jednoduchosti, spolehlivosti a relativně nízkým výrobním nákladům. V následujícím schématu uvádím rozdělení podle typu a umístění ložisek.

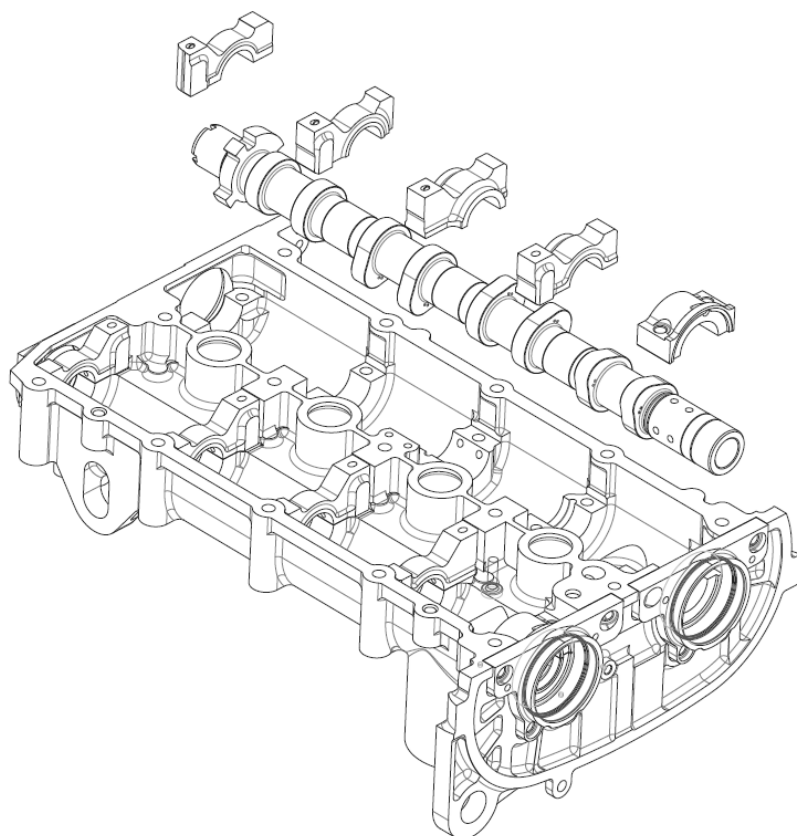


Obr. 1 - Schéma rozdělení typů používaných uložení vačkových hřídelů

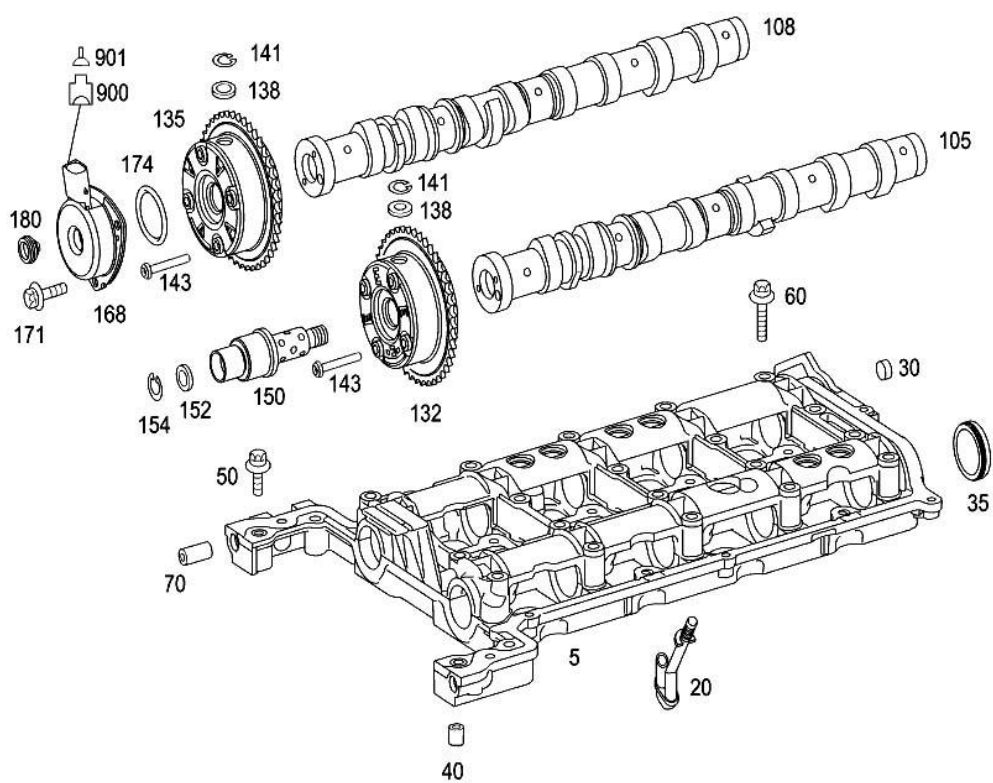
Na následujících obrázcích jsou pro ilustraci konkrétní konstrukční řešení jednotlivých typů uložení



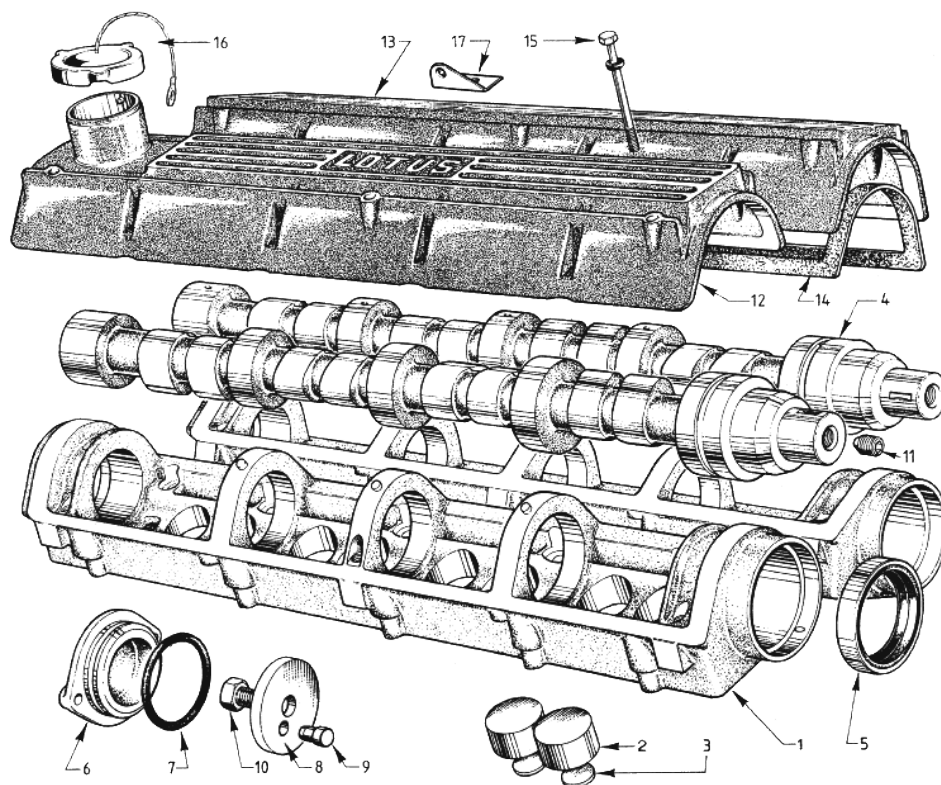
Obr. 2 – Typ 1 -Ložiska vačkových hřídelů v hlavě válců na motoru Lotus TwinCam I4 [17]



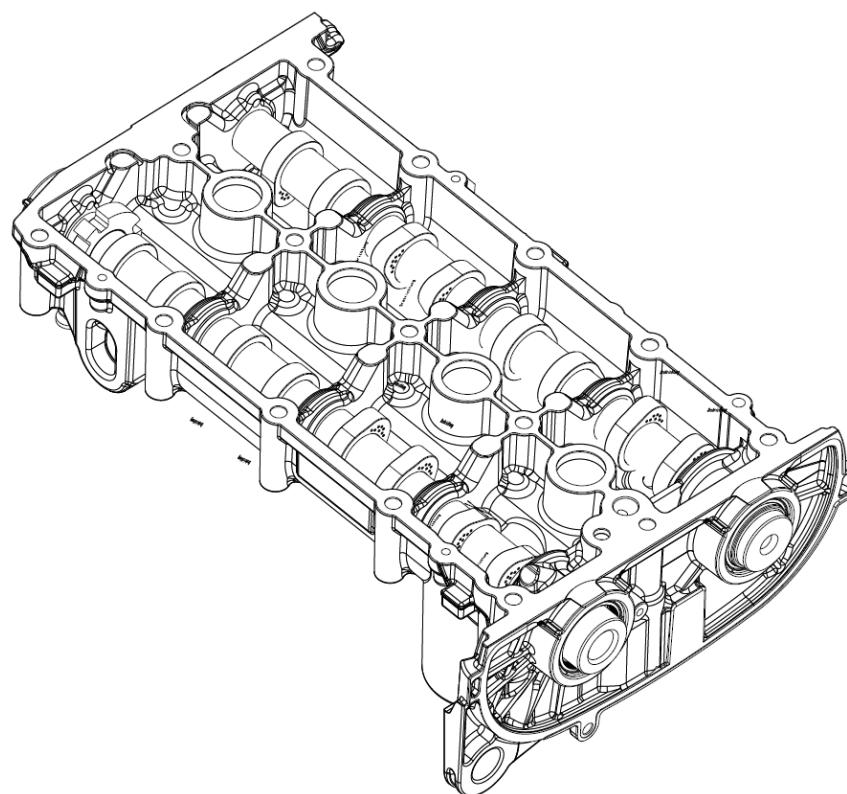
Obr. 3 – Typ 2 -Vačkové hřídele ve víku hlavy válců s dělenými ložisky [11]



Obr. 4 – Typ 3 - Uložení vačkových v samostatném bloku na hlavě válců [18]



Obr. 5 – Typ 4 - Demontovatelné vačkové hřídele v nedělených ložiskách na motoru Lotus Elite/Elcat 912 [16]



Obr. 6 – Typ 5 - Nedemontovatelné vačkové hřídele v nedělených ložiskách [11]

4 Použité metody a software

Při tvorbě 3D dat a výkresové dokumentace jsem používal software PTC Creo Parametric 2.0. Jedná se o CAD (Computer-aided design, počítačem podporované navrhování) software podporující parametrické tzv. „feature-based“ modelování. Model je stavěn na základě definování parametrů (např.: délka, průměr, hloubka, pozice, orientace atd.) jednotlivých prvků, které je možné mezi sebou kombinovat např. přičítáním nebo odečítáním jejich objemů. Zároveň lze v modelu nastavit atributy pro definici geometrických i rozměrových tolerancí a vlastností materiálu.

Software zahrnuje také moduly pro tvorbu 2D výkresové dokumentace, FEM (Finite Element Method – metoda konečných prvků) analýzy a simulace, kinematickou analýzu mechanismů a mnohé další.

Pro některé jednodušší výpočty a tvorbu grafů jsem použil hojně rozšířený tabulkový procesor Microsoft Excel.

5 Výchozí stav

Na počátku řešení dané konstrukce je třeba stanovit počáteční podmínky. Proto zde uvádím specifikace motorů, ze kterých vycházíme a požadavky na nově navrhovaný experimentální jednoválcový motor. Koncepce je taková, že jako základ se použije kliková skříň z jednoválcové jednotky AVL, doplní se některými sériovými díly z motoru Škoda a díly navrženými speciálně pro tuto aplikaci. Nutno poznamenat, že sériové díly pravděpodobně nebudou použity pouze z jednoho typu motoru. Proto zde neuvádím jeho označení. Cílem je postavit variabilní modulární jednotku, kde lze snadno nastavovat některé parametry motoru (např. časování ventilů, kompresní poměr), případně zaměňovat jednotlivé sériové i prototypové díly podle potřeby.

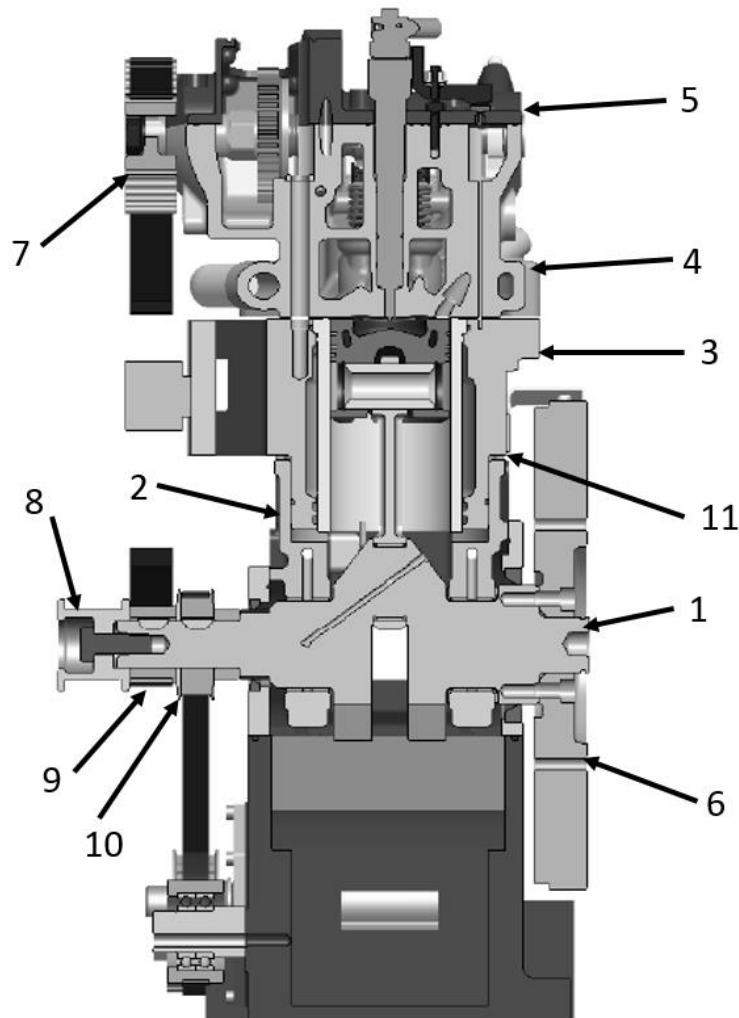
5.1 Základní specifikace motorů AVL a Škoda

Konstrukce víka hlavy válce souvisí s pohonem rozvodu. V následující tabulce tedy uvádím některé základní údaje jednoválcového motoru AVL 5402.088 a jeho rozvodového mechanismu ve srovnání s motorem Škoda.

Tab. 1 – Porovnání specifikací motorů AVL 5402.088 a Škoda [8] [11]

Specifikace motoru	AVL	Škoda	[]
Vrtání	85	74,5	mm
Zdvih	90	85,9	mm
Zdvihový objem	511	374	cm ³
Maximální výkon	16	19	kW
Maximální otáčky	4200	6000	min ⁻¹
Palivo	Nafta	Benzín	-
Maximální tlak ve válci	150	130	bar
Ventilů na válec	4	4	-
Ventilový rozvod	DOHC	DOHC	-
Pohon rozvodu			
Ozubený řemen	HTD	STD	
Rozteč zubů	8	7	mm
Šířka řemene	30	20	mm
Délka řemene	1304	1141	mm
řemenice klik. hřídele	22	24	z
řemenice vač. hřídele	44	48	z

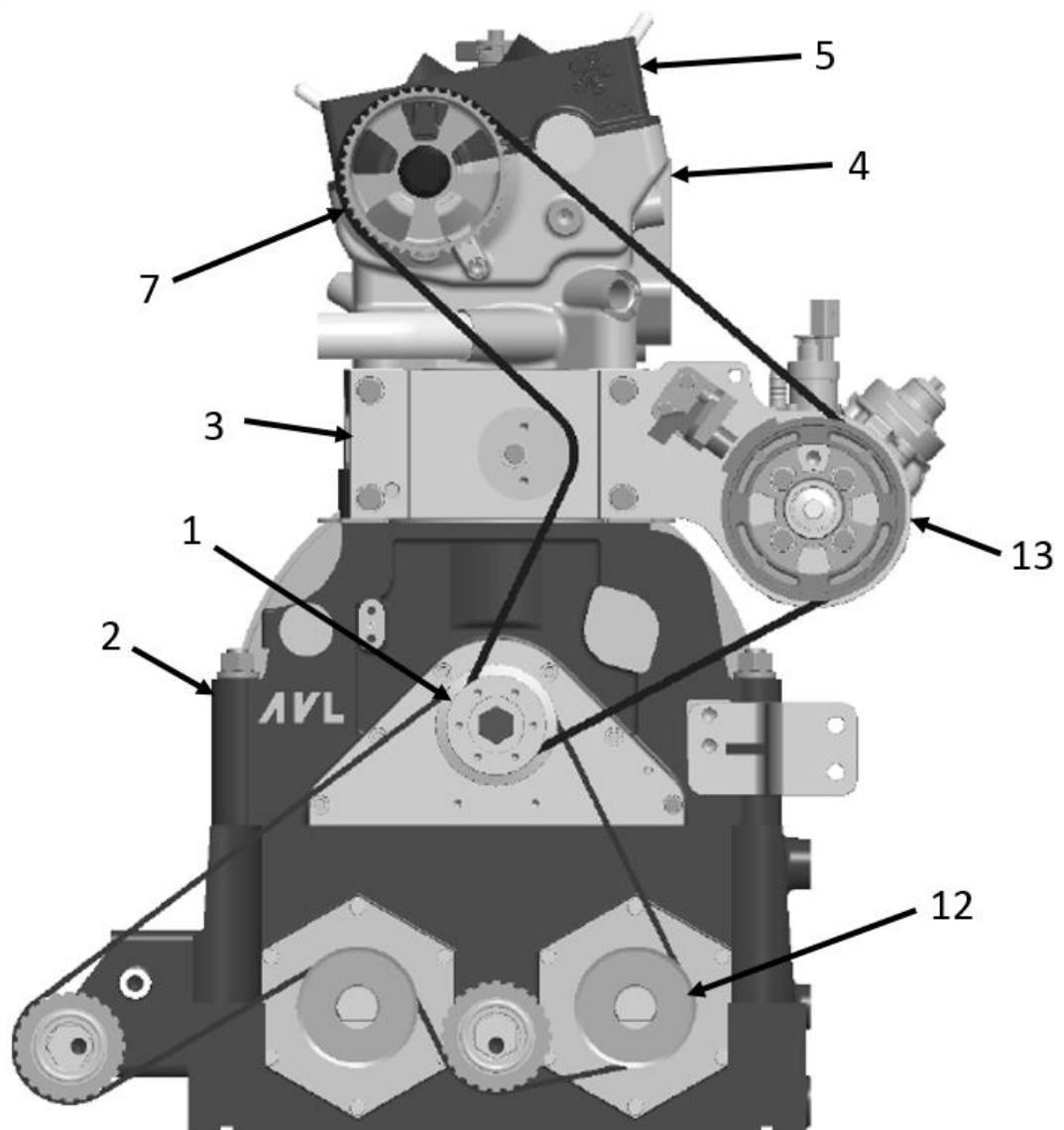
Na následujících obrázcích (Obr. 7, Obr. 8) je základní konstrukční uspořádání jednotlivých dílů jednoválcového motoru AVL. Z toho pak plynou požadavky na připojovací rozměry pro nově navrhované díly.



Obr. 7 – Řez motorem AVL 5402.088 [8]

Legenda k Obr. 7, Obr. 8:

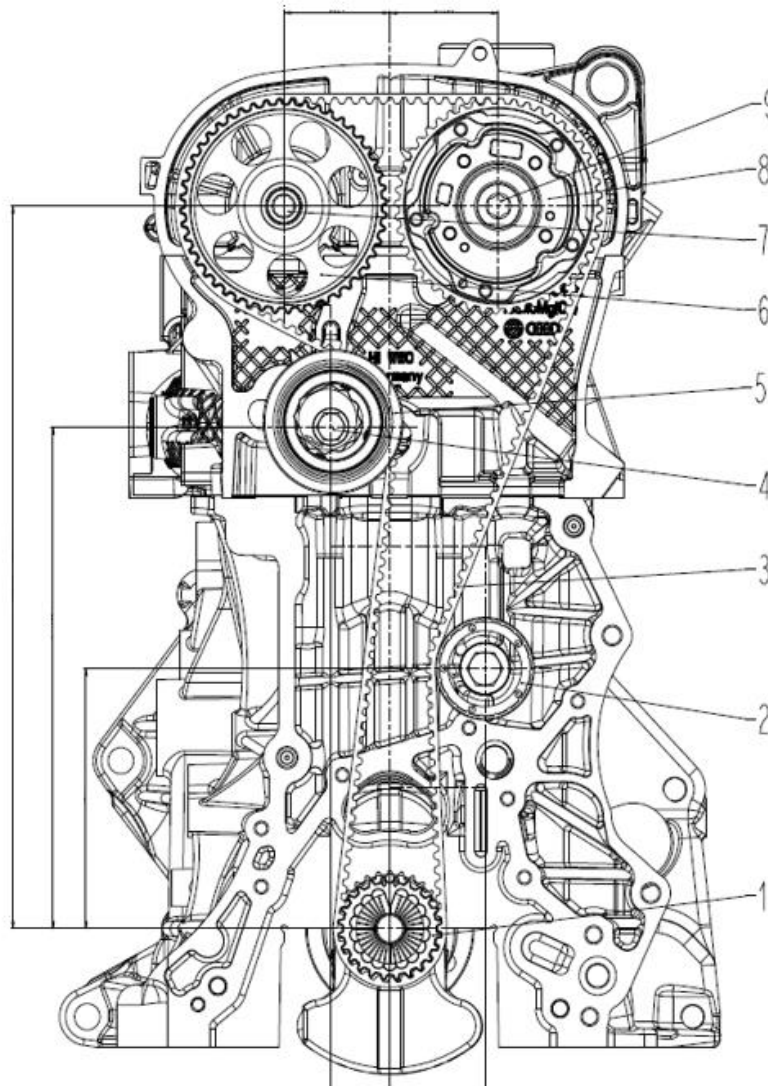
1. Klikový hřídel
2. Kliková skříň
3. Blok válce
4. Hlava válce
5. Víko ventilů
6. Setrvačnick
7. Řemenice vačkových hřídelů
8. Adaptér pro připojení inkrementálního snímače natočení klik. Hřídele
9. Řemenice pro pohon rozvodu
10. Řemenice pro pohon vyvažovacích hřídelů
11. Těsnění bloku válce (záměnou možno upravovat kompresní poměr)
12. Hřídele pro vyvážení 1. řádu harmonické
13. Vysokotlaké čerpadlo



Obr. 8 – Boční pohled – AVL 5402.088 [8]

Z bočního pohledu na motor je patrné uspořádání řemenového pohonu ventilového rozvodu, vysokotlakého palivového čerpadla. V dolní části pak pohon vyvažovacích hřídelů. Kliková skříň jako taková by měla na přestavěném motoru zůstat beze změny společně s pohonem vyvažovací jednotky.

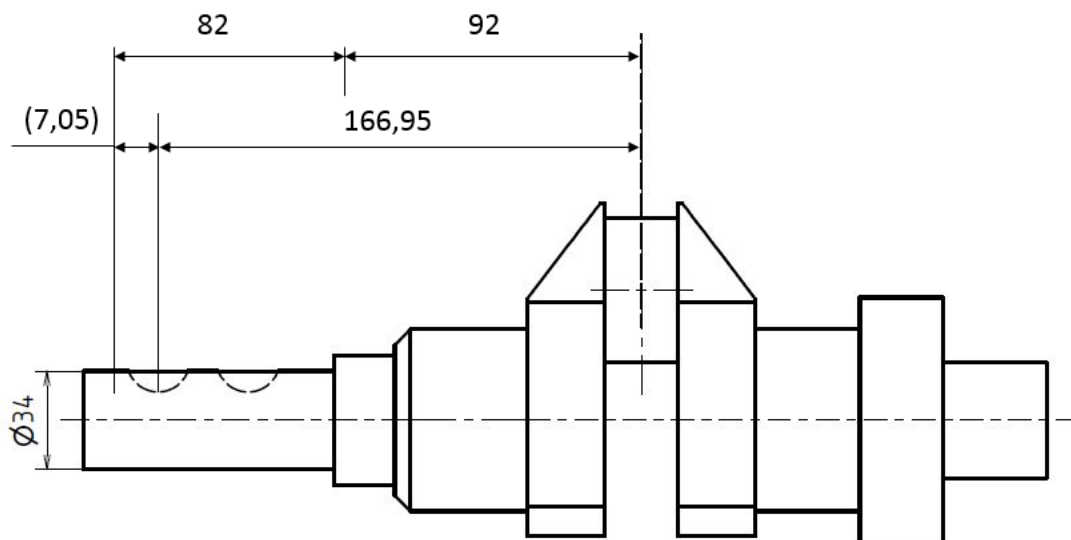
Následující obrázek ukazuje uspořádání dílů pohonu rozvodu na motoru Škoda. Ve srovnání s motorem AVL jsou zde použity oddělené řemenice pro pohon vačkových hřídelů a vzhledem k tomu, že se jedná o zážehový motor, není zde potřeba pohánět vysokotlaké palivové čerpadlo.



Obr. 9 - Boční pohled - motor Škoda [11]

1 - Řemenice pro pohon rozvodu, 2 - Kladka rozvodového řemene, 3 - Rozvodový řemen, 4 - Šroub napínací kladky řemene, 5 - Šroub napínací kladky řemene, 6 - Řemenice vačkového hřídele (výfuk), 7 - Šroub řemenice vačkového hřídele (výfuk), 8 - Řemenice vačkového hřídele (sání) se systémem variabilního časování, 9 - Šroub řemenice vačkového hřídele (sání)

Obr. 10 ukazuje srovnání axiální polohy řemenic pohonu rozvodu motorů AVL a Škoda vzhledem k ose válce. Rozměr 166,95 mm patří motoru AVL. Ekvivalentní rozměr na motoru Škoda má hodnotu 92 mm. Rozteč válců je 82 mm, vzdálenost k ose druhého válce je tedy 174 mm, což je mnohem bliž k původní hodnotě 166,95. Vzhledem k tomu, motor má být kompatibilní s víceválcovými sériovými hlavami a klikový hřídel bude vyroben nový, beru jako výchozí rozměr 174 mm, tedy provoz na druhý válec (podrobněji vyšetřeno v [12]).



Obr. 10 – Axiální poloha řemenice na klikovém hřídeli [8] [11]

5.2 Požadavky na navrhovaný motor

Experimentální jednoválce jsou velice specifickou skupinou motorů. Vyrábí se zpravidla maximálně v jednotkách kusů a primárně je kladen důraz na funkčnost a variabilitu před nízkou pořizovací cenou, která je ovšem také důležitá kvůli omezenému rozpočtu zkušebních laboratoří. Předmětem výzkumu jsou zpravidla nestandardní provozní režimy. Je proto nutné, aby byl motor dostatečně robustní a spolehlivý a dokázal v takových režimech bez poruchy pracovat.

V následujících bodech shrnuji základní požadavky týkající se konstrukce víka hlavy válců a pohonu ventilového rozvodu.

- Výměnné vačkové hřídele
- Možnost použít sériové víceválcové hlavy
- Variabilní časování sacích i výfukových ventilů
- Deaktivace ventilů
- Snímání polohy vačkových hřídelů
- Snímání zdvihu sacího ventilu

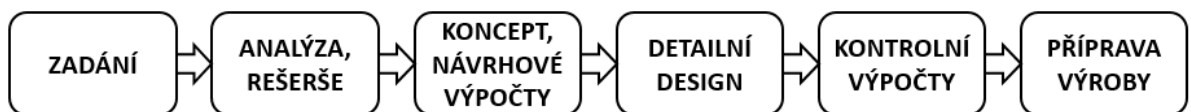
6 Navrhovaná konstrukční řešení

V předchozí kapitole jsem ukázal základní konstrukční uspořádání motorů AVL a Škoda. Od jejich specifikací a rozměrů se bude odvíjet design víka ventilů a pohonu rozvodového mechanismu. V této kapitole uvádím postup mojí práce při prvotním návrhu jednotlivých dílů a funkčních celků.

6.1 Víko ventilů

V první fázi návrhu je potřeba rozhodnout se jaká bude použita výrobní technologie pro zhotovení víka ventilů. Z čehož následně plynou nároky na celkový design výrobku. Sériové víko Škoda je vyrobeno tlakovým litím z hliníkové slitiny a následným obrobením funkčních ploch. Tato technologie je výhodná pro velkosériovou výrobu (řádově desítky až stovky tisíc kusů). Není ovšem příliš vhodná (především z finančního hlediska) pro kusovou výrobu, což je náš případ. Vzhledem k tomu, že geometrie víka svým charakterem nutně nevyžaduje použití technologie odlévání, volím jako metodu výroby obrábění z hliníkového polotovaru. Jedná se o snadno výrobitelné řešení za přijatelnou cenu při dodržení robustnosti a funkčnosti celé konstrukce.

Při návrhu jsem postupoval podle následujícího diagramu.



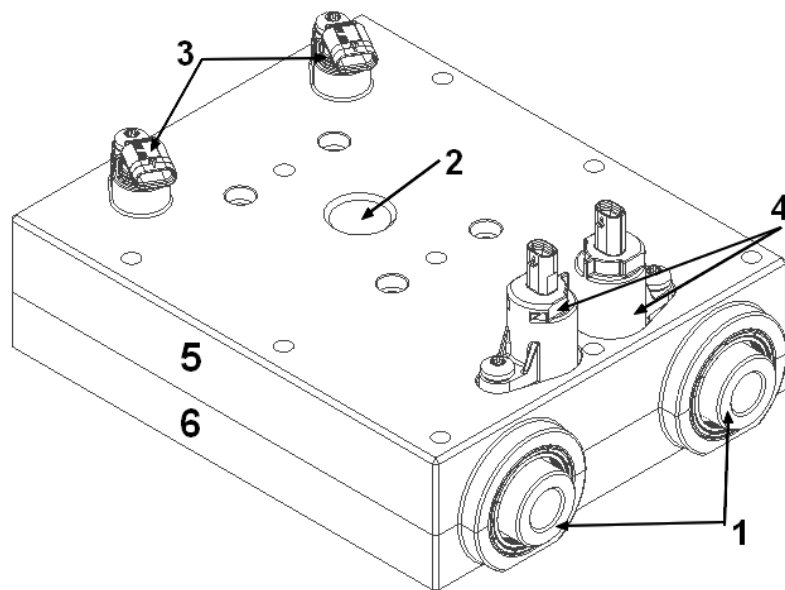
Obr. 11 - Schéma postupu práce

Analýzu výchozího stavu a rešerši v oblasti používaných řešení jsem popsal v předchozích kapitolách. Nyní se dostáváme do fáze konceptu, kde již přispívám k řešení svou vlastní tvůrčí prací. Konstrukce víka ventilů s uložením vačkových hřídelů nabízí hned několik variant. Mnou navržené varianty podrobněji popisují v následujících podkapitolách

6.1.1 Varianta 1

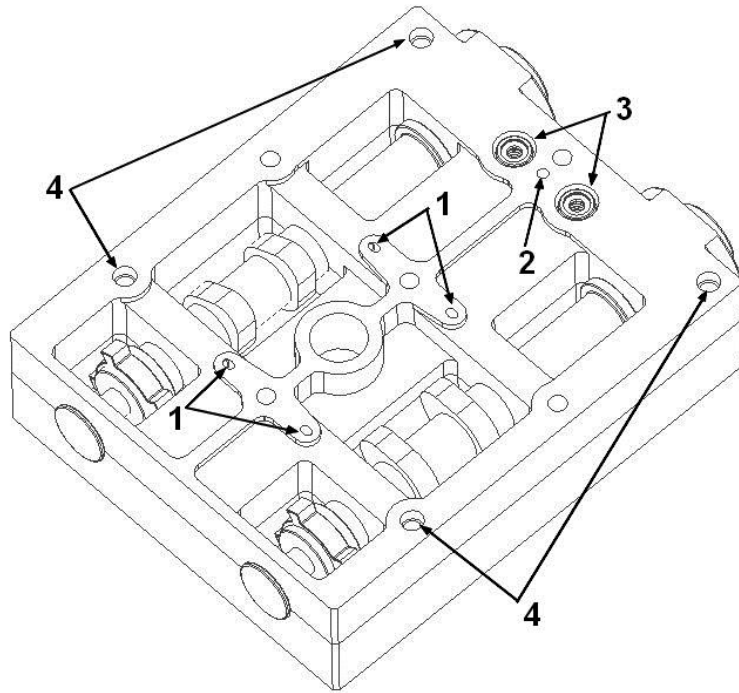
Jako první jsem se zabýval variantou děleného víka, tak, aby byla umožněna snadná demontáž vačkových hřídelů. Víko sestává ze dvou hlavních částí – spodní a horní. Dělicí rovina prochází osami vačkových hřídelů.

Jedná se o ranou fázi konceptu, kdy jsem ještě neměl k dispozici všechna potřebná data (např.: geometrii zapalovací cívky, informace o systému deaktivace ventilů, aj.). Na obrázcích níže popisují základní prvky varianty 1.



Obr. 12 – Víko hlavy válce, varianta 1 - pohled shora

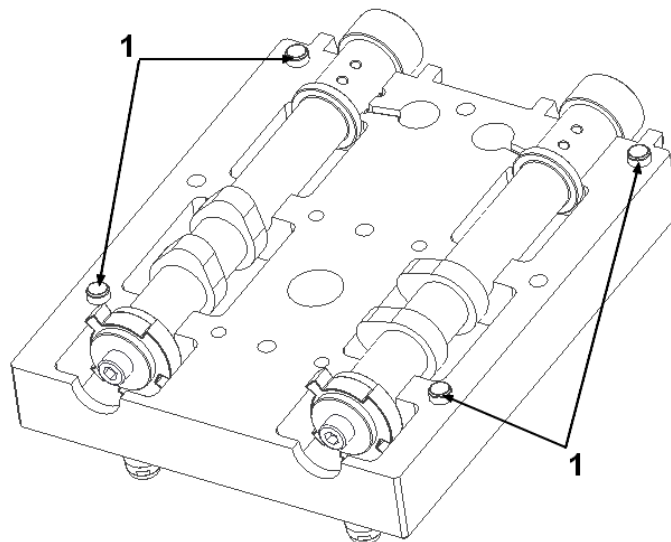
1 - Konce vačkových hřídelů pro montáž řemenic, 2 - Otvor pro umístění zapalovací svíčky, 3 - Pulzní snímače polohy vačkových hřídelů, 4 - Solenoidové ventily tlakového oleje pro systém variabilního časování, 5 - Horní část víka ventilů, 6 - Spodní část víka ventilů



Obr. 13: Víko hlavy válce, varianta 1 - pohled ze spodní strany

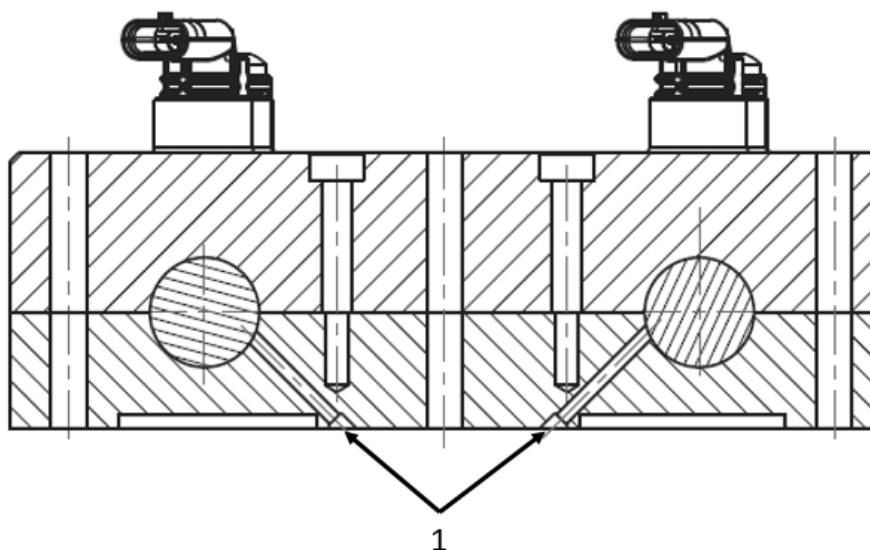
1 - Olejové kanálky pro mazání ložisek, 2 – Přívod tlakového oleje k solenoidovým ventilům, 3 – Přeběh oleje od solenoidových ventilů, 4 – Díry pro umístění středících kolíků

Na Obr. 14 je pozicí č. 1 označeno umístění středících prvků pro zajištění jednoznačné vzájemné pozice horní a spodní části děleného víka.



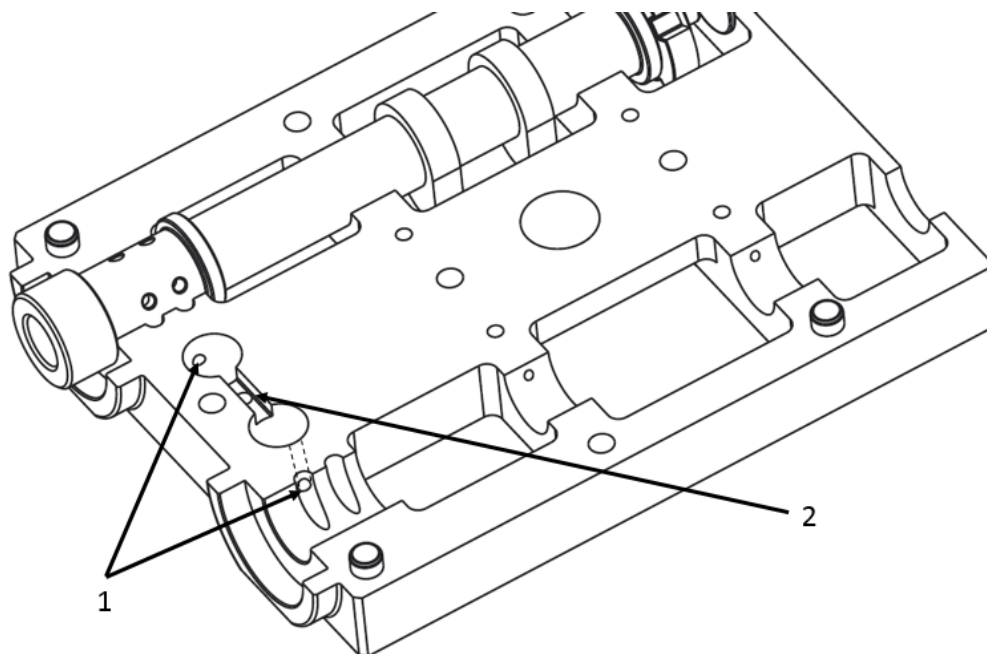
Obr. 14: Víko hlavy válce, varianta 1 - středící prvky

Na Obr. 15 je řez víkem v rovině mazacích kanálků (pozice č. 1) pro přívod oleje ke kluzným ložiskům vačkového hřídele. Poloha jejich vyústění do hlavy válce je volena shodně se sériově vyráběným víkem.



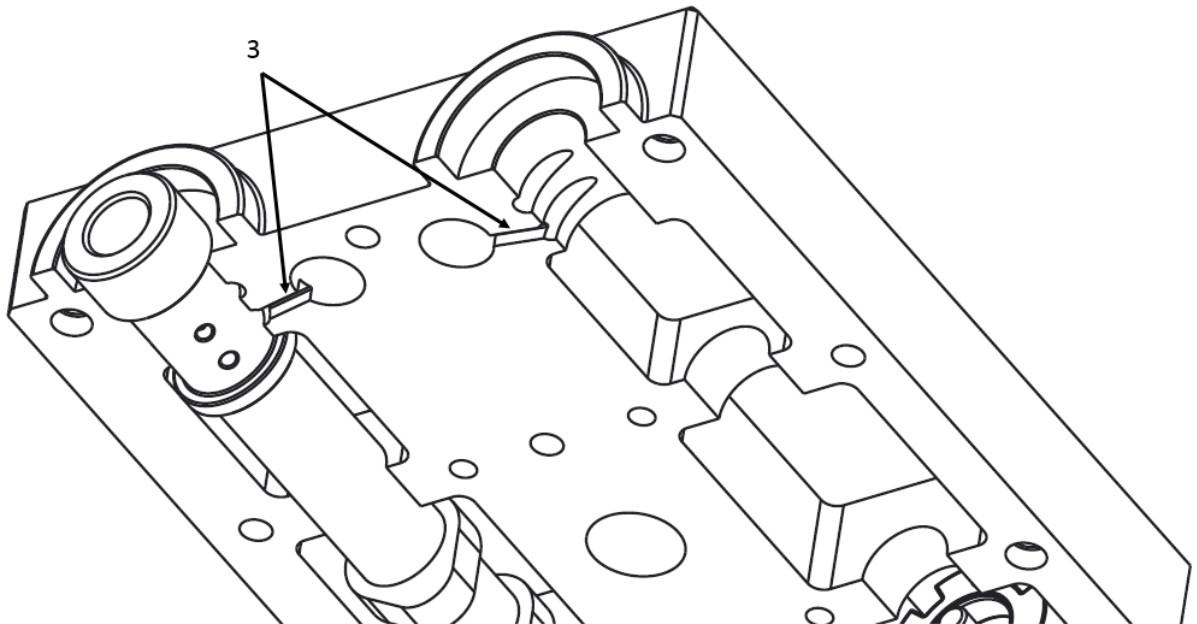
Obr. 15: Víko hlavy válce, varianta 1 - detail mazacích kanálků

Dále bylo nutno řešit polohu kanálků pro přívod oleje k solenoidovým ventilům systému variabilního časování. Zde jsem využil toho, že je víko dělené a po demontáži je přístup pro obrábění. Na Obr. 16 a Obr. 17 je detail kanálků ve spodní a horní části víka.



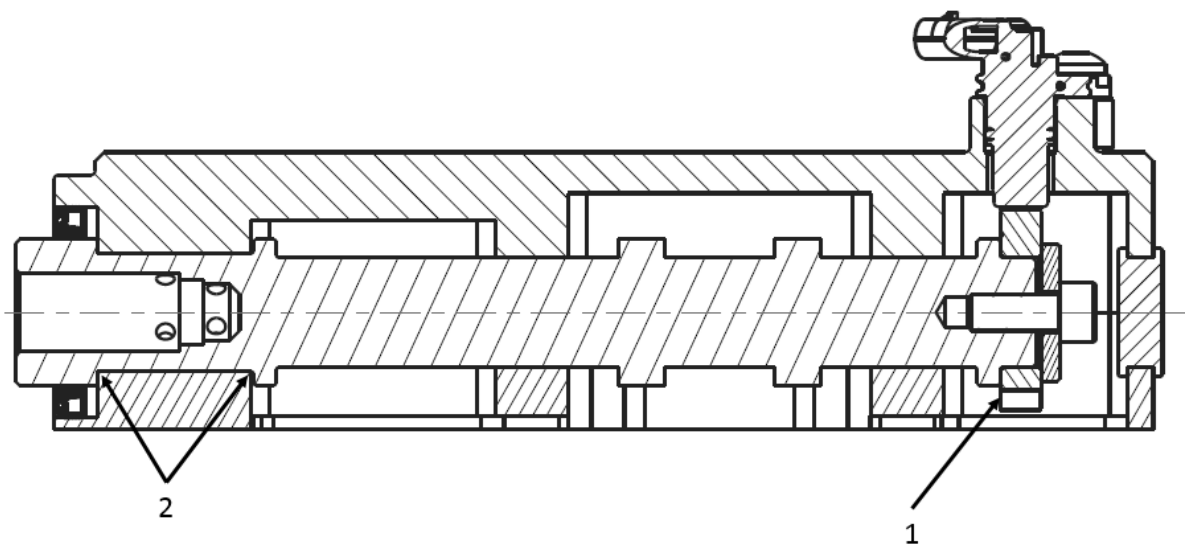
Obr. 16: Víko hlavy válce, varianta 1 - detail rozvodu oleje ve spodní části

1 – Vyústění kanálků pro natáčení po směru chodu, 2 – Kanálek pro přívod oleje k solenoidovým ventilům, 3 – Vyústění kanálků pro natáčení proti směru chodu



Obr. 17: Víko hlavy válce, varianta 1 - detail rozvodu oleje v horní části

Na Obr. 18 je řez vačkovým hřídelem. Kolo pulzního snímače je použito ze sériového víka hlavy válců.



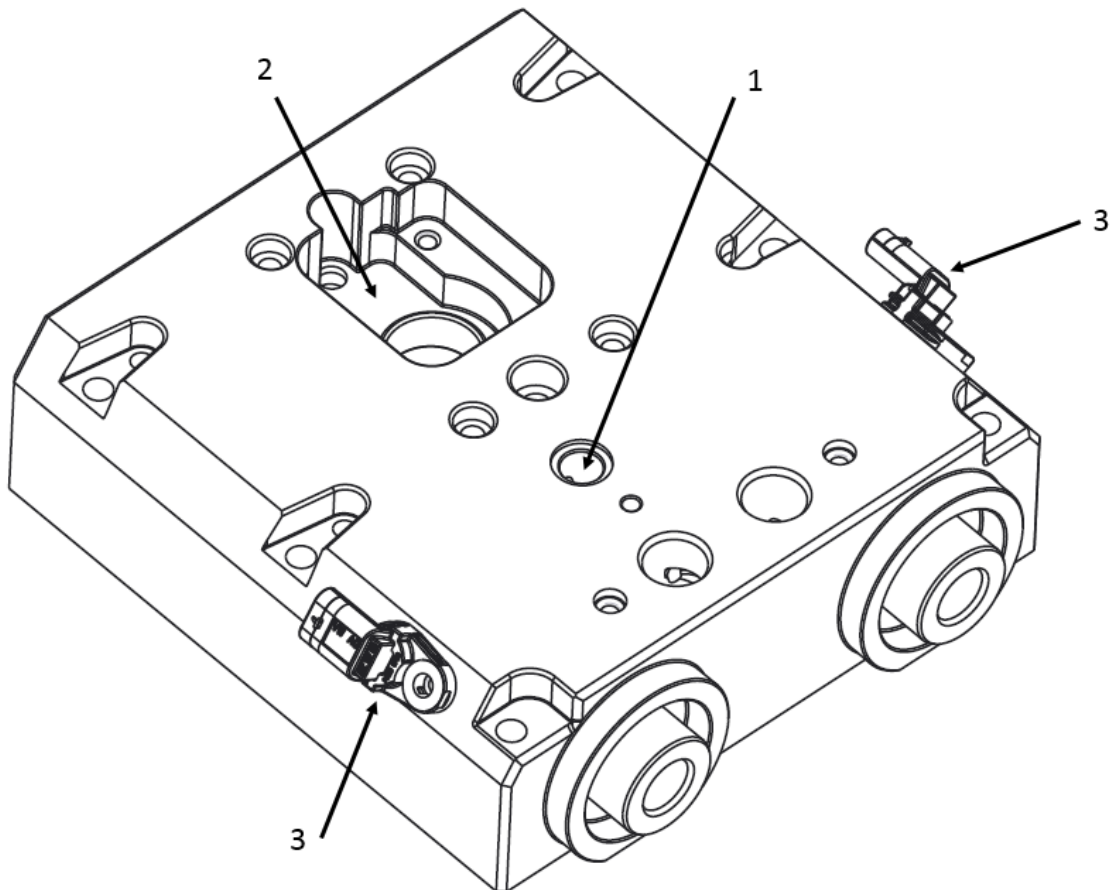
Obr. 18: Víko hlavy válce, varianta 1 - řez vačkovým hřídelem

1 – Kolo pulzního snímače, 2 – Axiální ložisko vačkového hřídele

Sériový vačkový hřídel je vyráběn lisováním palců za rozdílných teplot na trubkový polotovar. K tomu je třeba speciální zařízení. U prototypového hřídele by toto řešení bylo obtížně realizovatelné, proto volím provedení hřídele jako obrobek z tyčového polotovaru. Konec hřídele pro montáž řemenice je geometricky shodný s originálním provedením, tak aby byla zajištěna kompatibilita dílů. Axiální umístění palců vaček vychází z rozměru na motoru Škoda – palce pro ventily druhého válce.

6.1.2 Varianta 2

Zásadní konstrukční odlišnost druhé varianty je použití pouze jednoho hlavního dílu namísto dvou, což řeší možné problémy s případnou netěsností oleje podél dělicí roviny. Dále jsou pulzní snímače umístěny vpředu a šikmo pod úhlem 33° (detail – viz Obr. 22), čímž se zmenšila délka víka o 25mm a výška o 14mm.

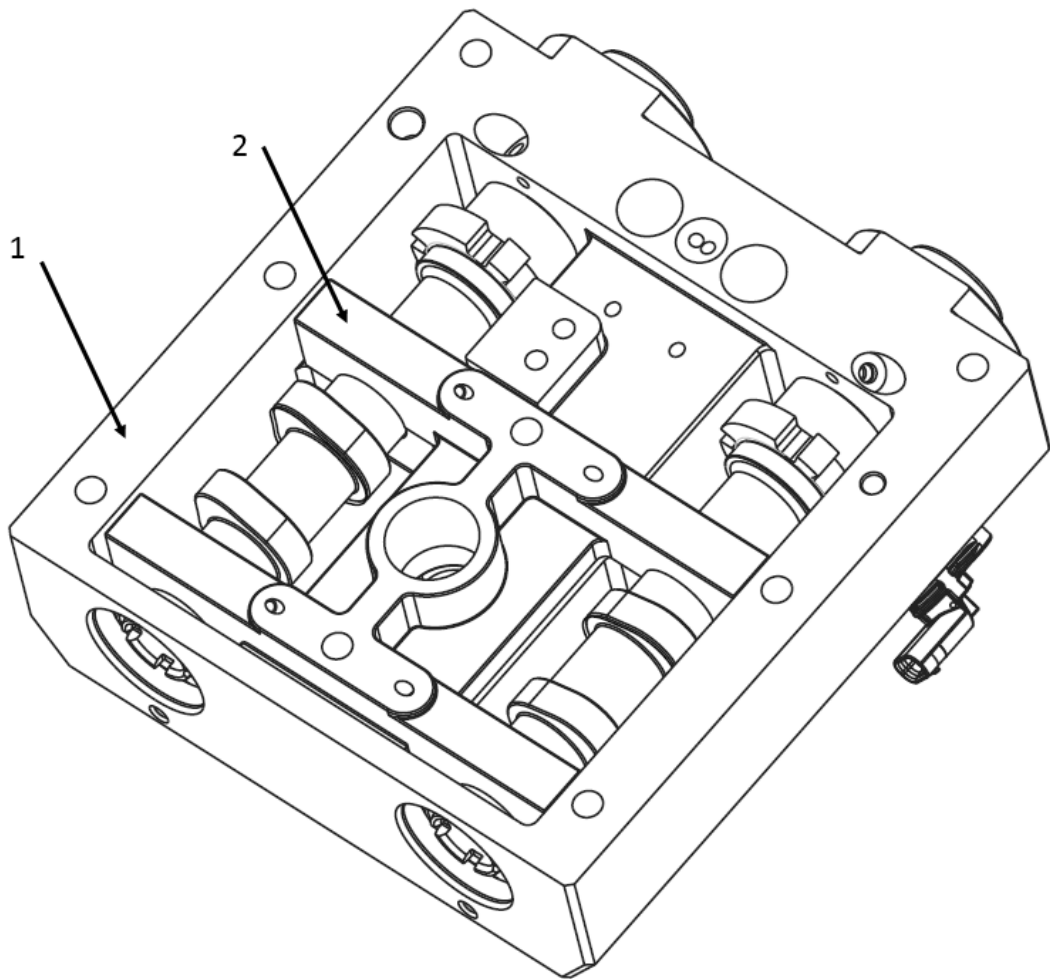


Obr. 19 – Víko hlavy válce, varianta 2 – pohled shora

1 - Otvor pro solenoidový aktuátor systému deaktivace ventilů, 2 – Prostor pro zapalovací cívku, 3 – Pulzní snímače

V konstrukci je již zohledněna skutečná geometrie zapalovací cívky a umístění solenoidového ventilu pro systém deaktivace ventilů (detailní popis viz kapitola 6.1.4) v přední části víka hlavy válců.

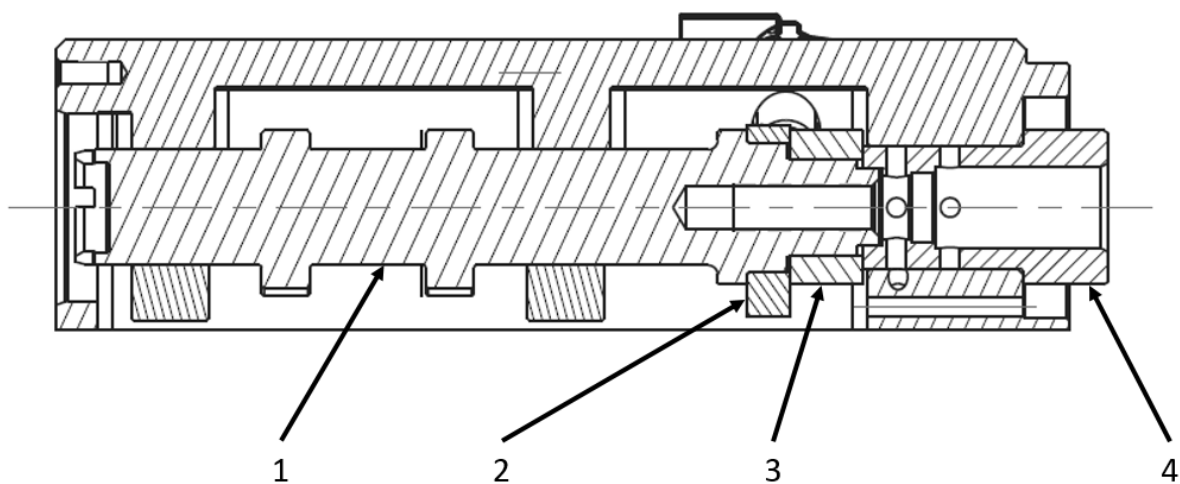
Na Obr. 20 je spodní pohled na variantu 2. Vačkový hřídel je uložen ve třech kluzných ložiskách, z nichž jsou dvě rozebíratelná demontáží dílu na pozici 2. Poloha tohoto dílu je ustavena pomocí středících kolíků. Kanálky pro rozvod tlakového oleje jsou vyjma drobných změn prakticky stejné jako u první varianty. Přibyl pouze okruh pro ovládání již zmíněného systému deaktivace ventilů.



Obr. 20 – Víko hlavy válce, varianta 2 – pohled ze spodní strany

1 – Hlavní díl víka hlavy válce, 2 – Demontovatelný díl s kluznými ložisky

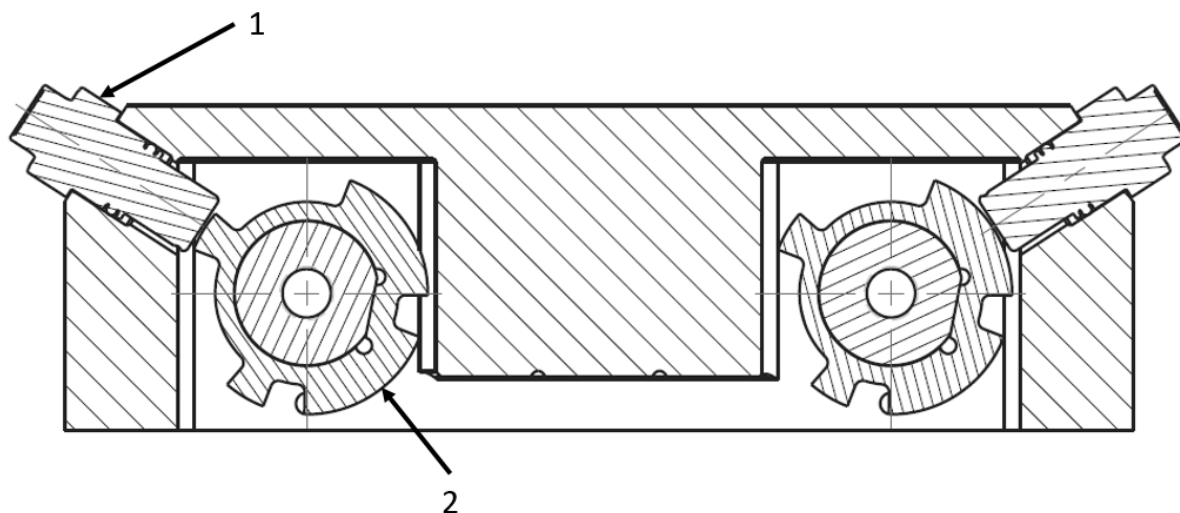
Vzhledem k tomu, že jsou demontovatelná jen dvě ložiska ze tří, je nutné použít dělený vačkový hřídel. Tím vzniká požadavek na přenos točivého momentu prostřednictvím spoje. Podrobnější návrh tohoto spoje popisují v kapitole 7.2.



Obr. 21 – Víko hlavy válce, varianta 2 – řez vačkovým hřídelem

1 – Vačkový hřídel, 2 – Kolo pulzního snímače, 3 – Distanční trubka pro přenos točivého momentu, 4 – Konec vačkového hřídele pro montáž řemenice

Zajištění správné polohy kola pulzního snímače vůči vačkovému hřídeli je řešeno ploškou – detail je na následujícím obrázku.

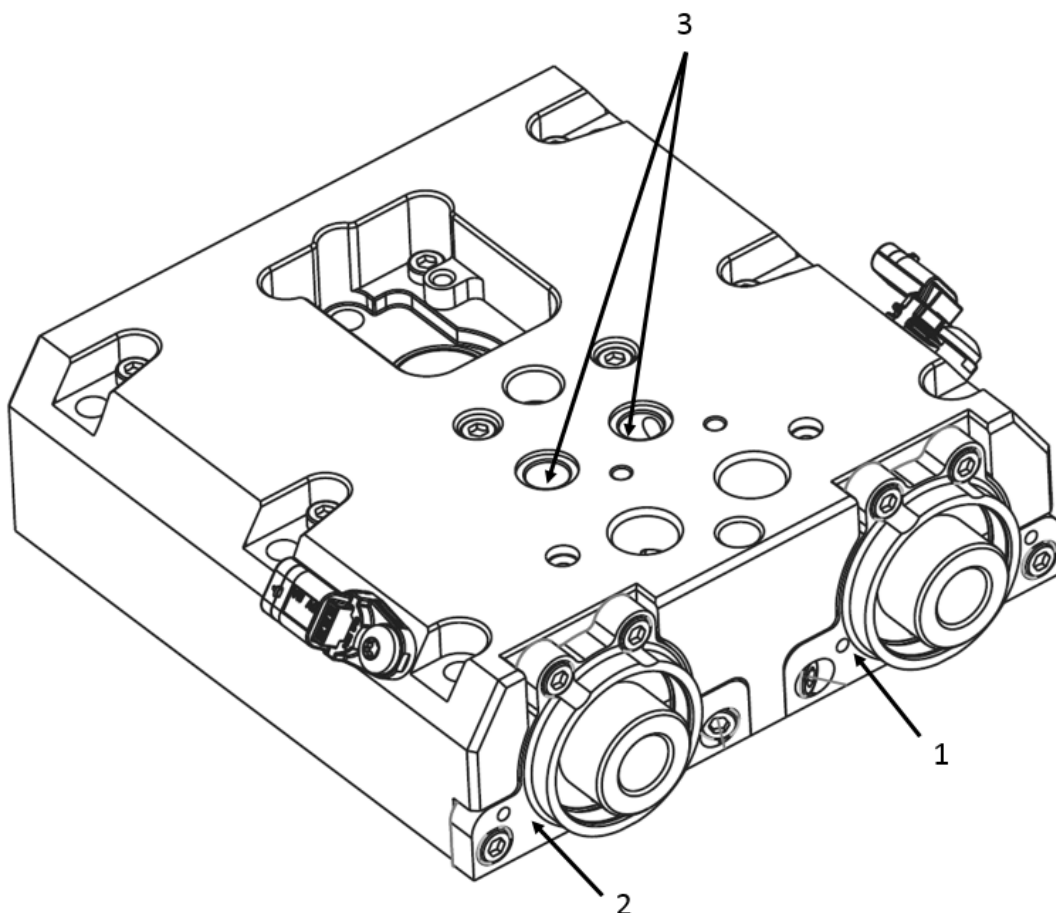


Obr. 22 – Víko hlavy válce, varianta 2 – řez pulzními snímači

1 – Pulzní snímač, 2 – Kolo pulzního snímače

6.1.3 Varianta 3

Jako další možnou variantu jsem uvažoval použít podobně jako u varianty č.2 víko hlavy válců s jedním hlavním dílem, ale s tím rozdílem, že budou demontovatelná všechna ložiska. To nám umožní instalovat vačkové hřídele z jednoho kusu a tím předejít případným problémům s přenosem točivého momentu.

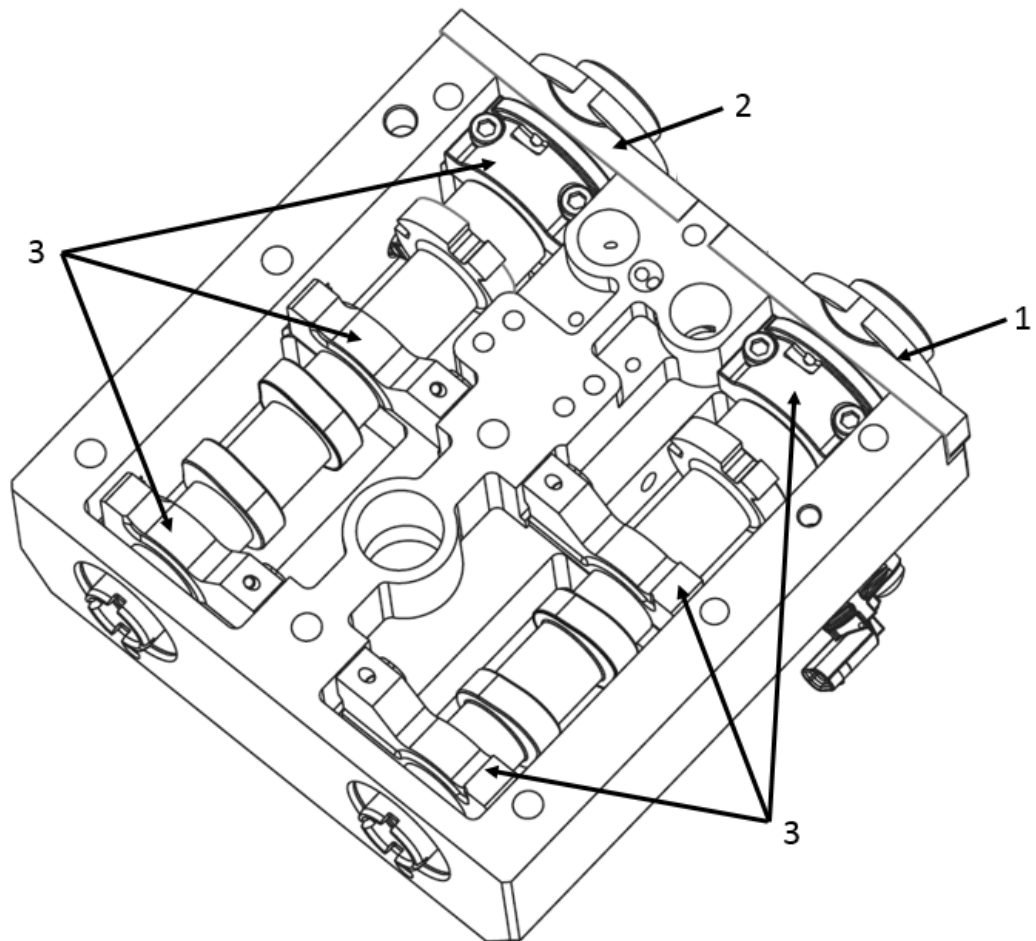


Obr. 23 – Víko hlavy válce, varianta 3 – pohled shora

1 – Uložení hřídelového těsnění (sání), 2 – Uložení hřídelového těsnění (výfuk), 3 – Otvory pro solenoidové aktuátory systému deaktivace ventilů

Další změnou je možnost instalace dvou solenoidových aktuátorů pro systém deaktivace ventilů. To nám umožňuje ovládat ventily nezávisle na sobě, tedy nechat zavřený jeden nebo druhý podle požadavku např. na pohyb náplně ve válci. Nutno poznamenat, že současná konstrukce prototypové hlavy válců pro výzkumný jednoválec není navržena pro tento systém. Jedná se tedy o jakousi přípravu do budoucna.

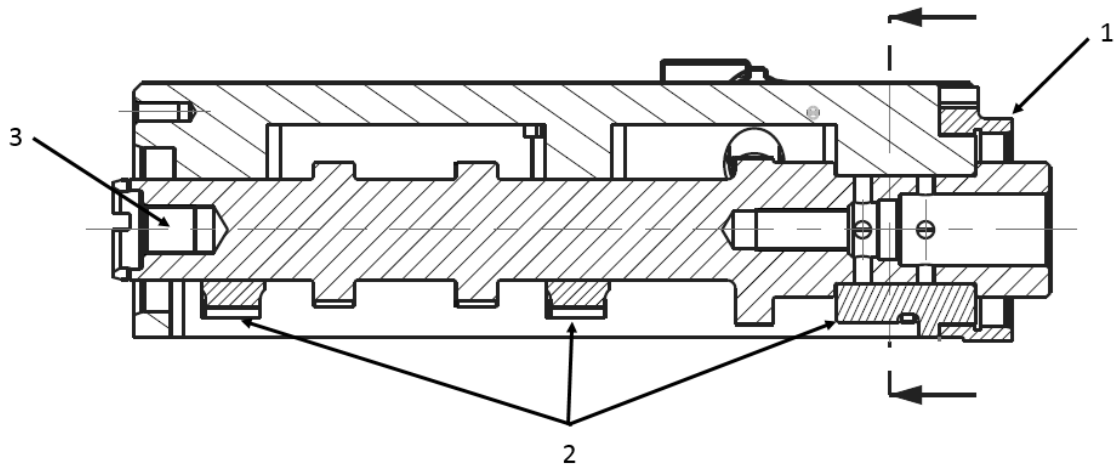
Následující obrázek ukazuje umístění demontovatelných ložisek. Vzhledem k tomu, že jsou vačkové hřídele z jednoho kusu a pulzní snímače jsou umístěné v přední části víka, tak není možné použít sériové kolo snímačů jako u variant 1 a 2. Kolo je tedy nahrazeno geometricky shodným prvkem obroběným přímo na vačkovém hřídeli. Výroba vačkových hřídelů bude tedy o něco komplikovanější, nicméně to nepředstavuje žádný zásadní problém.



Obr. 24 – Víko hlavy válce, varianta 3 – Pohled ze spodní strany

1 – Uložení hřídelového těsnění (sání), 2 – Uložení hřídelového těsnění (výfuk), 3 – kluzná ložiska

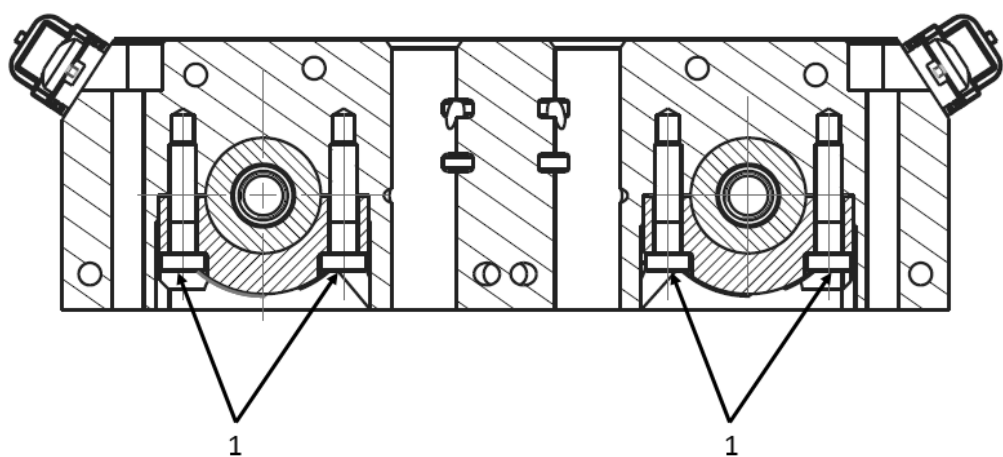
Další změnou je závit na konci vačkového hřídele pro montáž adaptéru na upevnění inkrementálního snímače natočení (Obr. 25 – pozice 3)



Obr. 25 - Víko hlavy válce, varianta 2 - řez vačkovým hřídelem

1 - Uložení hřídelového těsnění, 2 – Kluzná ložiska, 3 – Závit pro upevnění adaptéru inkrementálního snímače natočení

Na Obr. 26 je vidět umístění šroubů pro upevnění ložisek v přední části víka. Řez je označen šipkami na Obr. 25. Kvůli poměrně omezenému prostoru vychází minimální tloušťka stěny mezi závitem a ložiskem jen 2,1 mm, což je nepříznivé z hlediska namáhání silami od rozvodového řemene. Řešením je eliminace těchto sil opřením ložisek spodní stranou o hlavu válce (viz kapitola 9.1, detailní design víka).



Obr. 26 - Víko hlavy válce, varianta 3 - příčný řez uchycením ložisek

1 – Šrouby pro upevnění ložisek

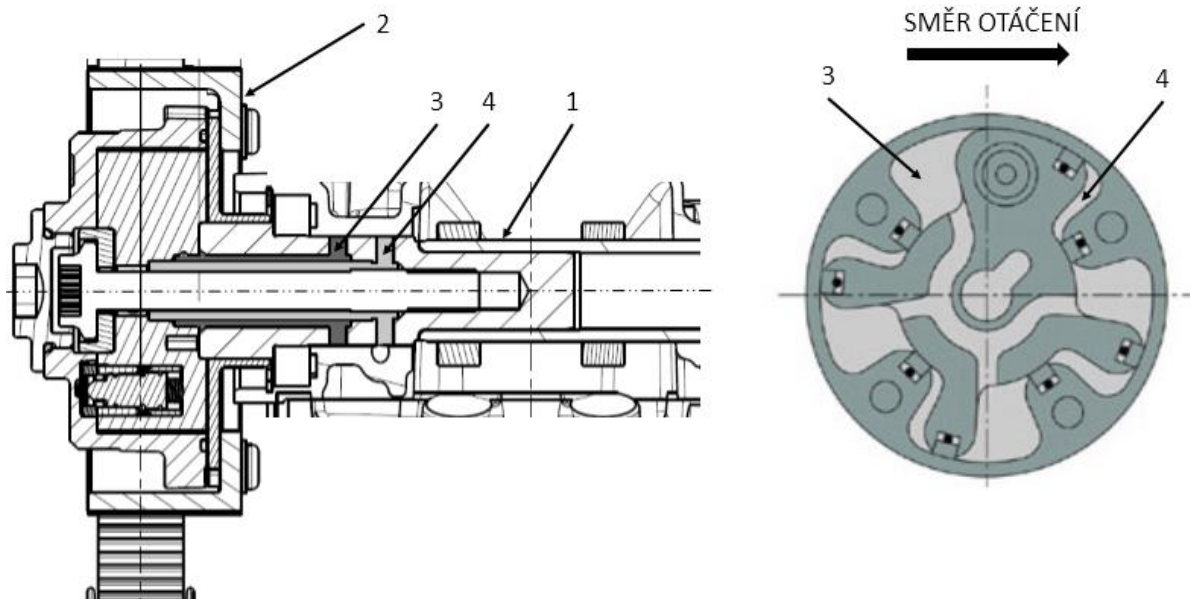
6.1.4 Instalované systémy

V této podkapitole vysvětlím základní principy fungování systémů použitých v konstrukci víka hlavy válce.

- Systém variabilního časování ventilů

Tak, aby bylo dosaženo optimálního naplnění válce v co nejširší části spektra provozních otáček motoru, je výhodné použít variabilní časování otevření ventilů.

Tento systém pracuje na elektro-hydraulickém principu. Elektricky ovládaný solenoidový ventil přepíná mezi dvěma okruhy tlakového oleje ve vačkovém hřídeli a nastavovači natočení. Přivedením tlakového oleje do jedné nebo druhé komory v nastavovači dojde k pootočení vačkového hřídele vůči řemenici a tím ke změně časování ventilů. Uspořádání olejových kanálků ve víku hlavy válců viz Obr. 29.



Obr. 27 – Schéma systému variabilního časování [11]

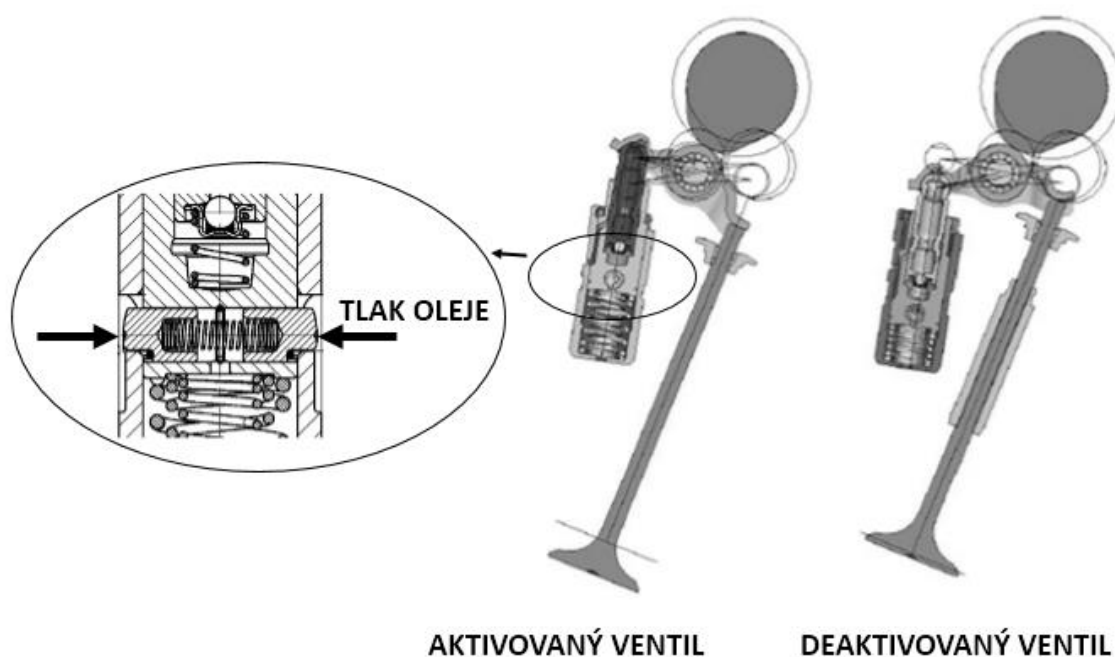
1 – Vačkový hřídel, 2 – Nastavovač natočení vačkového hřídele, 3 – Olejový kanál pro natočení ve směru otáčení, 4 – Olejový kanál pro natočení proti směru otáčení

- Systém deaktivace ventilů

V rámci snižování spotřeby paliva a emisí CO₂ se v současné době zavádí různé systémy pro deaktivaci válců. To především v režimech, kdy je chod všech válců neekonomický. Tento režim nastává při nízkých zatíženích motoru, kdy pro omezení

výkonu je nutné snížit množství nasávaného vzduchu. To se děje škrcením sání a tím dochází ke ztrátám v důsledku zvýšené práce potřebné na výměnu náplně válce. V těchto režimech je tedy výhodné provozovat motor na menší počet válců s vyšším zatížením tak, aby byl zajištěn požadovaný výkon. Válce jsou vyřazeny z provozu deaktivací ventilů a přerušením přívodu paliva.

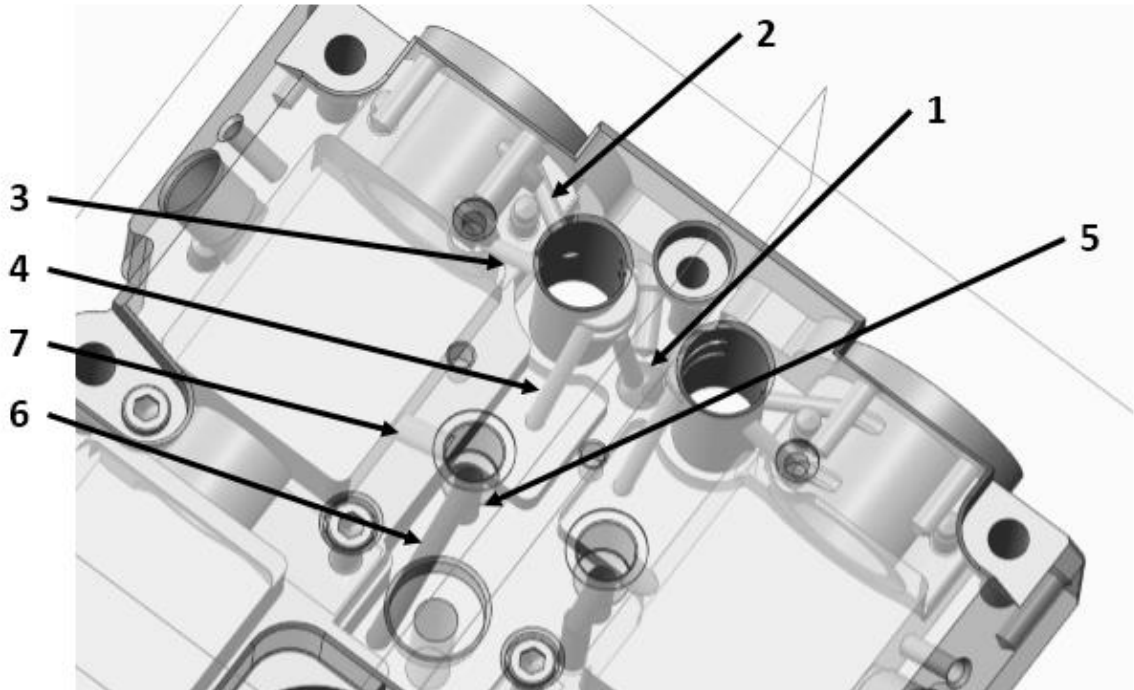
Pro jednoválcový zkušební motor je použitelná možnost deaktivace pouze jednoho ze sacích ventilů pro lepší přestup tepla v důsledku intenzifikace rozvíření směsi ve válci.



Obr. 28 - Kinematické schéma systému deaktivace ventilů [11]

Systém funguje podobně jako variabilní časování na elektro-hydraulickém principu. Elektricky ovládaný solenoidový ventil otevře akční okruh tlakového oleje k hydroopěrám. Stlačením opěrek tlakovým olejem (viz šipky Obr. 28) dojde k uvolnění hydroopěry, kterou následně vahadlo stlačuje namísto ventilu. Ten zůstává nehybný v uzavřené poloze.

Následující obrázek ukazuje uspořádání olejových kanálků ve víku hlavy válce. Pro přehlednost jsou některé stěny transparentní a kanálky jsou zvýrazněny barevně. Přesné umístění a rozměry viz příložená výkresová dokumentace.



Obr. 29 - Detail olejových kanálků pro systémy variabilního časování a deaktivace ventilů

1 – Přívod oleje z hlavy válce pro solenoidový ventil variabilního časování, 2 – Kanálek pro natočení ve směru otáčení, 3 – Kanálek pro natočení proti směru otáčení, 4 – Přepad přebytečného oleje zpět do hlavy válce, 5 – Přívod oleje z hlavy válce pro solenoidový ventil deaktivace ventilů, 6 – Kanálek k vypínatelné hydroopěře v hlavě válce, 7 – Přepad přebytečného oleje

6.2 Systém měření zdvihu ventilu

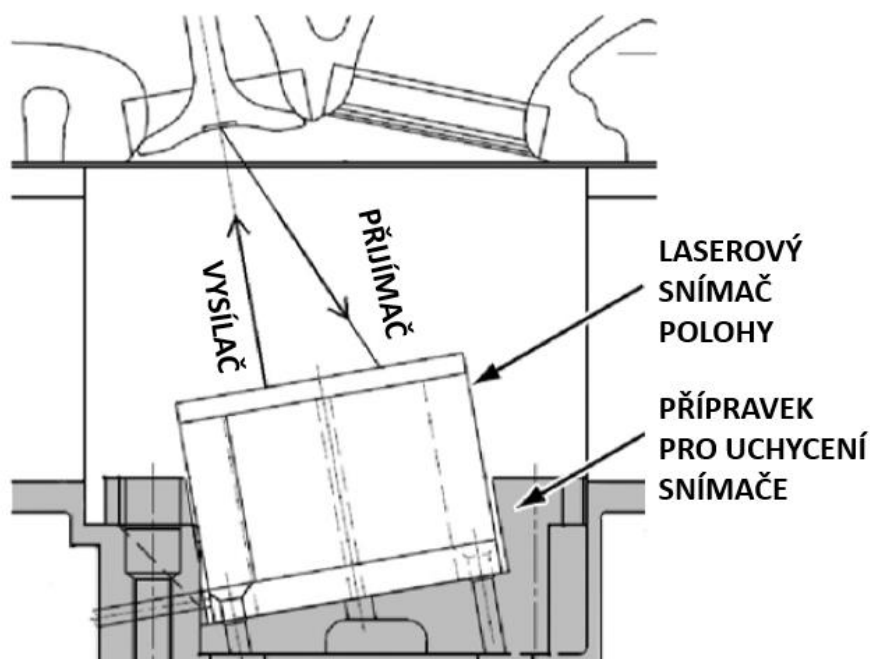
Ke zvýšení celkové účinnosti motoru svým dílem přispívá i plnicí účinnost. Podle [3] je definována následujícím vztahem.

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,0}V_d N} \quad (1)$$

Plnicí účinnost lze mimo jiné zlepšit vhodným návrhem zdvihové křivky ventilu. K dosažení optimální plnosti zdvihové křivky je zapotřebí ventil co nejrychleji otevřít na plný zdvih a následně zavřít. Musí být ovšem splněny okrajové podmínky – nulová rychlost na začátku a konci zdvihu, dále nesmí být překročena maximální dovolená hodnota zrychlení, tak aby nedocházelo k tzv. odskakování ventilů a dalším nežádoucím jevům.

Pro návrh ventilového rozvodu se dnes s výhodou používají modely vytvořené v různém software, které dokáží v relativně krátkém čase predikovat dynamické chování ventilového rozvodu. Ke kalibraci a ověření správnosti simulace je však zapotřebí měření na skutečném mechanismu.

Dynamické chování ventilového rozvodu se konvenčními metodami měří na protáčeném motoru. Zpravidla je z motoru demontována hlava válců a kompletní ventilový rozvod. Díky dobrému přístupu k ventilům ze spodní strany hlavy válců lze snadno použít různé metody měření, např.: laserovým nebo induktivním snímačem polohy.



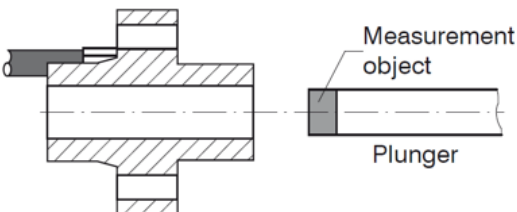
Obr. 30 - Měření zdvihu ventilu - konvenční metoda měření laserem [14]

Takovéto měření ovšem nepostihuje všechny jevy související s reálným provozem motoru. Jedná se zejména o síly od tlaku plynů ve spalovacím prostoru působící na ventily. Nemáme tedy dostatečně přesné údaje o tom, jak se ventil při reálném provozu chová.

Další výzvou, na kterou jsem se zaměřil je tedy měření zdvihu ventilu přímo na běžícím motoru. Během řešení jsem analyzoval několik variant, které detailněji popisují v následujících podkapitolách.

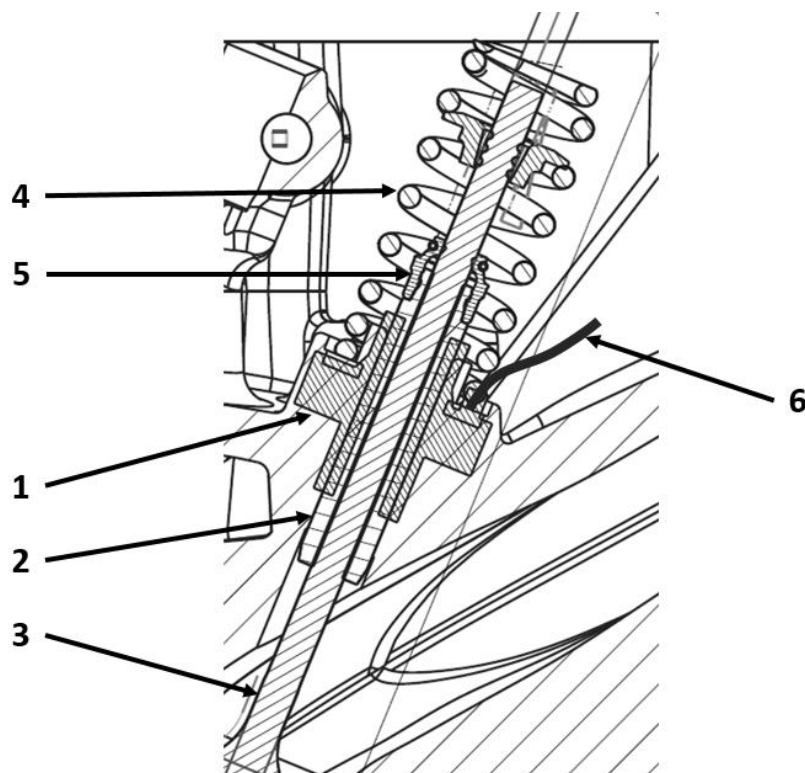
6.2.1 Varianta 1

Jako první jsem zvážil použití indukčního potenciometrického snímače od firmy Micro-Epsilon, určeného primárně pro měření zdvihu ventilu.

<p>LVP-14-F-5-CR</p> 	Power supply	12 VDC \pm 10 %
	Output voltage	1 ... 9 V @ 65 °C
	Measuring range sensor	\pm 7 mm
	Sensitivity	0.571 V/mm
	Operating temperature controller	+10 ... +50 °C (+50 ... +122 °F)
	Operating temperature sensor	-30 ... +150 °C (-22 ... +302 °F)

Obr. 31 - Snímač Micro-Epsilon LVP-14-F-5-CR

Vnitřní průměr snímače je 7 mm, průměr dřívku ventilu je 5 mm. Pro měření je nutné na ventil upevnit hliníkový kroužek. Dále výrobce snímače doporučuje použít plastové rozšíření dřívku ventilu, tak aby byl veden ve vnitřním průměru snímače. Provedl jsem tedy analýzu zástavby snímače do hlavy válce (Obr. 32).



Obr. 32 - Měření zdvihu ventilu, Varianta 1 - zástavbová analýza

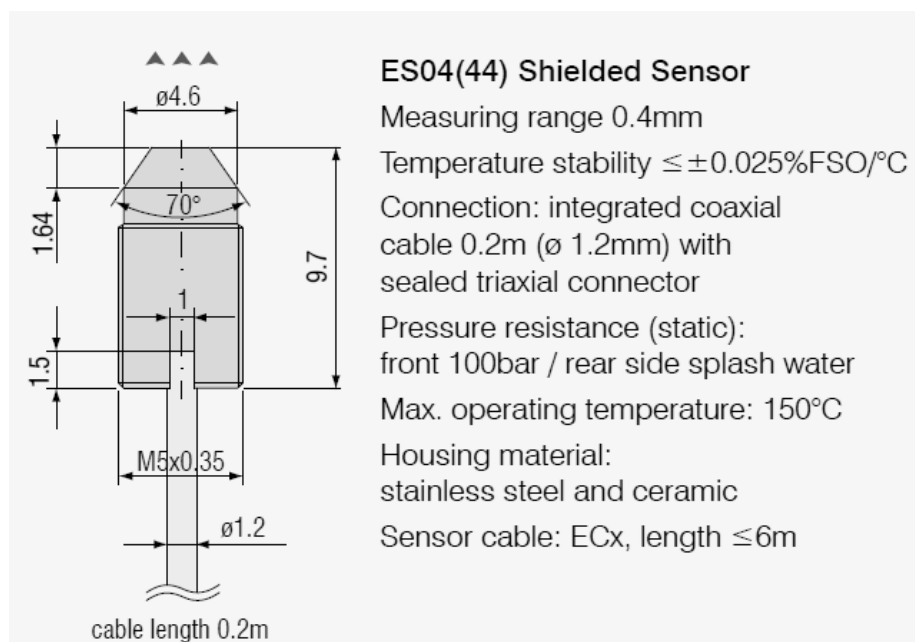
1 - Snímač Micro-Epsilon LVP-14-F-5-CR, 2 – Sériové vodítko ventilu, 3 – Sací ventil, 4 – Ventilová pružina, 5 – Těsnění ventilu, 6 – Kabel ke snímači zdvihu

Pokud by byl ventil veden pouze vnitřní plochou snímače, zkrátila by se délka vedení téměř na polovinu původní délky vodička. Spolu s vodičkem by muselo být odstraněno i těsnění ventilu, což by vedlo ke zvýšené spotřebě oleje. Navíc je nutné vyvarovat se kolizi ventilové pružiny a přivodního kabelu ke snímači. To by se dalo řešit např. posunutím snímače směrem dolů a vložením podložky s drážkou pro kabel mezi snímač a ventilovou pružinu, což by ovšem mohlo vést ke kolizi upevňovacích šroubů s vodním prostorem. Vzhledem k tomu, že je hlava pro jednoválcový zkušební motor nově navrhována, je možné geometrii vodního prostoru upravit. Nicméně to přináší další komplikace.

Hlavní nedostatek tohoto řešení vidím v příliš krátkém vedení ventilu, což může způsobit přídatné ohybové namáhání v důsledku nadměrného vyosení ventilu při dosedání zpět do ventilového sedla a následnou destrukci.

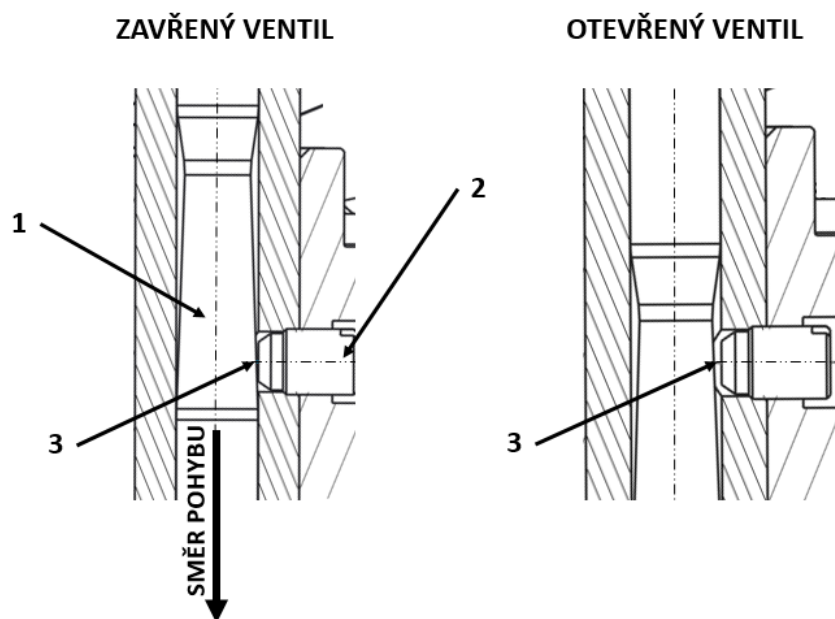
6.2.2 Varianta 2

Jako druhou variantu uvažuji použít snímače odlehlosti fungující na principu vířivých proudů (Obr. 33). Výrobce udávané rozlišení snímače je $4 \cdot 10^{-4}$ mm.



Obr. 33 - Stíněný snímač odlehlosti Micro-epsilon ES04 [9]

Princip měření je naznačen na následujícím obrázku. S pohybem ventilu směrem dolů se zvětšuje vzdálenost mezi snímačem a kuželovou plochou, Signál snímače je zpracován vyhodnocující elektronikou a převeden na zdvih ventilu.



Obr. 34 - Schéma měření zdvihu ventilu snímačem odlehlosti

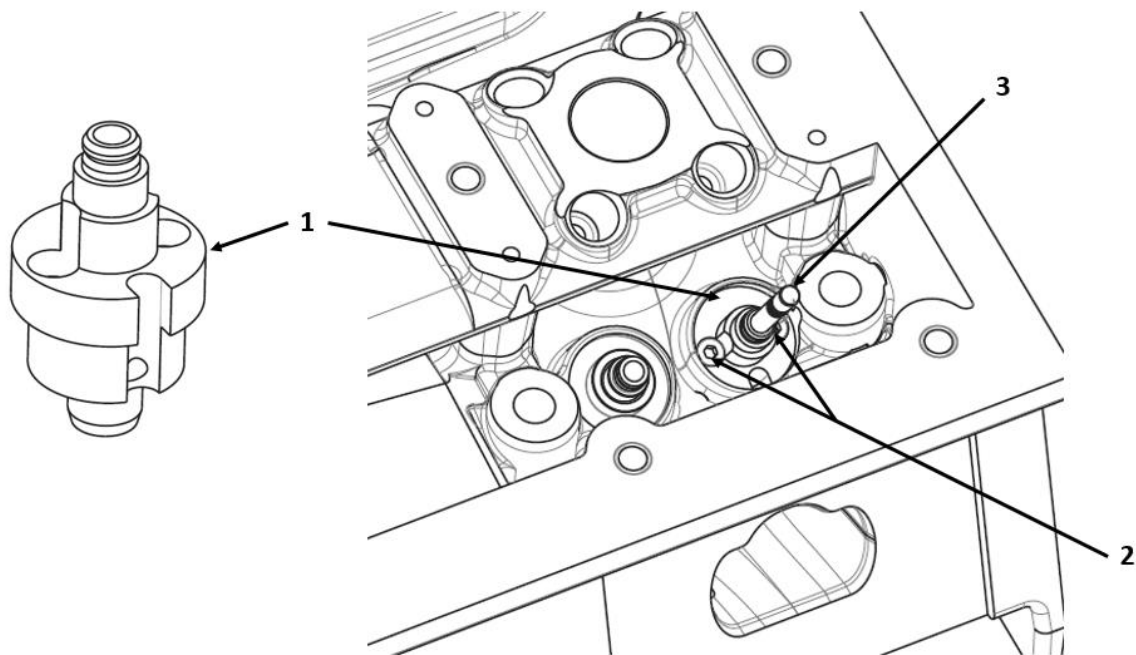
1 – Kuželová plocha vybroušená na ventilu, 2 – Snímač odlehlosti, 3 – Měřená vzdálenost

Konstrukce varianty 2 spočívá v tom, že vodítko ventilů je nahrazeno konzolou nesoucí snímače odlehlosti (viz Obr. 35, Obr. 36 na následující straně). Tím se řeší problémy varianty 1 – konzola je navržena s ohledem na správné vedení a těsnění ventilu. Délkou vedení tedy plně nahrazuje původní vodítko ventilu. Horní část je připravena pro nasazení sériového těsnění ventilu.

Po mechanické stránce věci by teoreticky takto navržený díl měl na motoru spolehlivě fungovat. Nicméně z principu měření vyplývá, že chyba vyhodnocení zdvihu je značně citlivá na radiální výchylku ventilu. Proto jsem zpracoval analýzu, která nám dává základní představu o tom, jak velkou chybu vyhodnocení lze očekávat.

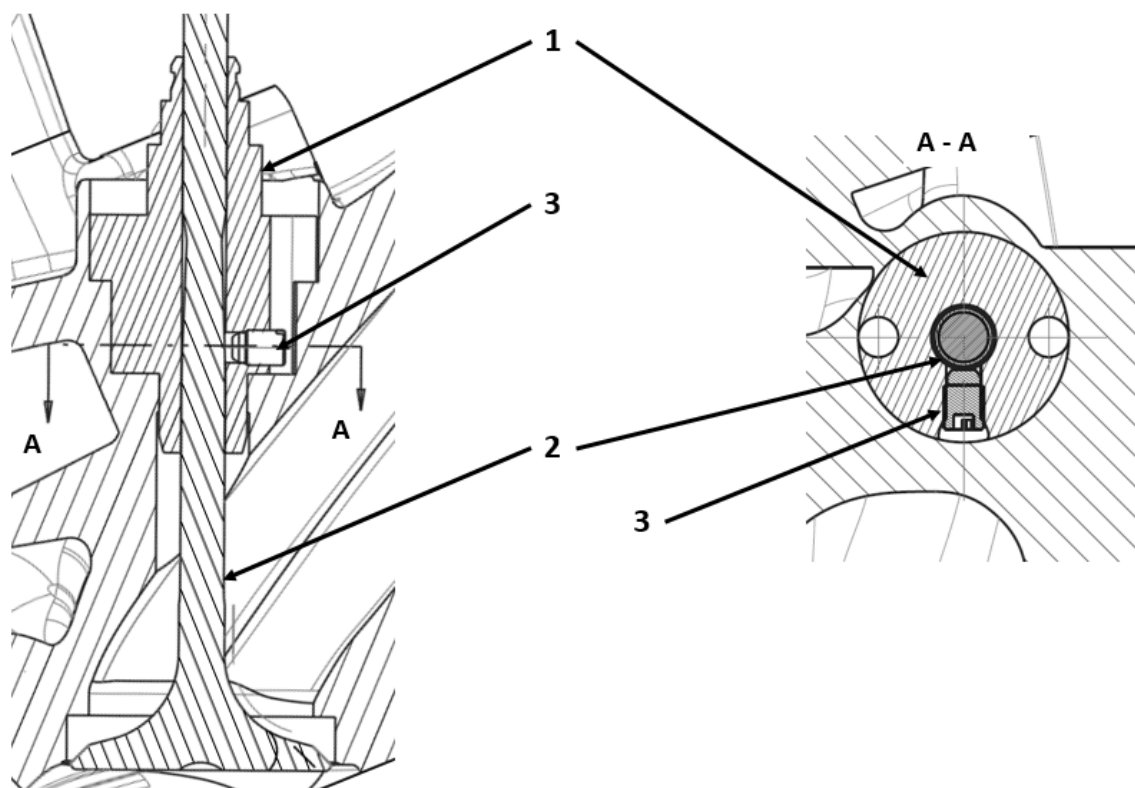
Tab. 2 - Citlivostní analýza měření zdvihu ventilu – varianta 2

průměr ventilu	4,973	mm
průměr vodítka	5,004	mm
radiální vůle	0,031	mm
zdvih ventilu	9	mm
max. rozsah snímače	0,4	mm
rozlišení snímače	0,0004	mm
chyba vyhodnocení	7,85	%
	0,71	mm



Obr. 35 - Měření zdvihu ventilu, Varianta 2 - Pohled shora

1 - Konzola snímačů s vedením ventilu, 2 – Šroub pro upevnění konzoly, 3 – Sací Ventil



Obr. 36 - Měření zdvihu ventilu, Varianta 2 - Řez ventilem

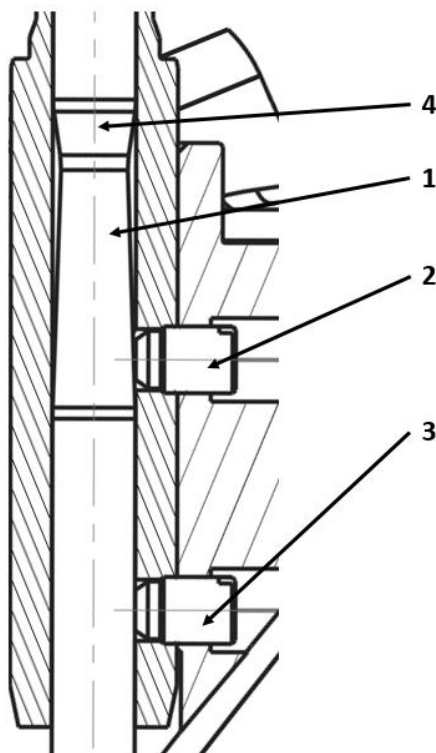
1 – Konzola snímačů s vedením ventilu, 2 – Sací ventil, 3 - Snímač odlehlosti Micro-Epsilon ES04

Pro citlivostní analýzu jsem uvažoval střední hodnotu rozměrových tolerancí obou dílů. Do výpočtu jsem nezahrnul geometrické tolerance kruhovitosti a přímosti, protože mají jen nepatrný význam. Chyba měření zdvihu ventilu touto metodou činí téměř 8%, což není příliš uspokojivá hodnota.

6.2.3 Varianta 3

Návrhem třetí varianty jsem se snažil o zvýšení přesnosti měření použitím dvou snímačů odlehlosti. Přičemž jeden bude umístěn stejně jako u varianty 2 proti zbrúšené kuželové ploše a druhý o 15mm níž proti válcové ploše. Druhý snímač v tomto případě slouží jako kalibrační. Vypovídá o aktuální radiální pozici ventilu ve vodítku a tím do jisté míry opravuje údaj z prvního snímače.

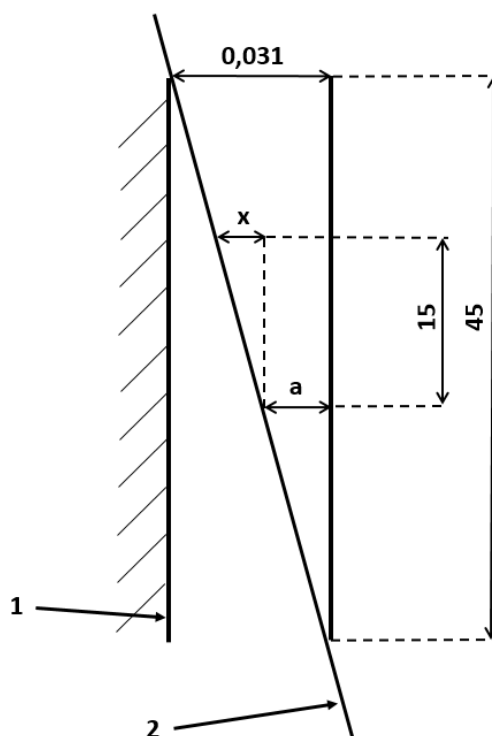
Zásadní konstrukční odlišností proti druhé variantě je způsob upevnění snímačů v hlavě válce. Kvůli omezenému prostoru a rozmístění snímačů již není možné použít konzolu s vedením ventilu. Je tedy ponecháno originální vodítko ventilu a otvory pro snímače jsou navrtány skrz sací kanál. Po instalaci senzorů budou tyto otvory zaslepeny.



Obr. 37 - Snímání zdvihu ventilu, Varianta 3

1 – Snímaná kuželová plocha, 2 – Snímač odlehlosti na kuželové ploše, 3 Snímač odlehlosti na válcové ploše, 4 – Výběhový kužel

Pro třetí variantu jsem zpracoval podobně jako u předchozí citlivostní analýzy pro měření zdvihu. Při provozu dochází nejen k axiálnímu a radiálnímu pohybu, ale též ke klopení. Vzhledem k pozici snímačů je nutné s ním počítat.



Obr. 38 - Schéma určení odchylky naklopením ventilu

1 – Stěny vodítka ventilu, 2 – Střednice ventilu, x – odchylka naklopením, a – vzdálenost naměřená kalibračním (spodním) snímačem

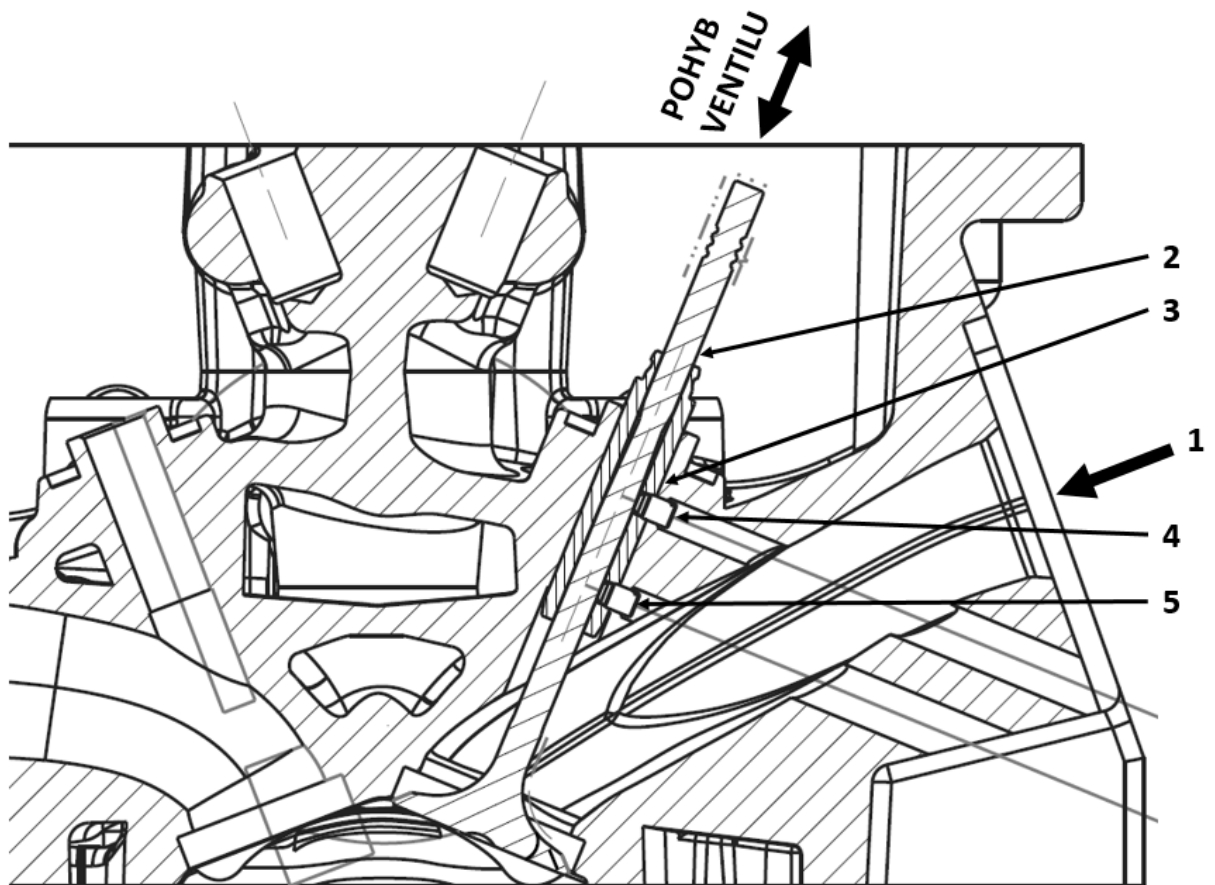
Nejvyšší hodnota odchylky vzniklé v důsledku naklopení ventilu nastává v jeho vzpříčené poloze. Pro názornost jsem ventil nahradil úsečkou vzpříčenou mezi stěnami vodítka, jejichž vzdálenost reprezentuje radiální vůli (rozměr 0,031 na Obr. 38). Z podobnosti trojúhelníků pak lze snadno dopočítat hodnotu hledané odchylky naklopením. V následující tabulce uvádím očekávanou chybu vyhodnocení.

Tab. 3 - Citlivostní analýza měření zdvihu ventilu - varianta 3

průměr ventilu	4,973	mm
průměr vodítka	5,004	mm
radiální vůle	0,031	mm
zdvih ventilu	9	mm
max. rozsah snímače	0,4	mm
odchylka naklopením	0,01	mm
rozlišení snímače	0,0004	mm
chyba vyhodnocení	2,6	%
	0,23	mm

V porovnání s předchozí variantou je dosaženo více než trojnásobného zlepšení přesnosti měření. Navíc není třeba nijak zásadně upravovat stávající hlavu válců ani vyrábět žádné další díly.

Následující obrázek ukazuje umístění snímačů v hlavě válce. Kabele ke snímačům budou přivedeny sacím kanálem. Aby nedocházelo k ovlivnění proudění nasávané směsi, musí být vyvrtané otvory zaslepeny, vodiče zapuštěny do stěny sacího kanálu a zakryty tak, aby byla zachována původní geometrie a struktura povrchu. Snímače budou tedy poměrně obtížně demontovatelné, což je jednou z nevýhod této varianty. Nicméně nepředpokládá se častá demontáž těchto snímačů, takže to nepředstavuje žádnou významnou komplikaci.



Obr. 39 - Snímání zdvihu ventilu, varianta 3 - řez hlavou válce

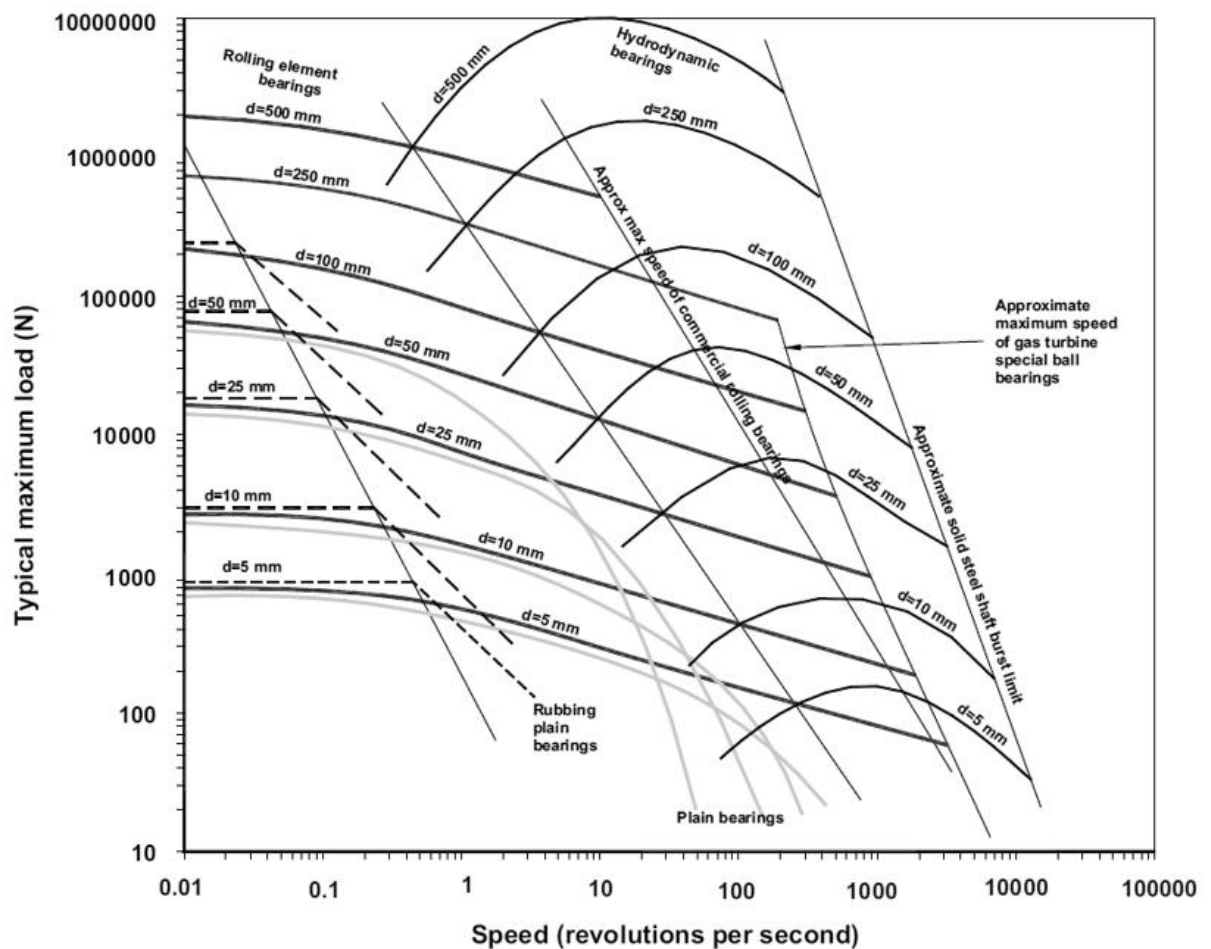
1 – Vstup do sacího kanálu, 2 – Sací ventil, 3 – Vodičko ventilu, 4 – Snímač odlehlosti Micro-Epsilon ES04 na kuželové ploše, 5 – Snímač odlehlosti Micro-Epsilon ES04 na válcové ploše

7 Návrhové výpočty

V této kapitole popisují návrhové výpočty vedoucí k detailnímu designu navrhovaných variant.

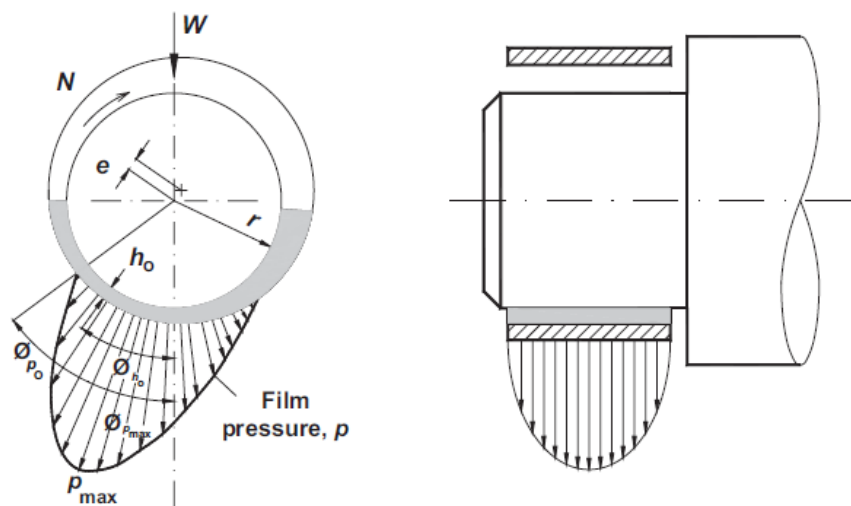
7.1 Kluzná ložiska

Návrh ložisek se odvíjí od jejich rozměrů a provozních podmínek. V následujícím grafu jsou doporučené typy a rozměry radiálních ložisek v závislosti na zatížení a otáčkách.



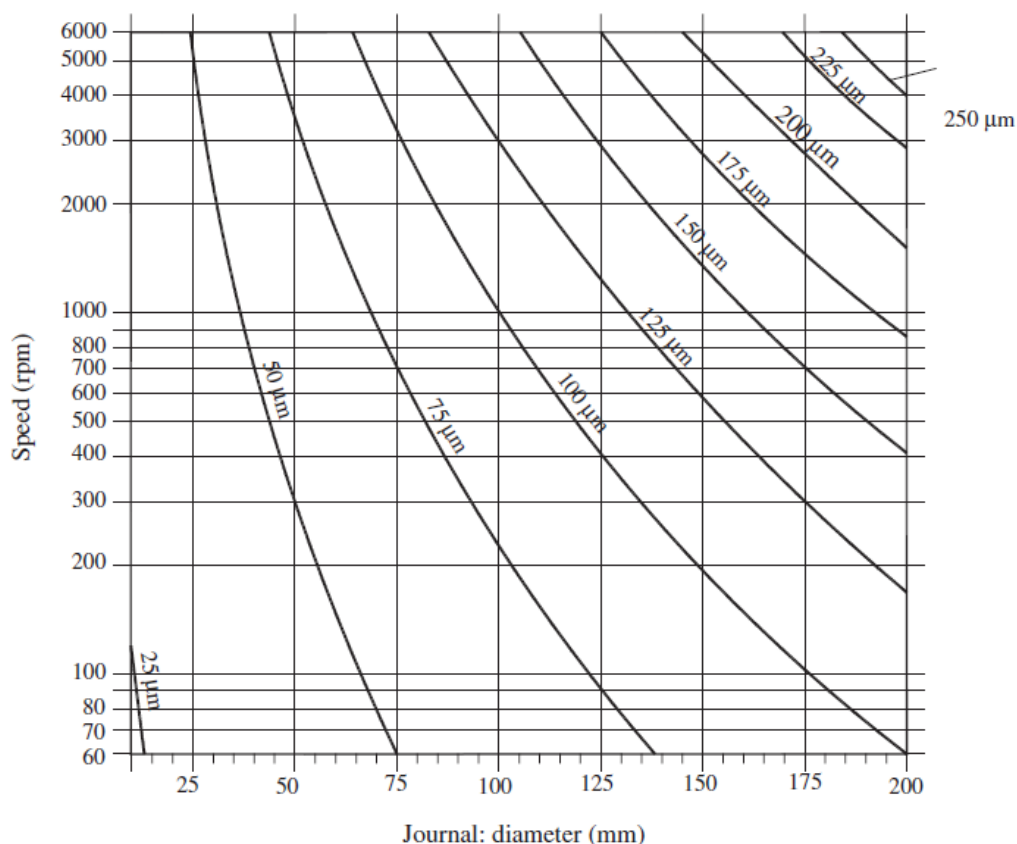
Obr. 40 – Výběr typu ložiska podle zatížení a rychlosti otáčení [4]

Provozní zatížení ložisek vačkových hřídelů nepřesahuje hodnotu $W = 3000N$, maximální otáčky jsou $N_s=50 \text{ ot.}s^{-1}$. Podle grafu tedy volím hydrodynamická ložiska o průměru $D = 24mm$.



Obr. 41 - Rozložení tlaku v hydrodynamickém ložisku [4]

Rozložení tlaku v ložisku vychází z řešení Navier-Stokesových rovnic pro proudění tekutin, které se dají pro případ hydrodynamických ložisek zjednodušit na tzv. Reynoldsovu rovnici. Podrobnější výklad lze nalézt v [4] není však předmětem této práce. Pro návrh nám postačí následující tabulka doporučených vůlí v závislosti na průměru ložiska a rychlosti otáčení.



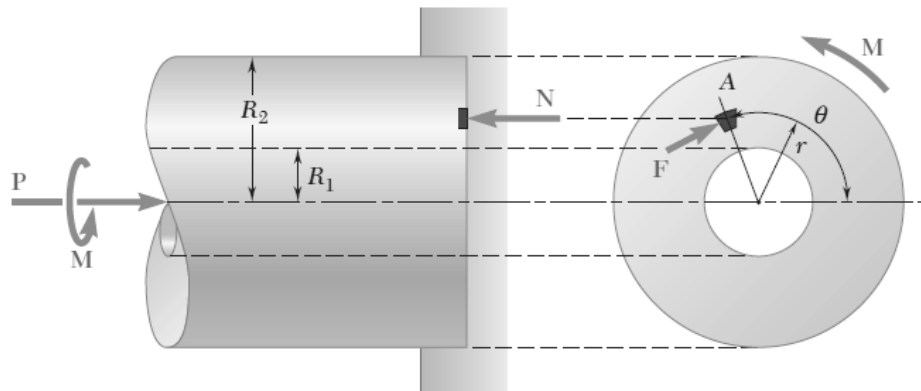
Obr. 42 - Doporučené vůle hydrodynamických ložisek v závislosti na průměru a otáčkách
Podle tabulky volím nominální radiální vůli ložiska $c = 40 \mu\text{m}$.

7.2 Přenos točivého momentu

V podkapitole 6.1.2 popisují variantu víka hlavy válce s dělenými vačkovými hřídeli. Z hlediska přenosu točivého momentu je spojení obou dílů kritickým místem konstrukce. Je proto třeba podrobněji se touto problematikou zabývat.

Na motoru Škoda je pro přenos točivého momentu použitý třecí spoj. Řemenice dosedá rovnou mezikruhovou plochou na konec vačkového hřídele. Axiální síla ve spoji je vyvozená šroubem utaženým na předepsaný točivý moment. Jedná o levné a jednoduché řešení, uvažují tedy použití téhož.

Pro výpočet točivého momentu přenositelného třecím spojem vycházím z následujícího schéma a rovnic.



Obr. 43 - Zavedení proměnných pro výpočet přenášeného točivého momentu [5]

Podle Obr. 43 pro rovnováhu elementu ΔA platí vztah:

$$\Delta M = r \Delta F = \frac{r \mu_k P \Delta A}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \quad (2)$$

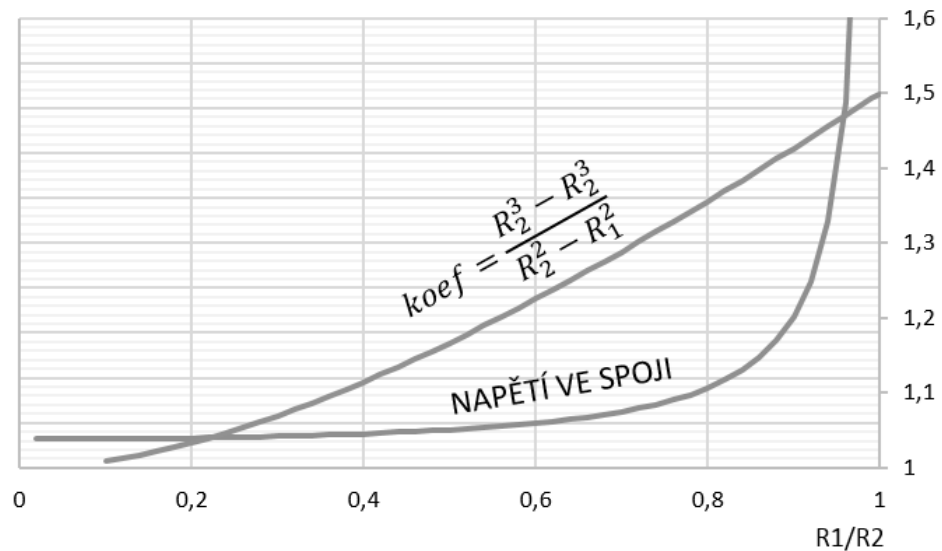
Kde μ_k je součinitel tření. Jeho integrací přes r v mezích $R_1; R_2$ a θ v mezích $0; 2\pi$ dostáváme:

$$M = \frac{2}{3} \mu_k P \frac{(R_2^3 - R_1^3)}{R_2^2 - R_1^2} \quad (3)$$

Je tedy zřejmé, že velikost přenášeného točivého momentu je závislá na součiniteli tření, axiální síle, vnitřním a vnějším poloměru styčné plochy. Pro návrh třecího spoje uvažují axiální sílu a součinitel tření stejné jako na motoru Škoda. Volenými parametry jsou tedy vnitřní a vnější poloměr styčné plochy. Pro porovnání

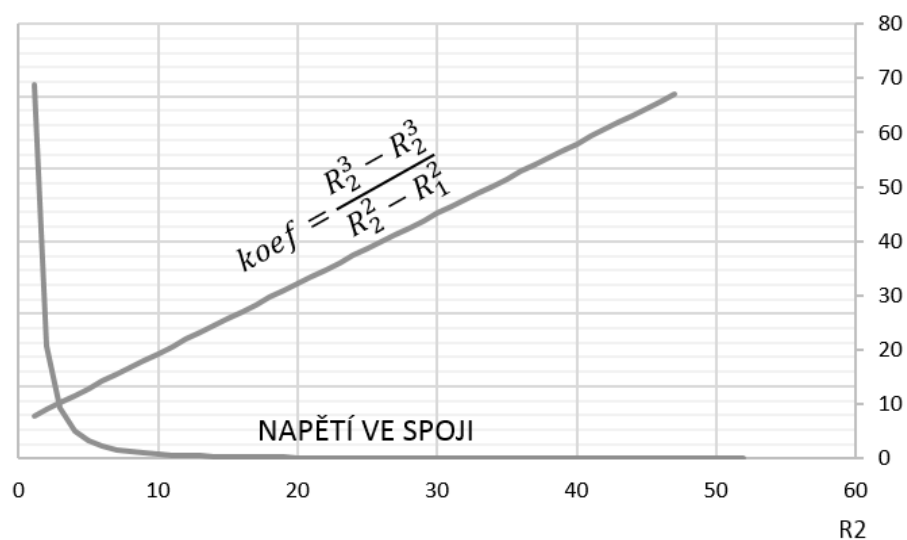
ploch z hlediska schopnosti přenést točivý moment jsem z rovnice (3) vyjmul pouze zlomek, ve kterém figurují volené poloměry R_1 , R_2 a zavedl jej jako koeficient k pro porovnání únosnosti spoje.

Pro názornost jsem si vynesl bezrozměrnou závislost velikosti zmíněného koeficientu a napětí ve spoji v závislosti na poměru R_1/R_2 při konstantním R_2 .



Obr. 44 - Bezrozměrná analýza třecího spoje při konstantním R_2

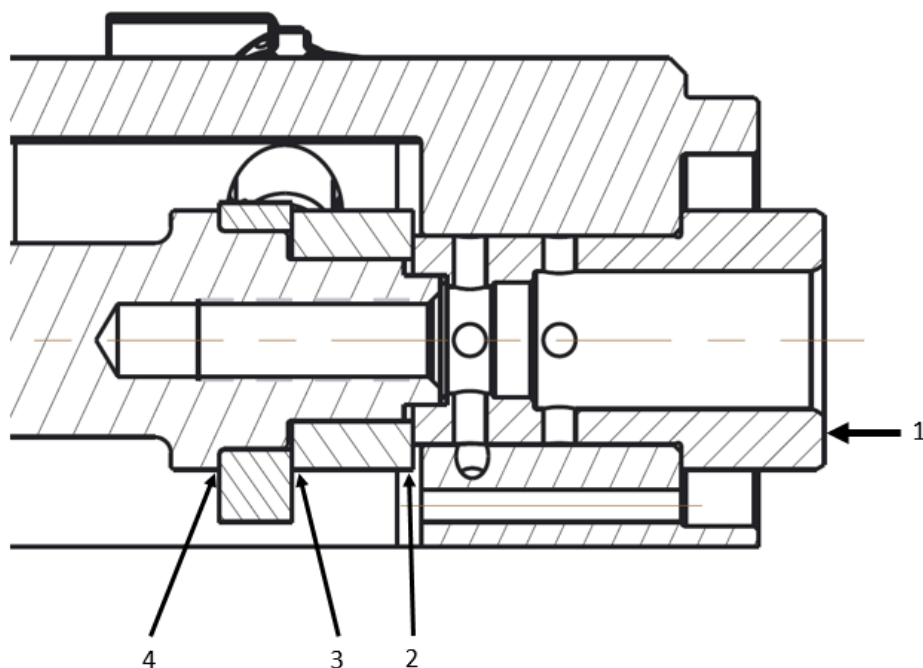
Z grafu je patrné, že koeficient k má se zvyšováním poměru R_1/R_2 přibližně lineární nárůst, kdežto napětí ve spoji je silně nelineární. Při poměru 1 se blíží nekonečnu (nulová plocha). Optimální poměr poloměrů lze předpokládat v oblasti 0,6-0,8 kdy má křivka napětí nižší gradient než koeficient k . Nicméně zvyšováním poměru R_1/R_2 při konstantním vnějším poloměru lze dosáhnout maximálně 50% nárůstu přenositelného momentu (v oblasti 0,6-0,8 max. 37%).



Obr. 45 - Bezrozměrná analýza třecího spoje při konstantním $R_1/R_2=0,7$

Jak je vidět z grafu na Obr. 45 mnohem výraznější vliv na velikost koeficientu k má zvětšování poloměru R_2 při konstantním poměru R_1/R_2 .

Z výše uvedeného tedy plyne, že přenos točivého momentu by se měl odehrávat na co možná největším poloměru a poměr R_1/R_2 by neměl překročit hodnotu 0,8 při dodržení maximálního přípustného tlaku ve spoji.



Obr. 46 - Schéma přenosu točivého momentu

1 – Referenční třecí plocha, 2 – První třecí spoj, 3 – Druhý třecí spoj, 4 – Třetí třecí spoj

Axiální síla ve spoji je přibližně 45kN. S ohledem na výše uvedené trendy a zástavbové rozměry je konstrukce varianty 2 navržena takto:

Tab. 4 - Porovnání třecích spojů

	Ref. plocha	Spoj 1	Spoj 2	Spoj 3
R_2 [mm]	15,4	12,8	16	16
R_1 [mm]	9,4	10	13,5	13,5
koef. k	19,0	17,2	22,2	22,2
Rel. únosnost [%]	100,0	90,6	117,0	117,0
Obsah plochy [mm ²]	467,5	200,6	231,7	231,7
Napětí ve spoji [N/mm ²]	96,3	224,4	194,2	194,2

Kritickým místem je spoj 1, který dosahuje pouze 90% původního přenositelného točivého momentu. Zvětšení poloměru R_2 by přineslo značné konstrukční komplikace, není tedy vhodnou cestou. Celkový přenos točivého momentu varianty 2 hodnotím jako nedostatečný. Řešením je varianta 3 (str. 26).

8 Zhodnocení navrhovaných řešení

V kapitolách 6 a 7 jsem popsal navrhovaná řešení víka hlavy válců a systému měření zdvihu ventilu na motoru za provozu. Nyní je potřeba porovnat je mezi sebou a vybrat z nich variantu, která se bude realizovat. V následujících dvou tabulkách uvádím přehled navrhovaných řešení s jejich základním popisem, výhodami a nedostatky.

- Víko hlavy válců

Tab. 5 - Porovnání variant víka hlavy válce

	Popis	Nevýhody	Výhody	Hodnocení
Varianta 1	Dělené víko, vačkové hřídele z jednoho kusu, kolo pulzního snímače vzadu	Problém s utěsněním oleje	Přenos točivého momentu, vysoká tuhost ložisek	nevhodné
Varianta 2	Víko z jednoho kusu, dělené vačkové hřídele, demontovatelná 2 ložiska, sériové kolo pulzního snímače vpředu	Nedostatečný přenos točivého momentu	Těsnost oleje, snadná výroba vačkových hřídelů	nepřijatelné
Varianta 3	Víko z jednoho kusu, vačkové hřídele z jednoho kusu, demontovatelná 3 ložiska, sériové kolo pulzního snímače obrobena přímo na vačkovém hřídeli	Komplikovanější výroba vačkových hřídelů	Přenos točivého momentu, těsnost oleje	vhodné

Jako nejlepší z variant hodnotím variantu 3. Díky vačkovým hřídelům z jednoho kusu nevzniká problém s přenosem točivého momentu. Hlavní díl víka je také z jednoho kusu, tím je zaručena 100% těsnost tlakového oleje.

V detailním návrhu víka hlavy válců tedy budu pokračovat pouze s vybranou variantou 3.

- Systém měření zdvihu ventilu

Tab. 6 - Porovnání variant systému měření zdvihu ventilu

	Popis	Nevýhody	Výhody	Hodnocení
Varianta 1	Měření indukčním potenciometrickým snímačem, tělo snímače nahrazuje vodítko ventilu, originální ventil	Špatné vedení ventilu, problém s umístěním snímače	Dříku ventilu není zeslaben	nepřijatelné
Varianta 2	Měření snímačem odlehlosti na principu vířivých proudů, konzola snímače nahrazuje vodítko ventilu, na ventilu zbroušena kuželová plocha	Zeslaben dřík ventilu, neuspokojivá přesnost měření	Dobré vedení ventilu, snadná demontáž snímače	nevhodné
Varianta 3	Měření dvěma snímači odlehlosti na principu vířivých proudů, ponecháno sériové vodítko ventilu, na ventilu zbroušena kuželová plocha	Zeslaben dřík ventilu, obtížná demontáž snímačů	Dobré vedení ventilu, trojnásobné zlepšení přesnosti proti variantě 2	vhodné

Pro systém měření ventilu volím jako nejlepší možnost použít variantu 3. Snímače budou sice obtížně demontovatelné, nicméně během provozu motoru se nepředpokládá jejich častá demontáž. Není tento nedostatek příliš významný. Nevýhodou ovšem zůstává zúžený dřík ventilu. Zbroušením kuželové plochy se zmenší jeho původní únosnost. Výpočtu dynamického namáhání takto zúženého ventilu se věnuji v podkapitole 10.2.

Mezi hlavní výhody patří dobré vedení ventilu (je ponecháno původní sériové vodítko) a přesnost měření. Další výhodou je minimální zásah do stávající hlavy válců, také není potřeba vyrábět žádné další díly jako u ostatních variant.

9 Detailní design

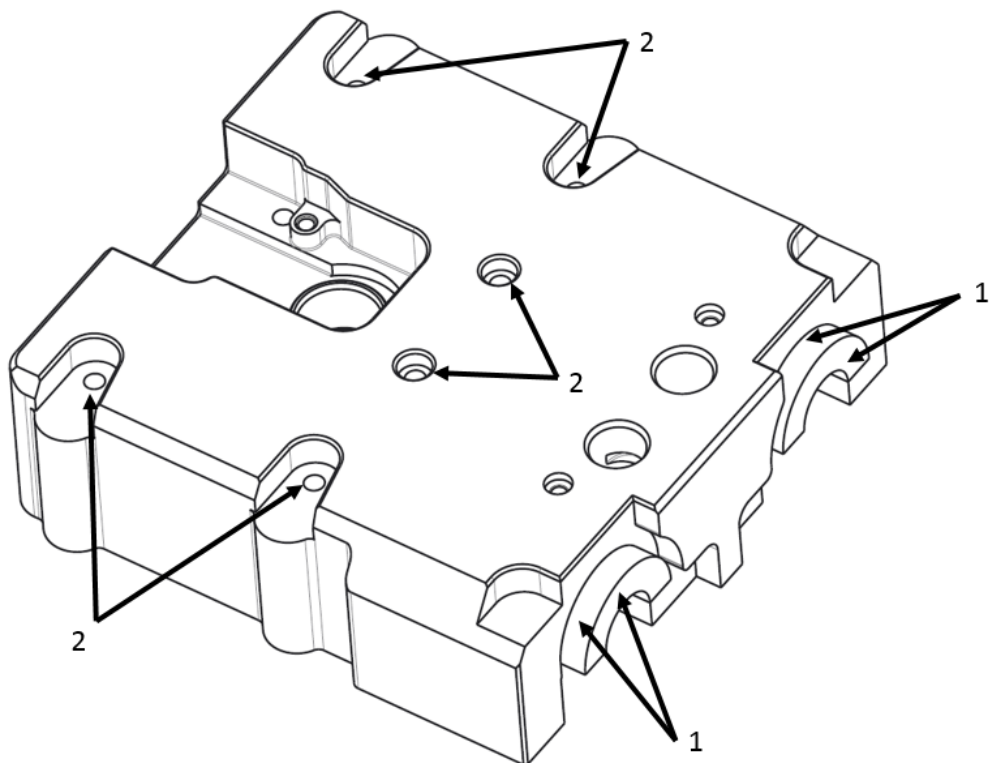
Po výběru nejvhodnější navrhované varianty se dále zaměřuji na podrobnou tvorbu 3D modelu se všemi konstrukčními detaily. Při návrhu je třeba zohlednit vlastnosti použitých materiálů postup a technologii výroby. Dále je třeba specifikovat rozměrové a geometrické tolerance tak, aby byla zajištěna smontovatelnost a správná funkce jednotlivých dílů i celkové sestavy motoru jako takové.

9.1 Víko ventilů

Již na začátku detailního vytváření 3D modelu je zapotřebí dobře promyslet postup výroby a způsob kótování jednotlivých prvků. V software PTC Creo 2 jsou 3D data pevně svázána s vytvářenými výkresy. Například přiřazování geometrických tolerancí na výkrese je podmíněno správnou definicí základen v 3D datech, atd.

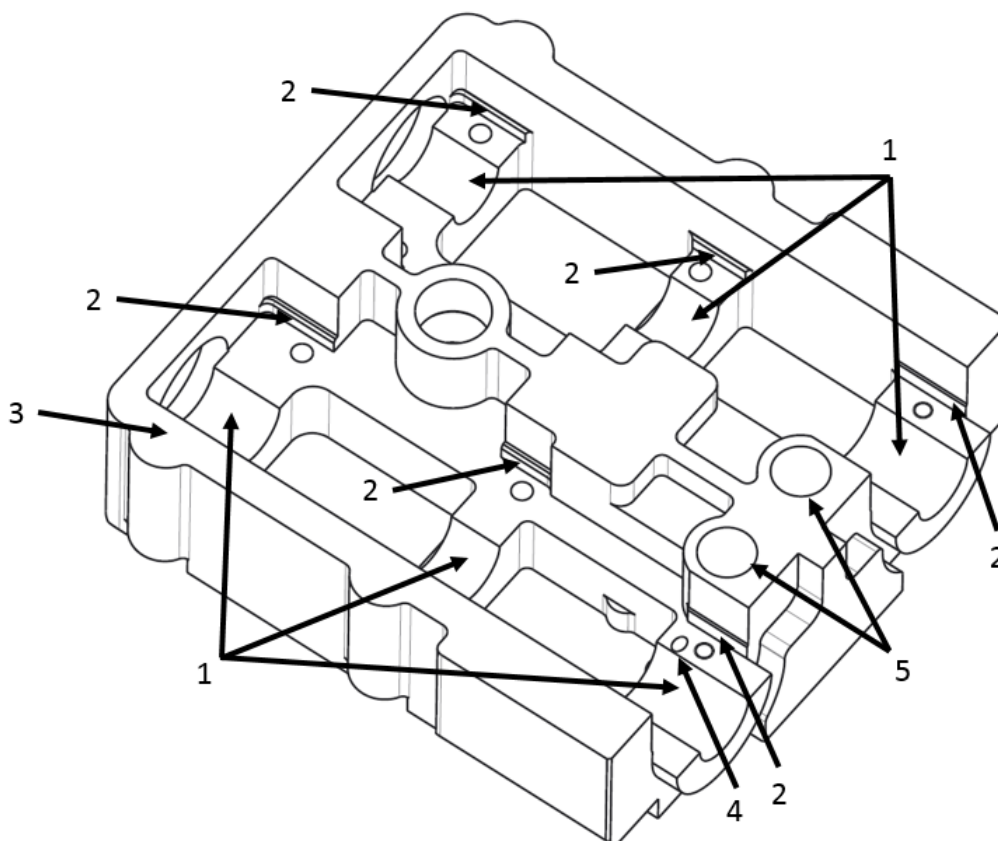
V první fázi konceptu byla zvolená technologie výroby obráběním z hliníkového polotovaru. Vzhledem k tomu, že jsou ložiska vačkových hřídelů rozebíratelná, musí být jejich kluzné plochy obrobena až po smontování. Jinak by mohla být jen velice obtížně zaručena souosost a obvodové házení obou polovin ložiska. Dosedací plocha sestavy víka hlavy válců zahrnuje nejen samotné tělo víka, ale i spodní plochy ložisek, které těsní vstup tlakového oleje z hlavy válců (viz Obr. 50). Pro zajištění rovinnosti celé dosedací plochy musí být rovněž obrobena až po smontování ložisek.

Konstrukci víka hlavy válce je tedy nutné rozdělit na polotovary, kde bude obrobena základní geometrie víka a demontovatelných částí ložisek, a na sestavové obrábění, kde budou obrobena kluzné plochy ložisek a další funkční plochy.



Obr. 47 - Víko hlavy válce, polotovary - pohled shora

1 – Příklad na obrábění čelních ploch ložisek, 2 – Otvory pro šrouby ložisek

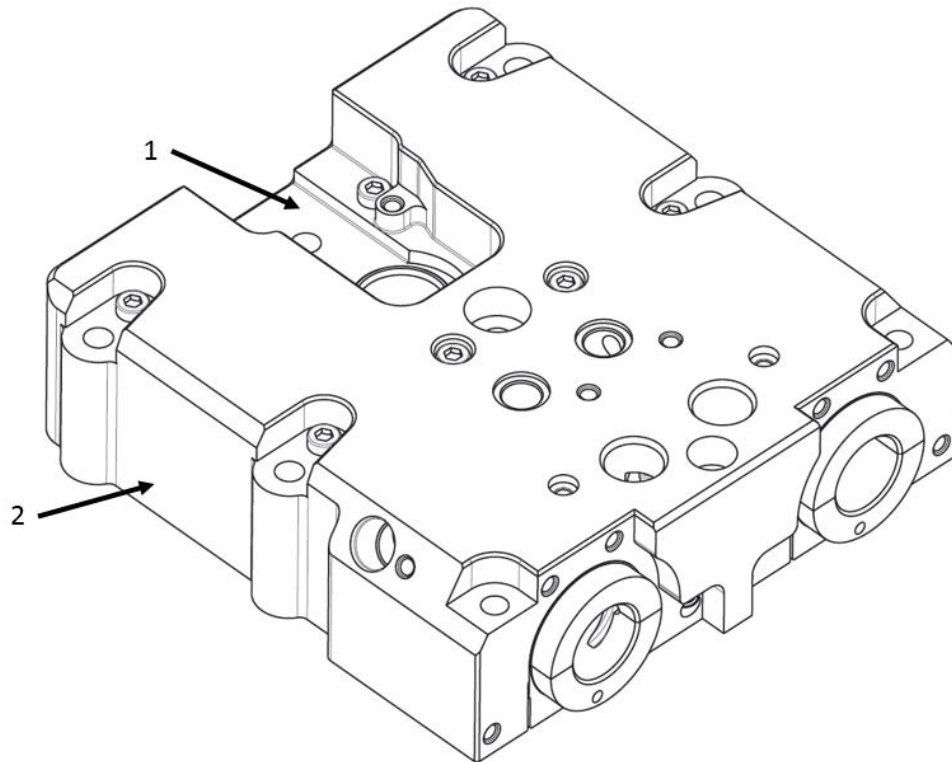


Obr. 48 - Víko hlavy válce, polotovaru – pohled ze spodní strany

1 – Přídavek na obrábění kluzných ložisek, 2 – Plošky pro středění ložisek, 3 – Spodní dosedací plocha s přídavkem na obrobení na čisto, 4 – Kanálek pro natáčení proti směru otáčení, 5 – Otvory pro solenoidové ventily systému variabilního časování

Na polotovaru jsou obrobené plochy definující základní tvar víka. Dále pak dosedací a středící plochy pro montáž ložisek, otvory pro solenoidové ventily systému variabilního časování a olejové kanálky pro natáčení vaček proti směru otáčení. Kvůli umístění těchto kanálků by nebylo možné vyvrtat je po montáži čelních ložisek.

Na spodní dosedací ploše je přídavek na obrábění na čisto 1 mm. Přídavek na sestavové obrobení kluzných ložisek je 1 mm na průměru, respektive 0,5 mm na poloměru.

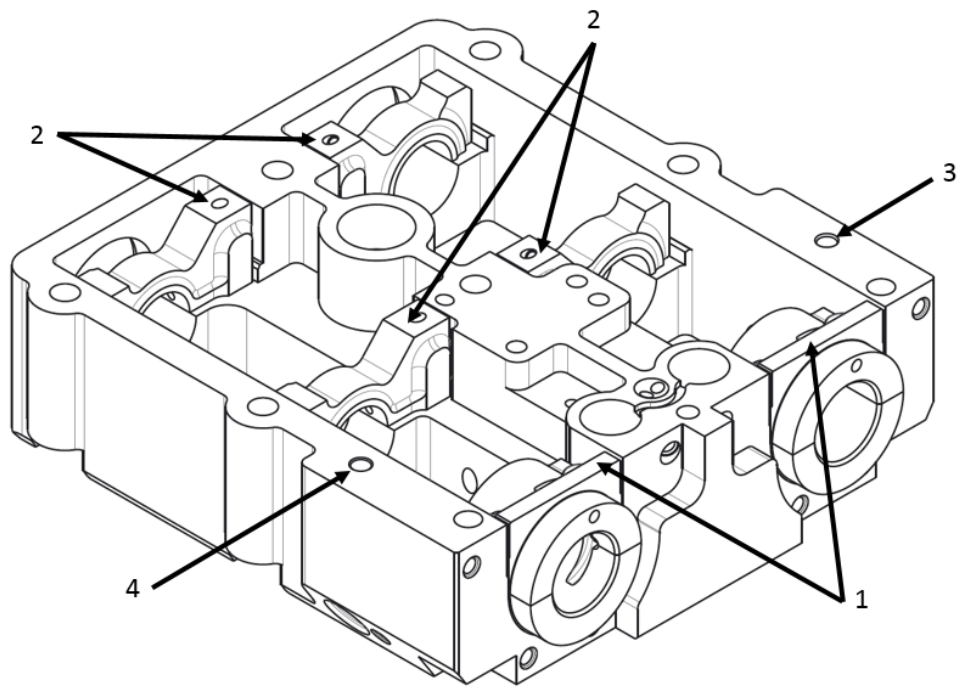


Obr. 49 - Viko hlavy válce, sestavové obrábění - pohled shora

1 – Prostor pro zapalovací cívku, 2 – Odlehčení na bocích víka

Hlavní změny ve srovnání s konceptním návrhem varianty 3 jsou označeny na Obr. 49. Jedná se o zvětšení prostoru pro zapalovací cívku, tak aby byla umožněna její snadnější demontáž. Dále pak odlehčení přebytečného materiálu na bocích víka. Rovněž bylo provedeno nemalé množství změn souvisejících s rozdělením na polotovary a sestavové obrábění: přídavky na obrábění, optimalizace tloušťek stěn, posunutí některých vývrtů atd. Tyto drobné změny zde nebudu popisovat, protože nijak zásadně nemění vzhled ani funkci víka a jejich popis by byl značně obsáhlý.

Pro sestavové obrábění jsou instalována všechna ložiska, upevňovací šrouby jsou dotaženy momentem $10 \pm 1 \text{ Nm}$ pro zajištění požadovaného předpětí spoje. V sestavě je jako první obrobena spodní dosedací plocha a středící důlky sloužící jako referenční body pro další obrábění. První středící důlek (viz Obr. 50) slouží jako nulový bod, je k němu vztažena většina kót a geometrických tolerancí umístění vývrtů. Jeho další funkcí spolu s druhým středícím důlkem je zajištění správné pozice vůči hlavě válců prostřednictvím středícího kolíku. Tolerance umístění děr pro šrouby k upevnění víka k hlavě válce se musí vztahovat ke stejnému středícímu kolíku i na výkrese hlavy válce, tak aby byla zaručena smontovatelnost.



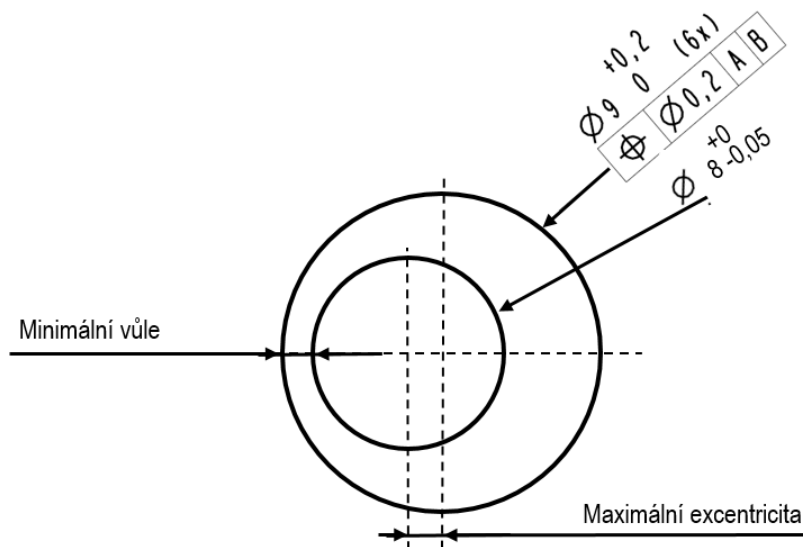
Obr. 50 - Víko hlavy válce, sestavové obrábění - pohled ze spodní strany

1 – Dosedací plochy čelních ložisek, 2 – Dosedací plochy ložisek sacího a výfukového vačkového hřídele s přívodem tlakového oleje pro mazání ložisek, 3 – První středící důlek – nulový bod, 4 – Druhý středící důlek

Další v pořadí se obrobí kluzné plochy ložisek, díry pro šrouby k upevnění víka k hlavě válce a všechny další vývrty a kanálky. Přesné pozice a rozměry jednotlivých prvků jsou zaneseny v přiložené výkresové dokumentaci.

- **Rozměrové obvody**

Jak je zmíněno výše, nutnou podmínkou pro smontovatelnost je vyřešení rozměrových obvodů. Ty se odvíjí od způsobu kótování a velikosti hodnot geometrických a rozměrových tolerancí. Většina rozměrů je kótovaných od nulového bodu, taky aby se tolerance jednotlivých rozměrů navzájem nesčítaly. Hodnotu tolerance jsem vždy volil tak aby byly díly stoprocentně smontovatelné. Jedná se především o umístění děr pro šrouby, kde je vždy zaručena minimální vůle. Příklad výpočtu ne naznačen na následujícím schématu.



Obr. 51 - Schéma k výpočtu rozměrových obvodů

Výpočet provádím vždy pro nejhorší případ, jaký může nastat. V tomto případě maximální průměr šroubu, minimální průměr díry a maximální excentricita šroubu a díry. Tolerance umístění závitu šroubu má stejnou hodnotu jako umístění díry pro šroub (tedy 0,2) a je kótována od stejné základny. Podle následujícího triviálního výpočtu pak dostávám minimální hodnotu vůle 0,3mm.

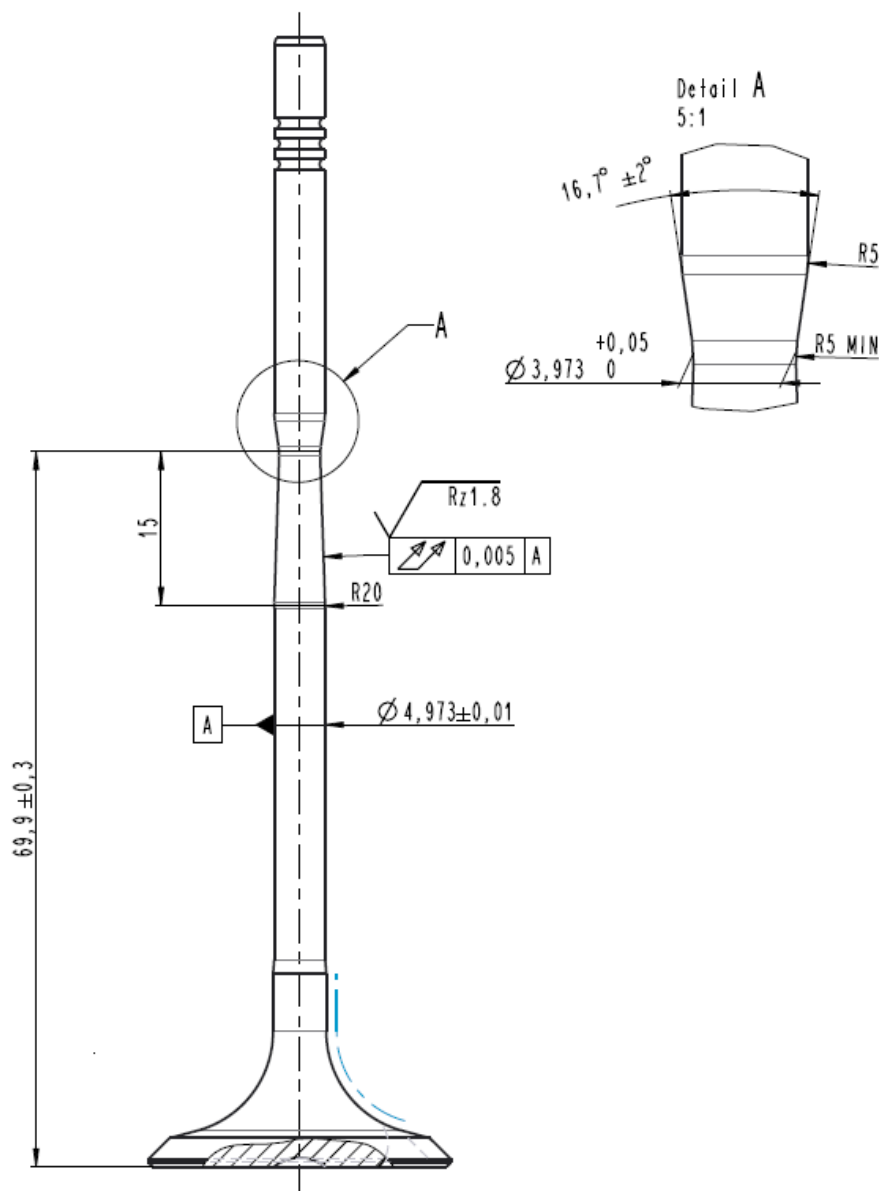
$$\frac{9 - 8}{2} - 0,1 - 0,1 = 0,3 \quad (4)$$

Podobně jsou počítána všechna další místa konstrukce, která takový výpočet ze svého principu vyžadují. Hodnoty tolerancí jsou pak k dohledání v přiložených výkresech.

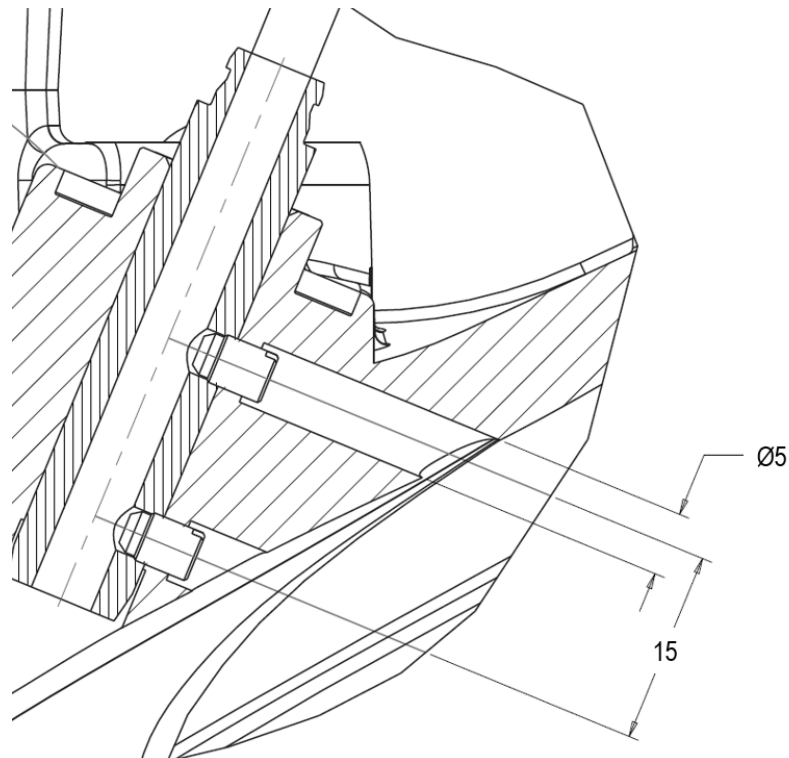
9.2 Systém snímání zdvihu ventilu

Při detailním návrhu je potřeba specifikovat rozměry a polohu snímaného kužele a odpovídající umístění snímačů odlehlosti. Maximální rozsah snímače je 0,4mm, zdvih ventilu je 9mm. Délka kužele by měla pokrýt celý rozsah zdvihu, zároveň se v krajních polohách nesmí do snímané oblasti dostat přechod z kužele na válcovou plochu. Velikost snímané plochy byla konzultována s výrobcem a doporučení je následující: „Vzhledem k tomu, že se jedná o stíněný snímač, pokrývá pouze plochu o velikosti svého průměru“ (4,6mm). Tím se dostáváme na minimální délku kužele

13,6mm (zdvih + 2 poloměry v krajních polohách). S přihlédnutím k technologii výroby však nelze zaručit přesnou vzájemnou pozici snímače a kužele. Volím tedy délku kužele 15mm, přesah 1,4mm by měl pokrýt výrobní odchylky. Pro přesnost měření je důležité využít celého rozsahu snímače. Rozdíl vzdáleností mezi kuželem a snímačem tedy musí být co nejbliž hodnotě 0,4mm. S prodloužením kužele přes minimální délku je tedy vhodné zmenšit minimální poloměr ventilu ve zúženém místě. Volím tedy úběr materiálu 0,5 mm na poloměru, což je 1mm na průměru. Rozměry pro zbrošení ventilu jsou na následujícím obrázku.



Obr. 52 - Rozměry pro zbrošení sacího ventilu



Obr. 53 - Detail umístění snímačů odlehlosti Micro-Epsilon ES04 ve vodítku ventilu

Pro zajištění co nejpresnějšího umístění je vhodné nejprve oměřit zbroušený ventil a jeho pozici v hlavě válce při dosednutí do ventilového sedla. A až poté s ohledem na změřená data vyvrtat díry pro snímače. Z tohoto důvodu je na Obr. 53 zakótováno pouze vzájemné umístění snímačů, nikoliv jejich umístění vůči hlavě válce.

10 Kontrolní výpočty

Po návrhových výpočtech a detailním designu logicky následuje kontrola nejvíce namáhaných dílů. Výstupem kontrolních výpočtů je verdikt, zda je navržená konstrukce schopná bezporuchového provozu. Pokud by tomu tak nebylo, je nutné navrhnout změny v konstrukci tak, aby vyhovovala novým požadavkům.

10.1 Torzní kmity

Abych ověřil, zda neleží některá z vlastních frekvencí vačkového hřídele blízko provozního spektra otáček motoru, provedl jsem modální analýzu. Základem pro výpočet vlastních frekvencí soustavy je pohybová rovnice ve tvaru:

$$\underline{M}\ddot{x} + \underline{B}\dot{x} + \underline{K}x = 0 \quad (5)$$

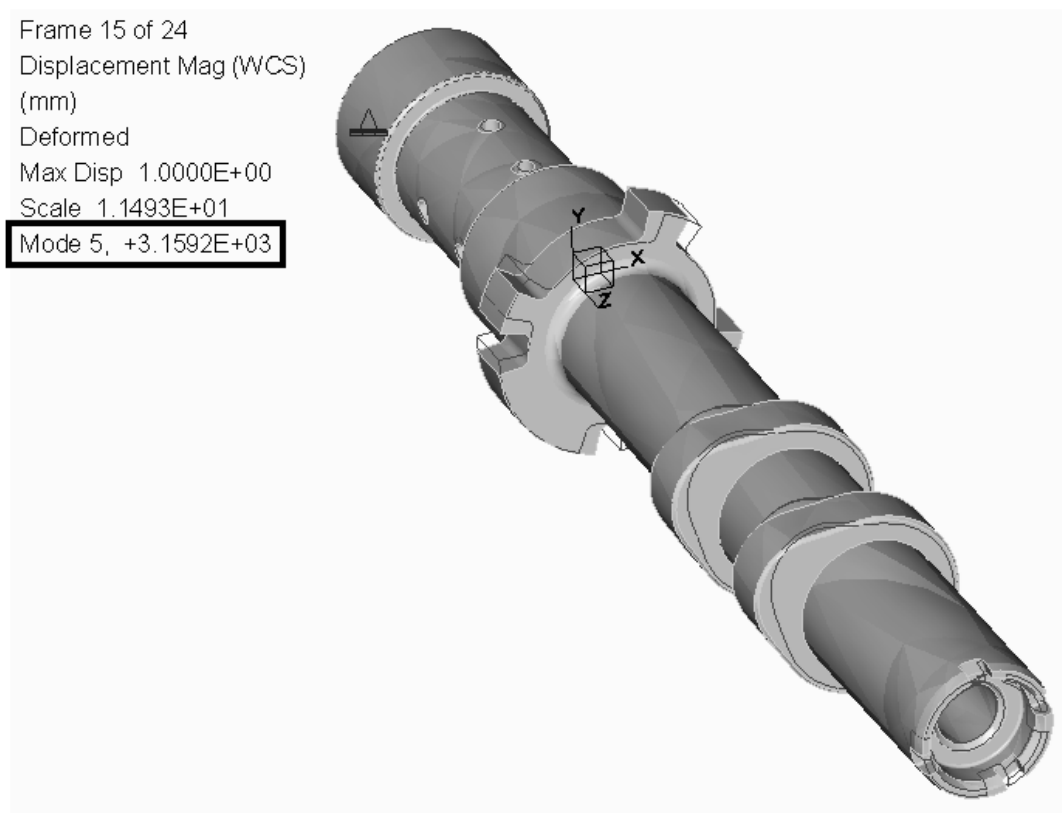
Kde \underline{M} je matice hmotnosti, \underline{B} matice tlumení, \underline{K} matice tuhosti, x výchylka a její časové derivace, tedy rychlost a zrychlení. Pro netlumenou soustavu se rovnice zjednoduší na tvar:

$$\underline{M}\ddot{x} + \underline{K}x = 0 \quad (6)$$

Vlastní frekvence Ω pak dostaneme získáním kořenů ($\lambda = \Omega^2$) charakteristické rovnice:

$$\det(-\underline{M}\Omega^2 + \underline{K}) = 0 \quad (7)$$

Modální analýzu jsem provedl prostřednictvím modulu Creo Simulate, který je součástí softwaru PTC Creo Parametric 2.0.



Obr. 54 - Analýza torzních kmitů vačkového hřídele

První čtyři vlastní tvary kmitu náležejí ohybovému kmitání. Vlastní tvar kmitu odpovídající torzi nastává při páté vlastní frekvenci, která má hodnotu $f = 3\,159\text{ Hz}$. Pokud tuto frekvenci převedeme na otáčky motoru podle následujícího vztahu.

Kde $n_m [ot.min^{-1}]$ jsou otáčky motoru a $n_v [ot.min^{-1}]$ otáčky vačkového hřídele.

$$n_m = 2n_v = 2.60. f \quad (8)$$

Dostaneme hodnotu $n_m = 379\ 080\ ot.min^{-1}$. Vzhledem k tomu, že maximální otáčky motoru jsou $6000\ ot.min^{-1}$, lze konstatovat, že se vlastní frekvence torzních kmitů nachází v bezpečné oblasti daleko mimo provozní otáčky a nepředstavuje tedy žádné riziko.

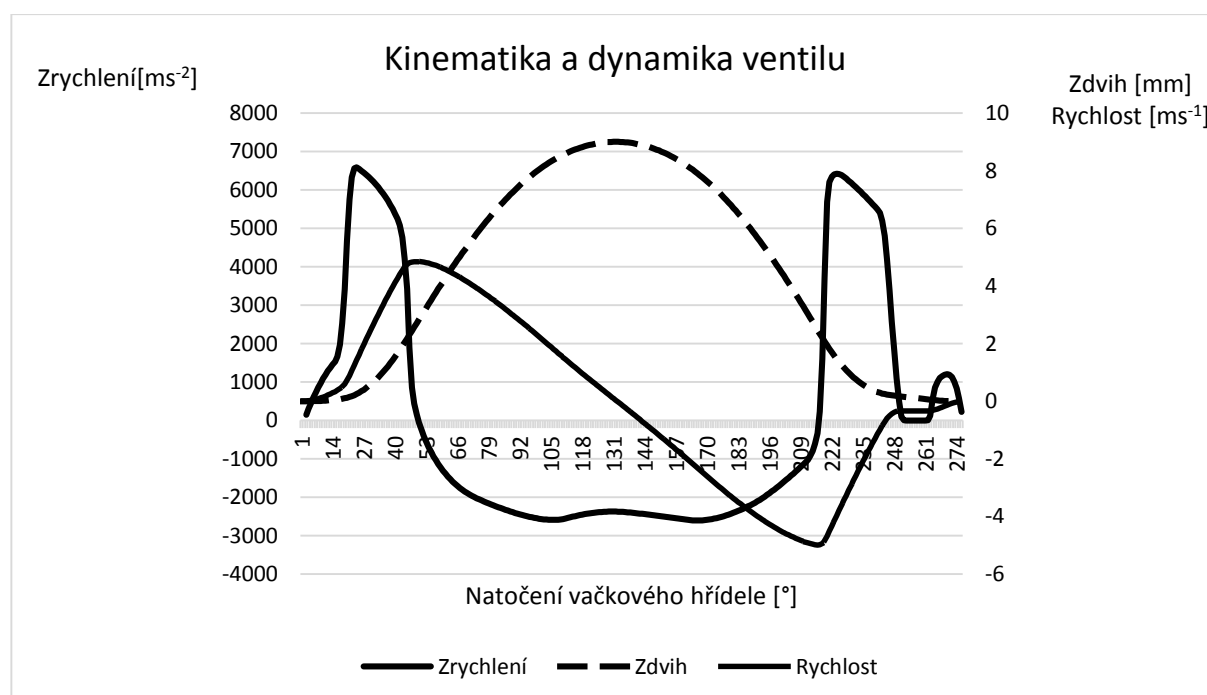
10.2 Únosnost ventilu

Jak jsem již zmiňoval v kapitole 8, zúžení sacího ventilu pro účely měření zdvihu se stává kritickým místem konstrukce. Proto je nezbytné zkontrolovat, zda je takto upravený ventil schopen odolávat zatížením při provozu motoru.

Při výpočtu jsem vycházel ze zdvihové křivky ventilu, z níž jsem spočítal rychlosti a zrychlení na ventilu při maximálních provozních otáčkách $6000\ ot.min^{-1}$ podle následujících vztahů.

$$v = \frac{dh}{dt} ; a = \frac{dv}{dt} ; \quad (9)$$

Kde $v [ms^{-1}]$ je rychlost, $h [m]$ zdvih ventilu, $a [ms^{-2}]$ zrychlení a $t [s]$ čas. Vypočtené hodnoty jsem vynesl do následujícího grafu.



Obr. 55 - Kinematika a dynamika ventilu

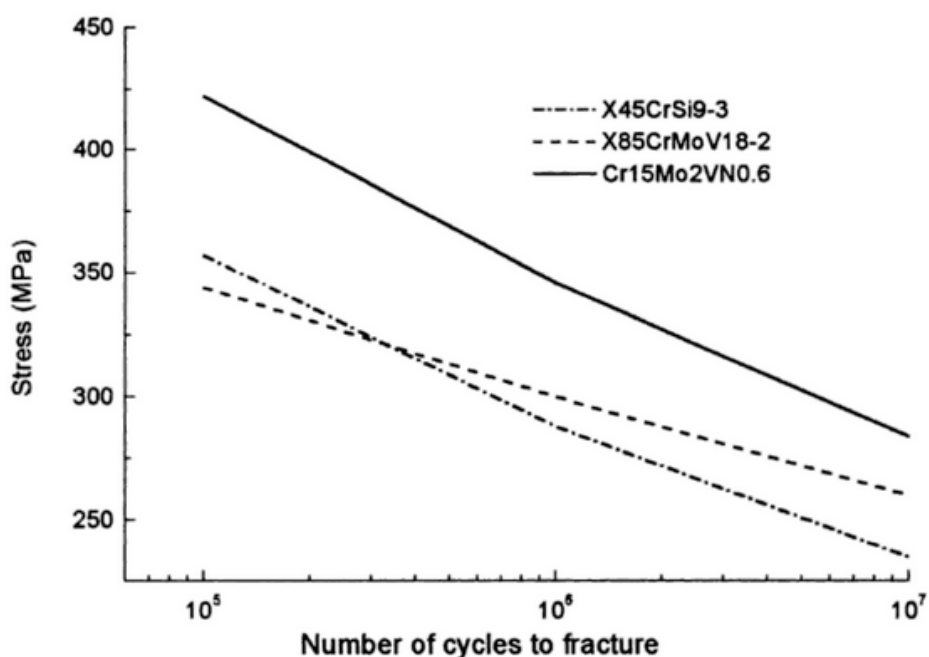
Maximální hodnota zrychlení ventilu je 6587 ms^{-2} , podle druhého Newtonova pohybového zákona je časová změna vektoru hybnosti je rovna působící síle.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{d(mv)}{dt} = ma = F \quad (10)$$

Kde P [kgms^{-1}] je hybnost, m [kg] hmotnost, v [ms^{-1}] rychlost, F [N] síla a t [s] čas. Hmotnost volného konce ventilu od zúženého místa je $m = 31 \text{ g}$. Síla působící při maximálním zrychlení je tedy $F = 202,9 \text{ N}$. Napětí σ v místě zúžení se spočítá následovně:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi r^2} \quad (11)$$

Dosazením poloměru ve zúženém místě a maximální síly dostaneme $\sigma = 16,4 \text{ MPa}$. Vzhledem k počtu cyklů musí být ventil dimenzován na tzv. „nekonečnou životnost“ což odpovídá počtu cyklu vyšším než 10^7



Obr. 56 - Wöhlerova křivka pro oceli X45CrSi9-3, X85CrMoV18-2, Cr15Mo2VN0.6 [7]

Podle Wöhlerovy křivky pro materiál X45CrSi9-3 je maximální dovolené napětí pro 10^7 cyklů $\sigma_d = 68 \text{ MPa}$. Porovnáním maximálního a dovoleného napětí dostaneme bezpečnost:

$$K = \frac{\sigma_d}{\sigma_{max}} = \frac{68}{16,4} = 4,1 \quad (12)$$

Podle výpočtu je tedy zúžený ventil schopen bezporuchového provozu.

11 Závěr

Ve své práci jsem provedl rešerši v oblasti konstrukce, dynamického chování, měření a simulace rozvodových mechanismů pístových motorů s vnitřním spalováním. Analyzoval jsem stávající řešení motorů AVL 5402.088 a Škoda. Na základě získaných poznatků jsem navrhnul několik možných variant provedení prototypového víka ventilů a systému měření zdvihu ventilu pro experimentální jednoválcový motor. Navržená řešení jsem podrobil vícekritériálnímu hodnocení a vybral z nich jedno, které nejlépe vyhovuje všem požadavkům.

Pro vybrané řešení jsem zpracoval detailní návrh 3D modelu. Dále jsem výpočtem zkontroloval nejvíce namáhané díly a zpracoval kompletní výrobní výkresovou dokumentaci. Navržené řešení zahrnuje vyměnitelné vačkové hřídele, variabilní časování sacích i výfukových ventilů, systém pro deaktivaci ventilů, adaptér pro snímání polohy vačkových hřídelů a systém pro snímání zdvihu sacího ventilu.

Cíle práce byly tímto bez výjimky splněny. V současné době jsou již některé díly zadány do výroby. Další navrhovaný postup práce spočívá v zajištění výroby jednotlivých dílů, následně pak provedení montáže, zprovoznění a kalibrace měřicích systémů. Naprogramování řídicí jednotky a konečně první start zkušebního jednoválcového motoru.

Seznam příloh:

- 1 – Výkres: Sestava víka hlavy válce
- 2 – Výkres: Sestavové obrábění
- 3 – Výkres: Víko hlavy válce - polotovar
- 4 – Výkres: Vačkový hřídel - sání
- 5 – Výkres: Vačkový hřídel - výfuk
- 6 – Výkres: Čelní ložisko - polotovar
- 7 – Výkres: Ložisko – sání - polotovar
- 8 – Výkres: Ložisko – výfuk - polotovar
- 9 – Výkres: Uložení simeringu - sání
- 10 – Výkres: Uložení simeringu - výfuk
- 11 – Výkres: Adaptér IRC snímače
- 12 – Výkres: Záslepka INA
- 13 – Výkres: Distanční trubka

Seznam použité literatury:

- [1] TAYLOR, Charles Fayette. *The internal-combustion engine in theory and practice*. 2nd ed., rev. Cambridge, Mass.: M.I.T. Press, 1985, 2 v. ISBN 026220052X2.
- [2] Macek, Jan. *Spalovací motory I*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. bla
- [3] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, c1988, xxix, 930 p., [2] p. of plates. ISBN 00-702-8637-X.
- [4] CHILDS, Peter R. N. *Mechanical design engineering handbook*. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, 2014. ISBN 0080977596.
- [5] BEER, Ferdinand P. *Vector mechanics for engineers*. 9th ed. Boston: McGraw-Hill Companies, c2010. ISBN 9780073529400.
- [6] HE, Jimin. a Zhi-Fang. FU. *Modal analysis*. Oxford ;: Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 0750650796.
- [7] GAVRILÍUK, V. G. a Hans BERNS. *High nitrogen steels: structure, properties, manufacture, applications*. New York: Springer, c1999. ISBN 3540664114.
- [8] AVL. *Single Cylinder Research Engine 5402.088 — User's Guide*. 2012
- [9] Micro-Epsilon Czech Republic spol. s.r.o.. *Eddy current sensors for displacement and position – firemní katalog*. 2016
- [10] Micro-Epsilon Czech Republic spol. s.r.o.. *Linear inductive displacement sensors – firemní katalog*. 2016
- [11] Volkswagen AG. Wolfsburg, Německo. *Interní materiály*. Nепublikováno.
- [12] Kolečkář, Pavel. *Úprava pohonu rozvodu experimentálního jednoválce*. Praha, 2014. Bakalářská práce. České Vysoké Učení Technické v Praze. Vedoucí práce Ing. Jiří Vávra, Ph.D
- [13] Tichánek, Radek. *Optimalizace zdvihové funkce ventilu*. Praha, 2007. Disertační práce. České Vysoké Učení Technické v Praze.
- [14] OIKE, Ken a Keiichi DAN. *Research on Measurement and Simulation Technology of Valve Behavior during Engine Firing* [online]. In: . s. - [cit. 2016-

05-05]. DOI: 10.4271/2011-01-0743. Dostupné z: <http://papers.sae.org/2011-01-0743/>

[15] ASAD, Usman, Raj KUMAR, Xiaoye HAN a Ming ZHENG. Precise instrumentation of a diesel single-cylinder research engine. *Measurement* [online]. 2011, 44(7), 1261-1278 [cit. 2016-05-12]. DOI: 10.1016/j.measurement.2011.03.028. ISSN 02632241. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263224111001163>

[16] Lotus Engineering Ltd. *Elite/Eclat parts manual - Engine (912)*

[17] Lotus Engineering Ltd. *Elan parts manual - Engine Lotus TwinCam I4*

[18] Daimler AG. *R4-SI-ENGINE M271 KE18 ML/1-Part list*