



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Úprava ventilového rozvodu motoru Škoda pro provoz
Atkinsonova i Millerova cyklu**

**Valve Train Modification of a Skoda Engine to Implement both
the Atkinson and the Miller Cycle**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor:	bez oboru
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Ľubomír Miklánek, Ph.D.



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní,

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Technická 4, 166 07 Praha 6

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student: **Petar KOVAČ**

program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

obor: **bez oboru**

název česky: **Úprava ventilového rozvodu motoru Škoda pro provoz Atkinsonova i Millerova cyklu**

název anglicky: **Valve Train Modification of a Skoda Engine to Implement both the Atkinson and the Miller Cycle**

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rešerši existujících řešení úprav ventilových rozvodů pro provoz Atkinsonova nebo Millerova pracovního cyklu.
2. Navrhněte vhodné řešení úprav ventilového rozvodu OHV automobilového motoru Škoda 781 NG, pomocí kterého lze dosáhnout provozu na Millerův i Atkinsonův pracovní cyklus.
3. Ve 3D modeláři vypracujte animaci upraveného rozvodového mechanismu.

Rozsah průvodní zprávy: 20 stran

Rozsah grafických prací: Animace navrženého mechanismu, 1 výkres A4

Seznam doporučené literatury:

[1] SAE papers.

[2] Odborné časopisy, např. MTZ, ATZ, Mecca,...

[3] Vysokoškolské učebnice a skripta, např. Macek, J.: Spalovací motory. ČVUT v Praze, 2012.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Lubomír Miklánek, Ph.D.

Konzultant bakalářské práce: Ing. Lubomír Miklánek, Ph.D.

Datum zadání bakalářské práce: 30. dubna 2015

Datum odevzdání bakalářské práce: 19. června 2015

Neodevzdá-li student bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Zadání bakalářské práce převzal dne: 29.4.2015

.....
Student


Doc. Ing. Oldřich VÍTEK, Ph.D.

.....
Vedoucí ústavu




Prof. Ing. Michael VALÁŠEK, DrSc.

.....
Děkan fakulty

V Praze dne 7. dubna 2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou bakalářskou práci zpracoval samostatně a souhlasím s tím, že výsledky této bakalářské práce mohou být využity podle uvážení vedoucího této práce Ing. Lubomíra Miklánka, Ph.D. jako jejího spoluautora.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat všem, co mi při realizaci této bakalářské práce pomáhali. Především bych chtěl poděkovat vedoucímu a zároveň konzultantovi své bakalářské práce Ing., Lubomíru Miklánkovi, Ph.D. za jeho čas a cenné rady a připomínky, které mi během vypracování věnoval. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu v období tvorby této práce.

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá problematikou nekonvenčních cyklů spalovacího motoru – Atkinsonův (LIVC) a Millerův cyklus (EIVC). Práce představuje současné řešení variabilních ventilových rozvodů, která umožňují provoz těchto nekonvenčních cyklů v nízkém zatížení. V další části práce je uveden návrh tří variant úpravy ventilového rozvodu OHV motoru Škoda 781, které umožňují provoz jak konvenčního Ottova cyklu, tak nekonvenčních cyklů Atkinsonova a Millerova. Změny pracovního cyklu lze dosáhnout za chodu motoru. Z těchto variant byla vybrána jedna varianta, pro kterou byly vypočítány a graficky znázorněny průběhy zdvihu sacího ventilu. Zároveň byly v 3D modeláři Autodesk Inventor vytvořeny animace upraveného ventilového rozvodu.

Klíčová slova: ventilový rozvod, Ottův cyklus, Atkinsonův cyklus, Millerův cyklus, OHV

Abstract

This Bachelor thesis deals with the issue of unconventional cycles of an internal combustion engine – Atkinson cycle (LIVC) and the Miller cycle (EIVC). The work represents contemporary solutions of variable valve trains, which allow operation of these unconventional cycles at part load. The second part contains three variants of modified OHV valve train of the Skoda 781 engine, which enable operation of conventional Otto cycle or unconventional cycles Atkinson and Miller's. Change of the working cycle should be possible during the engine operation. The most suitable variant of valve train modification is chosen. The calculated behaviour of intake valve lift is graphically displayed in the work. At the same time, created animations of the modified valvetrain using the Autodesk Inventor 3D[®] are presented.

Keywords: valve train, Otto cycle, Atkinson cycle, Miller cycle, OHV

Obsah

1. Úvod.....	9
2. Nekonvenční cykly – Atkinsonův a Millerův	10
2.1. Atkinsonův cyklus	10
2.2. Millerův cyklus	11
3. Variabilní ventilové rozvody.....	13
3.1. Rozvody se změnou časování ventilů	13
3.1.1. i-VTEC	13
3.1.2. VVT-i	14
3.1.3. VVT-iE.....	15
3.1.4. MAHLE Cam in Cam.....	15
3.1.5. Vanos.....	16
3.2. Rozvody se změnou zdvihu ventilu	16
3.2.1. Valvetronic	16
3.2.2. Valvematic.....	17
3.2.3. VVEL	19
3.2.4. 3D vačka.....	20
3.3. Rozvody kombinující změnu zdvihu a časování ventilu	21
3.3.1. MultiAir.....	21
3.3.2. VarioCam Plus.....	22
3.4. Bezvačkové ovládání ventilu	23
4. Rozdělení variabilních rozvodů z hlediska ovládání.....	25
4.1. Ovládání servomotorem.....	25
4.2. Hydraulické ovládání	25
4.3. Elektrohydraulické ovládání	25
4.4. Pneumatické ovládání	25
5. Rozdělení variabilních rozvodů z hlediska nekonvenčních pracovních cyklů	26

6.	Návrh úprav ventilového rozvodu motoru Š781	27
6.1.	Časování původního VR motoru Škoda 781	27
6.1.1.	Výpočet statických sil ve ventilovém rozvodu.....	27
6.2.	Cíl úpravy rozvodu OHV - možnosti a omezení	28
6.3.	Návrh tří variant úpravy rozvodu OHV	29
6.3.1.	Varianta 1: Hydraulické ovládání ventilového rozvodu.....	29
6.3.2.	Varianta 2: Pneumatické ovládání sacího ventilu	31
6.3.3.	Varianta 3: Mechanický ovládaný mechanismus	31
6.4.	Výběr vhodné varianty pro úpravu VR.....	32
6.4.1.	Konstrukční uspořádání upraveného VR.....	32
6.4.2.	Grafické průběhy zdvihu sacího ventilu při Millerově cyklu.....	34
6.4.3.	Výpočet průběhu zpožděného uzavírání sacího ventilu u Atkinsonova cyklu...	36
6.4.4.	Grafické průběhy zdvihu sacího ventilu při Atkinsonově cyklu	37
7.	Závěr.....	39
	Použitá literatura	40
	Seznam použitých zkratk a označení	43
	Seznam obrázků	45
	Seznam příloh	47

1. Úvod

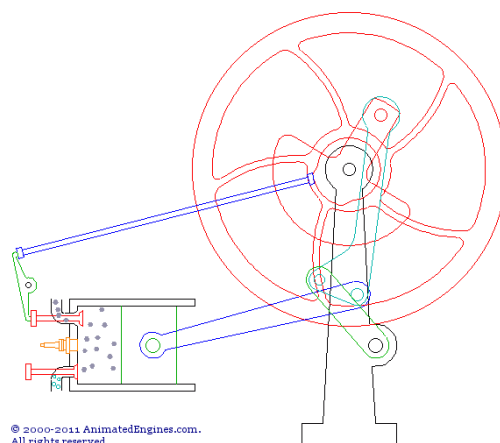
V současné době je kladen velký důraz na hospodárnost a nízké emise spalovacích motorů. Automobilky jsou povinny splnit emisní limity, které jsou rok od roku přísnější. Snižování spotřeby paliva a emisí je dosahováno různými postupy. V poslední době se prosazuje hlavně downsizing, tedy snižování objemu motoru při zachování stejného výkonu. Některé automobilky však zvolily jiný postup a tím je implementace jiného než Ottova cyklu. Ottův cyklus je výhodný pro vyšší zatížení motoru, při nižším zatížení nedosahuje takové efektivity. Jelikož spalovací motor v běžném provozu pracuje většinou v nízkém zatížení, je výhodné motor provozovat v některém z nekonvenčních cyklů, které v tomto režimu dosahují lepší účinnosti.

První částí práce se zabývá mechanismy variabilních rozvodů, které umožňují provoz v Atkinsonově nebo Millerově cyklu. Druhou částí práce je návrh mechanismu pro motor Škoda 781, který umožní provoz v Ottově, Atkinsonově i Millerově cyklu.

2. Nekonvenční cykly – Atkinsonův a Millerův

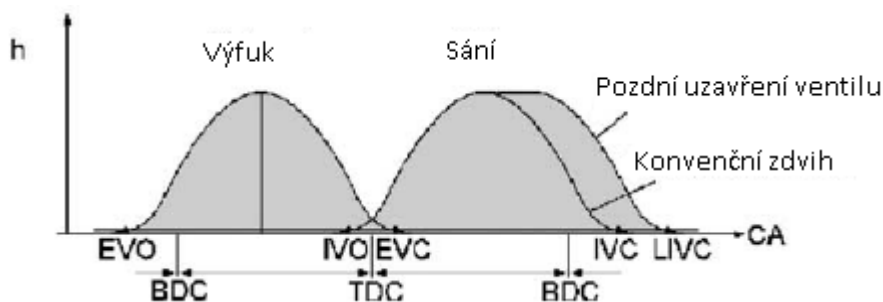
2.1. Atkinsonův cyklus

Teoretický Atkinsonův cyklus umožňuje průběh všech čtyř taktů během jediné otáčky klikového hřídele. Původního Atkinsonova cyklu bylo dosaženo za pomoci komplikovaného kloubového mechanismu, díky kterému bylo dosaženo rozdílného expanzního a kompresního poměru. [4] Expanze je při Atkinsonově cyklu delší než komprese. Díky tomuto rozdílu by mělo být teoreticky dosaženo vyšší účinnosti než u Ottova cyklu. [3]



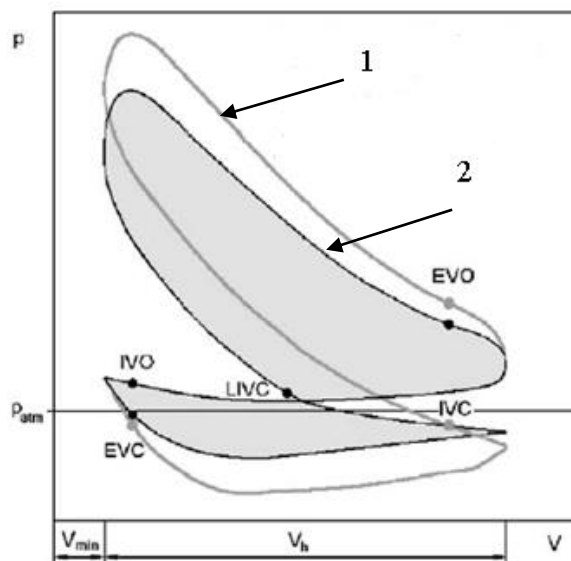
Obr. 1 Původní mechanismus pro dosažení Atkinsonova cyklu [4]

V současné době je rozdíl v délce expanze a komprese dosahováno za pomoci pozdního uzavření sacího ventilu během kompresního zdvihu. (Late Intake Valve Closing – LIVC). Tento cyklus je nazýván jako modifikovaný Atkinsonův cyklus. [10]



Obr. 2 Časování u Atkinsonova cyklu [5]

U spalovacího motoru pracujícího v Ottově cyklu zůstává ve válci po expanzi stále poměrně vysoký tlak. Tento tlak je vyšší, než tlak ve výfukovém potrubí. Otevřením výfukového ventilu je ztracena potenciálně využitelná energie. Pakliže bychom tuto energii dokázali využít, zajistili bychom vyšší účinnost motoru. Při Atkinsonově cyklu je tento tlak nižší díky rozdílnému expanznímu a kompresnímu poměru. [2]



Obr. 3 p-V diagram Atkinsonova (2) a Ottova cyklu (1) [5]

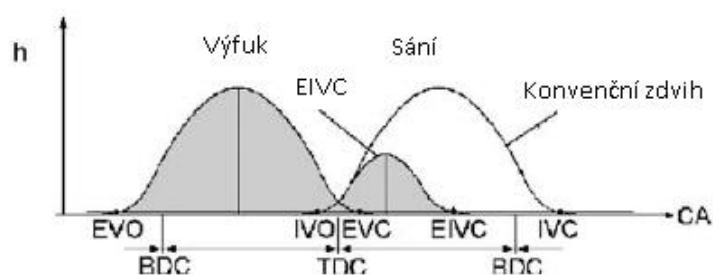
Při Atkinsonově cyklu také dochází k nižším ztrátám v sání, což rovněž zvyšuje účinnost. Nízkého zatížení je u Ottova cyklu docíleno restrikcí v sání škrticí klapkou. V sání vzniká podtlak, který znesnadňuje nasátí pracovní směsi do válce. U Atkinsonova cyklu může být škrticí klapka otevřena pod vyšším úhlem, jelikož část směsi je poté vytlačena zpět do sání. Podtlak v sání je tudíž nižší a to usnadňuje nasátí směsi do válce. [10]

Aby motor pracující v Atkinsonově cyklu dosáhl dostatečného výkonu, musí mít dostatečně vysoký efektivní kompresní poměr. To znamená, že geometrický kompresní poměr poté nabývá velmi vysokých hodnot. Vzhledem k tomu, že při vyšším zatížení musí motor pracovat v Ottově cyklu, docházelo by k nežádoucímu klepání. [15]

2.2. Millerův cyklus

Existují 2 druhy Millerova cyklu. První je podobný cyklu Atkinsonovu, dochází rovněž ke zpožděnému uzavírání sacího ventilu. Abychom však při pohybu pístu směrem k horní úvratí (sací ventil zůstává otevřen) eliminovali vytlačení pracovní směsi zpět do sání, je motor pracující s Millerovým cyklem doplněn o kompresor. [21]

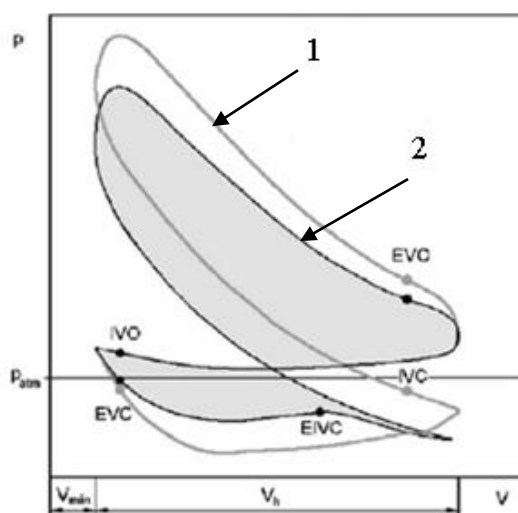
Druhý typ Millerova cyklu, který je také nazýván extrémní Millerův cyklus, uzavírá sací ventil ještě před dolní úvratí (Early Intake Valve Closing – EIVC). Dochází také k nižšímu zdvihu ventilu, čímž je zvýšena rychlost proudění a dochází k lepší tvorbě směsi. [21] [6]



Obr. 4 Časování u Millerova cyklu [5]

Jak již bylo uvedeno výše, provoz motoru v Ottově cyklu v nízkém zatížení je zajištěna restrikcí v sacím traktu motoru. Do válce se dostává menší množství vzduchu, je vstříkováno menší množství paliva a motor tedy pracuje v nízkém zatížení za cenu ztrát v sání. Předčasným zavřením sacího ventilu tyto ztráty můžeme snížit. Škrticí klapka může být otevřena pod velkým úhlem (v některých případech jí ani nemusí být vozidlo vybaveno) a množství nasávané směsi je řízeno dobou otevření sacího ventilu, která je velmi krátká. Problém však nastává při vyšším zatížení. Do válce je nutno nasát větší množství pracovní směsi. V sání tedy musí být vyšší tlak, čehož dosáhneme přepřlňováním. [21]

Stejně jako u Atkinsonova cyklu, pracuje motor s Millerovým cyklem za nižších teplot, což také snižuje vznik škodlivých emisí NO_x . Snížení teploty je dosaženo expanzí pracovní směsi, která probíhá po předčasném uzavření sacího ventilu.



Obr. 5 p-V diagram Millerova (2) a Ottova cyklu (1) [5]

3. Variabilní ventilové rozvody

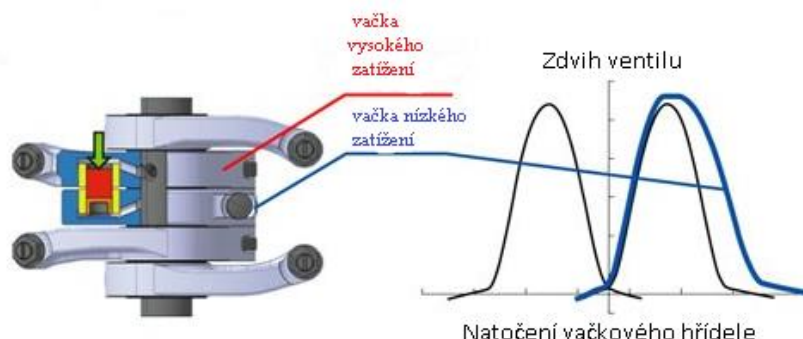
V současné době existuje nepřehledné množství typů variabilních rozvodů, které umožňují jak měnit zdvih, tak i časování a dobu otevření ventilu. Vzhledem k zaměření práce budou níže uvedeny pouze variabilní rozvody umožňující provoz Atkinsonova nebo Millerova cyklu.

3.1. Rozvody se změnou časování ventilů

3.1.1. i-VTEC

Ventilový mechanismus VTEC „Variable Valve Timing and Lift Electronic Control“, je vybaven více vahadly, každé z těchto vahadel je ovládáno jinou vačkou. Systém VTEC umožňuje až tři různé vačkové profily pro jeden válec. Každý profil je spojen s jedním vahadlem. Tato vahadla jsou spojována nebo rozpojována v závislosti na zatížení a dalších parametrech motoru. [17]

U motoru R18A je použita nejnovější generace systému nazvaná i-VTEC. Tento systém využívá mechanismu VTEC se dvěma profily vaček. Jeden profil pro nízké zatížení, druhý pro volnoběh a vysoké zatížení. Při nízkém zatížení jsou obě vahadla spojena. Vačka má větší rozměr než vačka pro vysoké zatížení a přebírá tedy funkci. Dochází ke zpoždění uzavření sacího ventilu a motor funguje v Atkinsonově cyklu. Na rozdíl od systému VTEC je systém i-VTEC rozšířen o systém VTC, který umožňuje změnu časování vačkového hřídele sacích ventilů. Rozvodové kolo poháněné rozvodovým řetězem je rozděleno na dvě části. Vnitřní kolo je hydraulicky natáčeno vůči kolu vnějšímu a tím dochází ke změně časování. [6] [7]



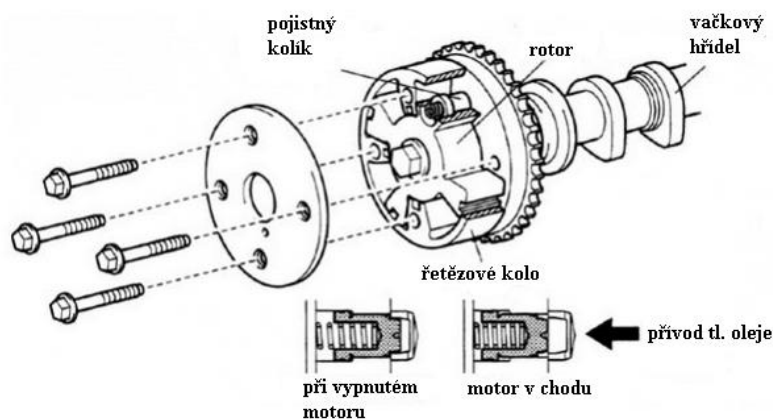
Obr. 6 Časování sacího ventilu při jízdě konstantní rychlostí. Vahadla jsou spojena a funkci přebírá dlouhá vačka umožňující Atkinsonův cyklus [6]

Při vyšším zatížení dochází k rozpojení vahadel, funkci tedy přebírá vačka pro vysoké zatížení. Vačka pro vysoké zatížení nemá větší zdvih, jelikož se dostává do provozu i při nízkých otáčkách. Čepy mezi jednotlivými vahadly jsou ovládány hydraulicky. [6]

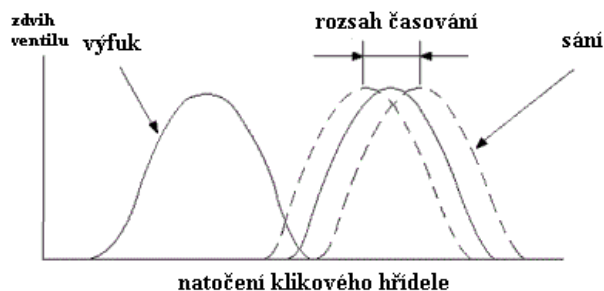
Nevýhodou systému i-VTEC je pouze skoková změna časování. Získáváme maximálně tři pevná časování ventilu, která jsou přepínána v závislosti na zatížení a otáčkách motoru. Stále zůstává prostor pro zlepšení parametrů motoru.

3.1.2. VVT-i

Systém VVT-i umožňuje plynulou změnu časování ventilů. Dochází ke změně časování o 40 až 60 °OKH. Mechanismus VVT-i se nachází uvnitř řetězového kola vačkového hřídele sacích nebo výfukových ventilů. To je rozděleno na vnější část poháněnou rozvodovým řetězem a vnitřní rotor, který je hydraulicky natáčen vzhledem k vnější části řetězového kola. Do prostoru mezi rotorem a vnější částí řetězového kola je přiváděn tlakový olej a dochází ke změně časování. [16]



Obr. 7 Složení mechanismu VVT-i, detail pojistného kolíku [16]



Obr. 8 Rozsah časování systému VVT-i [24]

System VVT-i byl použit např. u motoru 2ZR-FXE automobilu Toyota Prius, kde ve spojení s dlouhou vačkou u sacích ventilů umožňuje při nízkém zatížení provoz v Atkinsonově cyklu. K uzavření sacího ventilu dochází až 102 stupňů za dolní úvratí. Při provozu v Ottově cyklu dochází k uzavření sacího ventilu 61 stupňů za dolní úvratí. [15]

3.1.3. VVT-iE

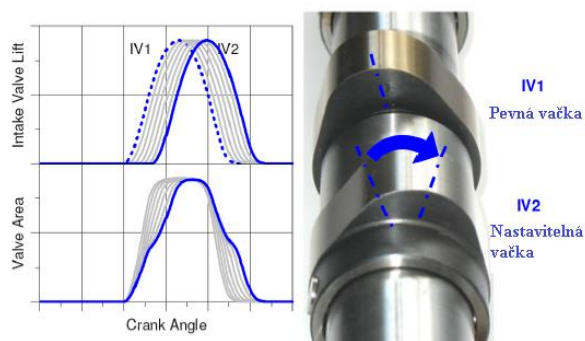
System VVT-iE se od systému VVT-i liší ovládním mechanismu. Zatímco system VVT-i využívá ke změně polohy rotoru tlak hydraulické kapaliny, u systému VVT-iE je změny polohy dosaženo elektromotorem. [11]

Nezávislost na teplotě a otáčkách motoru přináší mnoho dalších benefitů. Je možné měnit časování již během startování motoru a tím tento proces usnadnit a zrychlit. Také dochází k výraznému snížení produkce emisí uhlovodíků. [11]

3.1.4. MAHLE Cam in Cam

Vačkový hřídel firmy Mahle sestává z vnější trubky, uvnitř které se nachází hřídel. Na trubce je napevno umístěn určitý počet vaček, hřídel se nachází uvnitř trubky a vačky jsou k němu připojeny pomocí čepů. Hřídel a trubka mohou být vůči sobě natáčeny. Toto natočení je omezeno drážkou v hřídeli, ve které se pohybují čepy vaček. Podle uspořádání vaček můžeme dosáhnout různých aplikací časování ventilů. [13] [14]

Toto řešení je vhodné především pro motory s jedním vačkovým hřídelem ovládajícím sací i výfukové ventily. Při kombinaci s různými systémy variabilního časování či zdvihu je možné měnit časování např. sacích ventilů při zachování pevného časování výfukových ventilů.



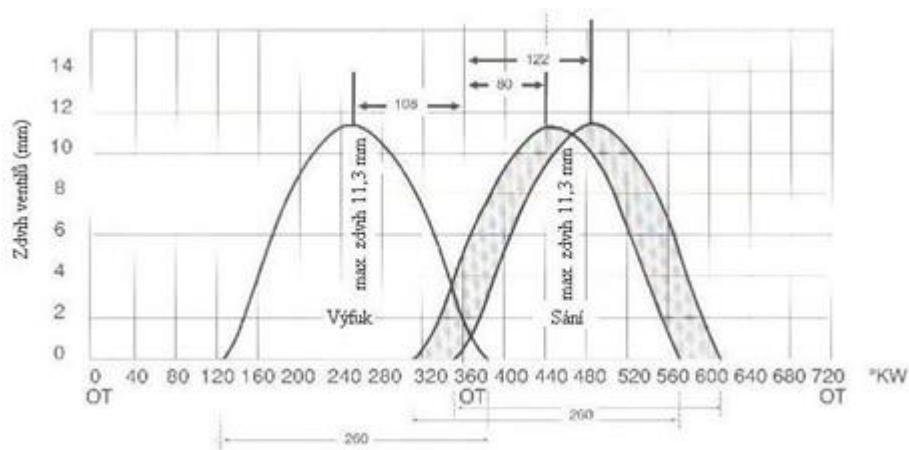
Obr. 9 Kombinace dvou vaček (pevná a nastavitelná) pro ovládní jednoho ventilu umožňující provoz v Atkinsonově cyklu [14]

3.1.5. Vanos

System VANOS od firmy BMW využívá ke změně časování ventilů šikmé drážkování u řetězových kol rozvodů. Toto drážkování je uvnitř řetězového kola, které je poháněné řetězem od klikového hřídele. Uvnitř tohoto řetězového kola je menší kolo s vnějším šikmým drážkováním, které je axiálně posuvné a umožňuje plynulou změnu časování. Tento axiální posuv je umožněn hydraulicky. Nejnovější verze umožňují v kombinaci se systémy pro variabilní zdvih ventilů (Valvetronic) dosáhnout optimálního provozu jak v nízkém tak vysokém zatížení.



Obr. 10 Posuv statoru vačkového hřídele vzhledem k rotoru [11]

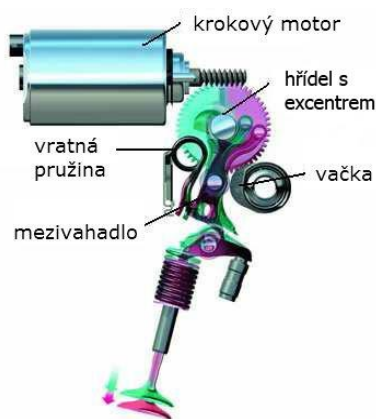


Obr. 11 Rozsah časování sacího ventilu u motoru S50B30 [37]

3.2. Rozvody se změnou zdvihu ventilu

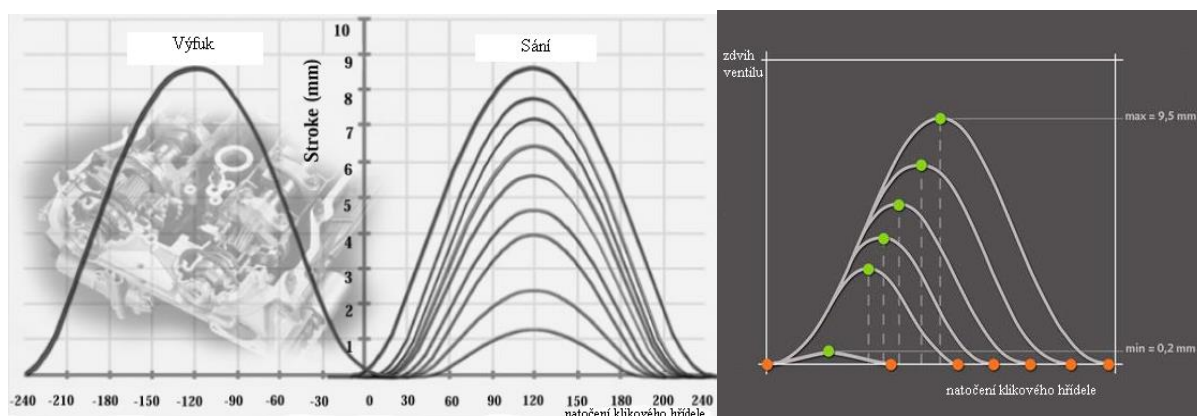
3.2.1. Valvetronic

U systému Valvetronic, vyvinutého firmou BMW, vačka nepůsobí přímo na vahadlo ventilu, ale na mezivahadlo, jehož polohu je možno změnit za pomoci hřídele s excentrem. Pokud je hřídel s excentrem v krajní poloze, konec mezivahadla, které ovládá vahadlo ventilu, se vzdálí a dochází k minimálnímu zdvihu ventilu. Pokud je excentrický hřídel natočen na maximální zdvih, dojde k přiblížení mezivahadla k vahadlu a dochází k plnému zdvihu. Excentrický hřídel mění svou polohu plynule pomocí krokového elektromotoru, zdvih se tedy plynule mění mezi těmito dvěma krajními hodnotami. [18]



Obr. 12 Schéma systému Valvetronic[20]

Při snižování zdvihu sacího ventilu dochází také ke zkrácení doby otevření sacího ventilu. Ventil je otevřen později a uzavřen dříve. Proto je systém Valvetronic kombinován se systémem Vanos, který umožní změnou časování ventilu původní okamžik otevření ventilu. Zároveň pak dochází k předčasnému uzavření sacího ventilu. Kombinace těchto systémů tedy umožňuje provoz v Millerově cyklu. [25]



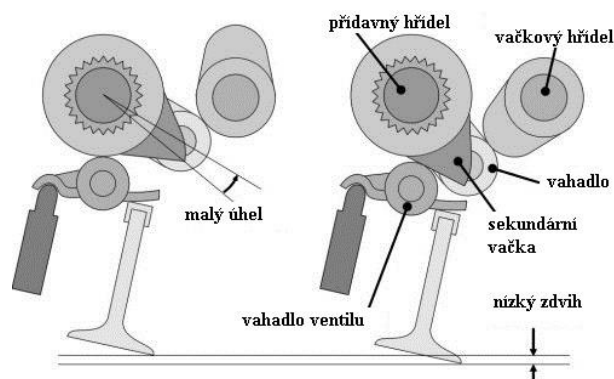
Obr. 13 Zdvihové křivky systému Valvetronic (vlevo bez změny časování systémem VANOS, vpravo se změnou časování) [18]

3.2.2. Valvematic

Podobně jako systém Valvetronic od BMW, také systém Valvematic plynule nastavitelný zdvih ventilu.

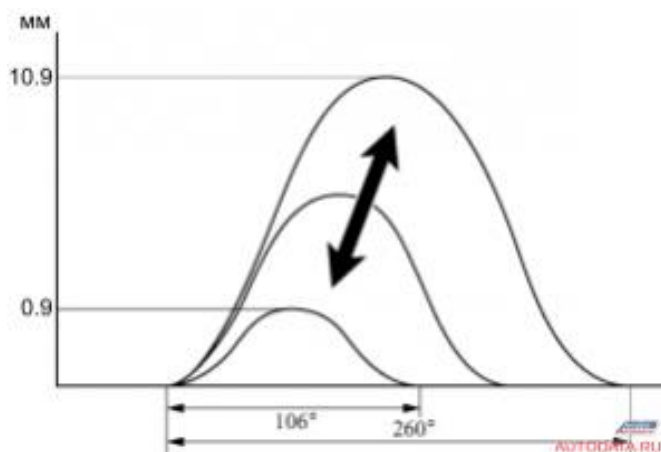
U tohoto mechanismu vačka ovládá přes vahadlo sekundární vačky. Uvnitř vahadla a sekundárních vaček se nachází axiálně posuvný přidavný hřídel. Nejen sekundární vačky, ale i vahadlo je s přidavným hřídelem spojeno přes šikmé drážkování. Drážkování vahadla a sekundární vačky mají opačný směr sklonu. Při axiálním posuvu přidavného hřídele dochází k natáčení sekundární vačky opačným směrem než natáčení vahadla. Při maximálním zdvihu

je úhel mezi vahadlem a sekundární vačkou nejvyšší. Při minimálním zdvihu ventilu je tedy nejnižší. [26] [27]



Obr. 14 Poloha jednotlivých elementů při požadavku nízkého zdvihu ventilu, malý úhel vzájemného natočení vahadla a sekundární vačky [27]

Systém Valvematic mění jak zdvih, tak i dobu otevření sacího ventilu. Proto je kombinován se systémy změny časování ventilu (VVT-i, VVT-iE). Ke změně časování dochází v závislosti na zdvihu, aby bylo docíleno otevření ventilu ve stejném okamžiku. V nízkém zatížení pak dochází k nízkému zdvihu ventilu, krátké době otevření ventilu a tedy předčasnému uzavření sacího ventilu (EIVC). V nízkém zatížení motor pracuje v extrémním Millerově cyklu.

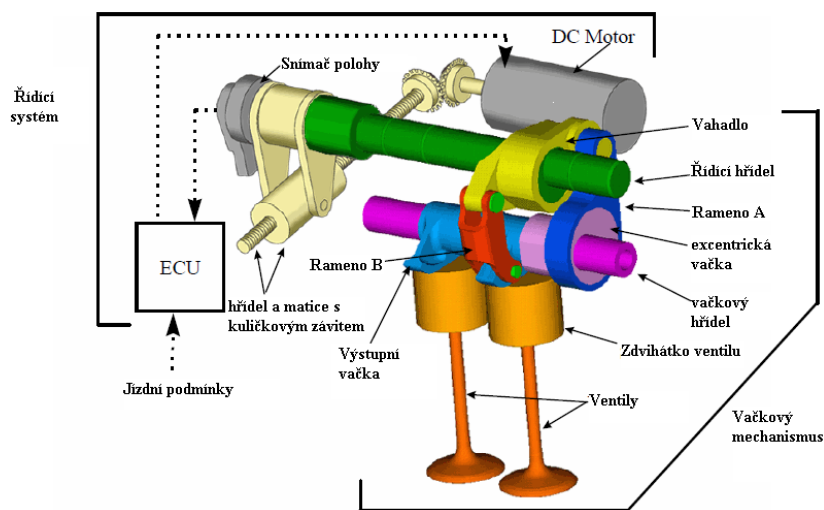


Obr. 15 Mezní zdvihové křivky sacího ventilu u mechanismu Valvematic v kombinaci se systémem variabilního časování VVT-i [27]

3.2.3. VVEL

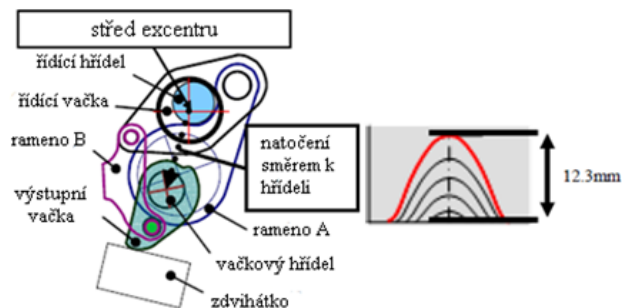
System VVEL používá u svých motorů firma Nissan. Stejně jako systémy Valvetronic a Valvematic umožňuje kontinuálně variabilní zdvih ventilu.

Na váčkovém hřídeli poháněném řetězem od klikového hřídele se nachází vstupní excentrické vačky, které jsou s hřídelem pevně spojeny. Tato excentrická vačka je ramenem A spojena s vahadlem, které ovládá výstupní vačku. Toto vahadlo může měnit svou polohu v závislosti na natočení kontrolního hřídele s řídicí excentrickou vačkou. Výstupní vačky, které ovládají zdvih ventilu, jsou spojeny s vahadlem ramenem B. [28]



Obr. 16 Konstrukční uspořádání mechanismu VVEL [29]

Změny zdvihu a délky otevření je docíleno natočením hřídele s řídicí excentrickou vačkou. Natočení probíhá v rozsahu 90° . Při nízkém zdvihu je řídicí hřídel natáčen proti směru hodinových ručiček a levý konec vahadla je v nejvyšší poloze. Při požadavku vysokého zdvihu je řídicí hřídel natáčen po směru hodinových ručiček a excentrická vačka posune levý konec do dolní polohy. [28]

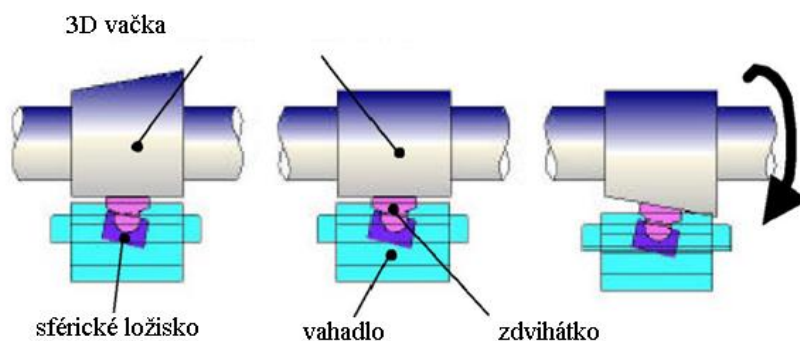


Obr. 17 Rozsah zdvihu sacího ventilu v závislosti na natočení řídicího hřídele; maximální zdvih (nahore), minimální zdvih (dole) [28]

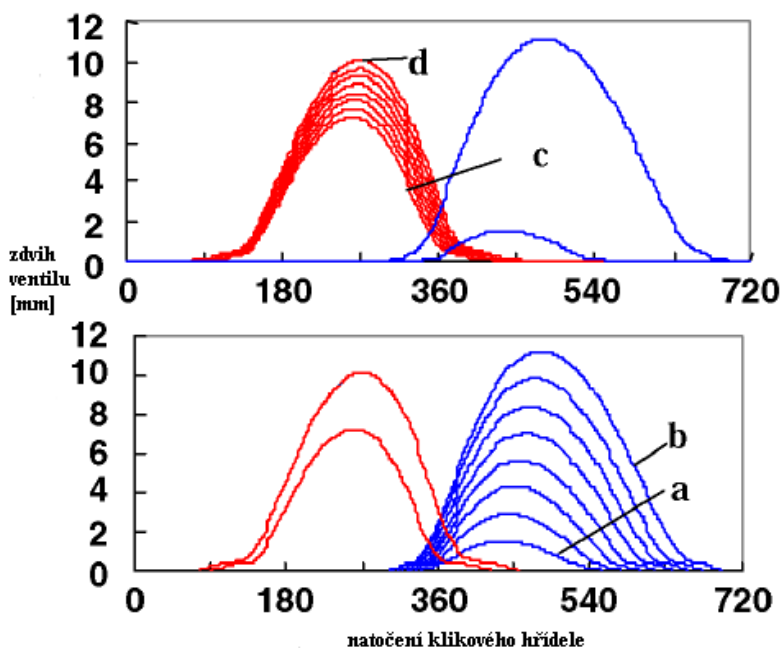
Vzhledem k tomu, že systém VVEL mění zdvih i délku otevření sacích ventilů, je kombinován i se systémem změny časování ventilů. Tento systém funguje podobně jako systém VVT-i od firmy Toyota. Změna časování při nízkém zdvihu pak umožňuje předčasné uzavření sacích ventilů a provoz v Millerově cyklu.

3.2.4. 3D vačka

Další možností variabilního zdvihu a také mírné změny časování je tři - dimenzionální vačka. Axiálním posuvem je možné plynule měnit profil v závislosti na zatížení motoru. Tento axiální posuv může vykonávat buď vačkový hřídel, nebo samotné vahadlo. Vzhledem k šikmé ploše vačky je nutné použít u vahadla sférické ložisko, které umožňuje natočení. [12]



Obr. 18 Schéma 3D vačky [12]



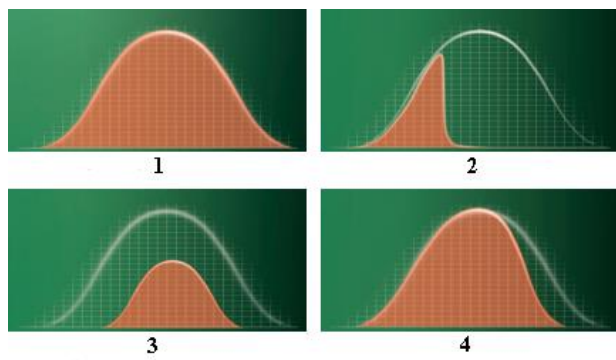
Obr. 19 Rozsah zdvihu sacích a výfukových ventilů při použití 3D vaček; modré křivky – sání, červené křivky – výfuk; a, b, c, d - mezní křivky zdvihu ventilů [12]

Nevýhodou je nižší životnost vzhledem ke komplikovanějšímu mechanismu vahadla se sférickým ložiskem. V kombinaci s některým z osvědčených způsobů změny časování ventilů je možno dosáhnout velmi širokého spektra průběhů a zdvihu ventilů.

3.3. Rozvody kombinující změnu zdvihu a časování ventilu

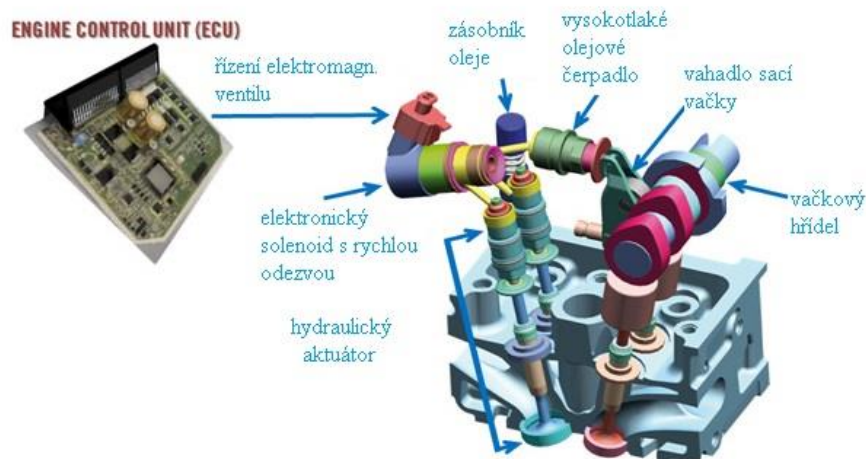
3.3.1. MultiAir

U systému MultiAir jsou sací vačky umístěny na hřídeli výfukových ventilů. Zdvih sacích vaček je na ventily převáděn hydraulicky. Změnou tlaku hydraulické kapaliny je možné upravovat zdvih a časování ventilů. Systém v praxi využívá hlavně těchto pěti režimů: plný zdvih při vysokém zatížení, předčasné uzavření sacího ventilu (EIVC – Millerův cyklus), zpožděné otevření sacího ventilu (LIVO – Late Intake Valve Opening), dvojnásobné otevření ventilu během sacího cyklu nebo úplné uzavření ventilů.



Obr. 20 Režimy systému Multiair, (1): max. zatížení motoru, (2): extrémní Millerův cyklus při nízkém zatížení, (3): startování a volnoběh, (4): extrémní Millerův cyklus při částečném zatížení motoru [23]

Sací vačky tedy zdvihají písty, které ovládají sací ventily. Píst se sacím ventilem jsou spojeny hydraulicky. Píst je spojen se zásobníkem hydraulické kapaliny přes elektromagnetický ventil. Pokud je tento ventil uzavřen, kapalina nemění objem, pohyb pístu je přenášen na ventily a dochází k plnému zdvihu s pevným časováním. V závislosti na zatížení je elektromagnetický ventil otevírán a tlak mezi pístem a ventilem se mění pro dosažení požadovaného zdvihu a časování.



Obr. 21 3D model systému MultiAir [22]

Výhodou systému MultiAir je plynulá změna časování i zdvihu sacích ventilů. Pokud se motor pohybuje v nízké zátěži, pracuje v Millerově cyklu s předčasným uzavřením sacího ventilu. Při zvyšování zátěže se plynule posouvá moment uzavření ventilu směrem k HÚ a zároveň i zdvih ventilu až do plného zdvihu a uzavírání sacího ventilu krátce za HÚ.

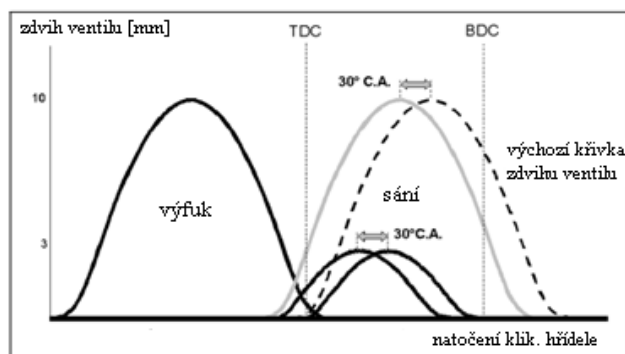
3.3.2. VarioCam Plus

Tento systém od firmy Porsche kombinuje variabilní časování a variabilní zdvih sacího ventilu. Variabilního zdvihu je dosaženo rozdělením zdvihátka na dvě části. V nízkém zatížení motor pracuje s nízkým zdvihem ventilu, zdvihátko není spojeno a vačka pro vysoké zatížení nepřenáší zdvih na sací ventil. Při vysokém zatížení dochází k posuvu čepu a spojení vnitřního a vnějšího zdvihátka, v tomto okamžiku přebírá funkci vačka pro vysoké zatížení s vysokým zdvihem ventilu. Změna vaček nastává skokově a vzhledem k tomu, že dochází k více než dvojnásobnému zvýšení točivého momentu, je nutné tomu přizpůsobit ostatní parametry motoru jako je natočení škrticí klapky, množství vstřikovaného paliva aby v provozu nebyl patrný okamžik přepnutí. [9] [19]



Obr. 22 Detail dvoudílného zdvihátka ventilu [8]

Změny časování je docíleno šikmým drážkovaním uprostřed ozubeného kola rozvodů podobně jako u systému VANOS. Časování ventilů je možné změnit až o 30 stupňů natočení klikového hřídele. [8]

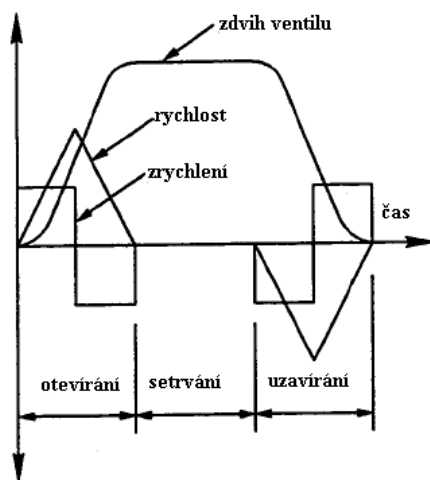


Obr. 23 Rozsah časování a zdvihu ventilu mechanismu VarioCam Plus [8]

3.4. Bezvačkové ovládání ventilu

Další možností jak ovládat ventily je bezvačkové ovládání. Ventily jsou ovládány zcela nezávisle na poloze klikového hřídele. Takovéto ovládání ventilu umožňuje kontinuální změnu časování, zdvihu i délky otevření ventilu. Účinnost motoru je pak zvýšena nejen změnou těchto parametrů, ale také dochází k eliminaci ztrát, které vznikají v rozvodovém mechanismu. [30] [31]

Ventily mohou být ovládány elektrohydraulicky nebo pneumaticky. Není tedy zapotřebí ani pružin pro zavírání ventilu. Je možné dosáhnout téměř obdélníkového průběhu zdvihu ventilu, viz obr. 24. Nejprve dojde k rychlému otevření, poté ventil setrvává v maximálním zdvihu a nakonec je ventil uzavřen.



Obr. 24 Fáze zdvihu u bezvačkového ovládání ventilu; teoretické průběhy rychlosti a zrychlení [30]

Takovéhoto profilu je možné dosáhnout pouze při nižších otáčkách, při vyšších otáčkách se již přibližuje klasickému profilu jako u vačkových ventilových rozvodů. Bezvačkové ovládání ventilu umožňuje také dosáhnout extrémně vysokých otáček. U klasického ventilového rozvodu jsou limitním faktorem pružiny, které pro dosažení vysokých otáček (řádově 8 až 9 tisíc ot./min), musí mít velmi vysokou tuhost, poté však dochází ke zvýšenému tření mezi vačkou a zdvihátkem a velkým ztrátám.

Elektrohydraulické nebo pneumatické ovládání ventilu umožňuje provoz v Atkinsonově i Millerově cyklu. Také umožňuje dočasné odpojení ventilu z činnosti, případně několikanásobné otevření ventilu během jednoho cyklu.

4. Rozdělení variabilních rozvodů z hlediska ovládání

4.1. Ovládání servomotorem

Systémy VVT-iE, Valvetronic, Valvematic a VVEL jsou ovládány krokovými elektromotory, které mění polohu součástek a tím je v závislosti na daném mechanismu docíleno variabilních parametrů rozvodů.

4.2. Hydraulické ovládání

Mechanismy VVT-i, i-VTEC, Vanos a VarioCam Plus jsou ovládány hydraulicky. Změna polohy součástek nebo přepínání mezi vačkovými profily je docíleno hydraulickým posuvem čepů (i-VTEC, VarioCam Plus) nebo plněním komor v řetězových kolech tlakovým olejem (VVT-i, Vanos). Nevýhodou hydraulického ovládání je velká závislost na teplotě hydraulické kapaliny.

4.3. Elektrohydraulické ovládání

Systém Multiair je ovládán také hydraulicky v kombinaci s řídicí jednotkou a elektromagnetickým ventilem. Tento systém vyžaduje složitější řízení, aby bylo dosaženo požadovaných zdvihových charakteristik ventilu.

4.4. Pneumatické ovládání

Ventily mohou být také ovládány pneumatickými aktuátory. Ty musí být zásobovány stlačeným vzduchem, proto musí být motor doplněn o zásobník stlačeného vzduchu a kompresor.

5. Rozdělení variabilních rozvodů z hlediska nekonvenčních pracovních cyklů

<i>Variabilní rozvod</i>	<i>Millerův cyklus</i>	<i>Atkinsonův cyklus</i>
i-VTEC	X	✓
VVT-i	X	✓
VVT-iE	X	✓
Cam in Cam	X	✓
Valvematic + VVT-i	✓	X
Valvetronic + Vanos	✓	X
VVEL	✓	X
3D vačka	✓	X
MultiAir	✓	X
VarioCam Plus	✓	X
Bezvačkové ovládání	✓	✓

Tab. 1 Seznam VR a jejich schopnost umožnit provoz nekonvenčních cyklů Millerova (EIVC) a Atkinsonova (LIVC)

Jak vyplývá z tab. 1, drtivá většina variabilních rozvodů umožňuje provoz pouze jednoho z nekonvenčních cyklů. Pouze bezvačkové ovládání ventilů umožňuje provoz obou cyklů.

Z toho vyplývá nutnost kombinace různých mechanismů pro dosažení provozu obou nekonvenčních cyklů, jak bude uvedeno dále.

6. Návrh úprav ventilového rozvodu motoru Š781

6.1. Časování původního VR motoru Škoda 781

Rozvodový mechanismus čtyřválcového řadového motoru Š781 je typu OHV. Vačkový hřídel je umístěn v dolní části bloku a přes zdvihátka, zdvihací tyčky a vahadla ovládá ventil. Mezi zdvihací tyčkou a vahadlem musí být nastavena vůle 0,2 mm, jelikož nejsou použita hydraulická zdvihátka. Vačkový hřídel je poháněn řetězem od klikového hřídele. [32]

	Natočení klikového hřídele
Sací ventil otevírá před HÚ	18° ± 30'
Sací ventil zavírá za DÚ	50° ± 30'
Výfukový ventil otevírá před DÚ	54° ± 30'
Výfukový ventil zavírá před HÚ	14° ± 30'

Tab. 2 Časování VR motoru Škoda 781.136 [32]

6.1.1. Výpočet statických sil ve ventilovém rozvodu

Na sacím ventilu jsou umístěny dvě pružiny – vnitřní a vnější. Při uzavřeném ventilu jsou pružiny předepjaty aby nedošlo k nežádoucímu otevření ventilu při vysokém podtlaku ve válci.

	vnější pružina	vnitřní pružina	Σ
d - průměr drátu [mm] [32]	3,75	2,5	
l ₀ - volná délka [mm] [32]	45,85	43,6	
D _s - střední průměr [mm] [32]	26,75	18,5	
F ₃₀ - síla při délce 30 mm [N] [32]	299 ÷ 358	108 ÷ 127	
l _{uz} - délka při uzavřeném ventilu [mm] [32]	35,5		
l _{ot} - délka při otevřeném ventilu [mm]	26,25		
c - tuhost pružiny [N/mm]	18,9 ÷ 22,6	7,9 ÷ 9,3	
F _{uz} - síla při uzavřeném ventilu [N]	195,6 ÷ 233,9	64 ÷ 75,3	259,6 ÷ 309,2
F _{ot} - síla při otevřeném ventilu [N]	370,4 ÷ 443	137,1 ÷ 161,4	507,5 ÷ 604,4

Tab. 3 Rozměry a síly pružin sacího ventilu

Příklad výpočtu síly pružiny při uzavřeném ventilu:

$$c = \frac{F_{30}}{l_0 - 30} = \frac{299}{45,85 - 30} = 18,9 \text{ N/mm}^2 \quad (1)$$

$$F = (l_0 - l_{uz}) \cdot c = (45,85 - 35,5) \cdot 18,9 = 195,6 \text{ N} \quad (2)$$

Výpočet z průměru drátu pružiny:

$$c = \frac{G \cdot d^4}{D^3 \cdot 8 \cdot n} \quad (3)$$

Vnější pružina:

$$c = \frac{80\,500 \cdot 3,75^4}{26,75^3 \cdot 8 \cdot 5} = 20,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (4)$$

Vnitřní pružina:

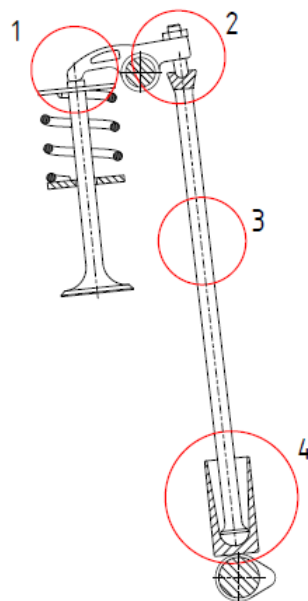
$$c = \frac{80\,500 \cdot 2,5^4}{18,5^3 \cdot 8 \cdot 7} = 8,9 \text{ N/mm} \quad (5)$$

6.2. Cíl úpravy rozvodu OHV - možnosti a omezení

Cílem úprav je co nejmenší změna původního rozvodu. Je nutné, aby zkonstruovaný mechanismus umožnil provoz Ottova, Atkinsonova i Millerova cyklu, proto není možná pouhá výměna vačkového hřídele. Aby bylo možno dosáhnout Atkinsonova i Millerova cyklu, je nutné přerušit mechanickou vazbu mezi vačkou a ventilem při dodržení ventilové vůle. Zdvihací tyčka je mezi zdvihátkem a vahadlem uchycena mechanickou vazbou, která vyžaduje silový účinek pružiny ventilu, proto je nutné dbát na dodržení vazeb.

Ventilový rozvod OHV se skládá z vačkového hřídele, zdvihací tyčky, vahadla, ventilu a pružiny. Změnou některé z těchto komponent musí být dosaženo přerušení nebo změny vazby mezi vačkou a ventilem. Při otáčení vačkového hřídele působí na tyto komponenty vysoké síly, proto jsou vahadla kovaná. Je tedy nutné klást důraz na vysokou pevnost celého mechanismu. Vzhledem k těmto silám je také nutné dbát na eliminaci rázů, které by mohly vést ke kolapsu rozvodu.

Změny vazby mezi vačkou a ventilem je možné docílit hydraulicky, pneumaticky nebo mechanicky.



Obr. 25 Místa ventilového rozvodu pro možnou aplikaci změn

6.3. Návrh tří variant úpravy rozvodu OHV

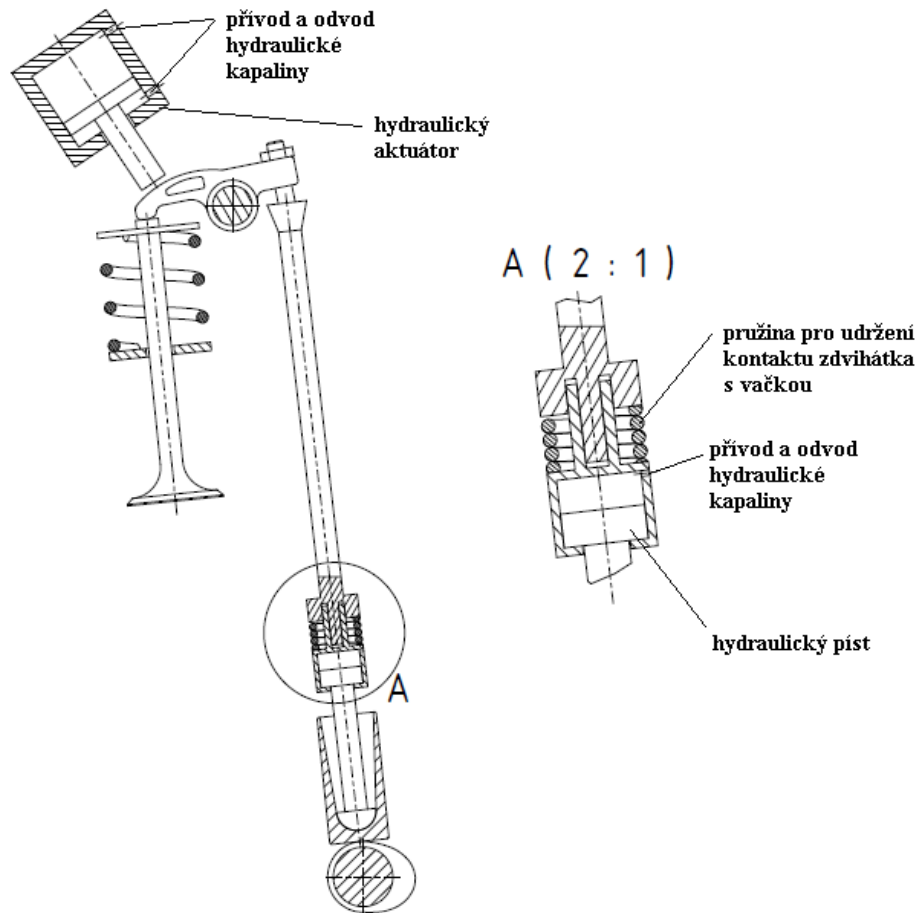
Obsahem této kapitoly bude návrh a popis celkem tří úprav původního rozvodu OHV pro provoz jak Ottova cyklu, tak i nekonvenčních cyklů Millerova (EIVC) a Atkinsonova (LIVC).

6.3.1. Varianta 1: Hydraulické ovládání ventilového rozvodu

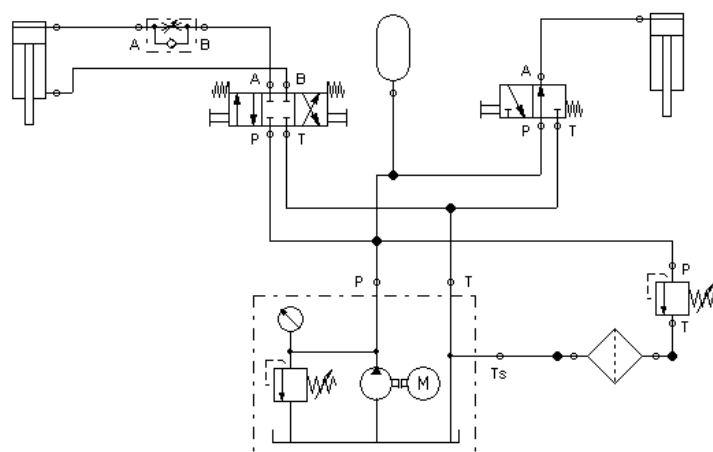
Tato varianta popisuje dosažení provozu Millerova cyklu pomocí variabilní změny délky zdvihací tyčky, která přenáší pohyb vačky na vahadlo, viz obr. 26. Na této tyčce je umístěn hydraulický píst, který během zdvihu zkracuje její délku a tím je dosaženo předčasného uzavření ventilu. Zdvih tohoto pístu odpovídá maximálnímu zdvihu vačky.

Vzniká však riziko ztráty kontaktu tyčky s vahadlem a zdvihátkem, čímž by mohlo dojít ke vzniku rázu či rozpadu rozvodu. Proto je zdvihací tyč nad hydraulickým pístem rozdělena na dvě části, které jsou spojené posuvným vedením. Pro udržení kontaktu mezi vačkou a zdvihátkem je na zdvihací tyčce umístěna pružina. Tato pružina má výrazně nižší tuhost než pružiny samotného ventilu.

Cyklu Atkinsonova je dosaženo za pomoci hydraulického aktuátoru, který zpomaluje uzavření sacího ventilu působením na vahadlo. Tento aktuátor by byl umístěn na přídatné konstrukci přichycené k hlavě motoru.



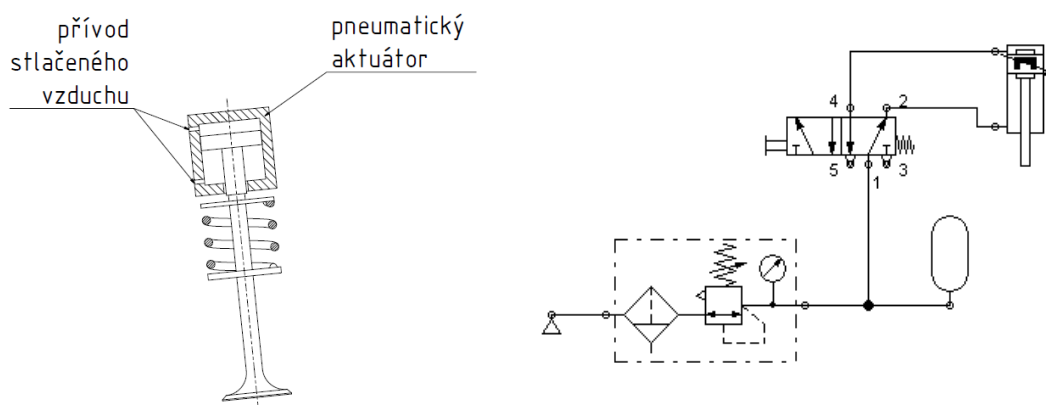
Obr. 26 Zjednodušené schéma hydraulického mechanismu rozvodu



Obr. 27 Schéma hydraulického obvodu

6.3.2. Varianta 2: Pneumatické ovládání sacího ventilu

Další variantou jak dosáhnout provozu Atkinsonova, Millerova i Ottova cyklu, je bezvačkové ovládání sacího ventilu, viz obr. 28. Sací ventil je ovládán pneumatickým aktuátorem umístěným nad ventilem. Otevírání ventilu pak probíhá nezávisle na natočení klikového hřídele. Motor by poté bylo nutno doplnit o kompresor a zásobník stlačeného vzduchu. Ovládání ventilu, který ovládá píst aktuátoru, by bylo nutné velmi přesně a rychle řídit.



Obr. 28 Bezvačkové ovládání - schéma pneumatického obvodu

6.3.3. Varianta 3: Mechanický ovládaný mechanismus

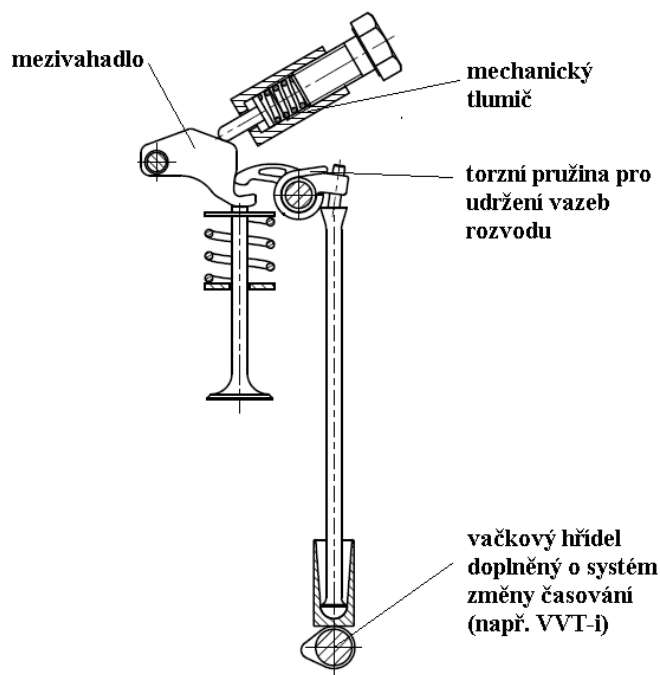
Tento mechanismus funguje na principu „ztraceného“ zdvihu vačky, při kterém se nepřenáší silový účinek od vačky na sací ventil, viz obr. 29. V Millerově cyklu je část zdvihu ventilu eliminována pohybem vahadla po mezivahadle. Tím dochází k pozdějšímu otevření ventilu a také dřívějšímu uzavření sacího ventilu. Zároveň je snížený zdvih sacího ventilu. Vzhledem k posunu okamžiku otevření a uzavření sacího ventilu je nutné vačkový hřídel doplnit systémem změny časování vačkového hřídele (např. VVT-i). Je však nutné použít speciální vačkový hřídel typu CIC (Cam in Cam), který umožní změnu časování sacích ventilů při zachování pevného časování výfukových ventilů.

Motor pracuje v Ottově cyklu v původní poloze vahadla. Změny mezi Ottovým a Millerovým cyklem je dosaženo posuvem osy vahadla vzhůru (ve směru osy ventilu od osy klikového hřídele). Při posunu osy vahadla do horní polohy je část zdvihu vačky eliminována a motor je provozován v cyklu Millerově.

Pro dosažení Atkinsonova cyklu, je nutné zpomalit pohyb sacího ventilu při jeho uzavírání. Toho je docíleno mechanickým tlumičem, který shora působí na mezivahadlo. Tento tlumič je vybaven nastavitelným členem (např. šroubem), který mění předpětí pružiny, čímž

mění sílu zpomalující pohyb vahadla. Tento člen je možné také pohánět vhodným typem servomotoru.

Změny mezi uvedenými cykly je možné dosáhnout za chodu motoru.



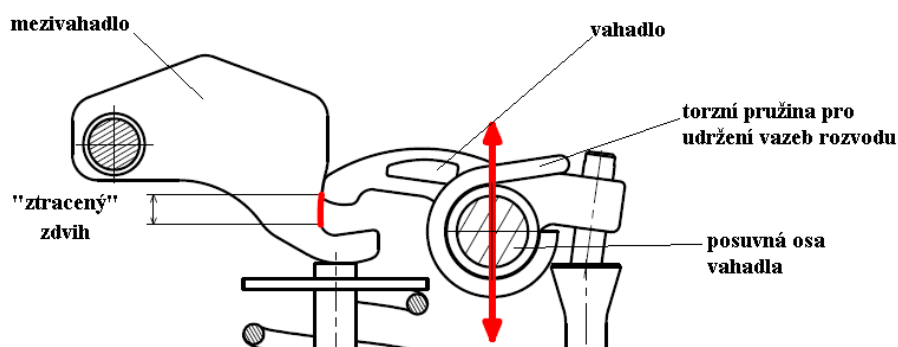
Obr. 29 Schéma mechanicky ovládaného mechanismu s přidavným vahadlem a mechanickým tlumičem

6.4. Výběr vhodné varianty pro úpravu VR

Vzhledem ke složitosti hydraulického a pneumatického mechanismu z hlediska řízení a nutnosti rozšíření příslušenství motoru, byla pro další práci zvolena varianta mechanicky ovládaného mechanismu.

6.4.1. Konstrukční uspořádání upraveného VR

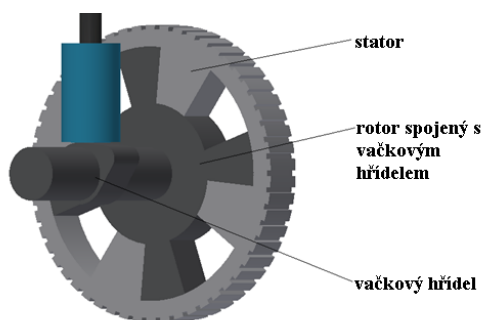
Snížení zdvihu sacího ventilu (pro provoz Millerova cyklu) je dosaženo posunutím osy vahadla vzhůru, tím by však došlo ke vzniku rázů. Z důvodu snížení těchto rázů bylo mezi vahadlo a sací ventil umístěno mezivahadlo, viz obr. 30. Toto mezivahadlo umožňuje plynulejší otevření sacího ventilu i při horní poloze osy vahadla původního.



Obr. 30 Detail přidavného vahadla s vyznačením ztraceného zdvihu a směru pohybu posuvné osy vahadla

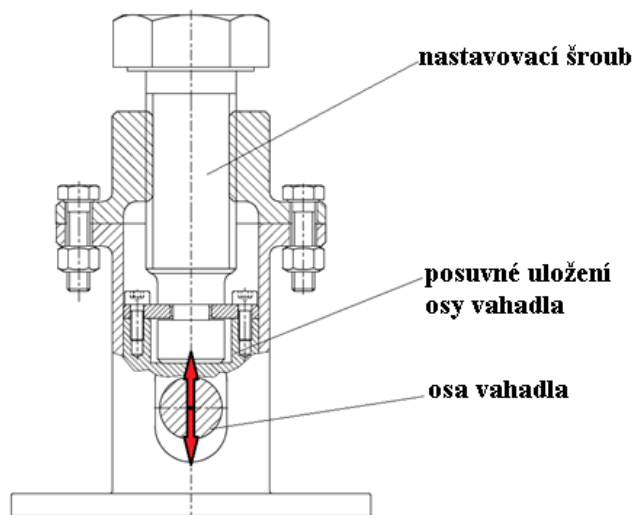
Posuvem vahadla do horní polohy však přestává působit síla předpětí pružin ventilu na vahadlo, čímž by došlo ke ztrátě kontaktu mezi zdvihátkem a vačkou – nebezpečí rozpadu rozvodu. Z tohoto důvodu byla na vahadle umístěna torzní pružina pro udržení tohoto kontaktu, viz obr. 30.

Při zmíněném posuvu osy vahadla vzhůru dochází pouze ke změně zdvihu sacího ventilu. Pro dosažení provozu Millerova cyklu je nutné změnit časování vačkového hřídele, s cílem dosáhnout původního okamžiku otevření ventilu. Změny časování vačkového hřídele je dosaženo mechanismem VVT-i, viz obr. 31.



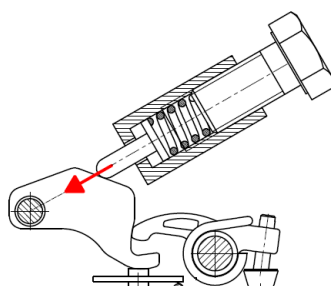
Obr. 31 Mechanismus VVT-i pro změnu časování vačkového hřídele

Posuvu osy vahadla je docíleno válcovým lineárním vedením viz obr. 32. Osa vahadla je umístěna v čepu, jehož polohu je možné měnit stavěcím šroubem s drážkou. Tento šroub je také možné pohánět vhodným servomotorem.



Obr. 32 Schéma mechanismu posuvu osy vahadla ventilu

Pro dosažení provozu Atkinsonova cyklu, je nad mezivahadlem umístěn mechanický tlumič, viz obr. 33. Tento tlumič je umístěn tak, aby síla jeho pružiny působila do osy mezivahadla, díky tomu nevzniká vysoký moment, který by snižoval sílu pružin uzavírajících ventil.

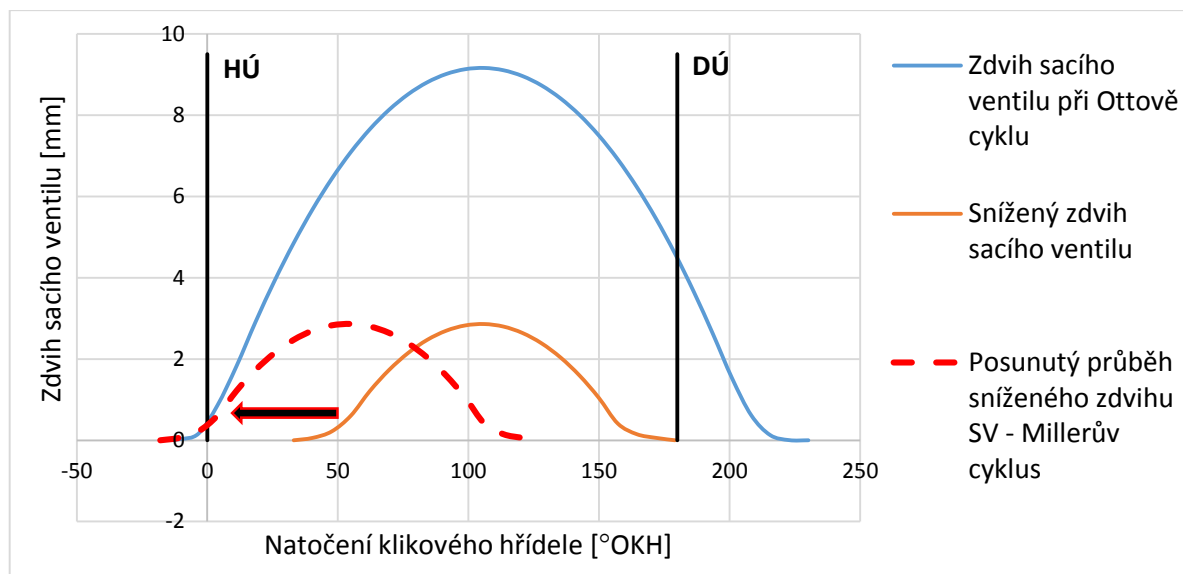


Obr. 33 Detail umístění mechanického tlumiče pro zpomalení pohybu sacího ventilu

6.4.2. Grafické průběhy zdvihu sacího ventilu při Millerově cyklu

V grafu na obr. 34 je uveden průběh zdvihu sacího ventilu při Ottově cyklu [34], dále při posunutí osy vahadla o 2,25 mm vzhůru a také po změně časování vačkového hřídele.

Po změně polohy vahadla dochází ke změně okamžiku otevření sacího ventilu. Sací ventil otevírá 33° OKH za HÚ (došlo k posunutí o 51° OKH). Cílem je dosáhnout původního okamžiku otevření 18° OKH před HÚ. Vzhledem k tomu, že se vačkový hřídel otáčí poloviční rychlostí hřídele klikového, je nutné změnit časování o $25,5^\circ$ vačkového hřídele, tzn. natočit rotor mechanismu VVT-i vůči statoru o tento úhel, viz obr. 31.



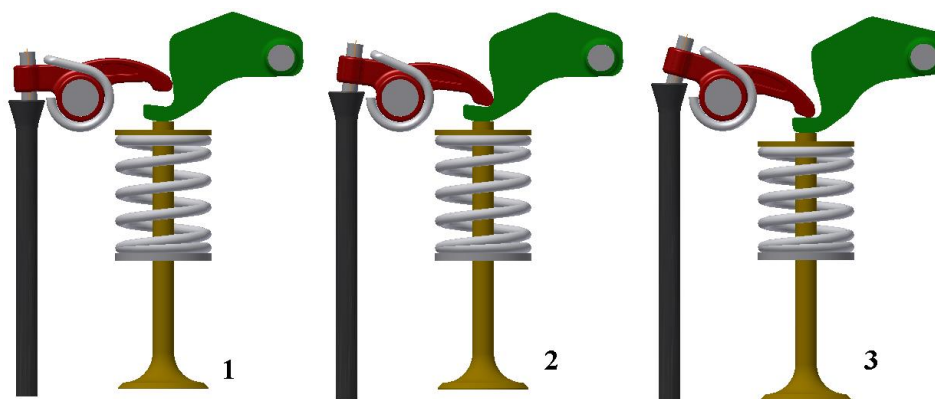
Obr. 34 Původní (Ottův cyklus) a snížený zdvih sacího ventilu

Na obr. 35 je znázorněna posloupnost průběhu otevření sacího ventilu při provozu Millerova cyklu – fáze 1 až 3.

Fáze 1: začátek pohybu vahadla po mezivahadle (SV uzavřen),

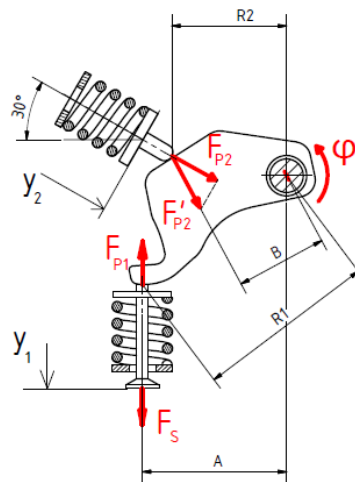
Fáze 2: vyčerpání „ztraceného“ zdvihu, okamžik začátku otevírání SV,

Fáze 3: dosažení maximálního otevření SV, zdvih snížený o „ztracený“ zdvih.



Obr. 35 Průběh zdvihu sacího ventilu při provozu Millerova cyklu

6.4.3. Výpočet průběhu zpožděného uzavírání sacího ventilu u Atkinsonova cyklu



Obr. 36 Zjednodušený model pro výpočet průběhu uzavírání sacího ventilu

Výpočet vychází z rovnice momentové rovnováhy [33], viz obr. 39:

$$I_S \cdot \ddot{\varphi} = F_S \cdot A + F_{P2} \cdot B - F_{P1} \cdot A \quad (6)$$

Jednotlivé síly lze vypočítat [33]:

$$F_{P1} = F_{uz} + k_1 \cdot y_1 \quad (7)$$

$$F'_{P2} \cong \frac{F_{02} - k_2 \cdot y_2}{\cos 30} \quad (8)$$

$$F_S = m_V \cdot R_1 \cdot \ddot{\varphi} \quad (9)$$

$$y_1 \cong R_1 \cdot \varphi \quad (10)$$

$$y_2 \cong R_2 \cdot \varphi \quad (11)$$

Diferenciální rovnice natočení mezivahadla:

$$\ddot{\varphi} + \varphi \cdot \left(\frac{k_2 \cdot R_2 \cdot B - k_1 \cdot R_1 \cdot A}{I_S - m_V \cdot R_1 \cdot A} \right) = \frac{F_{02} \cdot B - F_{01} \cdot A}{I_S - m_V \cdot R_1 \cdot A} \quad (12)$$

Lze provést substituci:

$$C = \frac{k_2 \cdot R_2 \cdot B - k_1 \cdot R_1 \cdot A}{I_S - m_V \cdot R_1 \cdot A}; D = \frac{F_{02} \cdot B - F_{01} \cdot A}{I_S - m_V \cdot R_1 \cdot A} \quad (13)$$

A dle [35] lze určit homogenní řešení:

$$\lambda = \pm i \cdot \sqrt{C} \quad (14)$$

$$\varphi_H = C_1 \cdot \cos(t \cdot \sqrt{C}) + C_2 \cdot \sin(t \cdot \sqrt{C})$$

Dále dle [35] určíme partikulární řešení:

$$\varphi_P = C_P; \dot{\varphi}_P = 0; \ddot{\varphi}_P = 0 \quad (15)$$

$$C_P \cdot C = D \Rightarrow C_P = \frac{D}{C} \quad (16)$$

Výsledné homogenní a partikulární řešení [35]:

$$\varphi(t) = \varphi_H + \varphi_P = C_1 \cdot \cos(t \cdot \sqrt{C}) + C_2 \cdot \sin(t \cdot \sqrt{C}) + \frac{D}{C} \quad (17)$$

$$\dot{\varphi}(t) = -C_1 \cdot \sin(t \cdot \sqrt{C}) \cdot t \cdot \sqrt{C} + C_2 \cdot \cos(t \cdot \sqrt{C}) \cdot t \cdot \sqrt{C} \quad (18)$$

Vstupní data do výpočetního modelu:

A [mm]	B [mm]	R1 [mm]	R2 [mm]	k ₁ [N/mm]	k ₂ [N/mm]	F _{uz} [N]	F _{o2} [N]	I _s [kg.mm ²]	m _v [kg]
45	30	53	34	27	44	270	325	0,021	0,078

Počáteční podmínka pro t=0:

$$\varphi(t = 0) = 0,209; \dot{\varphi}(t = 0) = 0 \quad (19)$$

$$C_1 = 0,0943; C_2 = 0 \quad (20)$$

Výsledná rovnice natočení mezivahadla:

$$\varphi(t) = 0,0943 \cdot \cos(225,98 \cdot t) + 0,115 \quad [\text{rad}] \quad (21)$$

Rovnice polohy sacího ventilu:

$$y_1(t) = R_1 \cdot \varphi = 0,005 \cdot \cos(225,98 \cdot t) + 0,0061 \quad [\text{m}] \quad (22)$$

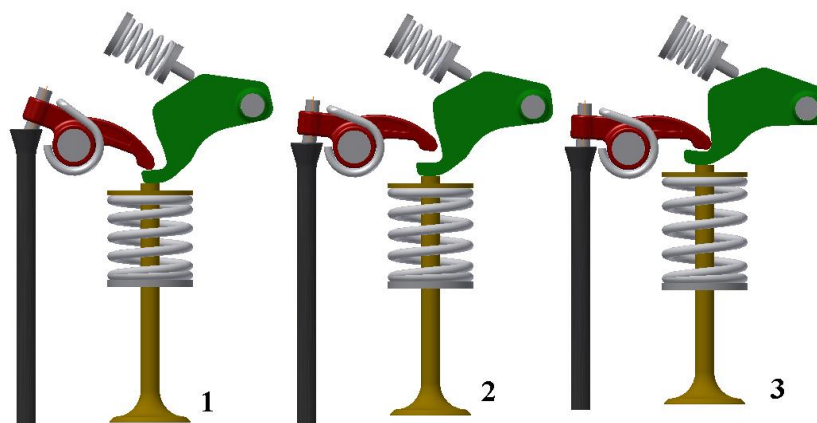
6.4.4. Grafické průběhy zdvihu sacího ventilu při Atkinsonově cyklu

Na obr. 37 je znázorněna posloupnost průběhu uzavírání sacího ventilu při provozu Atkinsonova cyklu – fáze 1 až 3.

Fáze 1: maximální zdvih sacího ventilu,

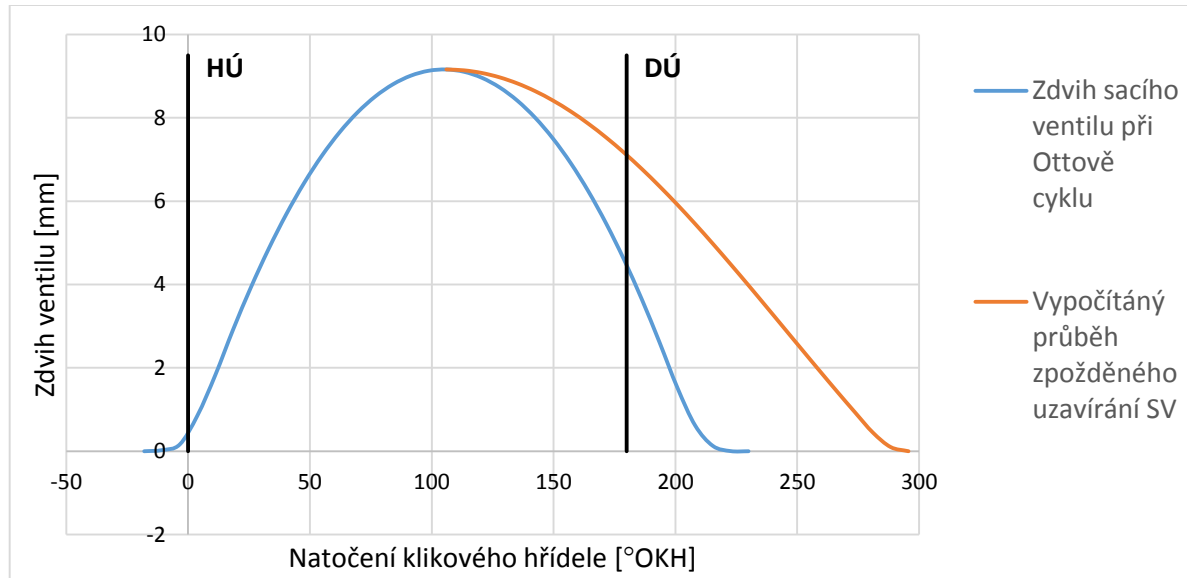
Fáze 2: ztráta kontaktu vahadla a mezivahadla, zpomalování uzavírání SV působením tlumiče na mezivahadlo,

Fáze 3: zpožděné uzavření sacího ventilu.



Obr. 37 Průběh zpožděného uzavírání sacího ventilu při provozu v Atkinsonově cyklu

V grafu na obr. 38 je uveden zdvih sacího ventilu při Ottově cyklu a vypočítaný průběh zpožděného uzavírání. Pohyb ventilu při uzavírání je popsán rovnicí (22). Změnou předpětí pružiny tlumiče F_{02} je možné měnit průběh uzavírání sacího ventilu.



Obr. 38 Původní zdvih a průběh zpožděného uzavírání sacího ventilu (uvažováno $n=1500 \text{ min}^{-1}$)

7. Závěr

V práci byla provedena rešerše variabilních rozvodů umožňujících provoz nekonvenčních cyklů Atkinsonova a Millerova. Na základě rešerše byly navrženy celkem tři varianty úprav ventilového rozvodu OHV motoru Škoda 781, které umožňují změnu pracovního cyklu za chodu motoru. Finálně zvolena byla varianta mechanicky ovládaného mechanismu. Výhodou tohoto mechanismu je, oproti jiným variantám, velmi nízká složitost řízení. Změny polohy jednotlivých elementů je dosaženo pomocí nastavovacích šroubů, které mohou být také poháněny vhodnými servomotory. Zvolená varianta umožňuje provoz jak Ottova, tak i obou zmíněných nekonvenčních cyklů. Změny mezi těmito cykly je dosaženo za chodu motoru, bez vypínání.

V rámci úpravy rozvodu byly vypočítány statické síly rozvodu a pro zvolenou variantu byl vypočítán průběh zpožděného uzavírání sacího ventilu při provozu Atkinsonova cyklu. Zpožděného uzavření sacího ventilu bylo dosaženo mechanickým tlumičem působícím na mezivahadlo.

Provozu Millerova cyklu bylo dosaženo kombinací sníženého zdvihu pomocí posuvné osy vahadla a změnou časování sací vačky.

Průběhy zdvihu sacího ventilu ve všech pracovních cyklech (Ottův, Atkinsonův, Millerův) byly znázorněny v příslušných grafech. V souladu se zadáním byly vypracovány animace jednotlivých cyklů Ottova, Millerova a Atkinsonova. Obsahem přílohy je také výkres sestavy pro lepší představu o rozměrech ventilového rozvodu.

Zachování původního časování výfukových ventilů je dosaženo aplikací speciálního vačkového hřídele typu Cam in Cam. Tento vačkový hřídel je složen z hřídele a trubky, které mohou být vůči sobě natáčeny. Sací vačky jsou spojeny s hřídelem, vačky výfukové s trubkou. Je tedy možné měnit časování sacích vaček nezávisle na výfukových.

Náměty pro další práci:

- Zpřesnění výpočtu průběhu zpožděného uzavírání sacího ventilu
- Řešení problematického kontaktu mezivahadla s ventilem a vahadlem
- Řešení uchycení osy mezivahadla, mechanického tlumiče a torzní pružiny pro udržení vazeb rozvodu

Použitá literatura

- [1] WANG, C.; DANIEL, R.; and XU, H.: *Research of the Atkinson Cycle in the Spark Ignition Engine*. SAE Technical Paper 2012-01-0390, SAE Int. Warrendale, 2012.
- [2] HOU S.: *Comparison of performances of air standard Atkinson and Otto cycles with heat transfer considerations*. Energy Conversion and Management, May 2007, vol. 48, no. 5, p. 1683-90. ISSN 0196-8904
- [3] YATES, A.: *The Atkinson Cycle Revisited for Improved Part-load Fuel Efficiency*. N&O Joernaal, April 1991.
- [4] *Atkinson Engine* [online] c2015 [cit. 2015-06-07]. Dostupné z: <<http://www.animatedengines.com/atkinson.html>>
- [5] KUTLAR, O.A.; ARSLAN, H.; CALIK, A.T.: *Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load*. Energy Conversion and Management. December 2005, vol. 46, no. 20, p. 3202-20. ISSN 0196-8904
- [6] SEKO, K.; HAYASHI, A.; NAKAJIMA, M.: *Development of 1.8L i-VTEC Gasoline Engine for 2006 Model Year Honda CIVIC*. Honda R&D Technical Review. March 2006, vol. 18, no. 1, p. 8-15. ISSN 2187-381X
- [7] SEKIYA, N.; ISHIKAWA, N.; YONEKAWA, A.: *Development of New Gasoline Engine for ACCORD Plug-in Hybrid*. Honda R&D Technical Review. September 2013, vol. 25, no. 2, p. 27-32. ISSN 2187-381X
- [8] BRÜSTLE, C.; SCHWARZENTHAL, D.: *VarioCam Plus - A Highlight of the Porsche 911 Turbo Engine*. SAE Technical Paper 2001-01-0245, SAE Int. Warrendale, 2001
- [9] BRÜSTLE, C.; SCHWARZENTHAL, D.: *The "Two-in-One" Engine - Porsche's Variable Valve System (VVS)*. SAE Technical Paper 980766, SAE Int. Warrendale, 1998
- [10] WAN, Y.; DU, A.: *Reducing Part Load Pumping Loss and Improving Thermal Efficiency through High Compression Ratio Over-Expanded Cycle*. SAE Technical Paper 2013-01-1744, SAE Int. Warrendale , 2013
- [11] HATTORI, M.; INOUE, T.; MASHIKI, Z.; TAKENAKA, A. et al.: *Development of Variable Valve Timing System Controlled by Electric Motor*. SAE International Journal of Engines, 2009, vol. 1, no. 1, p. 985-990. ISSN 1946-3944
- [12] OGURA, M.; SASAKI, T.: *Performance Improvement of a Four-Cylinder Gasoline Engine with Continuous Variable Valve Timing Mechanism Using a Three-Dimensional Cam*. SAE Technical Paper 2003-32-0052, SAE Int. Warrendale, 2003

- [13] TAYLOR, J.; FRASER, N.; DINGELSTADT, R.; and HOFFMANN, H.: *Benefits of Late Inlet Valve Timing Strategies Afforded Through the Use of Intake Cam In Cam Applied to a Gasoline Turbocharged Downsized Engine*. SAE Technical Paper 2011-01-0360, SAE Int. Warrendale, 2011
- [14] WIESKE, P.; LÜDDECKE, B.; EWERT, S.; ELSÄBER, A.; HOFFMANN, H.; RÜCKAUF, J.: *Neue Konzepte zur Optimierung des transienten Drehmomentaufbaus und zur Verbrauchsoptimierung von aufgeladenen Ottomotoren*. 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2009
- [15] KAWAMOTO, N.; NAIKI, K.; KAWAI, T.; SHIKIDA, T. et al.: *Development of New 1.8-Liter Engine for Hybrid Vehicles*. SAE Technical Paper 2009-01-1061, SAE Int. Warrendale, 2009
- [16] *Cucmema Toyota VVT-i* [online] c2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://autodata.ru/article/all/sistema_toyota_vvt_i/>
- [17] SEKO, K.; HAYASHI, A.; NAKAJIMA, M.: *Achievement of Enhanced Fuel Economy via i-VTEC Intake Valve Closure Delay Mechanism*. Honda R&D Technical Review. March 2006, vol. 18, no. 1, p. 88-93. ISSN 2187-381X
- [18] FLIERL, R.; KLÜTING, M.: *The Third Generation of Valvetrains – New Fully Variable Valvetrains for Throttle-Free Load Control*. SAE Technical Paper 2000-01-1227, SAE Int. Warrendale, 2000
- [19] *How VarioCam and VarioCam Plus works* [online]. c2000-2013 [cit. 2015-03-28]. Dostupné z: <<http://forums.rennlist.com/rennforums/996-forum/557016-how-variocamand-variocamplus-works-a-primer.html/>>
- [20] *Valvetronic* [online] c2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z:<http://cs.autolexicon.net/obr_clanky/cs_valvetronic_003.jpg/>
- [21] LI, T.; GAO, Y.; WANG, J.; CHEN, Z.: *The Miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC*. Energy Conversion and Management. March 2014, vol. 79, p. 59-65. ISSN 0196-8904
- [22] *Dodge Dart Powertrains* [online] c2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <<http://www.dodge-dart.org/forum/attachments/dodge-dart-general-discussion/52d1341957309-dodg-dart-powertrains-multi-air-valve-actuation-module.jpg/>>
- [23] *UniAir Fully-variable Valve Control System* [online] c2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/pua_de_us.pdf/>
- [24] *Toyota Prius* [online] c2015 [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: <<http://philippe.boursin.perso.sfr.fr/velec/gifmcar8/pri3084.gif>>

- [25] *Throttleless engines - BMW Valvetronic* [online] c2015 [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: <http://www.autozine.org/technical_school/engine/petrol2.htm/>
- [26] *Valvematic* [online] c2015 [cit. 2015-03-24]. Dostupné z: <<http://cs.autolexicon.net/articles/valvematic/>>
- [27] *Cucmema Valvematic* [online] c2015 [cit. 2015-03-22]. Dostupné z: <http://autodata.ru/article/all/sistema_valvematic/>
- [28] KIGA, S.; MAE, Y.; AKASAKA, Y.; TOMOGANE, K.: *Development of Innovative Variable Valve Event and Lift (VVEL) System*. SAE Technical Paper 2008-01-1349, SAE Int. Warrendale, 2008
- [29] NAKAMURA, M.; HARA, S.; YAMADA, Y.; TAKEDA, K. et al.: *A Continuous Variable Valve Event and Lift Control Device (VEL) for Automotive Engines*. SAE Technical Paper 2001-01-0244, 2008
- [30] SCHECHTER, M.; LEVIN, M.: *Camless Engine*. SAE Technical Paper 960581, SAE Int. Warrendale, 1996
- [31] MA, J.; STUECKEN, T.; SCHOCK, H.; ZHU, G. et al.: *Model Reference Adaptive Control of a Pneumatic Valve Actuator for Infinitely Variable Valve Timing and Lift*. SAE Technical Paper 2007-01-1297, SAE Int. Warrendale, 2007
- [32] MACH, J.: *Opravy automobilů Škoda Favorit, Forman, Pick-up: Diagnostika závad, montážní postupy oprav, seřizovací hodnoty*. 1.vyd. Praha: Grada, 1999. 121 s. ISBN 80-7169-751-6
- [33] STEJSKAL, V.; BROUSIL, J.; STEJSKAL, S.: *Mechanika III*. Praha: ČVUT, 2001. ISBN 80-0102-388-5
- [34] MIKLÁNEK, L.: *Prostředky pro optimalizaci zážehového motoru při nízkém zatížení*. Praha, 2011. Disertační práce. Fakulta strojní ČVUT.
- [35] HERMANN, L.: *Komentované přednášky pro předmět Matematika III*. Praha: ČVUT, 2006. ISBN 80-0103-041-5

Seznam použitých zkratek a označení

Symbol	Jednotka	Název
ϕ	[°]	natočení přidavného vahadla
A	[mm]	rameno setrvačné síly a síly pružin ventilu
B	[mm]	rameno síly pružiny mechanického tlumiče
c	[N/mm]	tuhost pružiny
d	[mm]	průměr drátu pružiny
D _s	[mm]	střední průměr pružiny
F ₀₂	[N]	předpětí pružiny mechanického tlumiče
F ₃₀	[N]	síla při délce pružiny 30 mm
F _{ot}	[N]	síla pružiny při otevřeném ventilu
F _{P1}	[N]	síla pružin sacího ventilu
F _{P2}	[N]	síla pružiny mechanického tlumiče
F _S	[N]	setrvačná síla sacího ventilu
F _{uz}	[N]	síla při uzavřeném ventilu
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
k ₁	[N/mm]	tuhost pružin ventilu
k ₂	[N/mm]	tuhost pružiny mechanického tlumiče
l ₀	[mm]	volná délka pružiny
lot	[mm]	délka pružiny při otevřeném ventilu
luz	[mm]	délka pružiny při uzavřeném ventilu
n	[-]	počet činných závitů pružiny
BDC		Bottom Dead Centre – Dolní úvrat'
CA		Crank Angle – Natočení klikového hřídele
EIVC		Early Intake Valve Closing – Předčasné uzavření sacího ventilu

EVC	Exhaust Valve Closing – Uzavření výfukového ventilu
EVO	Exhaust Valve Opening – Otevření výfukového ventilu
i-VTEC	Intelligent Variable Valve Timing and Lift Electronic Control
IVC	Intake Valve Closing – Uzavření sacího ventilu
IVO	Intake Valve Opening – Otevření sacího ventilu
LIVC	Late Intake Valve Closing – Pozdní uzavření sacího ventilu
LIVO	Late Intake Valve Opening – Pozdní otevření sacího ventilu
MultiAir	systém elektro-hydraulického ovládání ventilů
OKH	stupeň otočení klikového hřídele
SO	okamžik otevření sacího ventilu
SV	sací ventil
TDC	Top Dead Centre – Horní úvrať
Valvematic	systém plynulé změny zdvihu ventilu (Toyota)
Valvetronic	systém plynulé změny zdvihu ventilu (BMW)
VANOS	Variable Nockenwellen Steuerung – změna časování ventilů
VarioCam+	systém kombinující změnu zdvihu a změnu časování ventilů (Porsche)
VR	Ventilový rozvod
VaR	Variabilní rozvody
VTC	Variable Timing Control – změna časování ventilů
VVEL	systém plynulé změny zdvihu ventilu (Nissan)
VVT-i	Variable Valve Timing with intelligence – změna časování ventilů
VVT-iE	Variable Valve Timing – intelligent by Electric Motor – změna časování ventilů

Seznam obrázků

Obr. 1 Původní mechanismus pro dosažení Atkinsonova cyklu [4].....	10
Obr. 2 Časování u Atkinsonova cyklu [5]	10
Obr. 3 p-V diagram Atkinsonova (2) a Ottova cyklu (1) [5].....	11
Obr. 4 Časování u Millerova cyklu [5].....	12
Obr. 5 p-V diagram Millerova (2) a Ottova cyklu (1) [5]	12
Obr. 6 Časování sacího ventilu při jízdě konstantní rychlostí. Vahadla jsou spojena a funkci přebírá dlouhá vačka umožňující Atkinsonův cyklus [6]	13
Obr. 7 Složení mechanismu VVT-i, detail pojistného kolíku [16].....	14
Obr. 8 Rozsah časování systému VVT-i [24].....	14
Obr. 9 Kombinace dvou vaček (pevná a nastavitelná) pro ovládání jednoho ventilu umožňující provoz v Atkinsonově cyklu [14]	15
Obr. 10 Posuv statoru vačkového hřídele vzhledem k rotoru [11].....	16
Obr. 11 Rozsah časování sacího ventilu u motoru S50B30 [37].....	16
Obr. 12 Schéma systému Valvetronic[20].....	17
Obr. 13 Zdvihové křivky systému Valvetronic (vlevo bez změny časování systémem VANOS, vpravo se změnou časování) [18].....	17
Obr. 14 Poloha jednotlivých elementů při požadavku nízkého zdvihu ventilu, malý úhel vzájemného natočení vahadla a sekundární vačky [27]	18
Obr. 15 Mezní zdvihové křivky sacího ventilu u mechanismu Valvematic v kombinaci se systémem variabilního časování VVT-i [27]	18
Obr. 16 Konstrukční uspořádání mechanismu VVEL [29]	19
Obr. 17 Rozsah zdvihu sacího ventilu v závislosti na natočení řídicího hřídele; maximální zdvih (nahore), minimální zdvih (dole) [28].....	19
Obr. 18 Schéma 3D vačky [12]	20
Obr. 19 Rozsah zdvihu sacích a výfukových ventilů při použití 3D vaček; modré křivky – sání, červené křivky – výfuk; a, b, c, d - mezní křivky zdvihu ventilů [12]	20

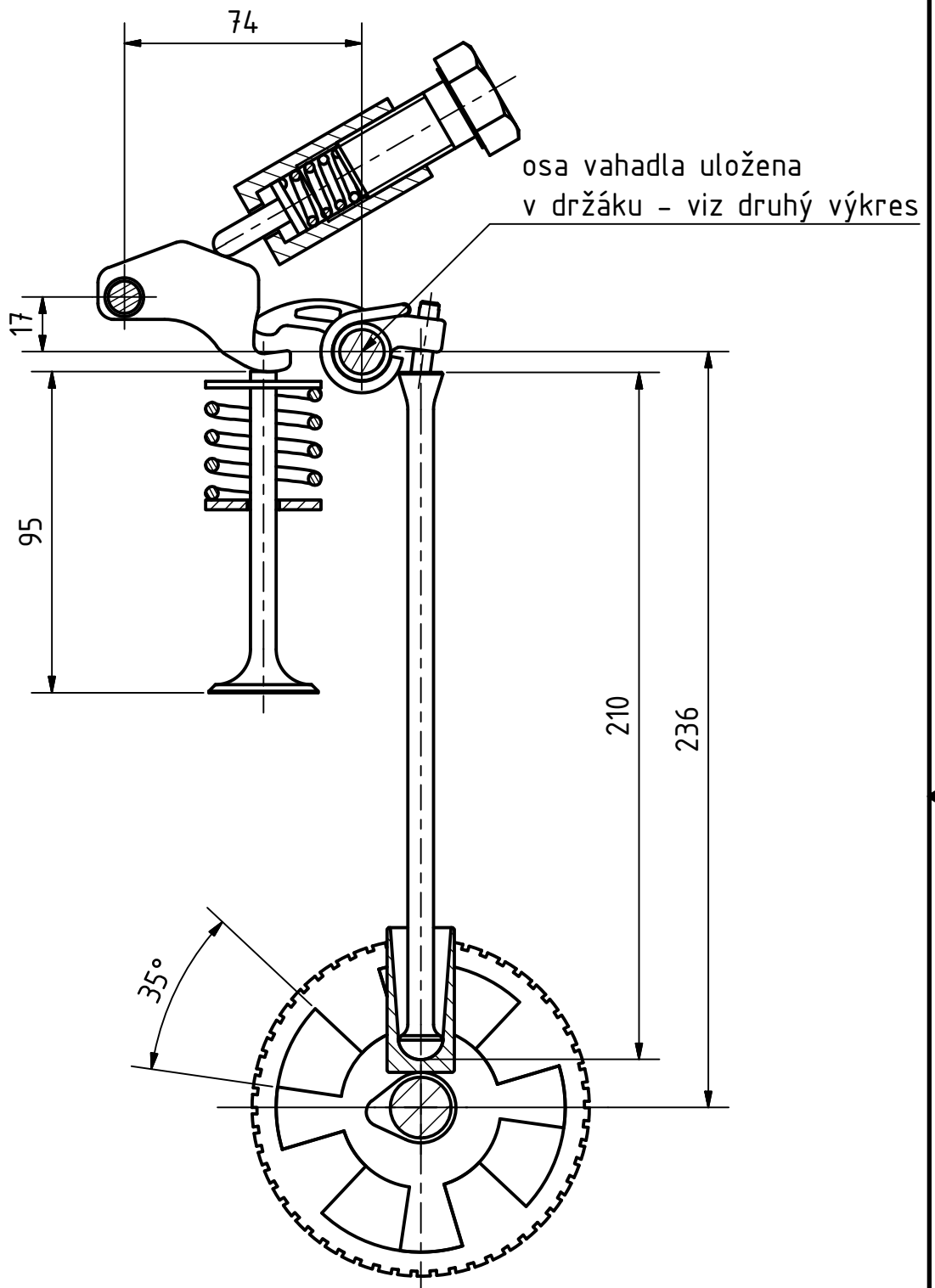
Obr. 20 Režimy systému Multiair, (1): max. zatížení motoru, (2): extrémní Millerův cyklus při nízkém zatížení, (3): startování a volnoběh, (4): extrémní Millerův cyklus při částečném zatížení motoru [23].....	21
Obr. 21 3D model systému MultiAir [22]	22
Obr. 22 Detail dvoudílného zdvihátka ventilu [8].....	22
Obr. 23 Rozsah časování a zdvihu ventilu mechanismu VarioCam Plus [8].....	23
Obr. 24 Fáze zdvihu u bezvačkového ovládnání ventilu; teoretické průběhy rychlosti a zrychlení [30]	23
Obr. 25 Místa ventilového rozvodu pro možnou aplikaci změn	29
Obr. 26 Zjednodušené schéma hydraulického mechanismu rozvodu	30
Obr. 27 Schéma hydraulického obvodu	30
Obr. 28 Bezvačkové ovládnání - schéma pneumatického obvodu	31
Obr. 29 Schéma mechanicky ovládaného mechanismu s přidavným vahadlem a mechanickým tlumičem.....	32
Obr. 30 Detail přidavného vahadla s vyznačením ztraceného zdvihu a směru pohybu posuvné osy vahadla.....	33
Obr. 31 Mechanismus VVT-i pro změnu časování vačkového hřídele.....	33
Obr. 32 Schéma mechanismu posuvu osy vahadla ventilu.....	34
Obr. 33 Detail umístění mechanického tlumiče pro zpomalení pohybu sacího ventilu	34
Obr. 34 Původní (Ottův cyklus) a snížený zdvih sacího ventilu	35
Obr. 35 Průběh zdvihu sacího ventilu při provozu Millerova cyklu	35
Obr. 36 Zjednodušený model pro výpočet průběhu uzavírání sacího ventilu	36
Obr. 37 Průběh zpožděného uzavírání sacího ventilu při provozu v Atkinsonově cyklu.....	37
Obr. 38 Původní zdvih a průběh zpožděného uzavírání sacího ventilu (uvažováno $n=1500 \text{ min}^{-1}$)	38

Seznam příloh

Příloha č.1: Výkres A4 sestavy rozvodu

Příloha č.2: Výkres A4 sestavy držáku osy vahadla

Příloha č.3: Animace upraveného ventilového rozvodu



	Autor	Datum	PŘEZK.	Podpis	Datum	HMOTNOST	kg	MĚŘÍTKO
NAVRHL			SCHVÁL			SESTAVA		1:2
KRESLIL	Petar KOVAČ	28.6.2015				STARÝ V.		KUSOVNIK
TECHNOL.								

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

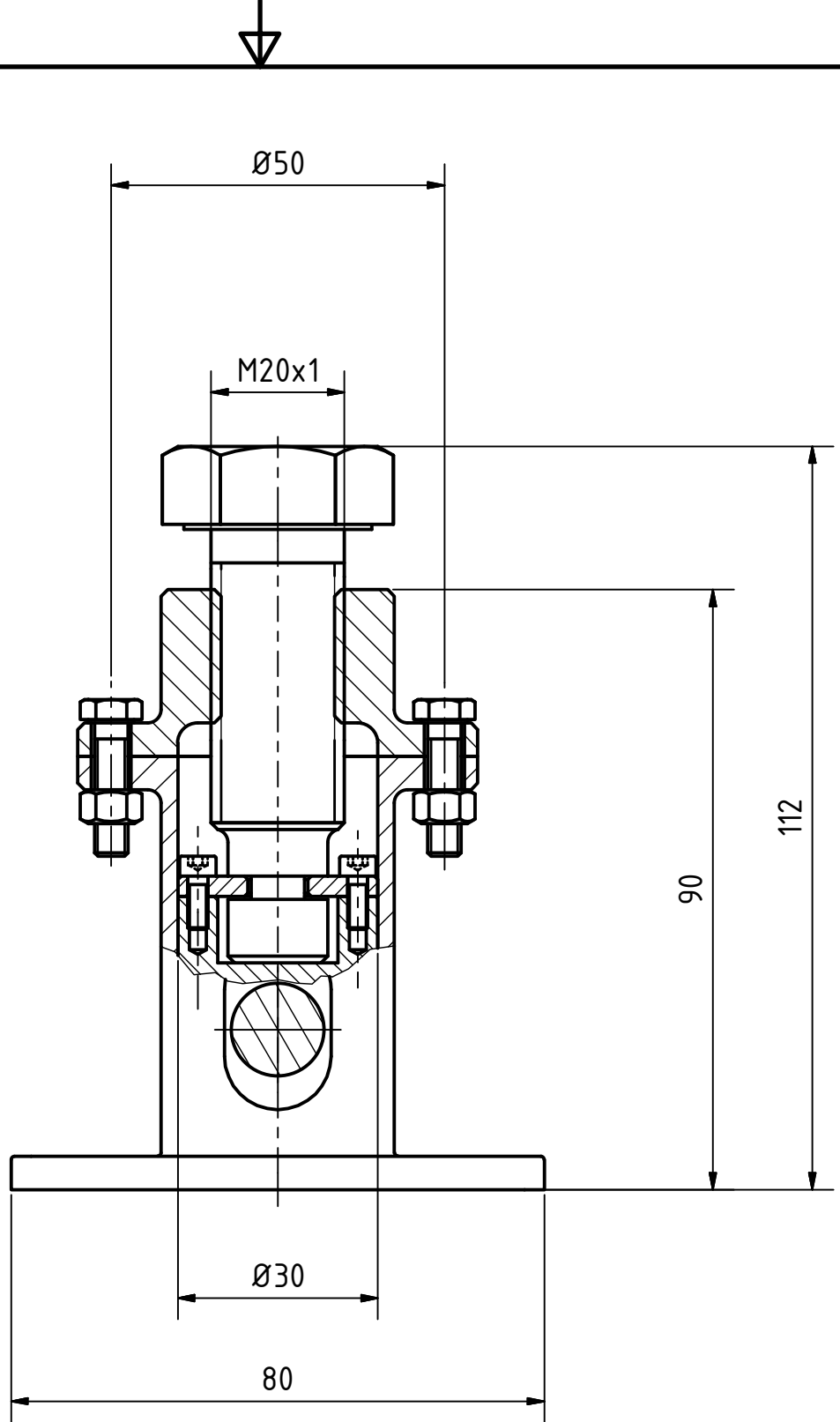
NAZEV

Sestava rozvodu

TYP:

ČÍSLO VÝKRESU

LIST:



NAVRHL	Autor	Datum	PŘEZK.	Podpis	Datum	HMOTNOST	kg	MĚŘITKO
KRESLIL	Petar KOVAČ	28.6.2015	SCHVÁL			SESTAVA		1:1
TECHNOL.						STARÝ V.		KUSOVNIK
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE					NAZEV		TYP:	
FAKULTA STROJNÍ					Sestava držáku osy vahadla		ČÍSLO VYKRESU	
							LIST:	