



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Výpočetní model dynamiky ventilového
mechanismu

Development of a Simulation Model for
Valve Train Dynamics

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2022

Bc. Martin Síba

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Radek Tichánek, Ph.D



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Síba** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **459614**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Spalovací motory**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Výpočetní model dynamiky ventilového mechanismu

Název diplomové práce anglicky:

Development of a Simulation Model for Valve Train Dynamics

Pokyny pro vypracování:

Sestavte výpočetní model dynamiky ventilového rozvodu sacích ventilů velkého vznětového motoru. Model má obsahovat mechanismus ovládání sacích ventilů v činném režimu motoru. Zároveň má umožnit ovládání jednoho sacího ventilu v režimu motorové brzdy. Ventilový rozvod se skládá z vahadel s možností deaktivace při přepínání mezi režimy motoru. Proveďte analýzu pohybu a zatížení prvků mechanismu v obou režimech motoru a při přepínání mezi režimy. Výsledky analýzy porovnejte s dostupným měřením.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Radek Tichánek, Ph.D. ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **11.05.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **13.07.2022**

Platnost zadání diplomové práce:

Ing. Radek Tichánek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

11.5.2022

Datum převzetí zadání

Podpis studenta





Anotační záznam

Jméno autora:	Martin Síba
Název práce:	Výpočetní model dynamiky ventilového mechanismu
Anglický název:	Development of a Simulation Model for Valve Train Dynamics
Rozsah práce:	58 stran 49 obrázků 3 tabulky
Akademický rok:	2021/2022
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Dopravní a transportní technika
Vedoucí práce:	Ing. Radek Tichánek, Ph.D
Klíčová slova:	dvoudobá motorová brzda, ventilový mechanismus, simulační model, kinematika mechanismu, dynamika mechanismu, software GT-Suite
Key words:	two stroke engine brake, valvetrain, valvetrain kinematics, valvetrain dynamics, GT-Suite software



Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá stavbou simulačního modelu ventilového rozvodu sacích ventilů velkého vznětového motoru. Ventilový rozvod se skládá ze samostatných vahadel s možností deaktivace při přepínání mezi činným režimem a režimem dvoudobé motorové brzdy. Pro návrh, simulaci a vyhodnocení výsledků byl použit software GT-Suite. Výsledky simulace jsou porovnány s naměřenými daty od výrobce motorové brzdy. Součástí analýzy je i vyhodnocení pohybů nevedeného můstku při přepínání mezi režimy a bezpečnostní kontrola ventilové pružiny.

Abstract

This diploma thesis deals with the development of a simulation model of an intake valvetrain of a large diesel engine. The valve train consists of separate rockers with the possibility of deactivation when switching between a power mode and a two-stroke engine brake mode. GT-Suite software was used for the development, simulation and evaluation of results. The simulation results are compared with measured data from the engine brake manufacturer. The analysis is focused on movements of a non-guided valve bridge when switching between modes as well as checking a stress analysis of the valve spring.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: „Výpočetní model dynamiky ventilového mechanismu“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 5. 8. 2022

.....

Martin Síba



Obsah

1 Úvod.....	9
2 Odlehčovací brzdy	10
2.1 Typy odlehčovacích brzd užívaných v automobilové dopravě	10
2.1.1 Hydrodynamická.....	10
2.1.2 Elektromagnetická.....	10
2.1.3 Motorová.....	10
3 Motorová brzda	11
3.1 Obecný princip motorové brzdy.....	11
3.2 Dvoudobá motorová brzda.....	12
3.3 Hardware dvoudobé motorové brzdy.....	15
3.3.1 Řešení společnosti JVS.....	15
3.3.2 Řešení společnosti Eaton.....	17
4 Seznámení s programem GT-SUITE	21
4.1 GT-ISE = Integrated Simulation Environment.....	22
4.2 GT-SpaceClaim.....	22
4.3 GT-POST	23
5 Tvorba a optimalizace modelu	24
5.1 Vstupní data pro tvorbu modelu	24
5.2 Geometrie ventilového rozvodu.....	28
5.3 Samotná stavba výpočetního modelu.....	30
5.4 Prolamování vahadel	33
6 Vyhodnocení kinematiky modelu	35
6.1 Režim brzdy	35
6.2 Činný režim	36
7 Dynamická analýza	37
7.1 Režim brzdy	37
7.2 Činný režim	39
7.3 Kontakt mezi vačkou a kladkou	41
7.4 Síly působící na ventil	43
7.5 Nevedený můstek.....	45
7.6 Ventilová pružina.....	49



8 Závěr	54
9 Seznam použitých zdrojů a literatury	55
9.1 Seznam obrázků.....	55
9.2 Seznam použitých zkratk a cizích názvů	57
9.3 Seznam příloh	57



1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá tvorbou a optimalizací simulačního modelu pro výpočet dynamiky sací strany ventilového rozvodu velkého vznětového motoru. Model umožňuje přepnutí mezi činným režimem motoru a režimem motorové brzdy. Motorovou brzdou je v této práci myšlena výhradně motorová brzda dvoudobá.

Simulační model byl vytvořen a optimalizován v softwaru GT-Suite od Gamma Technologies z dat získaných z CAD a kinematických modelů sklápějících vahadel s možností deaktivace, které jsou vyvíjeny společností EATON.

V následující teoretické části je představena dvoudobá motorová brzda, jejíž funkce sací strany ventilového rozvodu je v modelu simulována. Je představen princip, hlavní výhody a přínosy tohoto řešení, které je stále předmětem vývoje. Představeny jsou i způsoby selektivního řízení jednotlivých ventilů v režimu motorové brzdy předních světových výrobců tohoto technického řešení.

Následuje kapitola popisující samotný postup tvorby a optimalizace simulačního modelu. V dalších kapitolách jsou pak vyhodnoceny výsledky simulace a porovnány s daty, které byly naměřeny v laboratoři na měřícím stanovišti. Kontrola dynamických účinků se dále zabývá kontaktními silami v rozvodu a také Hertzovým tlakem. Provedena je i kontrola namáhání ventilové pružiny za účelem zjištění její únavové bezpečnosti. Dalším předmětem analýzy je chování nevedeného můstku, který je na jedné straně uložen rotačně a na druhé straně je skrze něj částečně průchozí dírou ovládán samostatně brzdový ventil. V závěru je pak vše shrnuto.



2 Odlehčovací brzdy

Odlehčovací brzdy označují soubor konstrukčních řešení doplňující provozní brzdy těžkých nákladních vozidel a autobusů. Jedná se o bezpečnostní zařízení, které zajišťuje snižování, případně udržování konstantní rychlosti vozidla při sjezdu delších klesání. Jejich brzdový výkon by měl se zvyšující se rychlostí vozidla narůstat a v závislosti na čase by neměl klesat. Při přeměně kinetické energie v tepelnou, případně jinou formu energie, totiž nedochází k opotřebování jednotlivých komponent. Jejich úkolem není zastavit vozidlo úplně, ale odlehčit primárnímu brzdnému systému a předejít tak jeho přehřátí doprovázenému poklesem účinnosti, případně úplnému selhání.

Primárním brzdovým systémem jsou v tomto případě myšleny brzdy třecí, které by samostatně nebyly schopny dlouhodobě zajistit požadovaný brzdový výkon bez adekvátní údržby, výměny třecích komponent. Odlehčovací brzdy tak výrazně přispívají k hospodárnosti provozu nejen úsporou paliva, ale paradoxně i k navýšení průměrné rychlosti vozidla, které může sjíždět klesání rychleji, a to s dostatečnou rezervou pro případné zpomalení. V neposlední řadě také přispívají k prodloužení servisních intervalů provozních brzd, což se pozitivně promítá do zisku dopravce.

V současnosti je také kladen velký důraz na emise produkované v automobilové dopravě, a to včetně sledování pevných částic. Ty vznikají i otěrem třecího obložení brzd a pneumatik. Redukce vzniku těchto pevných částic využitím jiné formy přeměny kinetické energie vozidla je tedy žádoucí, neboť i tyto částice mají negativní vliv na životní prostředí a zdraví člověka. [1],[3]

2.1 Typy odlehčovacích brzd užívaných v automobilové dopravě

2.1.1 Hydrodynamická

Přesněji hydrodynamický retardér pracuje na principu přeměny kinetické energie v energii tepelnou vyvolanou třením v kapalině. Tento systém bývá osazován samostatně nebo v kombinaci s motorovou brzdou. [3]

2.1.2 Elektromagnetická

Kinetická energie je přeměňována v elektromotoru v energii elektrickou, která může být vrácena zpět do elektrické sítě (tramvaje, trolejbusy), případně ukládána do baterií a využita později (elektrobusy). Limitem rekuperace je maximální dobití baterií, poté je třeba využívat brzdy třecí. [3]

2.1.3 Motorová

Jedná se o odlehčovací brzdou, který k přeměně kinetické energie využívá samotný spalovací motor. Jelikož téma této práce je s motorovou brzdou spjato, bude tento systém rozebrán v samostatné kapitole.



3 Motorová brzda

Pojem "motorová brzda" se vžil pro konstrukční řešení, které umožňuje změnit hnací agregát na agregát hnaný. Aby motor mohl vykonávat zápornou práci, musí být spojen s koly vozidla, které ho roztáčí momentem vyvolaným působením setrvačné a tíhové síly na vozidlo při pohybu z kopce dolů. K přenosu tohoto momentu je tedy zapotřebí, aby byl zařazen převodový stupeň. Zápornou práci je také třeba regulovat, aby vozidlo udržovalo rychlost konstantní, nezpomalovalo příliš nebo nedošlo k úplnému zablokování kol a vozidlo se tak stalo neovladatelným. Dle typu motorové brzdy je tato regulace možná v několika stupních.

3.1 Obecný princip motorové brzdy

Výkon vznětového motoru je řízen kvalitativní regulací. Během pracovního cyklu motoru je nasáván konstantní objem vzduchu a výkon je regulován vstříknutou dávkou paliva. V režimu motorové brzdy je přerušena přívod paliva do válce a píst tak stlačuje pouze vzduch, který je ve fázi expanze ochuzen o práci vzniklou hořením směsi paliva se vzduchem. Výsledná negativní práce je reprezentována brzdným účinkem motoru.

Nejjednodušším řešením, jak zvýšit brzdný účinek, je zmenšení průřezu výfukového potrubí pomocí tzv. výfukové klapky, a tím navýšení potřebného tlaku pro vytlačení objemu válce pístem. Různou polohou klapky pak lze regulovat brzdný výkon. Klapka ve výfuku je ale již dávno opuštěným řešením z důvodu nepříliš vysokého brzdného výkonu. [3]

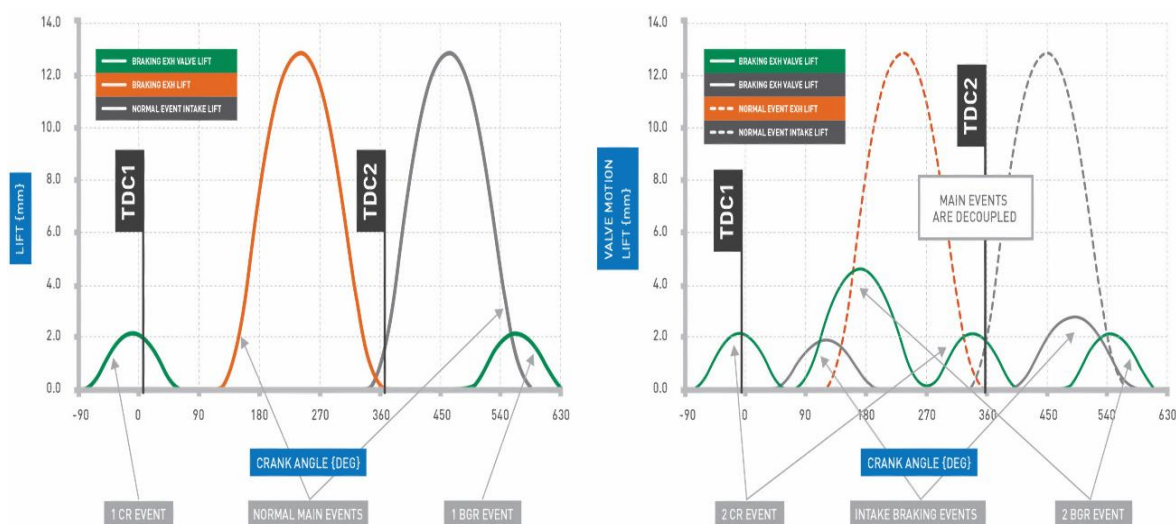
Dodnes používaným a stále modifikovaným zařízením je tzv. dekompresní motorová brzda, která jak už z názvu napovídá, umožňuje dekompresi stlačeného vzduchu. Ta probíhá krátkým otevřením výfukového, případně speciálního ventilu, těsně před dosažením horní úvratě pístu. Ve chvíli, kdy píst dosáhne horní úvrati, dochází k úniku stlačeného vzduchu přes otevřený ventil do výfukového potrubí a tím i ztrátě naakumulované energie do stlačení objemu válce. Tato ztráta při následujícím pohybu pístu zpět k dolní úvrati vyvolá odpor v pohybu pístu a zpomaluje tak celé vozidlo. Odtud plyne termín „brzdění motorem“. Zdvih ventilu, který je umožněn konstrukční úpravou rozvodového mechanismu, je označován jako tzv. Compression Release (dále jen CR zdvih) = dekomprese. A stejně tak bývá označována i motorová brzda Compression Release Engine Brake. Vzhledem k tomu, že tento princip je od roku 1957 patentem Clessie L. Cumminse, konkrétní řešení dekompresní motorové brzdy se vždy liší s výrobcem daného motoru. [1], [3]



3.2 Dvoudobá motorová brzda

Jednou z modifikací dekompresní brzdy je tzv. dvoudobá motorová brzda. Dvoudobá proto, že na rozdíl od čtyřdobé CR brzdy dochází k upouštění komprese po každém dosažení horní úvratě pístem, tedy ve dvou ze čtyř dob oproti jedné ze čtyř dob pracovního cyklu motoru. Umožněno to je selektivním řízením nejen výfukových ale i sacích ventilů. Důsledkem je vznik druhého dekompresního zdvihu, a z motoru se tak stává dvoudobý kompresor spotřebovávající energii. Největším přínosem dvoudobé motorové brzdy je navýšení brzdného výkonu především v nízkých otáčkách motoru, při jízdě běžně využívaných. Vyšším výkonem dvoudobé motorové brzdy se ale kompenzuje i postupné snižování aerodynamického odporu a mechanických ztrát vozidla, a také snižování zdvihového objemu motoru. Především ale odpadá nutnost navyšování pevnostních nároků na konstrukci motoru, neboť brzdný výkon je regulován tlakem ve válci.[1]

V **Obr. 1** je možné vidět srovnání zdvihových křivek čtyřdobé a dvoudobé motorové brzdy. Je patrné, že během otočení vačkové hřídele o 360° dojde ke čtyřem zdvihům ventilu výfukového – dvěma **CR** zdvihům (pro uvolnění komprese), dvěma **BGR** zdvihům (recirkulace brzdných plynů) a dvěma **RBR** zdvihům ventilu sacího („rebreather“). U čtyřdobé dekompresní motorové brzdy se během jednoho otočení vačkové hřídele odehrají pouze dva zdvihy výfukového ventilu, jeden **CR** a jeden **BGR**.



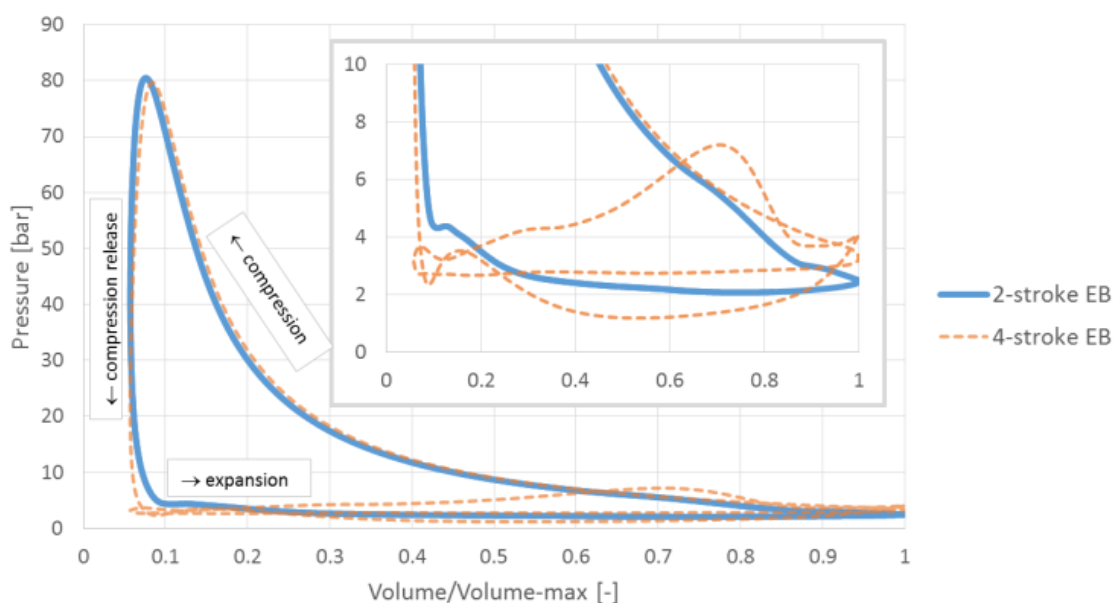
Obr. 1 – Srovnání zdvihových křivek ventilů čtyřdobé a dvoudobé motorové brzdy [1]

Termodynamický princip dvoudobé brzdy je obdobný brzdě čtyřdobé. CR zdvihy ventilu slouží pro dekompresi stlačeného vzduchu do výfukového potrubí. Pokud by při dosažení horní úvratě tlak z válce neunikl, stlačený vzduch by se při následujícím pohybu pístu k dolní úvratě choval jako vzduchová pružina a klikovému mechanismu by spíše pomáhal. Vlivem upuštění komprese ve válci klesne tlak, pístu pohybujícímu se směrem k dolní úvratě nic nepomáhá a klikový mechanismus tak zpomaluje.



BGR zdvihy využívají zvýšeného tlaku ve výfukovém potrubí a díky správnému načasování tak dochází k navýšení objemové účinnosti při výměně náplně válce. Výsledkem je pak vyšší tlak na konci komprese, a tím i navýšení záporné práce. RBR zdvihy sacího ventilu slouží jako standardní sací zdvih ventilu, jsou však posunuty výrazně za horní úvrať pístu (TDC), a k jejich otevření dochází až na konci CR zdvihu. Důvodem je nepříznivě vysoký tlak ve válci po dosažení horní úvratě pístu. Názorně je to vidět v případě druhého RBR zdvihu ve srovnání se standardním zdvihem sacího ventilu v činném režimu motoru v **Obr. 1.** [2]

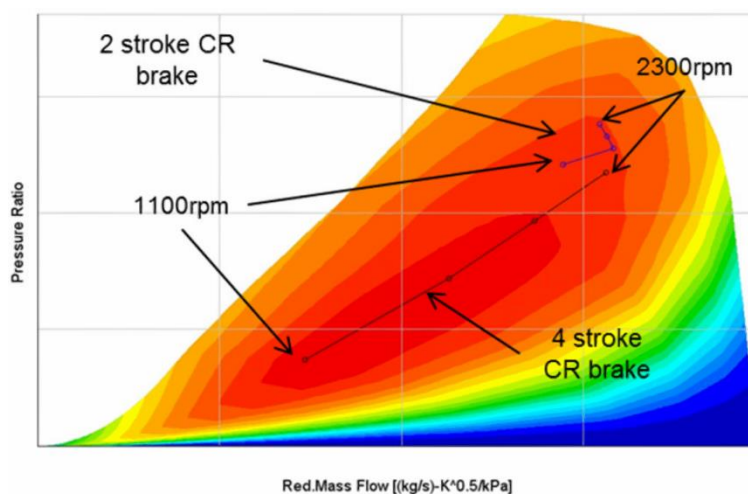
V **Obr. 2** je možné vidět p-V diagram s porovnáním pracovních cyklů dvoudobé a čtyřdobé motorové brzdy (práce je spotřebovávána, smyčka jde proti směru otáčení hodinových ručiček) s podobným maximálním tlakem ve válci. Zatímco ve vysokotlaké fázi oběhu je brzdná práce dvoudobé brzdy takřka stejná jako brzdy čtyřdobé, zásadní rozdíl nastává v nízkotlaké fázi oběhu, při výměně náplně válce. Čtyřdobá brzda přispívá jen malou brzdnou prací (okolo 2 bar IMEP), zatímco dvoudobá brzda produkuje stejnou brzdnou práci jako ve vysokotlaké části oběhu. Pracovní cykly čtyřdobé a dvoudobé motorové brzdy zobrazené v **Obr. 2** ukazují rozdíl 16 vs. 26 bar IMEP při otáčkách motoru 1500 min^{-1} (definováno pro čtyřdobý cyklus). Při nižších otáčkách motoru bude rozdíl ve prospěch dvoudobé brzdy ještě vyšší, neboť čtyřdobá motorová brzda generuje maximální brzdnu práci jen ve vyšších otáčkách. V případě heavy duty motorů většinou právě nad hranicí 1500 min^{-1} . [2]



Obr. 2 – porovnání pracovních cyklů v p-V diagramu [2]



Klíčovým aspektem vývoje efektivního brzdného výkonu je spolupráce mezi pohyby ventilů a soustavou přeplňování. Stupeň přeplňování má zásadní vliv na dosažitelný brzdný výkon v důsledku navýšení hustoty náplně válce, a z toho plynoucí nárůst tlaku ve válci na konci kompresního zdvihu. Turbodmychadlo je obvykle optimalizováno do okolí výkonové křivky, což vede na turbíně k požadavku mnohem vyšší entalpie, než je během brzdění motorem vlivem absence přívodu tepla z přerušenoého spalování k dispozici. Turbodmychadlo tak v režimu motorové brzdy pracuje v oblasti nízkých otáček a produkuje nízkou hodnotu plnění. Z **Obr. 3** je patrné, že dvoudobá motorová brzda umožňuje navýšuje hmotnostní průtok kompresorem turbodmychadla i při nízkých otáčkách motoru. Z toho plyne nárůst naplnění válce a logicky i vyšší brzdný výkon. [1],[2]



Obr. 3 – Hmotnostní průtok kompresorem turbodmychadla, porovnání pracovních bodů dvoudobé a čtyřdobé motorové brzdy

S nárůstem brzdného výkonu dostupného v běžných otáčkách motoru pak odpadá nutnost častého podřazování za účelem dosažení požadovaného výkonu motorové brzdy. Přínosem dvoudobé brzdy je nejen navýšení uživatelského komfortu pro řidiče, ale i snížení potenciálního přetočení motoru vlivem špatně zařazeného převodového stupně. V případě spojení motoru s automatickou převodovkou pak i úspora paliva, které by bylo nutné vstříknout do válce pro zvýšení otáček motoru za účelem synchronizace hřídelů v převodovce. [1]



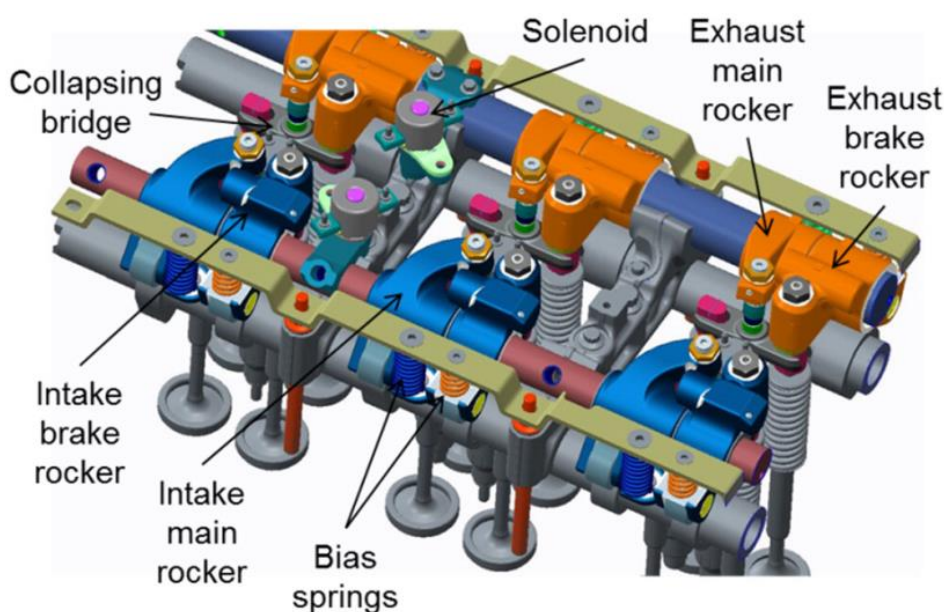
3.3 Hardware dvoudobé motorové brzdy

Vzhledem k tomu, že se má práce zabývat dynamikou ovládání sacích ventilů v režimu motorové brzdy a při přepínání mezi jednotlivými režimy, je vhodné nastínit, jak je řešeno selektivní řízení ventilů v rámci ventilového mechanismu.

3.3.1 Řešení společnosti JVS

Hardware dvoudobé motorové brzdy, zobrazen v **Obr. 4**, byl vyvinut firmou Jacobs Vehicle Systems a pro demonstraci funkce svého řešení byl osazen na motory dvou různých výrobců těžkých nákladních vozidel. V USA na Freightliner Cascadia a v Evropě na Mercedes-Benz Actros. Zobrazen je ventilový rozvod motoru OM471, tedy řadového šestiválce o zdvihovém objemu 12,8 litrů, (339 kW v 1800 min^{-1} a 2400 Nm v 1100 min^{-1}) v tahači Mercedes-Benz Actros 1845 LSN. Hlavním důvodem výběru těchto konkrétních vozidel bylo, že jsou sériově osazeny čtyřdobou CR brzdou právě od JVS v kombinaci s hydrodynamickým retardérem. Díky tomu bylo možné provést přímé srovnání obou typů motorových brzd nezávisle na výrobci motoru.

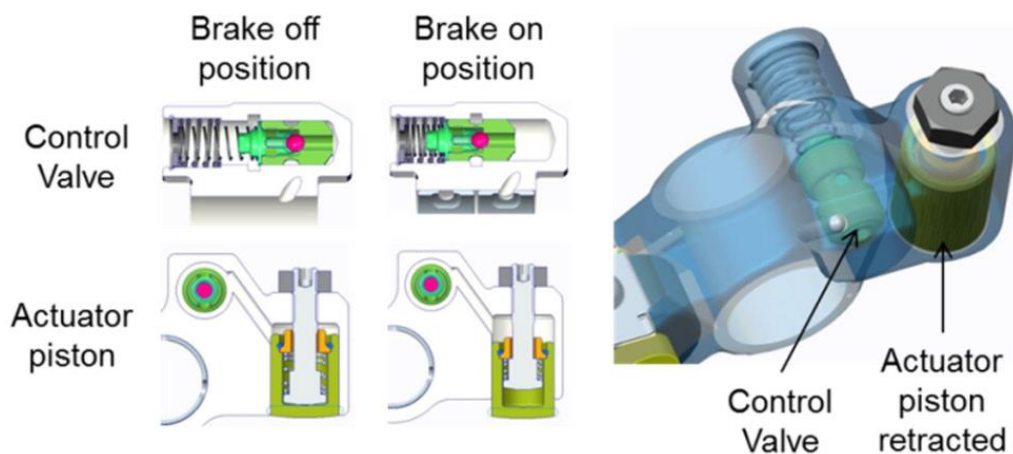
I přesto, že se jedná pouze o rozšíření stávajícího systému, byly nezbytné některé úpravy. Oproti čtyřdobé CR brzdě tak došlo k výměně vačkových hřídelů, úpravě jejich uložení, výměně sacích vahadel pro činný režim motoru, doplnění vahadel pro režim brzdy na straně sání (v **Obr. 4** označ. „intake brake rocker“), vypínatelných můstků ovládajících ventily (označ. „collapsing bridge“) a doplnění zajištění předepjatých pružin pro přitlačení rolničků vahadel k vačkám (označeny „bias springs“). [1]



Obr. 4 – ventilový rozvod dvoudobé motorové brzdy [1]

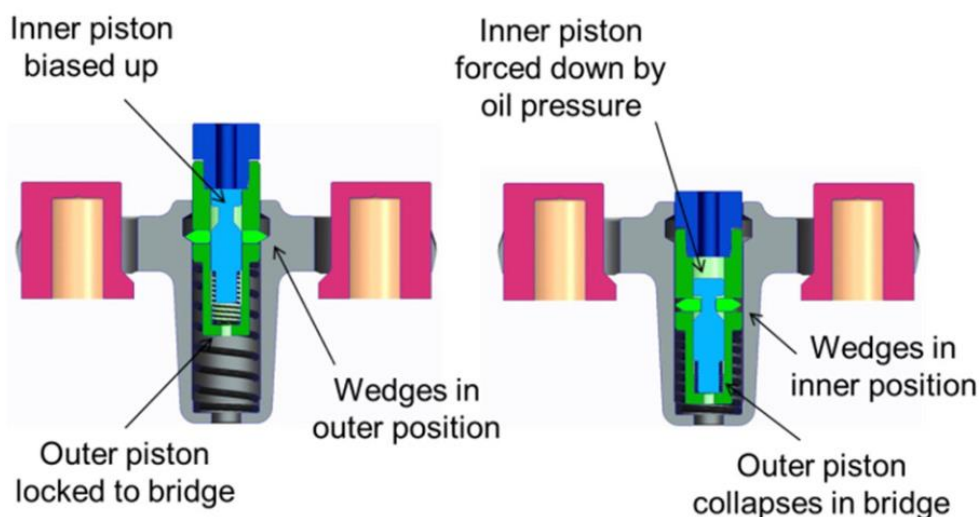


Součástí konvenčních brzdových vahadel je hydraulický pístek, který slouží k aktivaci brzdového vahadla pomocí elektromagnetického spínače (v **Obr. 4** označ. „solenoid“). Tlakem oleje dojde ke stlačení vratné pružiny, pístek (v **Obr. 5**) se v drážce, posune a olej jím jako jednocestným ventilem proudí až do vypínacího pístku v můstku (**Obr. 6**), jímž je celý můstek v režimu motorové brzdy deaktivován. Zdvih z brzdové vačky přenáší samotné brzdové vahadlo pouze na jeden ventil.



Obr. 5 – hydraulický rozvod uvnitř sacího vahadla [1]

Deaktivace brzdového vahadla na elektromagnetický impuls spínače proběhne tak, že dojde k přerušení spojení s hydraulickým okruhem, okamžitě poklesne tlak na pístek ve vahadle, který je pružinou zatlačen v drážce zpět. Tím dojde i k přerušení dodávky oleje dále do můstku a vypínací pístek, zobrazen v **Obr. 6**, je pružinou vrácen do horní pozice a zablokovan zelenými klínky. Celý můstek je tak opět aktivován a znovu přenáší zdvih z vačky pro činný režim motoru na oba sací ventily. [1]



Obr. 6 – řez vypínatelným ventilovým můstkem [1]



3.3.2 Řešení společnosti Eaton

Společnost Eaton nabízí čtyřdobou, třídobou a dvoudobou motorovou brzdu pro ventilové rozvody OHC i OHV. Dle typu brzdy se pak liší ovládání ventilů, a to pomocí dvou samostatných vahadel ovládajících konkrétní ventily nebo jednoho přepínatelného vahadla, které ovládá v činném režimu motoru ventily dva, v brzdovém pak pouze jeden. Přepínání režimů v jednom vahadle je určeno pro modifikaci standardní čtyřdobé brzdy na tzv. třídobou. Hlavním přínosem třídobé motorové brzdy od společnosti Eaton je druhý CR zdvih za jedno otočení vačkové hřídele, který sebou přináší až 75 % nárůst brzdného výkonu. Další výhodou systému je, že může být instalován na SOHC i DOHC ventilový rozvod. [5],[6]

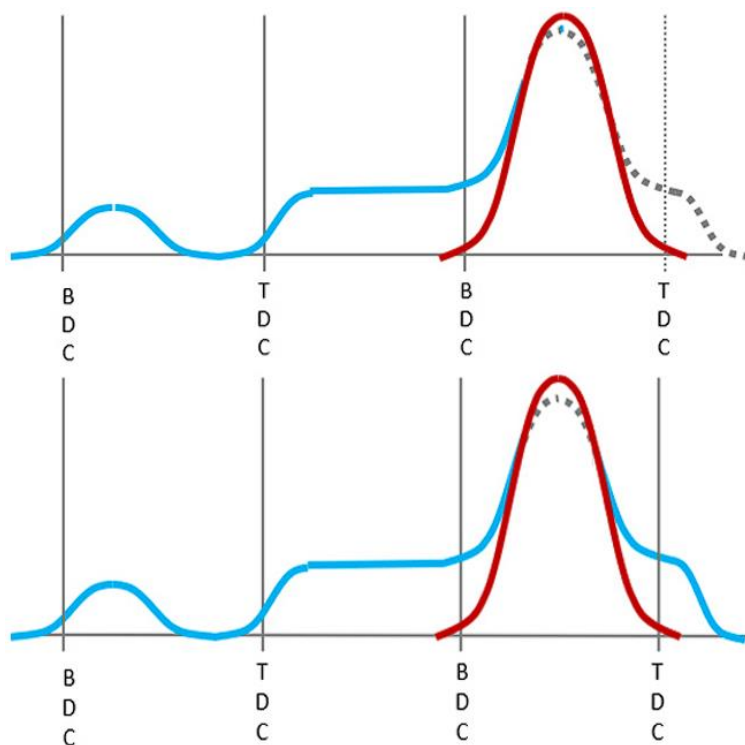
Aktivace režimu motorové brzdy probíhá pomocí tzv. kapsle skryté uvnitř výfukového vahadla. Přepuštěním oleje je zablokován jeden či druhý pístek ovládající ventil, v **Obr. 7** zobrazen modře resp. červeně. Lze tak dosáhnout CR a BGR zdvihů včetně standardního výfukového zdvihu ventilu pouze jednou vačkou. Eaton tyto vahadla dále rozlišuje na tzv. vahadla s resetem a vahadla bez resetu. Zatímco vahadlo s resetem zavře výfukový ventil v brzdém režimu stejně jako v režimu činném, neboť dojde k jeho reaktivaci, vahadlo bez resetu umožňuje v režimu brzdy pozdější zavření výfukového ventilu. Tím je prodloužena doba výměny náplně válce na začátku kompresního zdvihu a dostane se do něj větší objem vzduchu. [5],[6]



Obr. 7 – Přepínatelné vahadlo od společnosti Eaton [5]



Srovnání zdvihů ventilů ovládaných vahadlem s resetem a bez resetu je v **Obr. 8**. Horní průběh zobrazuje zdvih výfukového ventilu s tzv. resetem, ventil zavírá stejně jako v činném režimu. Spodní průběh zobrazuje prodloužení otevření v režimu brzdy.

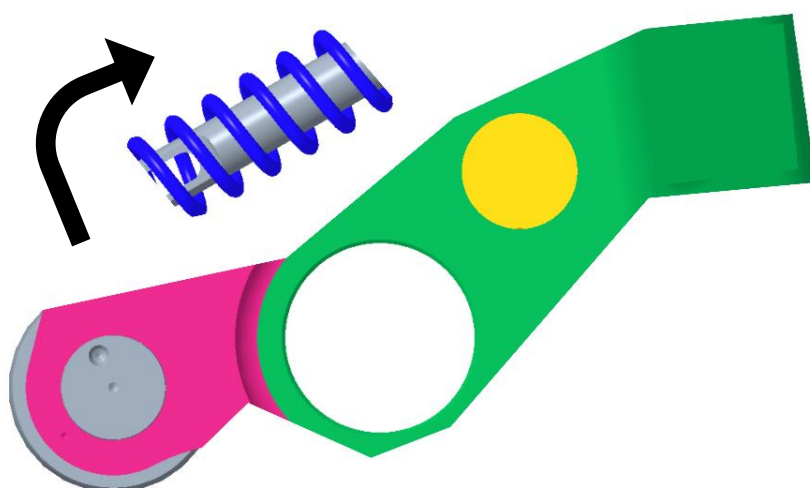


Obr. 8 – Porovnání zdvihů ventilů vahadel [5]

Pokud tato přepínatelná vahadla osadíme i na stranu sání, může být stejným způsobem ovládáno přepínání režimů u dvoudobé motorové brzdy. S ohledem na fakt, že dvoudobá motorová brzda je stále předmětem vývoje, společnost Eaton v současnosti vyvíjí i nový systém přepínání vahadel. Právě tento způsob vůči sobě se prolamujících vahadel je základem pro můj model výpočtu dynamiky.

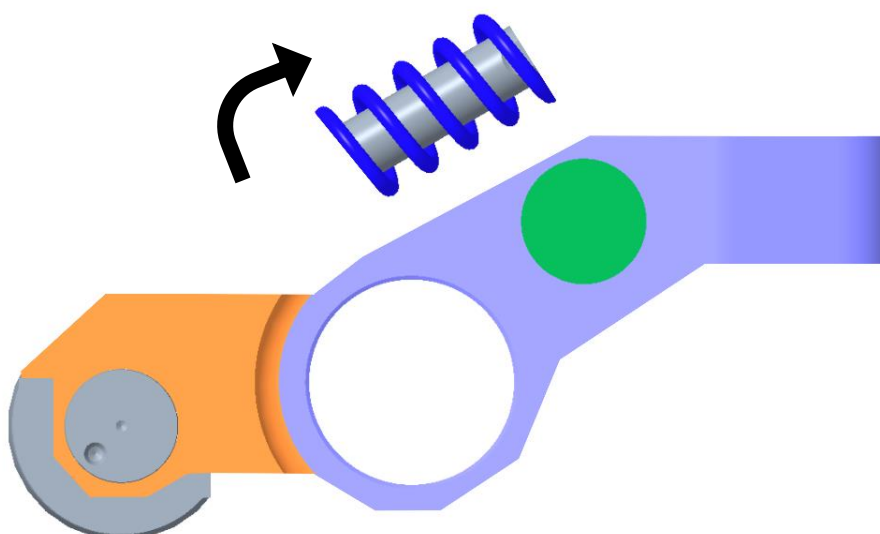
Prototyp DOHC ventilového rozvodu se skládá ze dvou samostatných prolamujících se vahadel na straně sání a stejně tak je tomu i na straně výfukové. Na jeden válec jsou tedy osazena celkem čtyři vahadla. Každé z vahadel je ovládáno samostatnou vačkou. V činném režimu motoru ovládá růžovo-zelené vahadlo přes nevedený můstek oba ventily, v režimu brzdy je pak oranžovo-fialovým vahadlem ovládán pouze jeden ventil skrze otvor v můstku.

Oba následující obrázky vahadel byly upraveny tak, aby bylo možné vysvětlit princip funkce sklápějících se vahadel, ale nedošlo k úniku detailů prototypu.



Obr. 9 – sací vahadlo pro činný režim motoru

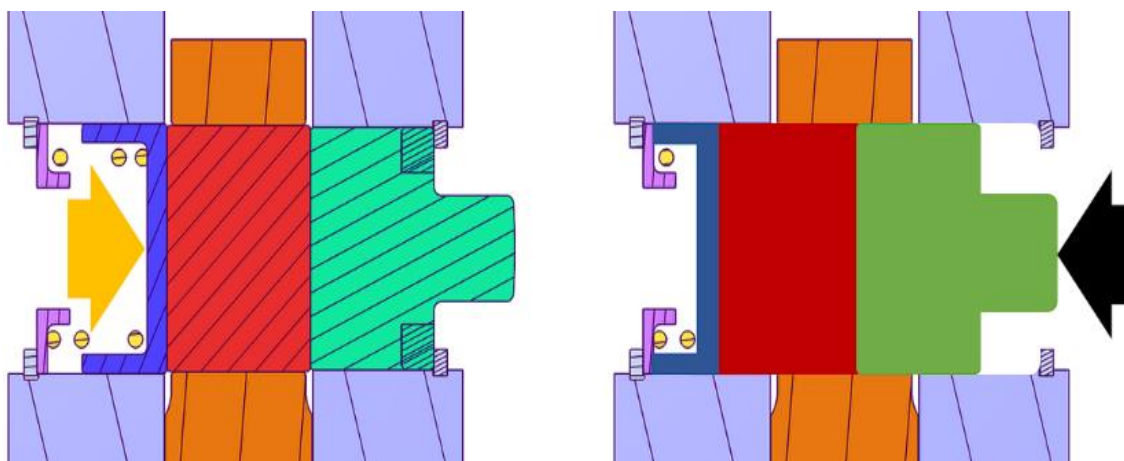
Přepínání mezi režimem brzdy a činným režimem motoru je na obou vahadlech řešeno pomocí pneumaticky ovládaných čepů, žlutě vyobrazený na sacím vahadle v **Obr. 9** a zeleně v bočním pohledu na brzdové vahadlo v **Obr. 10**. V režimu brzdy se tedy prolamuje růžová část sacího vahadla činného režimu proti zelené, v činném režimu motoru se pak prolamuje oranžová vůči fialové. V obou obrázcích je směr pohybu označen šipkou. Zdvih z palce vačky je mařen do modrých pružin, kterými jsou vždy obě části vahadel spojeny. Rovná plocha přímo nad kladkou na brzdovém vahadle slouží k umístění předepjaté pružiny, opřené do přídatného krytu nad vahadly, kterou je kladka přitlačována k vačce proti síle působící na otevírající se ventil do zvýšeného tlaku ve válci.



Obr. 10 – brzdové vahadlo



Aktivace brzdového vahadla na signál z řídicí jednotky probíhá přes pneumatický okruh, kde přepnutím ventilu okamžitě poklesne tlak na čep ve vahadle pro činný režim, a naopak dojde k zablokování vahadla brzdového. Oranžová část vahadla je tak s fialovou částí pevně spojena a vahadlo přenáší zdvih z vačky na ventil. Pneumaticky ovládaný čep se skládá ze tří válcových částí, které jsou ve vahadle zajištěny po obou stranách pojistnými kroužky. Na tlakový impuls se ve směru černé šipky v **Obr. 11** všechny části axiálně posunou, tím dojde k zablokování oranžové části vahadla vůči fialové, a vahadlo tak přenáší zdvih z vačky na ventil (v **Obr. 11** v pravé části). Na signál z řídicí jednotky, že má být motorová brzda deaktivována, okamžitě klesne tlak v pneumatickém okruhu, tím i na čep samotný, a ten je axiálně posunut zpět silou pružiny ve směru žlutě vyobrazené šipky.



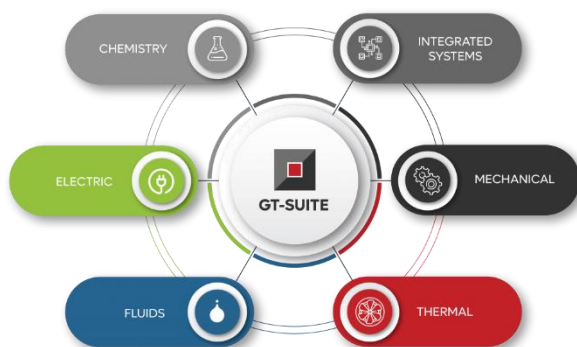
Obr. 11 – Přepínání vahadel pneumaticky ovládaným čepem



4 Seznámení s programem GT-SUITE

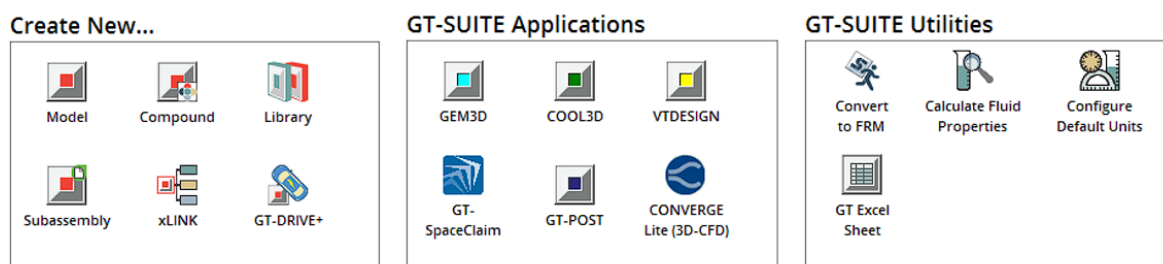
Celá tvorba modelu, jeho veškeré úpravy i následné vyhodnocení probíhaly v programu GT-SUITE od Gamma Technologies. Základem GT-SUITE je všestranná multifyzikální platforma (**Obr. 12**) pro tvorbu modelů založených na mnoha základních knihovnách: [4]

- Tekutinová (libovolný plyn nebo kapalina, případně směs)
- Akustická (nelineární i lineární)
- Tepelná (všechny druhy přenosu tepla)
- Mechanická (kinematika a dynamika těles, frekvenční analýza)
- Elektrická a elektromagnetická (obvody, elektromechanická zařízení)
- Chemické kinetiky
- Ovládacích prvků (zpracování signálu)
- Vestavěné 3D CFD a 3D FE (tepelné a strukturální) [4]



Obr. 12 - software GT-SUITE [4]

Dále software GT-SUITE obsahuje několik dalších aplikací a nástrojů (**Obr. 13**) vhodných k tvorbě modelu a provedení simulací. Níže bude věnována pozornost pouze těm, které jsem využil pro mou práci.

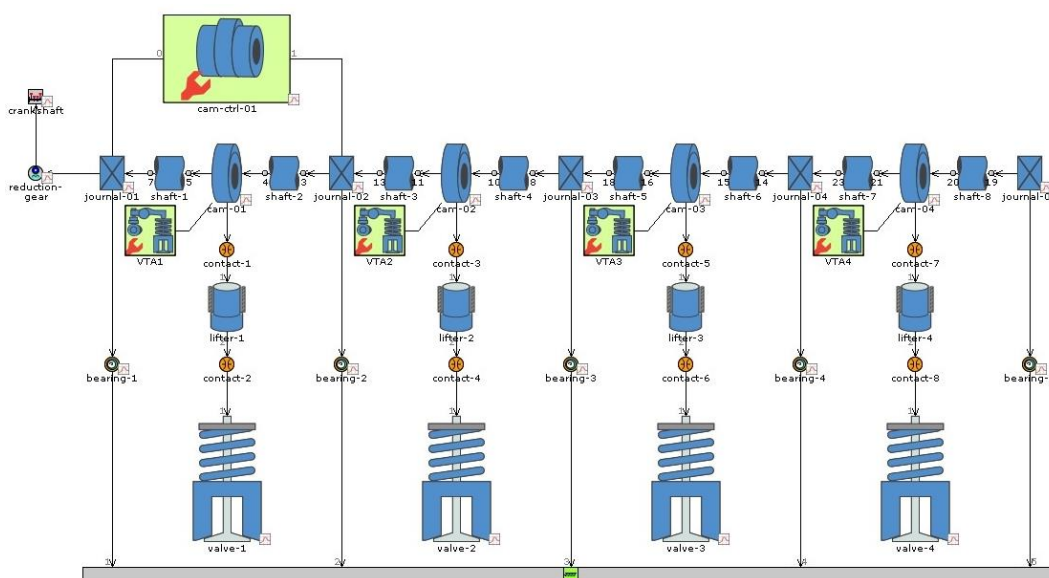


Obr. 13 – nabídka aplikací a nástrojů v programu GT-SUITE



4.1 GT-ISE = Integrated Simulation Environment

V překladi integrované simulační prostředí. Jedná se program, ve kterém byla prováděna kompletní stavba a optimalizace modelu, a také spuštěna simulace. Model je možné vytvářet pomocí jednotlivých prvků z knihovny, nebo je možné načíst jeden ze vzorových modelů z knihovny Examples, a ten dále upravovat (**Obr. 14**). Sestavením jednotlivých prvků vznikne celek, jehož správnou funkci je možné ještě před spuštěním simulace ověřit tzv. Preprocesorem. Ten během krátké chvíle prověří celý sestavený model, jeho správné spojení v jednotlivých kontaktech a schopnost správné konvergence výsledku simulace. Předejde se tak zbytečně blokovánému výkonu a paměti počítače při spuštění mnohdy i velmi dlouho trvající simulace, jejíž výsledek by neměl žádnou hodnotu.



Obr. 14 – model ventilového rozvodu čtyřválcového motoru z knihovny programu

4.2 GT-SpaceClaim

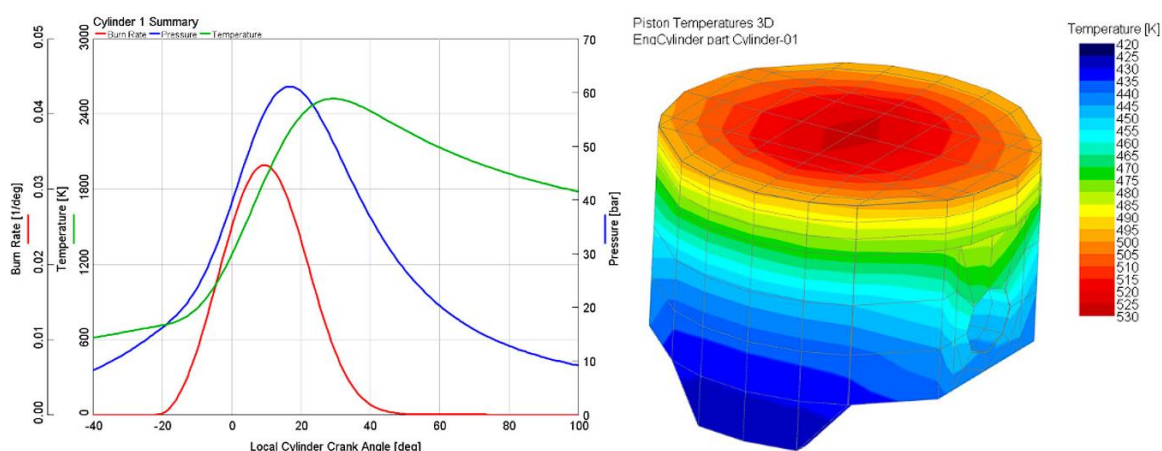
SpaceClaim je zabudovaný 3D CAD nástroj, který slouží k importu modelů z běžných CAD systémů a převod do formátu GammaTechnologies. Umožňuje zjednodušit geometrii modelu, například odstranit nepotřebné prvky na povrchu součásti a připravit tak model k simulaci. Modely je zde možné také přímo vytvářet, a to od náčrtu, přes knihovnu parametrických tvarů. Lze tak dosáhnout i velmi propracovaných součástí. K dispozici je možnost jedním kliknutím exportovat model do jiných aplikací z balíku GT-SUITE, a to do GEM3D a COOL3D. [4]

Já jsem tento program používal pouze pro převod formátu z CAD systému CREO 4. Následně jsem modely importoval do GT-ISE k jednotlivým komponentům, kde jsem doplnil CAD programem stanovenou hmotnost, polohu těžiště a moment setrvačnosti.



4.3 GT-POST

Jakmile je simulace dokončena, výsledky je možné zobrazit v GT-POST. Jedná se grafické rozhraní, které umožňuje prohlížení a manipulaci s veškerými daty nashromážděnými ze simulace do samostatného souboru. Lze generovat 2D a 3D grafy, libovolně kombinovat data z různých výpočetních stavů tzv. cases, například otáček motoru, do jednoho grafu. V rámci grafů provádět různé matematické operace, případně data importovat nebo exportovat do/ze souborů MS Excel. Program nabízí mnoho dalších operací mimo jiné 2D i 3D animace přechodných stavů včetně v čase vykreslovaného např. teplotního namáhání pístu (viz **Obr. 15**). A mnoho dalších operací. [4]



Obr. 15 – zobrazení výsledků simulace v GT-POST [4]



5 Tvorba a optimalizace modelu

Jak již bylo zmíněno výše, model byl sestaven a optimalizován v programu GT-ISE, výsledky simulace byly vyhodnoceny v programu GT-POST. Jedná se o funkční simulační model skutečného ventilového rozvodu vznětového motoru PACCAR MX-11, na kterém společnost Eaton testuje prototypy sklápějících se vahadel, umožňujících přepínání mezi činným režimem motoru a motorovou brzdou.

5.1 Vstupní data pro tvorbu modelu

Vedoucího mé práce mi pro tvorbu modelu poskytl následující data:

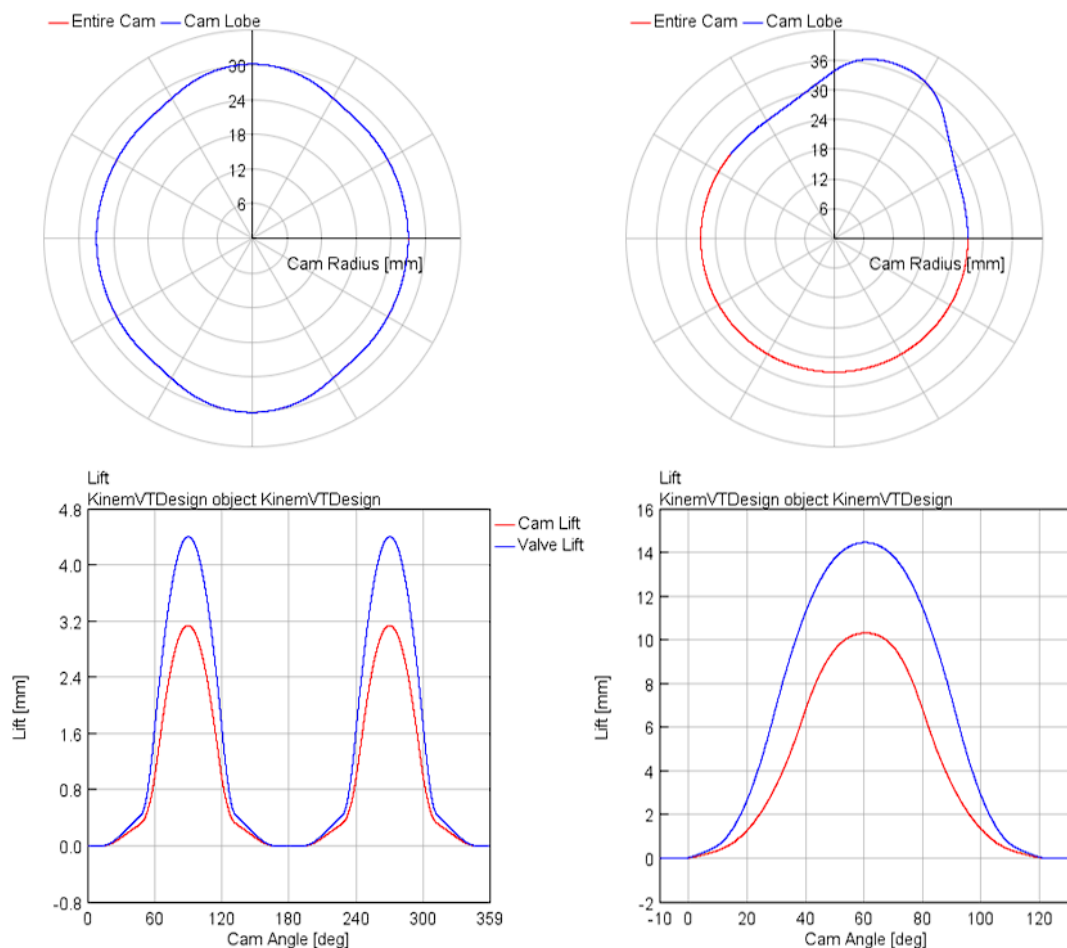
- CAD model ventilového rozvodu
- obrysy vaček a časování ventilů
- požadované hodnoty zdvihu ventilů pro kinematický i dynamický model
- velikost ventilové vůle
- průběhy tlaku ve válci a v sacím kanálu pro tři různé otáčky motoru v obou režimech
- model ventilové pružiny a mezní hodnoty pro kontrolu jejího namáhání

Z CAD modelu ventilového rozvodu bylo třeba zjistit veškeré souřadnice jednotlivých komponent a kontaktních vazeb mezi nimi. Dále bylo nutné zjistit hmotnosti, polohy těžišť a momentů setrvačnosti všech součástí, a ty přenést do programu GT-ISE. V neposlední řadě také CAD model posloužil k přenosu 3D modelů komponent pro vytvoření 3D animace ventilového rozvodu.

Obrysy obou vaček je možné vidět v **Obr. 16**. Vačka pro režim brzdy, v obrázku vlevo, má dva shodné palce o maximálním zdvihu 3,15 mm a šířce 155°. K otevření ventilu dochází 30° po každé dosažené horní úvrati pístu. Vačka činného režimu, v obrázku vpravo, má palec jen jeden, o hodnotě zdvihu 10,3 mm a šířce 124°. K otevření ventilu dochází 15° před nepálící horní úvrati pístu. Obě vačky mají shodný poloměr základní kružnice 27 mm, široké jsou 19,4 mm a jejich střední roviny jsou od sebe na vačkovém hřídeli vzdáleny 36,2 mm. Na obou vačkách je osazena stejná kladka o průměru 30 mm a šířce kontaktní plochy 14,5 mm.



Obě vačky také vyhovují požadavku minimálního poloměru křivosti, který nikde na obrysu neklesne pod hodnotu poloměru kladky a nedosahuje ani příliš nízkých záporných hodnot. Obě vačky jsou tedy vyrobitelné běžně dostupnými průměry brusných kotoučů.

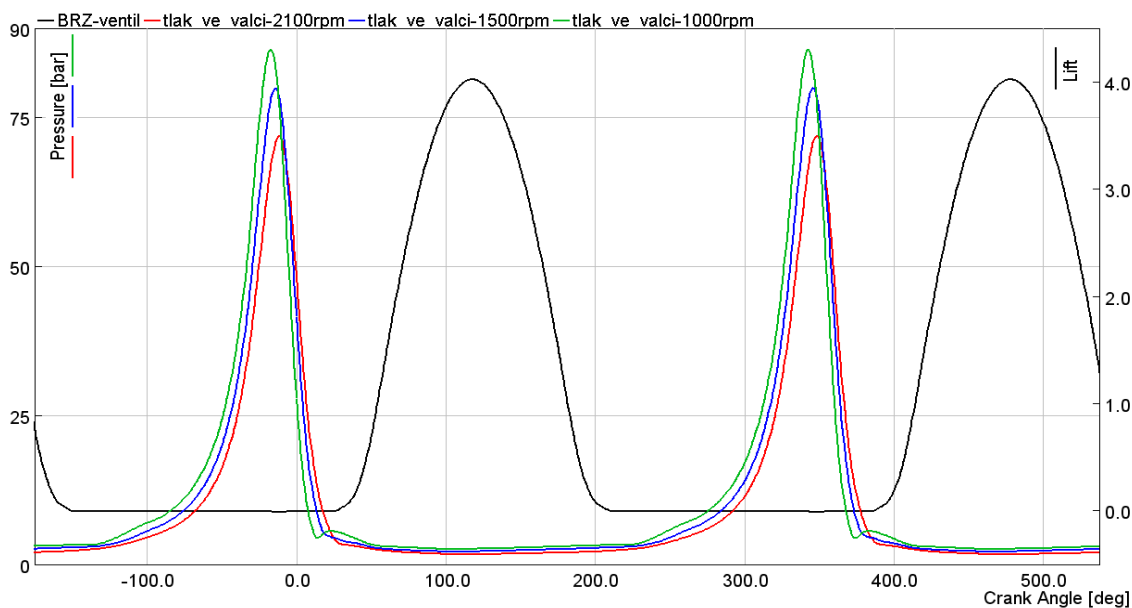


Obr. 16 - Obrisy vaček a zdvihy ventilu. Vačka pro brzdu vlevo, pro činný režim vpravo.

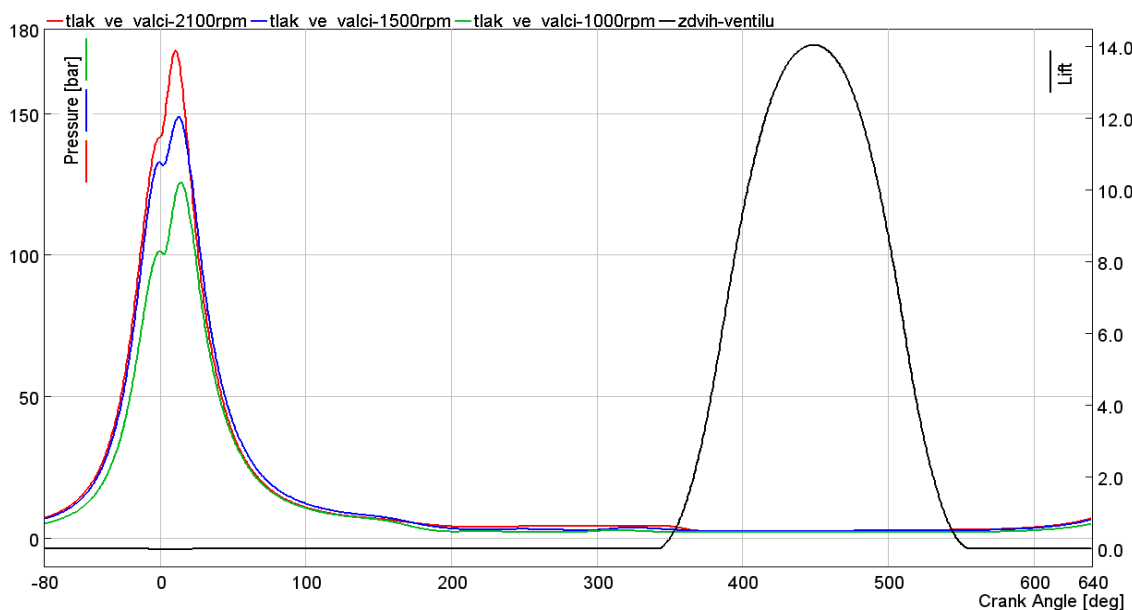
Požadované zdvihy ventilů v kinematickém modelu jsou také patrné z **Obr. 16**. Jedná se o modré průběhy křivek ve spodních grafech. Zdvih ventilu v režimu brzdy by tak měl dosahovat 4,4 mm. V činném režimu motoru by hodnota zdvihu měla dosáhnout 14,45 mm. Ventilová vůle byla do dynamické simulace uvažována 0,35 mm, shodně s měřením firmy Eaton.



V **Obr. 17** jsou zobrazeny průběhy tlaků ve válci a časování ventilů v režimu brzdy. V **Obr. 18** je pak zobrazen činný režim motoru. Z průběhů je patrné, že v režimu brzdy dosahuje tlak nejvyšších hodnot před horní úvratí pístu, konkrétně 12,5°, následně se otevírá výfukový ventil CR zdvihem, tlak velmi rychle klesne a 30° za každou horní úvratí začíná RBR zdvih ventilu. V činném režimu motoru je maximum tlaku 15° za horní úvratí, tlak s rostoucími otáčkami motoru roste. V režimu brzdy je naopak s rostoucími otáčkami vidět klesající trend. Průběh tlaku je do simulace zaveden z důvodu jeho působení na ventil a přes něj do celého mechanismu.



Obr. 17 - Průběhy tlaku ve válci v režimu motorové brzdy



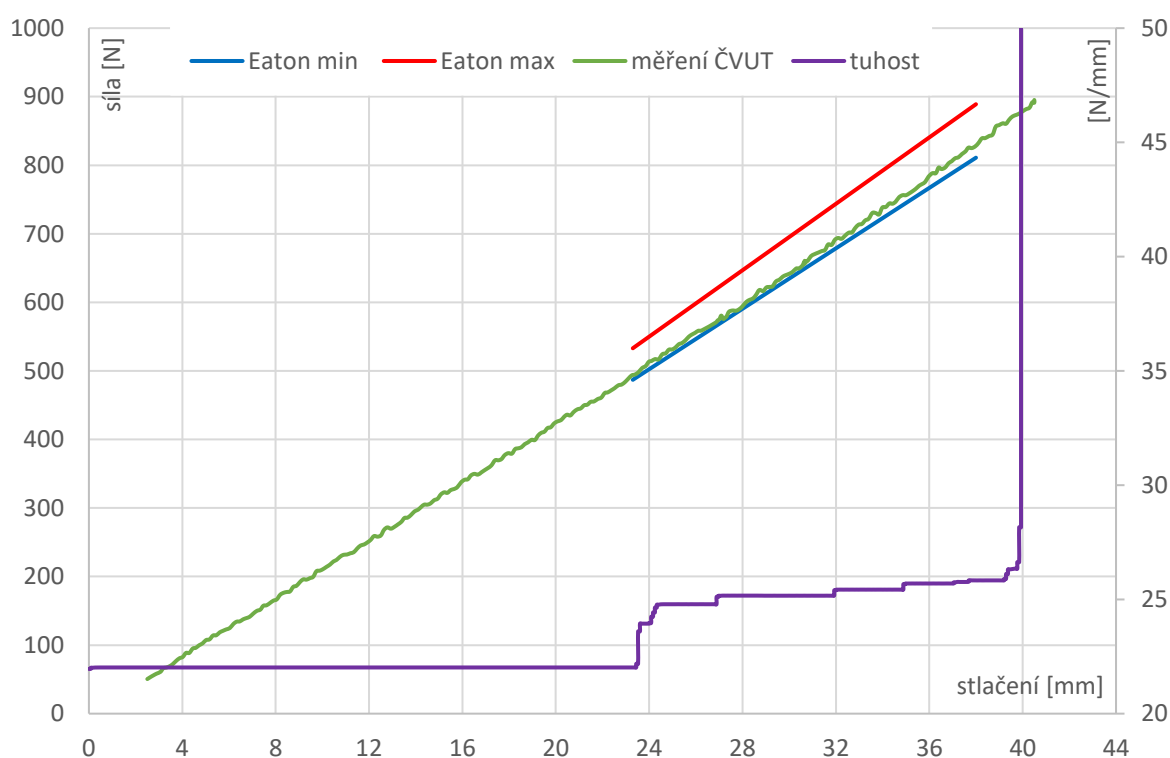
Obr. 18 – Průběhy tlaku ve válci v činném režimu motoru



Ventilová pružina byla zadána hodnotami v následující **Tab. 1**. Shodné ventilové pružině byla ve školní laboratoři proměřena závislost síly na stlačení a vynesena do grafu, viz **Obr. 19**. Eaton dále stanovuje rozmezí minimální a maximální síly v pracovní délce pružiny. V grafu vyznačeno modře, resp. červeně. Z průběhu tuhosti je zřejmé, že se jedná o pružinu progresivní. Strmý nárůst tuhosti při dosažení hodnoty stlačení 40 mm znamená úplné dosednutí jednotlivých závitů na sebe.

hmotnost	[g]	112,35
celkový počet závitů		10
instalovaná délka	[mm]	64,5
síla předpětí	[N]	510 ± 23
tuhost v instalované délce	[N/mm]	21,91
pracovní délka	[mm]	49,8
počet aktivních závitů v pracovní délce		6,97
síla v pracovní délce	[N]	850 ± 39
tuhost v pracovní délce	[N/mm]	25,27
průměr drátu	[mm]	4,5

Tab. 1 - vlastnosti ventilové pružiny



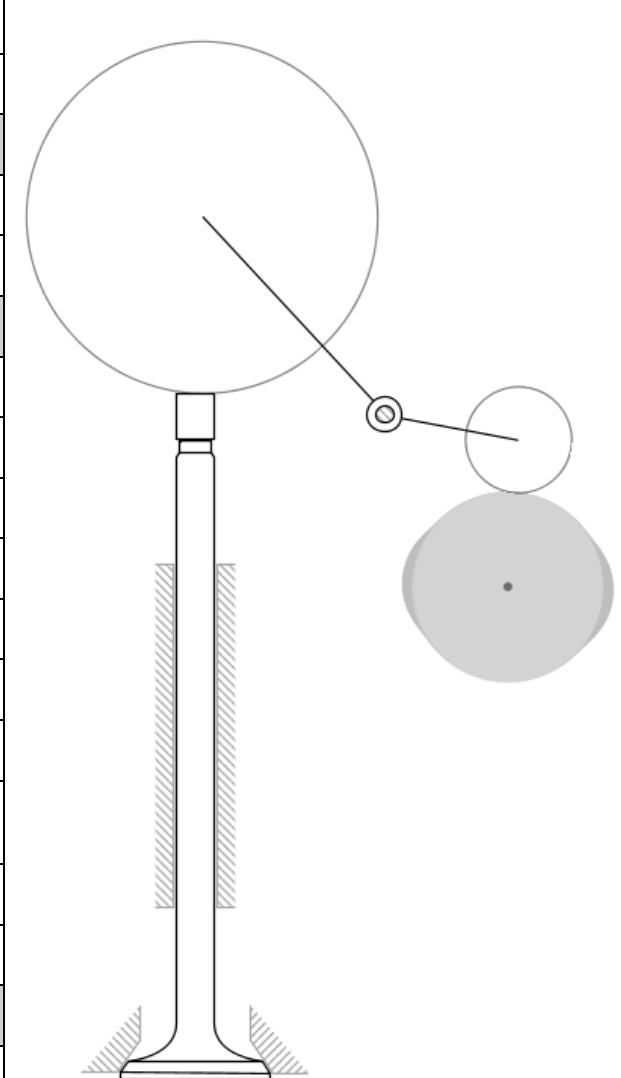
Obr. 19 – závislost síly a tuhosti na stlačení ventilové pružiny



5.2 Geometrie ventilového rozvodu

Pro správnou funkci ventilového rozvodu je nutné dodržet správné rozměry jednotlivých ramen vahadel a úhly, které mezi sebou svírají. **Tab. 2** a **Tab. 3** udává konkrétní rozměry obou vahadel.

počátek souřad. systému	střed vačky	
směr otáčení hřídele	směr hod. r.	
Vačka		
poloměr zákl. kružnice	[mm]	27
šířka vačky	[mm]	19,4
Vahadlo		
počáteční úhel mezi vahadly	[°]	143,41
délka vahadla k ventilu	[mm]	76,31
délka vahadla k vačce	[mm]	38,66
poloměr kladky	[mm]	15
kontaktní plocha misky zdvihátka		válcová
průměr misky ventilového	[mm]	50
šířka kladky	[mm]	14,5
vzdálenost čepu od vačky	[mm]	60,22
úhel vahadla ventilu	[mm]	47,18
vyosení zdvihátka ventilu	[mm]	-1,93
Ventil		
délka	[mm]	195
průměr	[mm]	42,4
úhel natočení	[°]	90



Obr. 20 – schéma ventilového rozvodu pro režim brzdy

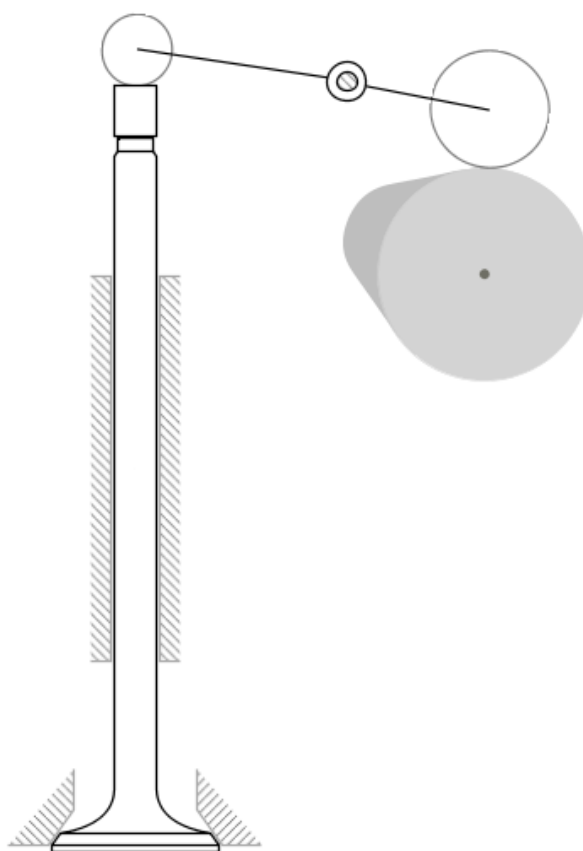
Tab. 2 - geometrie ventilového rozvodu brzdy

U brzdového vahadla, v **Obr. 20**, představuje kružnice přímo nad ventilem o průměru 50 mm pouze kontaktní plochu misky zdvihátka ventilu, která má stejný poloměr zakřivení. V tomto kontaktu se poté vymezuje ventilová vůle. Ramena vahadel jsou v obou případech, v **Obr. 20** a **21**, v kontaktu přímo s ventilem. Ve skutečnosti tomu tak není, neboť na ventilu ovládaném pouze brzdovým vahadlem je osazen speciální díl ve tvaru kloboučku, kterým je ventil ovládán skrze částečně průchozí díru v můstku. Zespolu můstku je tato díra



vyfrézovaná do sférické plochy, kterou pak můstek dosedne na stejný tvar plochy prvku ve tvaru kloboučku osazeného na ventilu. V činném režimu motoru se tak přenesou zdvih na oba ventily. Samotný ventil bude tak třeba posunout níže. Stejně tak tomu je i v případě vahadla pro činný režim motoru, **Obr. 21**. Mezi vahadlem a ventily se ve skutečnosti nachází ještě můstek, který ovládá oba ventily. Délky ramen a úhly, které svírají, si ale i tak musí odpovídat, jinak není možné docílit požadovaného zdvihu. Ventily tak bylo třeba posunout níže, aby byly dodrženy délky ramen vahadel.

počátek souř. systému	střed vačky	
směr otáčení hřídele	směr hod. r.	
Vačka		
poloměr zákl. kružnice	[mm]	27
šířka vačky	[mm]	19,4
Vahadlo		
počáteční úhel mezi vahadly	[°]	183,2
délka vahadla k ventilu	[mm]	54,18
délka vahadla k vačce	[mm]	38,66
poloměr kladky	[mm]	15
kontaktní plocha misky zdvihátka	Válcová	
průměr misky ventilového	[mm]	8
šířka kladky	[mm]	14,5
vzdálenost čepu od vačky	[mm]	60,22
úhel vahadla ventilu	[mm]	7,39
vyosení zdvihátka ventilu	[mm]	-0,07
Ventil		
délka	[mm]	195
průměr	[mm]	42,4
úhel natočení	[°]	90



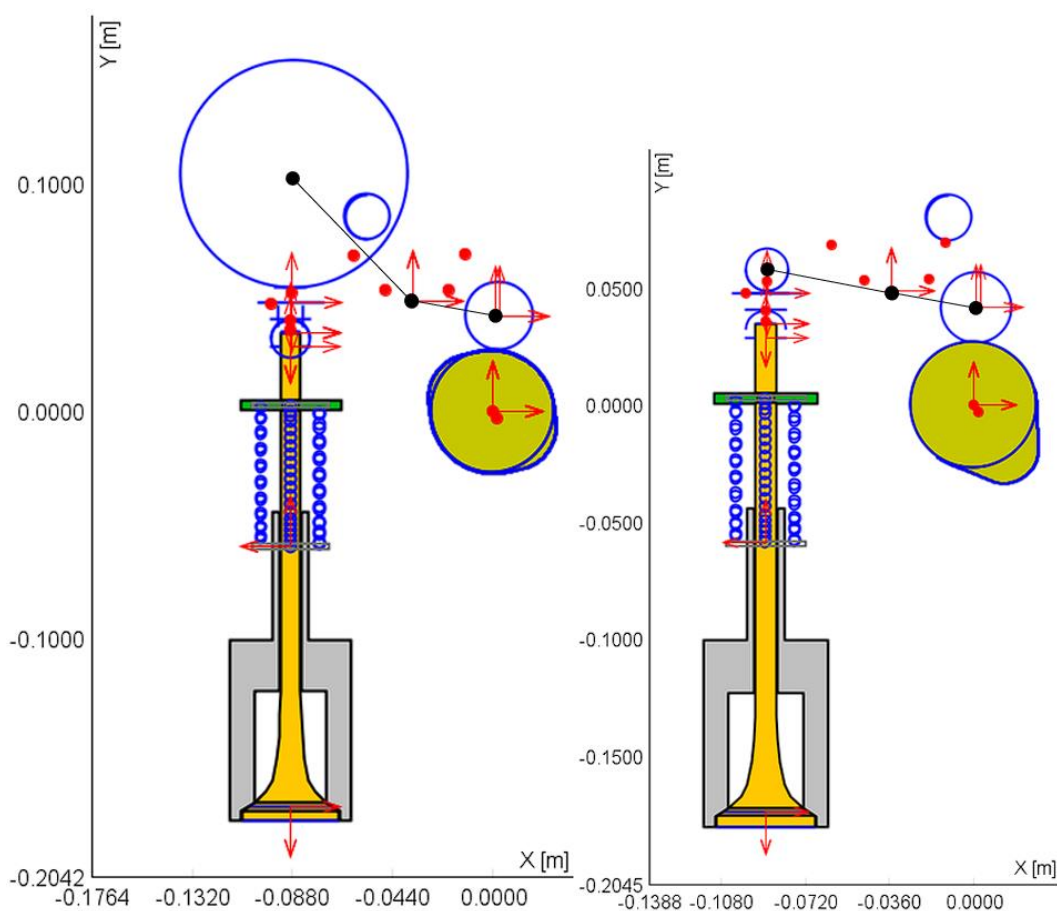
Tab. 3 - geometrie ventilového rozvodu pro činný režim motoru



5.3 Samotná stavba výpočetního modelu

V CAD modelu kompletního ventilového rozvodu, který jsem obdržel, bylo třeba zjistit polohu počátků souřadnicových systémů každého z prvků ventilového rozvodu pro 6. válec motoru. V GT-ISE je poté možné vybrat prvek z předem definovaných z knihovny anebo prvek definovat jako obecné 2D ev. 3D těleso. Já kombinoval oba přístupy, některé z komponent jsou tak z knihovny, např. ventily a kladky. Většina komponent je ale definována jako 2D tělesa, která na rozdíl od prvků z knihovny nejsou limitována počtem kontaktních bodů.

Postup ukotvení prvků v prostoru modelu je pro oba přístupy shodný. Je třeba zvolit počátek souřadnicového systému, ke kterému jsou definovány jednotlivé počátky souřadnicových systémů. Mnou zvolený počátek je ve středu vaček. Tím jsou vytvořeny dvě za sebou v prostoru stojící roviny XY s počátkem souřadnicového systému dle polohy vačky, a to $[0; 0; 0]$ a $[0; 0; 36,2]$. Třetí rovina je zavedena pro kontakt mezi můstkem a ventilem. V pravé části **Obr. 22** je ventil, který je otevírán pouze v činném režimu motoru, a při pohledu do roviny XY je skryt za ventilem, který je otevírán samostatně v režimu brzdy, v obrázku vlevo.

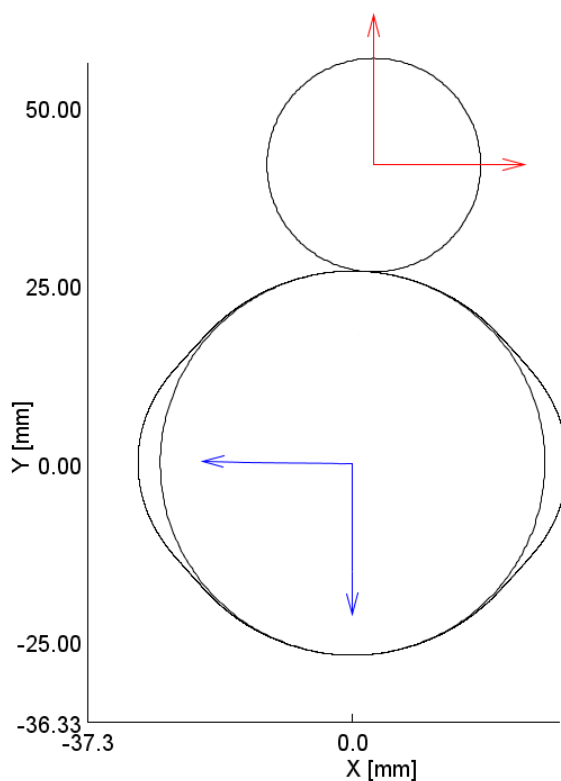


Obr. 22 – 2D geometrie modelu, vlevo brzdové vahadlo, vpravo sací vahadlo činného režimu



Od každého počátku souřadnicového systému daného prvku je definována vzdálenost k těžišti a doplněna hmotnost a moment setrvačnosti. V **Obr. 22** jsou lokální souřadnicové systémy zobrazeny červenými šipkami, které zároveň zobrazují výchozí natočení souřadnicového systému v prostoru. Polohy těžišť jsou vyobrazeny červenými tečkami. Kontaktní plochy mezi jednotlivými komponenty jsou vždy definovány na obou spojovaných prvcích od jejich vlastních souřadnicových systémů. Musí si tak z obou stran odpovídat ve velmi úzké toleranci vzdálenosti a stejně tak musí být i správně orientovány, aby lokální orientace os X a Y směřovala vždy zpět do materiálu prvku. Jedině tak je program schopen vypočítat normálové síly v kontaktu mezi prvky na základě zadaných hodnot tuhosti a tlumení materiálu. Pro případ třecího kontaktu mezi vačkou a kladkou, případně vačkou a zdvihátkem, je nutné zavést i tzv. kontaktní tribologii. Pomocí této kalkulace tuhosti v kontaktu je program schopen zjistit Hertzův tlak. Hertzův tlak vede k únavě povrchové pevnosti materiálu a pittingu. Analýza tohoto kontaktu je proto důležitá z hlediska spolehlivosti a životnosti ventilového rozvodu.

Správně definovaný kontakt mezi dvěma prvky je zobrazen v **Obr. 23**. Jedná se o kontakt mezi brzdovou vačkou a kladkou. Šipky souřadnicových systémů směřují zpět do materiálu prvku a zároveň jsou orientovány proti souřadnicovému systému druhého prvku.

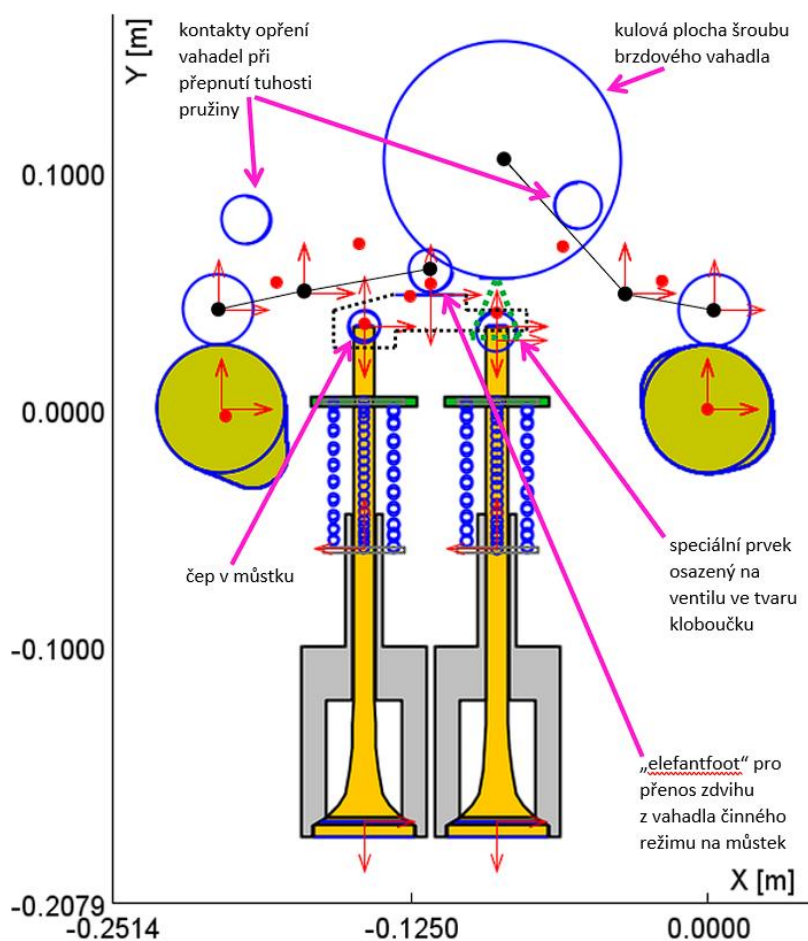


Obr. 23 - správně definovaný kontakt dvou prvků



Vzhledem k tomu, že model je postaven ve 2D v rovině X-Y, a všechny kontakty jsou také tak definovány, bylo třeba vytvořit druhý model za účelem sledování pohybu nevedeného můstku. Hlavní rozdíl je právě v orientaci můstku. V modelu, který odpovídá geometrii skutečného ventilového rozvodu, je můstek definován defacto třemi řezy středními rovinami vaček a ventilů v rovině X-Z, v modelu pro analýzu pohybu samotného můstku je otočen do roviny X-Y. Aby byly dodrženy rozměry ramen vahadel, bylo třeba vahadla umístit proti sobě do jedné roviny a vačky jsou tak uloženy na samostatných hřídelích. Vahadlo pro režim brzdy zůstalo nezměněno, došlo pouze k zrcadlovému převrácení vahadla pro činný režim.

Tento model, zobrazen v **Obr. 24**, slouží pouze k analýze pohybu nevedeného můstku. Dírou v můstku, v obrázku zobrazeného černou tečkovanou čarou, na jedné straně prochází čep kolmo k ose ventilu. Můstek se tak může sklopit, když koná zdvih pouze brzdový ventil (v obrázku vpravo). Ten je ovládán samostatně skrze díru v můstku v ose ventilu, pomocí speciálního prvku ve tvaru kloboučku mezi ventil a vahadlo. V obrázku schematicky zobrazen zeleným tečkovaným trojúhelníkem. Právě chování můstku ve chvíli, kdy je aktivován režim brzdy a zdvih koná jen jeden z ventilů je předmětem analýzy.



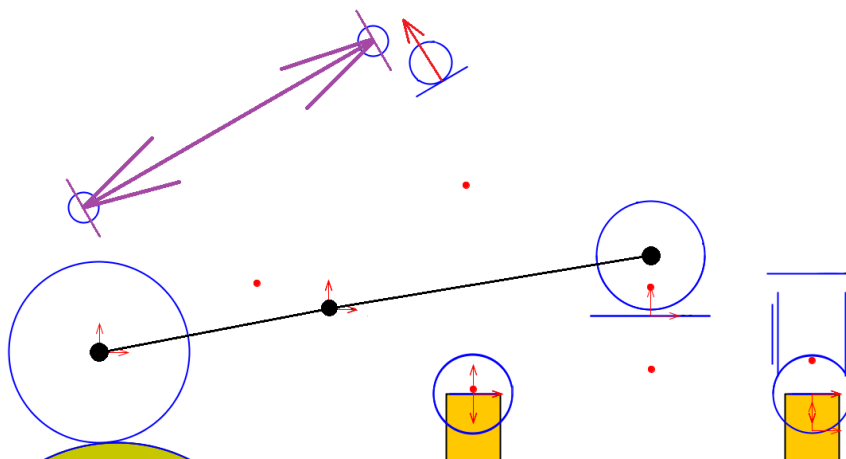
Obr. 24 – X-Y rovinný model pro analýzu pohybu nevedeného můstku



5.4 Prolamování vahadel

Jak již bylo zmíněno výše, vahadlo, které v daném režimu nepřenáší zdvih z palce vačky na ventil, tento zdvih maří v pružině spojující obě části vahadel. Do modelu bylo z toho důvodu nutné navrhnout správné tuhosti pružin pro obě vahadla tak, aby byl pohlcen celý zdvih a nedocházelo k nežádoucímu kontaktu s ventilem, resp. můstkem v činném režimu. Tuhost pružiny nesmí být příliš nízká, aby nedošlo k rozkmitání vahadla a následnému kontaktu s ventilem. Stejně tak pružina nesmí být příliš tuhá, aby vůbec došlo k pohlcení zdvihu z vačky, a ten se nepřenesl na ventil. Pro stanovení tuhosti pružin jsem vycházel z počtu závitů a průměru drátu každé z pružin v CAD modelu vahadel. Vypočtené tuhosti jsem poté rozdělil do os X a Y dle úhlu, který svírá osa pružiny výchozím stavu s osou X vahadla. Na brzdovém vahadle svírá osa pružiny ve výchozím stavu s osou X úhel 32° , na vahadle činného režimu je tento úhel 29° .

Na brzdovém vahadle jsou osazeny pružiny dvě. Jedna spojuje části vahadla k sobě a pohlcuje tak zdvih z vačky, když vahadlo prolamuje. Druhá je umístěna přímo nad kladkou, kolmo k její ose otáčení. Tato předepjatá pružina slouží k přitlačení kladky k vačce, aby nedocházelo k jejímu odskakování. Na vahadle činného režimu ale tato pružina chybí a její funkci tak musí suplovat pružina, uložená šikmo, do které je mařen zdvih. Obě pružiny byly přes prvotní návrh rozložení tuhosti do směrnic X a Y dle počátečního úhlu nahrazeny prvkem Spring-Damper Link. Ten umožňuje spojit dva kontaktní body tak, že se zadáním větší délky, než jsou kontakty od sebe vzdálené, vnese mezi body předpětí. V **Obr. 25** fialová šipka. Síla vyvolaná předpětím pružiny zajistí, že dojde k vymezení zadané ventilové vůle. Aby ale nedocházelo k většímu silovému působení šroubu vahadla na můstek, resp. na osazený prvek ve tvaru kloboučku, byly do modelu doplněny dorazové kontakty na jednotlivé části vahadel. Předpětí pružiny pak vyvolá opřením se dorazové plošky části vahadla blíže k vačce o válcový čep na části vahadla blíže k můstku sílu ve směru červené šipky v **Obr. 25**.

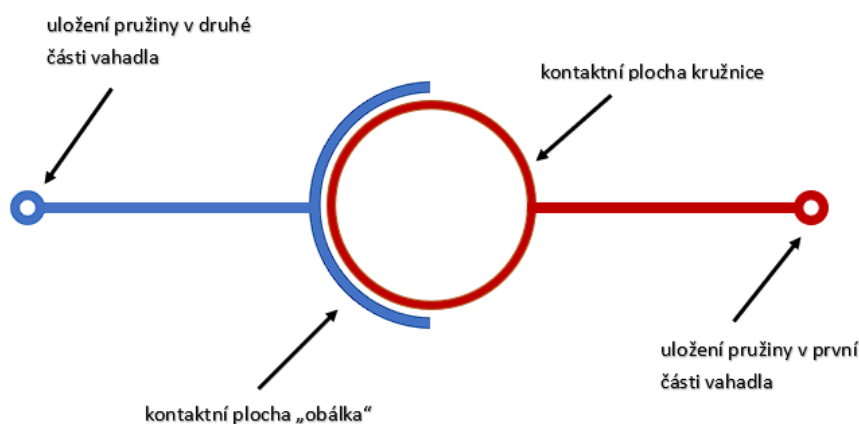


Obr. 25 - předpětí pružiny a dorazové kontakty na vahadle činného režimu



Stejně jako v případě pohybu můstku, i zde došlo na limit koncepce 2D modelu a kontaktů a bylo třeba navrhnout přepínání režimů jinak, než je tomu ve skutečnosti posuvem čepu v ose Z. V průběhu výpočtu simulace totiž není možné změnit souřadnici jednoho z prvků, které představuje posunutí čepu v díře vahadla, neboť tyto souřadnice jsou brány jako počáteční podmínky výpočtu. Aktivace a deaktivace vahadla je tedy v modelu vyřešena rovinným kontaktem, viz **Obr. 26**, jemuž je parametrem změněna tuhost kontaktu mezi absolutní a nulovou hodnotou.

Pro aktivní přenos zdvihu z vačky na ventil, ev. můstek a oba ventily, je tuhost nastavena na hodnotu 10^9 N/m. Jedná se o stejnou hodnotu tuhosti používanou ve všech kontaktních plochách v celém modelu, čímž jsou části vahadla vůči sobě blokována. Naopak nulová hodnota tuhosti v kontaktu znamená, že vahadlo bude zdvih mařit v pružině. Kontakt je definován do středu mezi přípojnými body pružiny. Kontaktní plocha obálky musí mít poloměr definován záporně, aby vznikla vazba mezi obálkou a kružnicí do ní se opírající.



Obr. 26 – kontakt s parametrickou tuhostí pro deaktivaci vahadel

Jedná se o jednoduchý způsob přepínání mezi režimy vahadel, který umožňuje 2D model. Tuhost v kontaktu je změněna mezi jednotlivými výpočetními stavy, které si mezi sebou předávají počáteční podmínky. Je tak simulováno přepnutí mezi jednotlivými režimy ve chvíli, kdy se kladka pohybuje po základní kružnici vačky. Jindy, než při pohybu kladky po základní kružnici vačky, nemůže k přepnutí režimů dojít, neboť je zde rozdíl nejen ve zdvihu ventilů, časování otevření, ale také v počtu aktivních ventilů, což by sebou přinášelo velké dynamické rázy do ventilového rozvodu. Stejně tomu bude i v případě vydání pokynu k přepnutí režimů řídicí jednotkou. Ta má díky časovacímu kolu na vačkovém hřídeli přesnou informaci o natočení hřídele, a tím poloze jednotlivých vaček. K přepnutí vahadel tak dojde nejdříve po dosednutí ventilu, ev. ventilů do sedla.

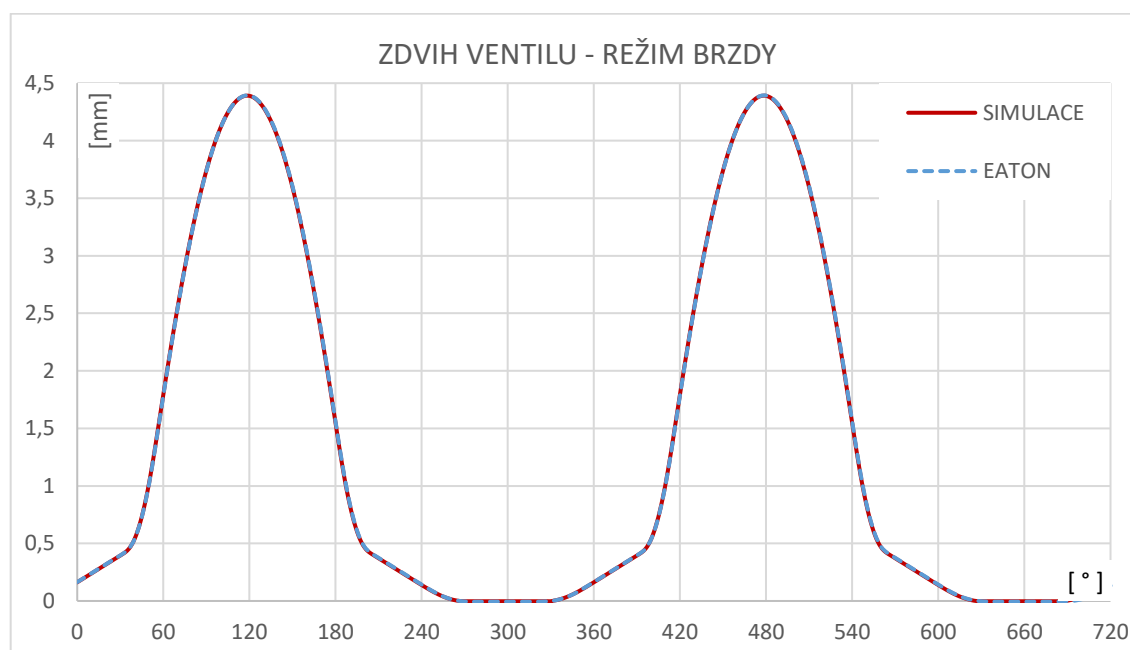


6 Vyhodnocení kinematiky modelu

Pro kontrolu kinematické správnosti jinak plně dynamického modelu je možné srovnávat pouze průběhy zdvihů ventilů. Ty byly při velmi nízkých otáčkách změřeny na měřicím stanovišti pouze pro režim brzdy. Zdvih ventilu v činném režimu byl tedy zjištěn jen kinematickou kontrolou CAD modelu. Rychlosti a zrychlení ventilů měřeny nebyly a prosté derivace průběhů zdvihů nejsou vlivem příliš hrubého kroku pro srovnání vhodné.

6.1 Režim brzdy

V **Obr. 27** je možné vidět srovnání zdvihových křivek ventilu v režimu brzdy. Rozdíl v maximální hodnotě zdvihu je 0,001 mm. Maximální hodnota zdvihu simulačního modelu je 4,39124 mm. V laboratořích Eatonu bylo naměřeno 4,39225 mm. Otáčky motoru byly vyhodnocení kinematiky nastaveny na 100 min^{-1} .

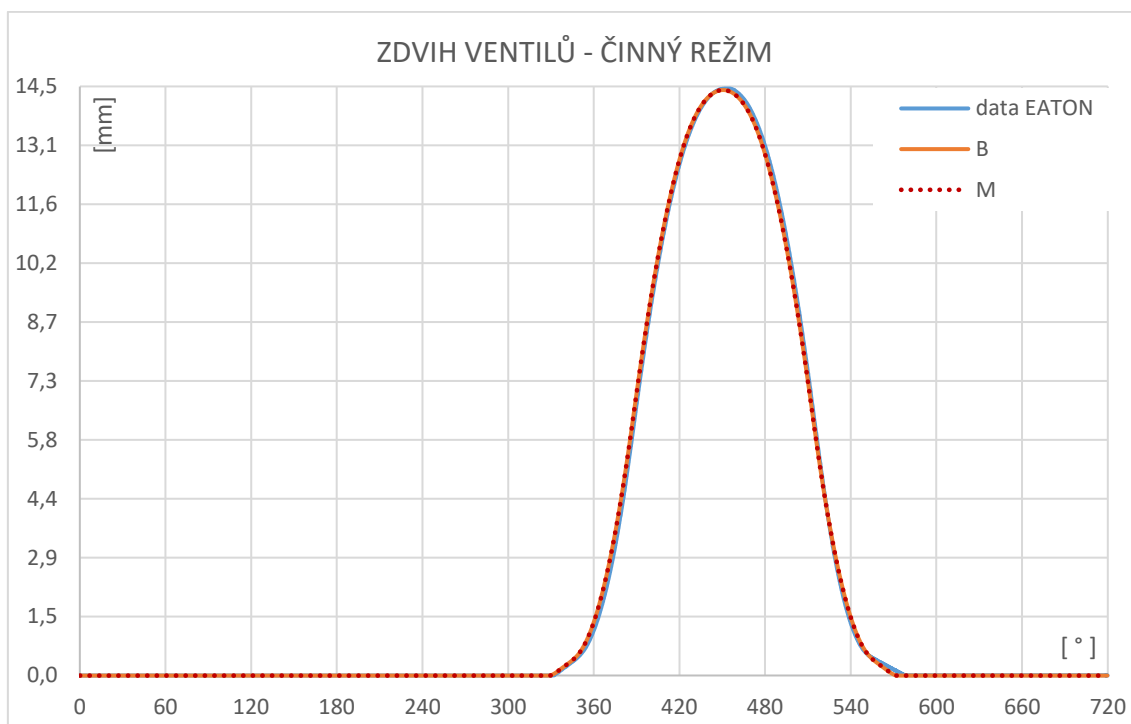


Obr. 27 – porovnání kinematických zdvihů ventilu s naměřenými daty



6.2 Činný režim

Pro snadnější orientaci v grafech byly ventily, které se v činném režimu otevírají současně, pojmenovány B a M. Ventil B je ten vpředu při pohledu do roviny XY a je otevírán samostatně v režimu brzdy. Ventil M je otevírán pouze v činném režimu motoru, a to vždy současně s ventilem B. Oba ventily jsou totožné a mají stejné ventilové pružiny.



Obr. 28 – zdvihové křivky ventilů v porovnání s průběhem kinematického modelu Eaton

Rozdíl v maximální hodnotě zdvihu se mezi ventily B a M neliší, shodně dosahují zdvihu 14,14 mm. Oba ventily tak ale nedosáhly maximální hodnoty kinematického modelu Eaton 14,45 mm. V **Obr. 28** si lze také povšimnout drobné odchylky na tvaru zdvihové křivky. Kinematický průběh Eaton setrvá déle, přes 4° na maximální hodnotě zdvihu. Průběh simulace dosáhne maximální hodnoty v jednom bodě a ihned začíná zpět klesat. Jedná se tedy zřejmě o mírně modifikovaný tvar vačky.

Stejně jako v režimu brzdy, i zde jsou průběhy rychlostí získané derivací zdvihové křivky naprosto nevhodné k porovnání.

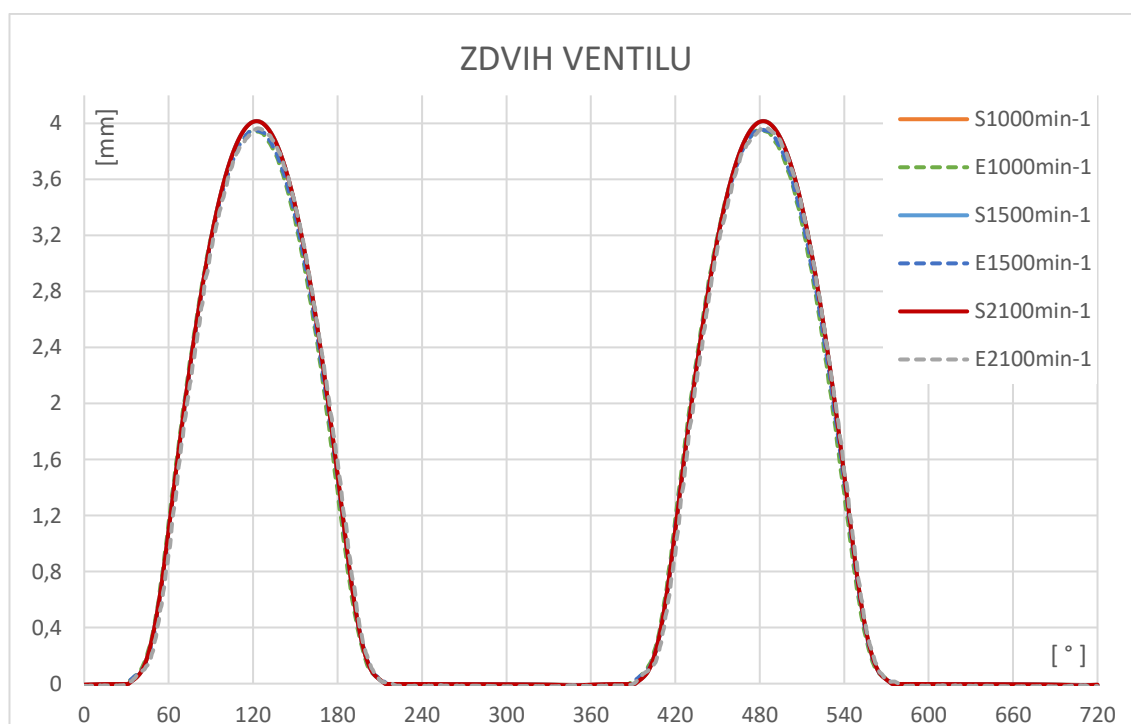


7 Dynamická analýza

V dynamickém modelu byly sledovány průběhy zdvihů a rychlostí ventilů za působení tlaku v sání a ve válci, kontaktní síly na dřívky ventilů, Hertzův tlak v kontaktu mezi vačkou a kladkou a namáhání ventilové pružiny. Dále byly sledovány pohyby nevedeného můstku v režimu brzdy, kdy je ovládán pouze jeden z ventilů.

7.1 Režim brzdy

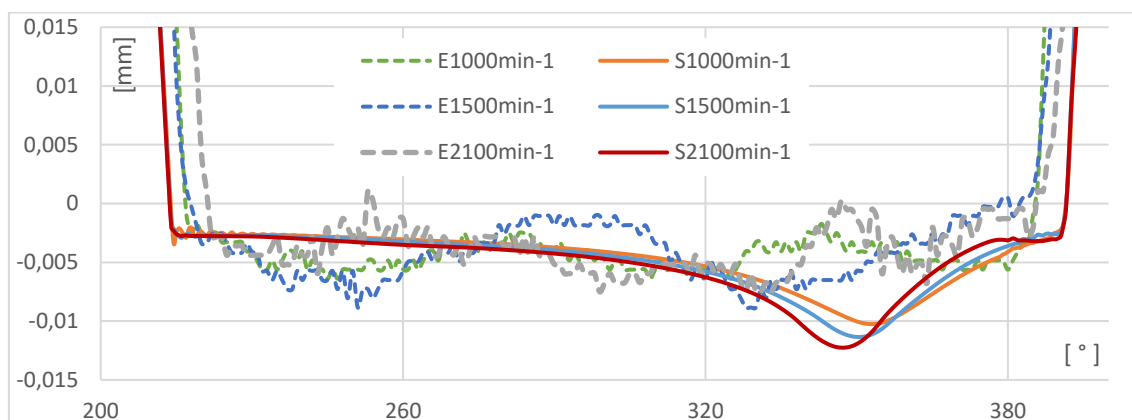
Pro dynamický výpočet byla nastavena ventilová vůle na zadanou hodnotou 0,35 mm. V laboratoři Eaton byla vůle ale zřejmě nastavena mírně vyšší, neboť výsledný zdvih ze simulace je se liší o 0,05 mm. Ten mezi otáčkami 1000 min^{-1} a 2100 min^{-1} naroste o 0,002 mm. Nejvyššího rozdílu proti naměřeným hodnotám tak dosahuje zdvih při otáčkách nejvyšších, a to konkrétně 0,067 mm. Maximální zdvih ventilu je 4,017 mm a naměřený 3,967 mm. Pro kontrolu zdvihu byl proveden i výpočet s vůlí navýšenou na 0,4 mm a výsledný zdvih je poté prakticky totožný s naměřeným. Průběhy zdvihů ze simulace jsou v **Obr. 29** označeny písmenem S před otáčkami motoru, E před otáčkami označuje průběhy naměřené v laboratoři Eaton.



Obr. 29 – porovnání průběhu zdvihů ventilu s měřenými daty

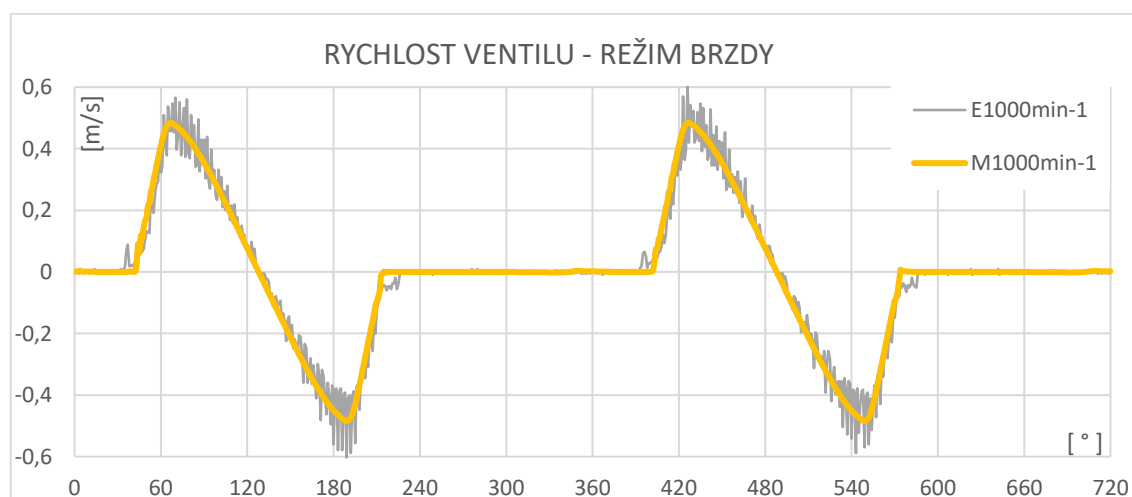


Detailní přiblížení v **Obr. 30** zobrazuje naměřené kmitání ventilu v sedle. Výsledný průběh ze simulace zobrazuje jen velmi slabé rozkmitání ventilu při dosedání do sedla a při poklesu tlaku ve válci. S nárůstem tlaku roste i deformace ventilu směrem do sedla. V režimu brzdy při nejvyšším tlaku při otáčkách 1000 min^{-1} , dosahuje deformace ventilu $13,5 \text{ }\mu\text{m}$. Na naměřených průbězích zdvihu jev patrný není, neboť se zdvih ventilu měří na demontované hlavě válců, tedy bez vlivu tlaku ve válci a ventil kmitá jen setrvačnými silami, což se zase naopak v modelu neděje.



Obr. 30 – detailní pohled na kmitání ventilu v sedle a deformace ventilu do sedla

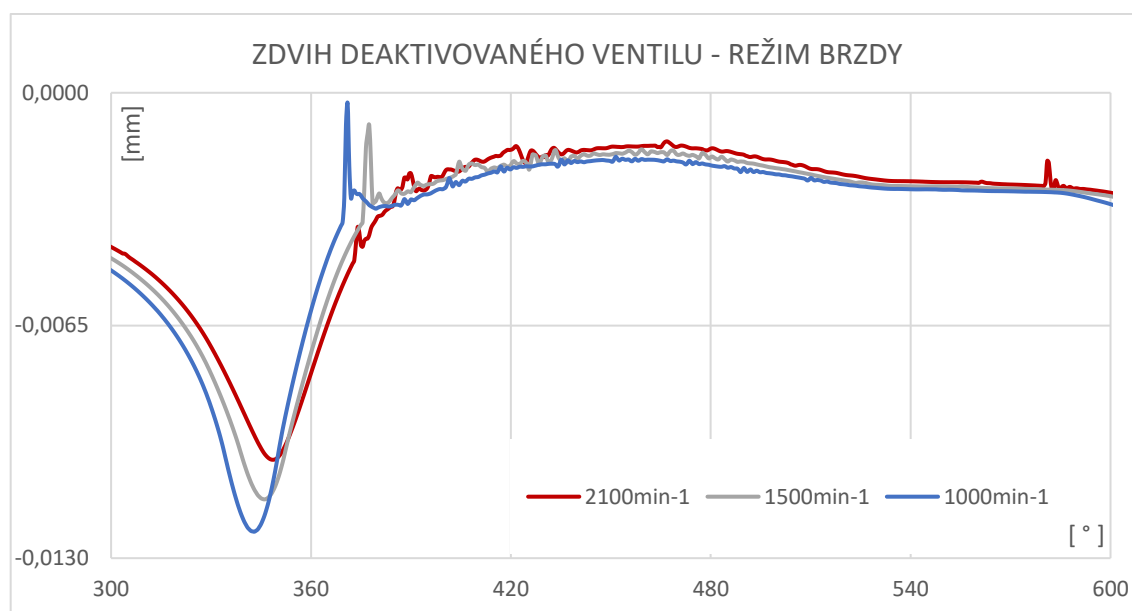
Derivací průběhu zdvihu naměřených hodnot byly získány průběhy rychlostí. Vzhledem k hrubému kroku při měření, je výsledný průběh rychlosti velmi ovlivněn šumem. Z toho důvodu je v **Obr. 31** uvedeno pouze srovnání rychlostí při otáčkách 1000 min^{-1} . Písmenem E je označena derivace naměřeného zdvihu v Eatonu, písmeno S označuje výsledek simulace. Druhá derivace, tedy zrychlení ventilu, ze stejného důvodu již není ke srovnání vhodná vůbec.



Obr. 31 - srovnání rychlosti ventilu s derivací naměřeného zdvihu



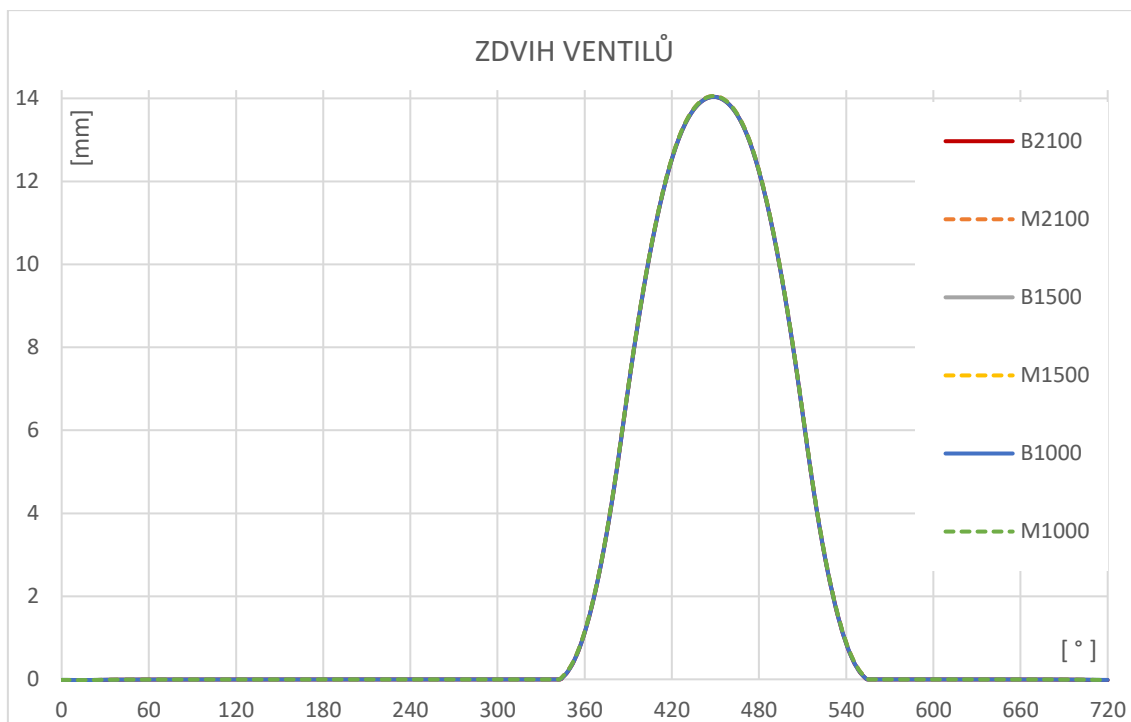
Stejný případ deformace ventilu směrem do sedla je patrný i z průběhu zdvihu deaktivovaného ventilu, který je také vlivem nárůstu tlaku ve válci zatlačen hlouběji do sedla. Následně vlivem prudkého poklesu tlaku ve válci, způsobeného CR zdvihem výfukového ventilu, dojde k rozkmitání ventilu v sedle. Nejvyšší oskočení ventilu v sedle je při otáčkách 1000 min^{-1} , kdy je tlak ve válci nejvyšší, což znamená i nejhlubší protlačení ventilu do sedla. Rozkmitání ventilu je patrně způsobeno nejen prudkým poklesem tlaku ve válci vlivem otevřením výfukového CR ventilu, ale i pulsací tlaku v sacím kanálu, neboť 30° za horní úvratí pístu již dochází k otevření ventilu RBR zdvihem, což je na průběhu zdvihu ventilu také patrné. Pro přehlednost **Obr. 32** zobrazuje v detailu jen jednu ze dvou horních úvratí pístu, neboť kmitání je velmi malé a bylo třeba velkého přiblížení.



Obr. 32 – deformace ventilu a následné rozkmitání deaktivovaného ventilu v detailu

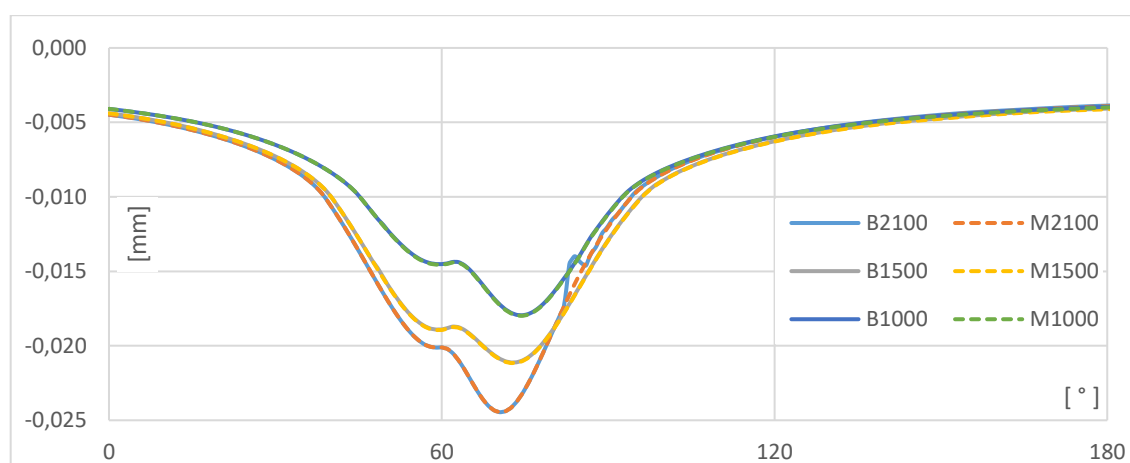
7.2 Činný režim

Při návrhu dvoudobé motorové brzdy nebylo vahadlo činného režimu měřeno, výsledky zobrazené v **Obr. 33** tedy není s čím porovnat. Maximální hodnota zdvihu ventilů B a M se mírně liší, a to o 0,02 mm ve prospěch ventilu M = 14,058 mm vs. B = 14,038 mm. Způsobeno je to rozdílnými kontakty na jednotlivých ventilech. Na ventilu M je kontakt čarový, na ventilu B kruhový, ve kterém dochází k mírnému natočení. Vůle byla nastavena do kontaktu mezi můstek a elefant foot, a to na hodnotu 0,35 mm, shodně s hodnotou na vahadle brzdovém.



Obr. 33 – zdvih ventilů v činném režimu motoru

V **Obr. 34** je zobrazena deformace ventilů do sedel vlivem nárůstu tlaku ve válci. Na rozdíl od režimu brzdy k nejhlubšímu protlačení ventilů dochází při otáčkách nejvyšších (2100 min^{-1}), kdy tlak ve válci překračuje 175 bar. Celý průběh zdvihů je posunutý o 60° doprava, aby bylo možné zobrazit celý průběh deformace i s následným poklesem tlaku. Tlak v činném režimu motoru klesá pozvolněji, než je tomu v případě brzdy, kdy již kolem horní úvratí otevírá výfukový ventil CR zdvihem. Nedochozí tedy vůbec k žádnému rozkmitání ventilů v sedlech, jako je tomu v **Obr. 32** v režimu brzdy.

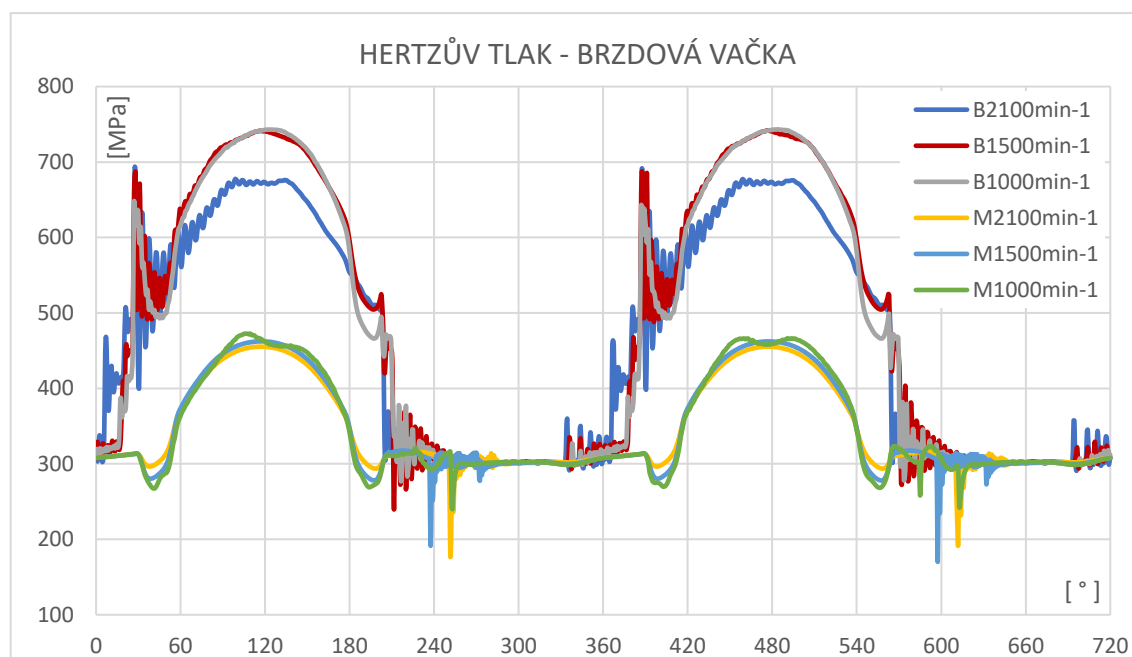


Obr. 34 - detail deformace ventilů vlivem nárůstu tlaku ve válci



7.3 Kontakt mezi vačkou a kladkou

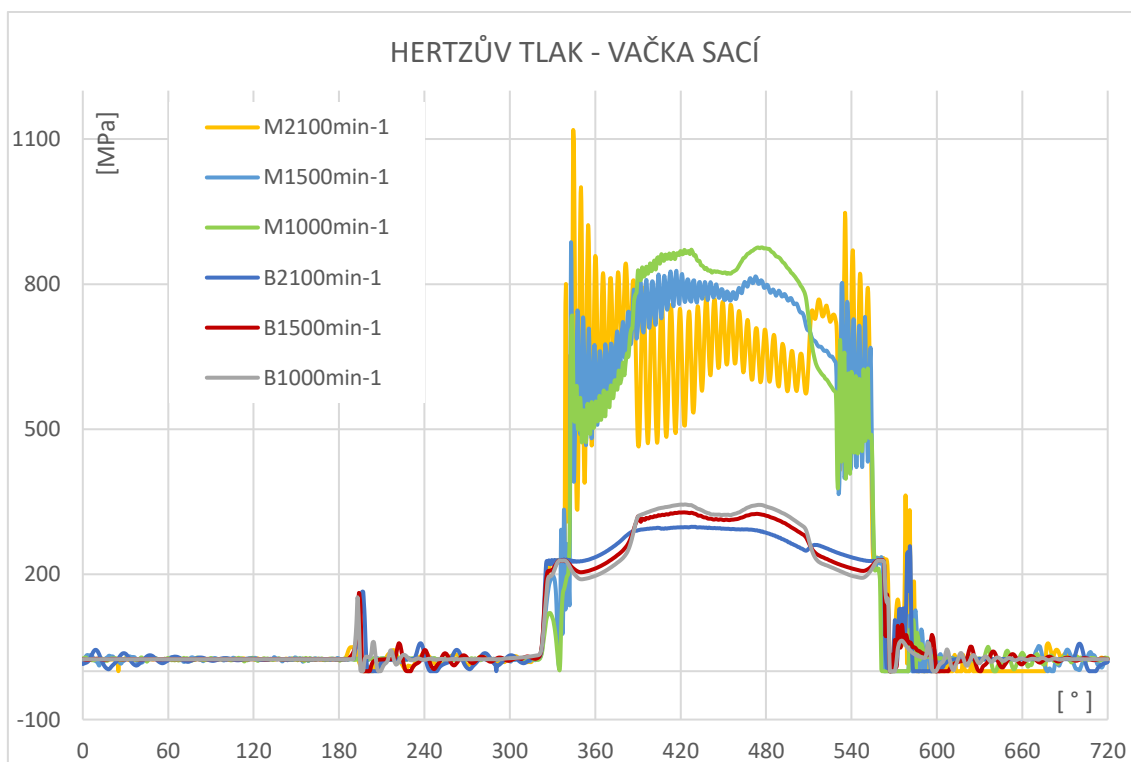
Oba kontakty mezi vačkou a kladkou jsou výrazně ovlivněny volbou tuhosti pružiny, která kladku k vačce přitlačuje. Na brzdovém vahadle, kde je nad kladkou umístěna předepjatá pružina kolmo k její ose otáčení je odsakování kladky od vačky prakticky eliminováno, což je nejlépe vidět na hladkých křivkách průběhů, když vahadlo zdvihy jen prolamuje. V **Obr. 35** označeno písmenem M před otáčkami. Během pracovního cyklu, kdy je brzdové vahadlo v činnosti a dochází k přenosu zdvihy na ventil, je nárůst Hertzova tlaku v kontaktní ploše více než dvojnásobný. Nejvyšší hodnoty kontaktního tlaku je dosahováno při otáčkách 1000 min^{-1} , a to 742 MPa . Rozdíl 70 MPa mezi průběhy Hertzova tlaku při otáčkách 1000 min^{-1} a 1500 min^{-1} vs 2100 min^{-1} není způsoben rozdílem tlaku ve válci, jako spíše slábnoucí ventilovou pružinou při vyšších otáčkách v doprovodu s výrazným rozkmitáním průběhu. Zvýšený tlak ve válci stojí jen za prudkým nárůstem kontaktního tlaku na začátku RBR zdvihů při otáčkách 1000 min^{-1} a 1500 min^{-1} . Dle průběhu tlaků, viz výše, je při těchto otáčkách tlak více než 5 bar, zatímco při 2100 min^{-1} už jen okolo 2 bar.



Obr. 35 – Průběh Hertzova tlaku na povrchu brzdové vačky



Průběh Hertzova tlaku na sací vačce je zobrazen v následujícím **Obr. 36**. V činném režimu, kdy vahadlo přenáší zdvih na ventil, je dosahováno maximálního kontaktního tlaku 865 MPa. V režimu, kdy vahadlo není zatíženo a zdvih je mařen do pružiny, je dosahováno kontaktních tlaků okolo 450 MPa. V porovnání s kontaktními tlaky na vačce brzdového vahadla jsou hodnoty prakticky shodné, a to i přes více než trojnásobný zdvih navíc obou ventilů zároveň. Dále je také možné povšimnout si rozkmitání průběhů při zavírání ventilů shodně v zátěži i bez. Způsobeno je to lehkým odskakováním kladky po vačce po překonání maximálního zdvihu palce vačky. Hodnoty kontaktního tlaku vyvolané tímto odskakováním se pohybují od 0 do 30 MPa, což je ve srovnání s průběhy na brzdové vačce, kde tlak neklesá pod hodnotu 300 MPa zanedbatelná hodnota.



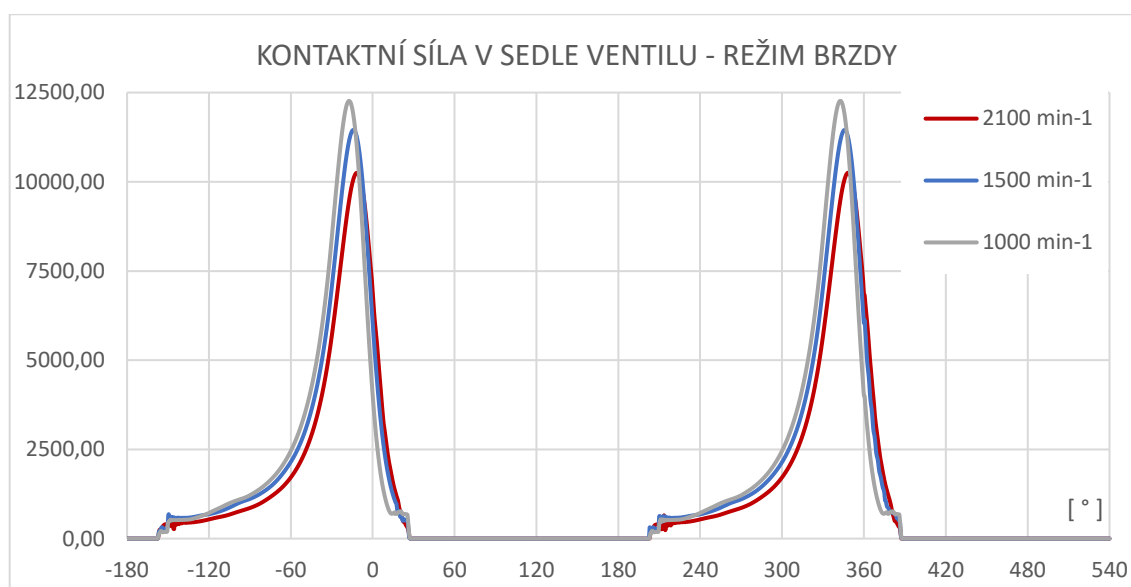
Obr. 36 – Průběh Hertzova tlaku na sací vačce činného režimu

Maximální přípustné Hertzovy tlaky s ohledem na dlouhodobou únavu povrchu se liší od použitého materiálu na výrobu vačkového hřídele a kladek. Oba tyto komponenty ventilového rozvodu jsou vyráběny z ocelí nitridačních, které po chemicko-tepelném zpracování zaručují dostatečnou tvrdost povrchu HRC 60-62 bodů. Pro americkou nitridační ocel AISI 4340 je maximální přípustný kontaktní tlak 259000 psi, což je v přepočtu 1786 MPa. [8] V evropské normě této oceli odpovídá 36CrNiMo4/ EN 1.6511. Maximální hodnoty kontaktního tlaku lze tedy na obou vačkách považovat za vyhovující. Kontaktní bezpečnost je shodně okolo $k = 2$.

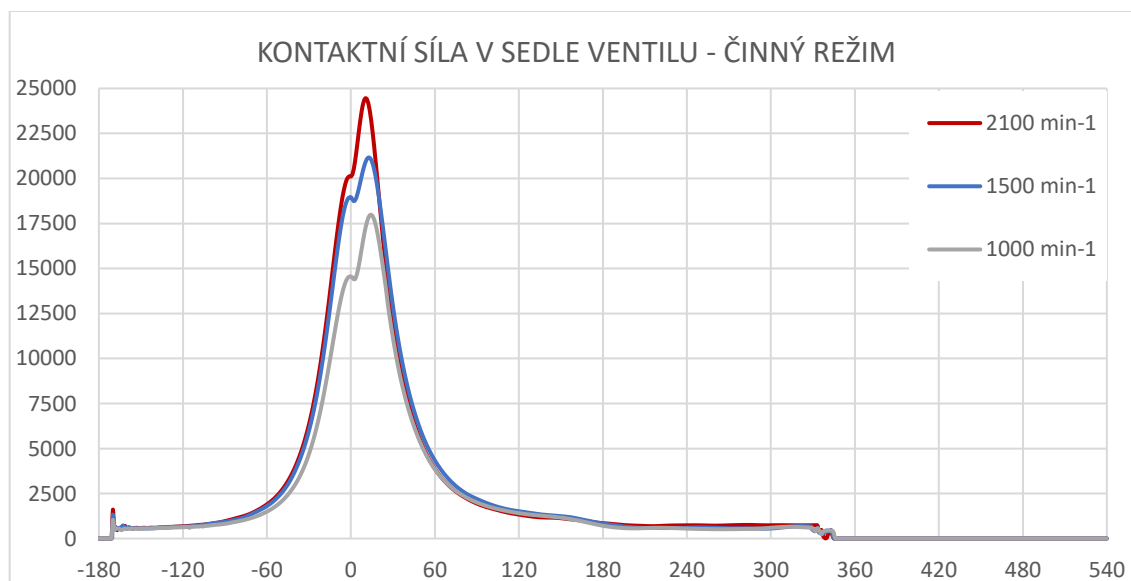


7.4 Síly působící na ventil

Nejvyšší síla působící na ventil je v místě kontaktu mezi talířkem ventilu a sedlem v hlavě válců. Jak je patrné z průběhů zdvihu ventilu výše, v **Obr. 37** a **38**, ventil je nárůstem tlaku ve válci v režimu brzdy do sedla zatačen do hloubky 12 μm a v činném režimu, kdy je tlak ve válci ještě vyšší, dokonce o 25 μm . Síly, které působí v kontaktu sedla ventilu, jsou opravdu značné, ale nijak ventil neohrožují, neboť ten je v tu chvíli uzavřen. Nejvyšší hodnoty v režimu brzdy je dosaženo při otáčkách motoru 1000 min^{-1} , kdy je tlak ve válci nejvyšší, a to 12,5 kN. V činném režimu je pak nejvyšší hodnoty kontaktní síly v sedle dosaženo při otáčkách nejvyšších, 2100 min^{-1} , a to 24,5 kN.



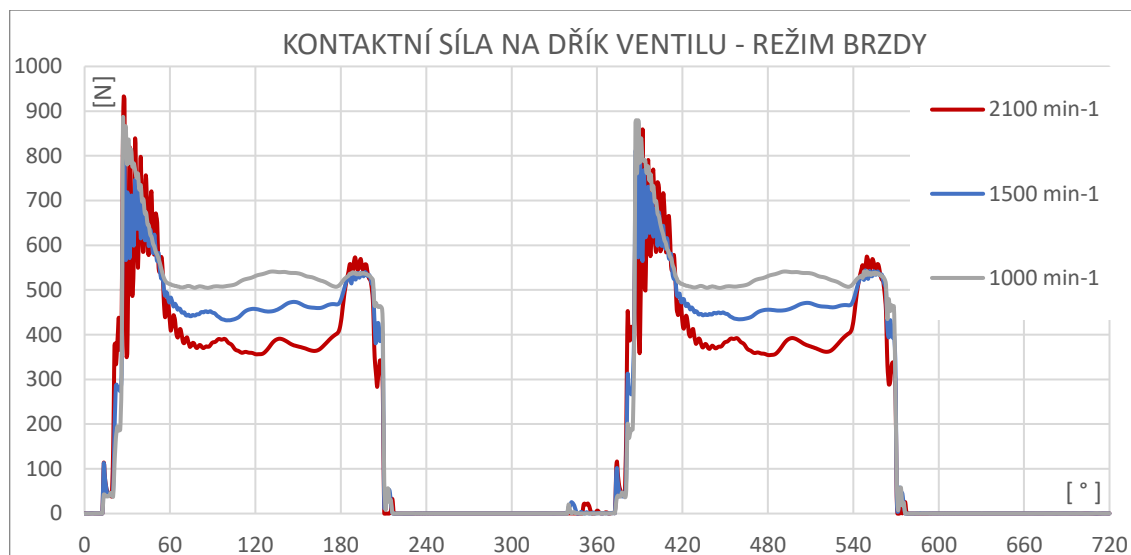
Obr. 37 – kontaktní síla vyvolaná tlakem ve válci – režim brzdy



Obr. 38 – kontaktní síla vyvolaná tlakem ve válci – činný režim

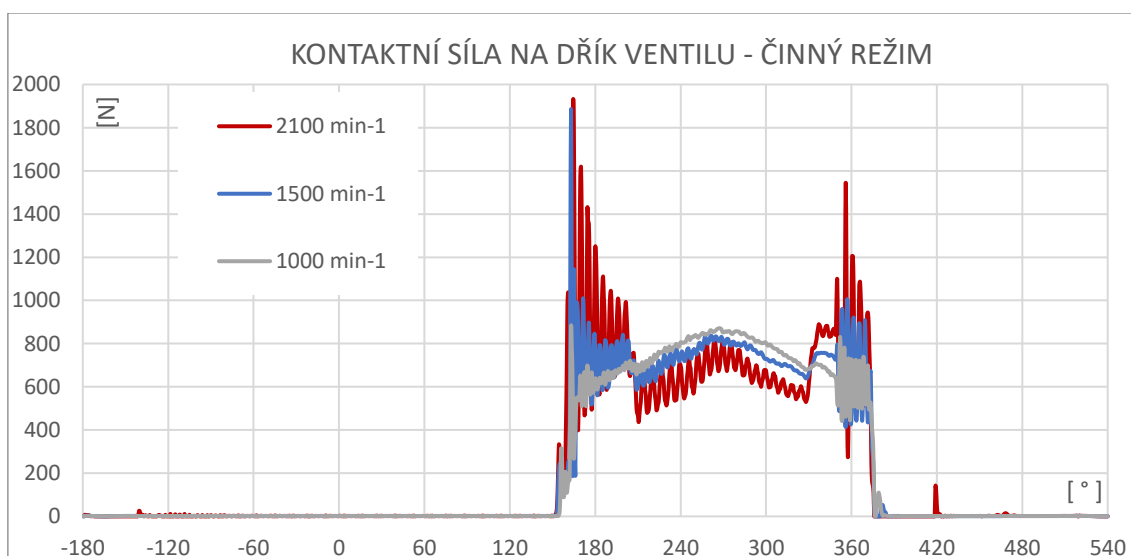


V následujících **Obr. 39** a **40** jsou k vidění kontaktní síly na dřík ventilů. Na ventilu, který je otevírán samostatně v režimu brzdy se jedná o sílu mezi dříkem ventilu a „kloboučkem“, přes který je ventil ovládán skrze díru v můstku. Maximální hodnoty je dosaženo na začátku druhého RBR zdvihu, konkrétně 1020 N.



Obr. 39 - kontaktní síla na dřík ventilu v režimu brzdy

Na druhém ventilu, který je otevírán současně s prvním pouze v činném režimu motoru se jedná o kontaktní sílu mezi ventilem a čepem uloženým v díře můstku. Tento čep slouží k eliminaci přenosu ohybových sil na ventil. V kontaktu na druhém ventilu, mezi jeho dříkem a osazeným kloboučkem je dosahováno velmi podobných hodnot. Pro přehlednost je tedy uveden pouze jeden ventil.

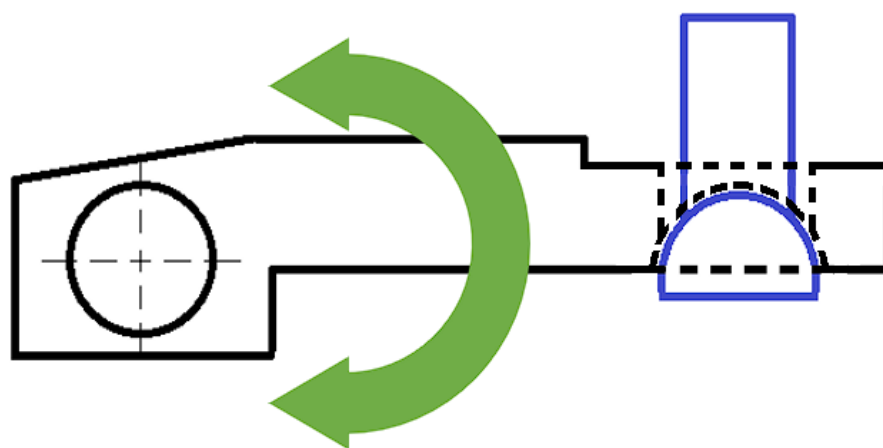


Obr. 40 – kontaktní síla na dřík ventilu v činném režimu



7.5 Nevedený můstek

Nevedený můstek je v rozvodu uložen pouze na ventilech. V režimu brzdy, kdy je ovládán jen jeden z ventilů skrze průchozí díru v můstku, tak můstek získal jeden stupeň volnosti navíc. Tím je rotace kolem osy čepu uloženého v díře v můstku kolmo k ose ventilu, viz **Obr. 41**. Na druhé straně se můstek opírá o kulovou plochu na prvku ve tvaru kloboučku, v obr. modře, osazeném na brzdovém ventilu. Právě v režimu brzdy, kdy je otevírán jeden ventil samostatně přes tento speciální prvek, se můstek sklápí. Díra pro průchod válcové části osazeného prvku na ventilu je skrze můstek je vyfrézována oválně s vůlí tak, aby se můstek mohl sklopit.



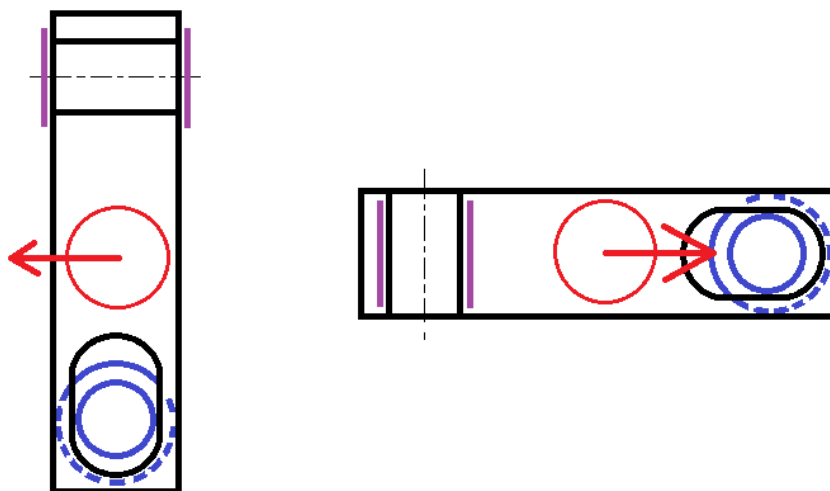
Obr. 41 – pohyb nevedeného můstku v režimu brzdy

S otočením můstku do roviny XY vlivem možnosti jeho sklopení v průběhu zdvihu dochází ke zkrácení délky ramene od čepu vahadla k bližšímu z ventilů, a naopak prodloužení k ventilu vzdálenějšímu. Vlivem toho docházelo k rozdílnému zdvihu ventilů, a to nejen maximální hodnotou, která se lišila o 1,5 mm, ale i tvarem zdvihové křivky. Bylo tedy zapotřebí posunout oba ventily o 1,1 mm blíže k vahadlu, zatímco pozice můstku byla zachována. V ypsilonových souřadnicích prvků k žádným změnám nedošlo. Dále s otočením můstku musel být přesunut počátek souřadnicového systému do osy díry, a to proto, aby mohla být zavedena okrajová podmínka blokující posuv v ose X. Ta může být totiž zavedena pouze do počátku souřadnicového systému, který měl můstek původně v místě kontaktu s efootem. Zavedením okrajové podmínky do tohoto místa by ale můstek ztratil možnost natočit se, neboť by nemohl opisovat poloměr daný délkou ramene k ose čepu.

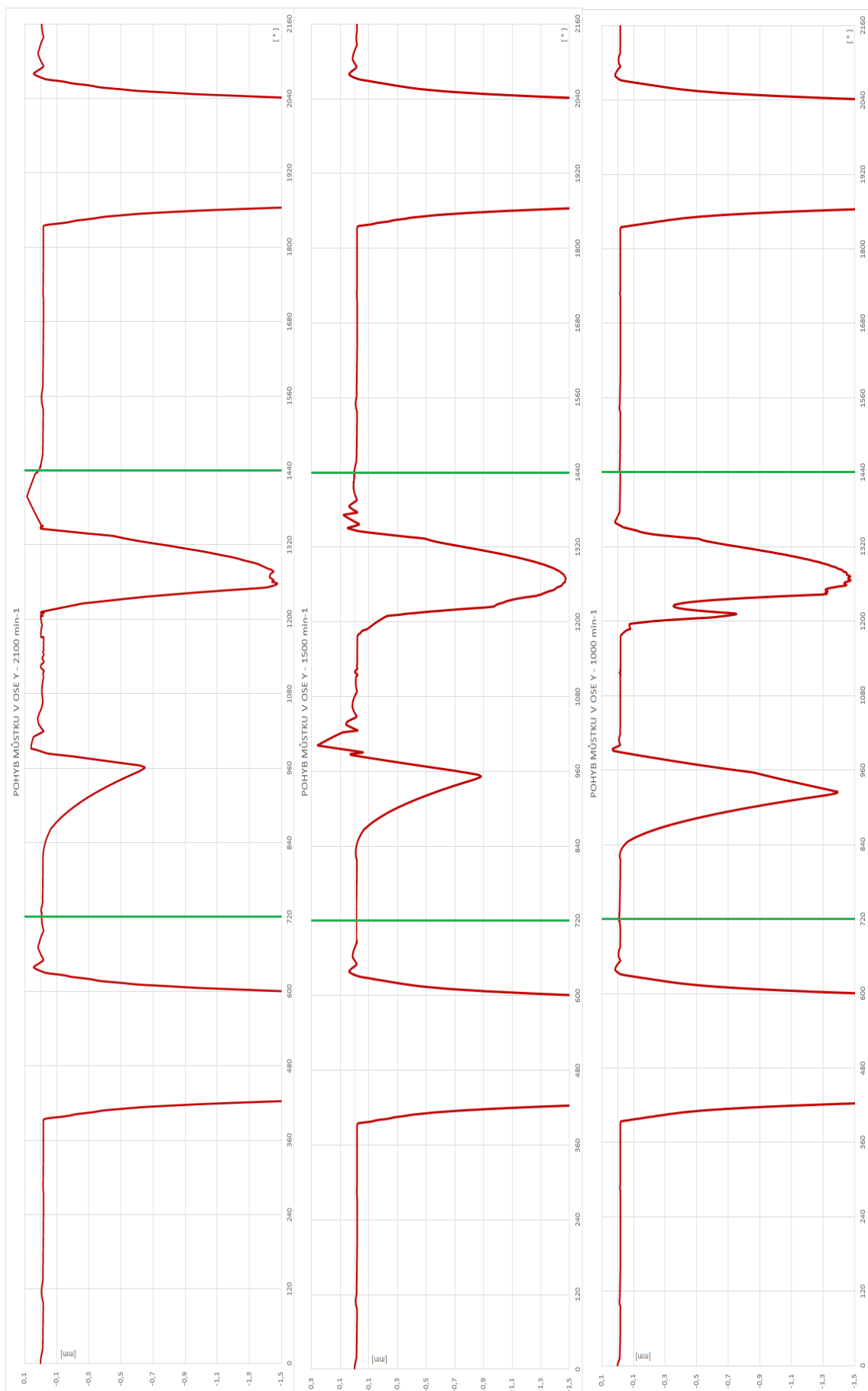


Pro vyhodnocení přechodového děje mezi jednotlivými režimy bylo postupováno tak, že první proběhl činný zdvih, byla zaznamenána koncová poloha, úhlové natočení a rychlosti ve směru osy Y a úhlová rychlost můstku. Tyto hodnoty pak byly manuálně zadány do počátečních podmínek pro následující výpočetní stav, tentokrát brzdý. Po dokončení pracovního cyklu byl tento postup zopakován opět pro činný režim. Výsledkem je tedy přechodový děj, který má simulovat přepnutí z činného režimu do režimu brzdý a zpět.

Výsledné průběhy pohybu můstku v ose Y je možné vidět v **Obr. 43**. Z průběhů je patrné, že v režimu brzdý, v grafech vymezeno zelenými svislicemi mezi 720 a 1440°, dochází k rozdílnému propadu můstku mezi jednotlivými RBR zdvihy brzdového ventilu. Při druhém RBR zdvihu je to dáno překryvem obou palců vaček a pohybem šroubu vahadla směrem dolů tak, že můstku v pohybu dolů vahadlo pomáhá. Tento jev je umocněn otočením můstku do roviny X-Y, protože pak výslednice síly od šroubu vahadla působí dále od osy, okolo které se můstek může sklopit. Pro lepší orientaci je to zobrazeno **Obr. 42**. Můstek je ve skutečnosti otočen tak, že pohyb vahadla při prolamování vyvolá jen posuv červeně zobrazeného efootu po horní straně můstku směrem v ose Z. Axiální posuv můstku je ale v ose Z zablokovan pomoci pojistných kroužků na otočném čepu, v levé části obr. fialově, a opřením se můstku o modře vyobrazený prvek s kulovou plochou osazený na brzdovém ventilu. Při otočení můstku do roviny X-Y, v obr. vpravo, dochází k působení síly od pružiny vahadla do místa, které je od osy otáčení můstku vzdálené o polovinu délky můstku, čímž tedy vahadlo můstku výrazně v natočení pomáhá a propad můstku při druhém RBR zdvihu je tím výrazně ovlivněn.



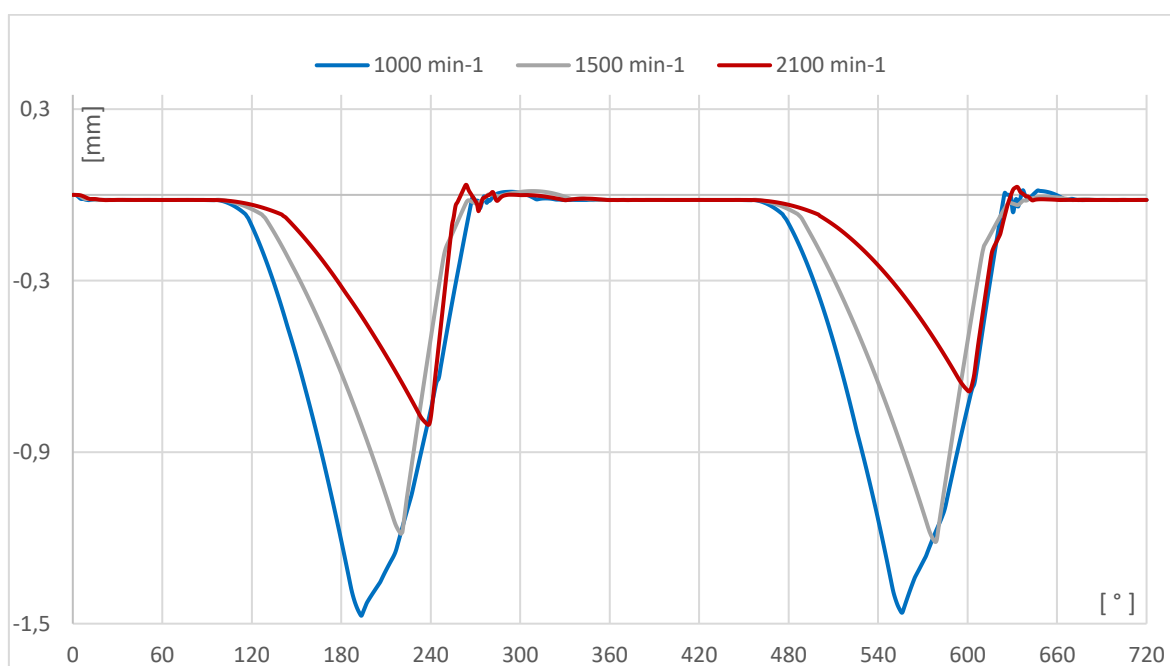
Obr. 42 - rozdíl v orientaci můstku a působící síly od vahadla při pohledu shora



Obr. 42 – průběhy pohybu nevedeného můstku v ose Y



Na skutečném vahadle je tomuto silovému působení prolamujícího se vahadla na můstek zabráněno prepouštěcí kapslí, která mění tuhost ovládacího šroubu. V činném režimu je tlakem oleje v kapsli šroub zablokovan a vahadlo se tak chová jako tuhé těleso a může být přenesen zdvih. V režimu brzdy, kdy vahadlo jen prolamuje zdvih palce vačky do šikmo uložené pružiny, tlak v kapsli nad šroubem klesne, a ten se tak může pohybovat v ose Y, čímž tlumí kmitání části vahadla blíže k můstku. Vahadlo v modelu se chová tuze v obou režimech, a proto musela být pro tento otočený model snížena tuhost pružiny, aby nedocházelo k přenosu zdvihu na můstek, a tím nežádoucímu otevření zavřeného ventilu a ovlivnění zdvihové křivky otevírajícího se brzdového ventilu. Reálnému chování můstku při otevřeném ventilu brzdového ventilu odpovídá spíše propad při prvním RBR zdvihu, který není ovlivněn kontaktem s vahadlem. Propad můstku při prvním RBR zdvihu s rostoucími otáčkami motoru klesá, ale o to rychleji se vlivem zavírajícího se ventilu můstek vrací zpět. Pro ověření tohoto předpokladu byl proveden kontrolní výpočet pro všechny otáčkové stavy s odstraněným palcem sací vačky, což má simulovat správnou funkci tlumení pohybu vahadla prepouštěcí kapslí. Výsledné křivky ypsilonové dráhy pohybu můstku jsou pak pro oba RBR zdvihy brzdového ventilu prakticky totožné.

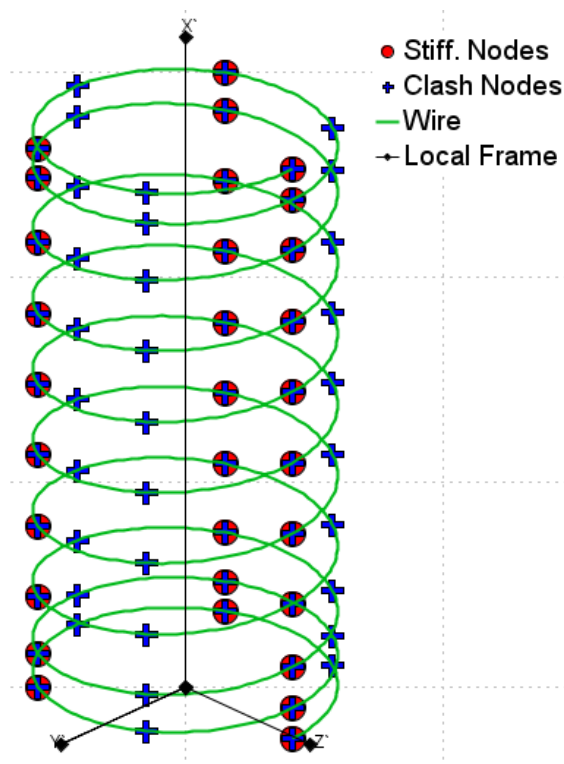


Obr. 44 – propad můstku při vyřazení palce vačky činného režimu



7.6 Ventilová pružina

Ventilová pružina je v modelu reprezentována prvkem Helical Spring, který na rozdíl od nehmotného prvku Spring2D umožňuje zavedení hmotnosti, momentu setrvačnosti a také materiálových vlastností pružiny. Pružina je definována dle vstupních hodnot jako soubor uzlů na šroubovici. Každý závit je rozdělen na čtyři části mezi sebou spojené uzly, v **Obr. 45** modré křížky. Tuhost je pak definována v uzlech, které jsou zobrazeny červenými tečkami.



Obr. 45 – prvek Helical Spring reprezentující ventilovou pružinu

Jelikož materiál, ze kterého je pružina vyrobena nelze určit, byl pro kontrolní výpočet zvolen materiál pro výrobu ventilových pružin VDSiCr dle EN 10270-2. Dle výpočetního programu MITCalc je tento materiál vhodný pro dynamické zatížení, má vyhovující maximální pracovní teplotu a je dodáván i v průměru drátu 4,5 mm shodně s průměrem skutečné pružiny. Nevýhodou může být pouze nižší korozivní odolnost, to by ale vzhledem k neustálé přítomnosti motorového oleje neměl být problém.

Dle zadaných hodnot byl proveden nejdříve analytický výpočet harmonicky zatěžované pružiny, a to pro oba režimy, brzda = zdvih 4 mm a činný režim = zdvih 14 mm. Maximální hodnota smykového napětí v drátu pružiny je pro režim brzdy 489,3 MPa a pro činný režim 673,1 MPa. Bezpečnosti vůči maximálnímu dovolenému napětí v krutu daného materiálu (920 MPa) jsou tedy $k_{brzda} = 1,88$ resp. $k_{činný} = 1,37$.



Následoval kontrolní výpočet v programu MITCalc. Pro zadané hodnoty pružiny z Tab. 1 byl zvolen režim návrhu pro cyklicky zatěžovanou pružinu na neomezenou životnost s korekcí napětí v krutu dle Wahla. Z hlediska pevnostní kontroly tato korekce dává nejvyšší hodnoty bezpečnosti. Materiál pružiny byl pro všechny výpočty ponechán stejný. Parametry pracovního cyklu byly zadány shodně s intervalem pracovních sil stanoveným v Eatonu. Kompletní vstupní parametry pro návrh pružiny jsou k nahlédnutí v **Obr. 46**. Požadovaná míra bezpečnosti $s_f = 1,1$ je zaškrtnuta pro vyloučení navržených pružin s nižší bezpečností.

1.15 Cyklicky zatížená pružina			
1.16	Provozní režim zatížení	Zatížení s lehkými rázy	
1.17	Požadovaná životnost pružiny v tisících cyklů	N	Neomezená životnost
1.18	Požadovaná míra bezpečnosti	s_f	1,10 <input checked="" type="checkbox"/>
1.19	Způsob korekce napětí v krutu	Korekce dle Wahla	
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba materiálu pružiny.			
2.1	Způsob výroby :	Pružiny formované za studena	
2.2	Materiál pružiny :	Legovaný ventilový drát třídy VDSiCr dle EN 10270-2	
2.3 Oblast použití vybraného materiálu			
2.4	Vhodnost pro dynamické zatížení	excelentní	
2.5	Relativní pevnost materiálu	vysoká	
2.6	Korozivní odolnost	špatná	
2.7	Maximální pracovní teplota	250	[° C]
2.8	Dodávané průměry drátu	0,5 - 17	[mm]
2.9 Mechanické a fyzikální vlastnosti materiálu			
2.10	Modul pružnosti ve smyku	G_{20}	79500 [MPa]
2.11	Modul pružnosti ve smyku při pracovní teplotě	G	77500 [MPa]
2.12	Hustota	ρ	7850 [kg/m ³]
2.13 Pevnostní charakteristiky materiálu			
2.14	Mez pevnosti v tahu	R_m	1840 [MPa]
2.15	Mezní dovolené napětí v krutu	τ_{Δ}	920 [MPa]
2.16	Mezní únavová pevnost v krutu	τ_{χ}	680 [MPa]
2.17	Únavová pevnost v krutu při omezené životnosti	τ_f	680 [Mpa]
3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Návrh pružiny.			
3.1 Požadované parametry pracovního cyklu			
		Odch. [%]	
3.2	Maximální pracovní zatížení	F_8	850,0 4,5 [N]
3.3	Minimální pracovní zatížení	F_1	510,0 4,6 [N]
3.4	Délka plně zatížené pružiny	L_8	49,8 0,0 [mm]
3.5	Požadovaný pracovní zdvih pružiny	H	14,7 0,0 [mm]
3.6	Délka předpružené pružiny	L_1	64,5 0,00 [mm]

Obr. 46 – vstupní hodnoty pro kontrolu ventilové pružiny

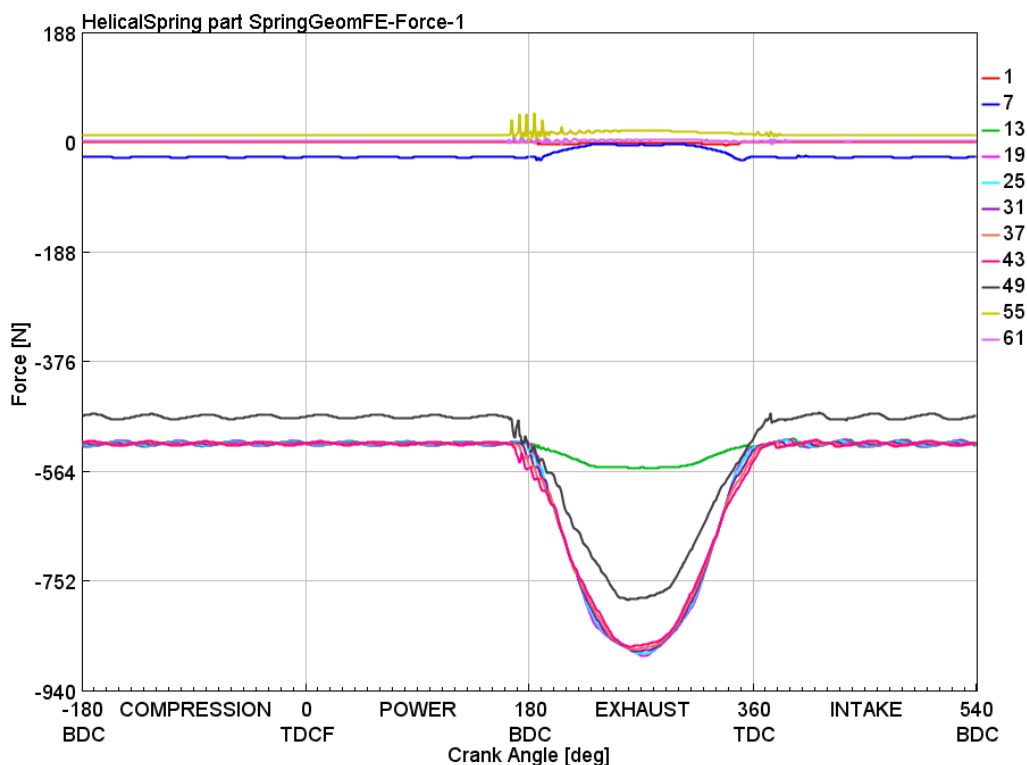
Navržená pružina má střední průměr 28,84 mm (oproti 29,5 mm) a volnou délku 85,32 mm (oproti 87,8 mm), ale shodný průměr drátu (4,5 mm) a počet činných závitů (7). Výsledné korigované napětí pružiny v plně zatíženém stavu je 836,41 MPa, což znamená bezpečnost přesně 1,1. V případě zvětšení středního průměru na 29,5 mm a volné délky na 87,8 mm zachování stejného průměru drátu, dojde k poklesu míry bezpečnosti na 1,08, viz **Obr. 47**.



6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Kontrola únosnosti cyklicky zatížené pružiny.				
6.1	Korekční součinitel napětí v krutu	K_f	1,2288	
6.2	Korigované napětí předpružené pružiny	τ_{1c}	522,13	[MPa]
6.3	Korigované napětí pružiny v plně zatíženém stavu	τ_{8c}	851,53	[MPa]
6.4	Mez pevnosti materiálu ve smyku	Rms	1472	[MPa]
6.5	Mezní dovolené napětí v krutu	τ_{Δ}	920	[MPa]
6.6	Mezní únavová pevnost v krutu	τ_{χ}	680	[MPa]
6.7	Únavová pevnost v krutu při omezené životnosti	τ_f	680	[Mpa]
6.8	Únavová pevnost pro daný průběh zatížení	τ_{max}	920	[MPa]
6.9	Míra bezpečnosti		1,080	

Obr. 47 – výsledná bezpečnost ventilové pružiny pro zadané hodnoty

Výsledný průběh působících sil v jednotlivých uzlech pružiny je k vidění v **Obr. 48**. Jedná se o průběh působících sil v činném režimu, kdy je pružina logicky namáhána více vlivem vyššího zdvihu ventilu. Je patrné, že v prvním a posledním uzlu navinutí pružiny je síla v celém pracovním cyklu prakticky nulová. Dáno je to tím, že tyto uzly jsou koncové a nespojují mezi sebou jednotlivé prvky navinutí. Ve zbylých uzlech, které spojují jednotlivé části činných závitů pružiny je dosaženo maximální hodnoty 881 N, což je při horní hranici stanoveného intervalu Eatonem (889 N). V režimu brzdy, při zdvihu ventilu 4 mm, je maximální hodnota působící síly rovna 635 N.



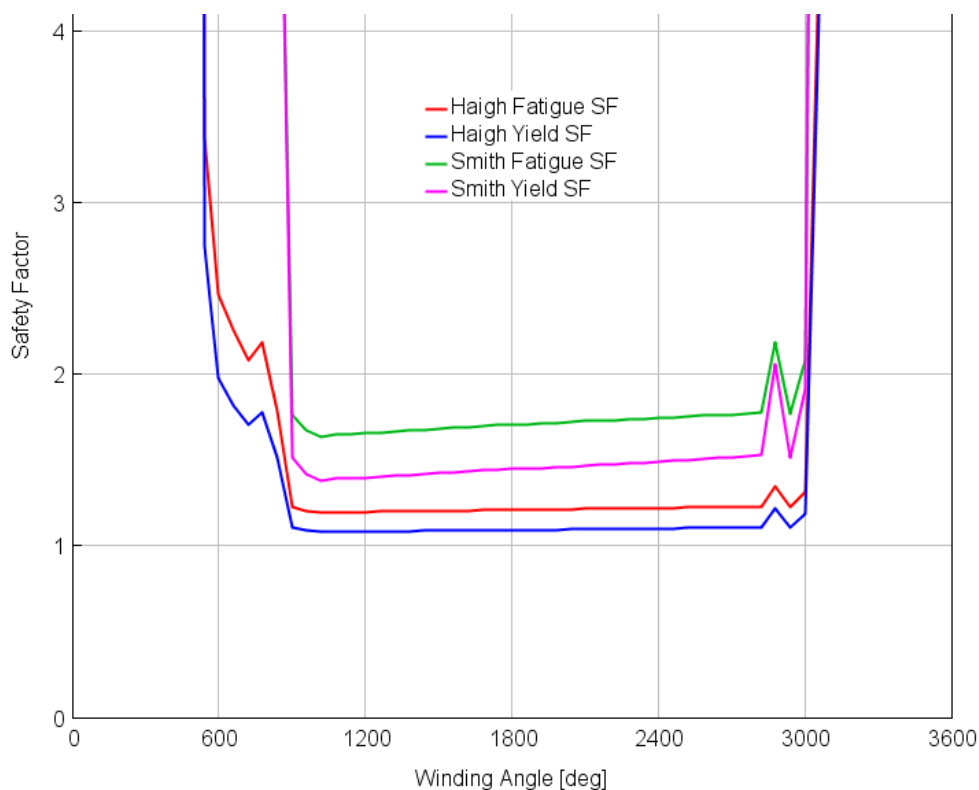
Obr. 48 – průběh sil v jednotlivých uzlech ventilové pružiny



Při přenesení materiálových vlastností do simulace je program schopen určit bezpečnost pružiny v závislosti na úhlu navinutí drátu. Pro stanovení maximálních přípustných hodnot namáhání pružiny program v nápovědě k výpočtu nabízí empirické vztahy pro přepočítání z meze pevnosti v tahu materiálu. Zvolený materiál VDSiCr/Oteva 70 má dle dohledaného materiálového listu mez pevnosti v tahu pro průměr drátu 4,5 mm minimálně $R_m = 1860$ MPa. Mez kluzu $R_{p0,2}$ stanovuje výrobce na $0,9 \times R_m$, tedy 1674 MPa.

Pro výpočet meze pevnosti ve smyku je programem GT-ISE doporučen přepočítání dle R. L. Nortona, a to $0,667 \times R_m$, tedy 1240 MPa. To je nižší hodnota, než jakou uvádí program MITCalc v **Obr. 47**, ale měla by být přesnější vzhledem k výrobcem přesně udávané hodnotě meze pevnosti dle průměru drátu. Proto byla do výpočtu bezpečnosti pružiny zahrnuta. Pro stanovení meze kluzu ve smyku je doporučen přepočítání dle Shigley's Mechanical Engineering Design $0,577 \times R_{p0,2}$, což je 966 MPa. Únavová pevnost materiálu je podle nápovědy pro ušlechtilé, tepelně zpracované a nitridované materiály na výrobu ventilových pružin doporučena v rozmezí $0,5 - 0,6 \times R_m$.

Pro co nejkonzervativnější výpočet bezpečnosti byla zvolena spodní hranice tohoto intervalu, a to $0,5 \times R_m$, tedy 930 MPa. Při uvažování horní hranice doporučeného intervalu by totiž únavová pevnost byla vyšší než mez kluzu ve smyku, což z hlediska dynamického namáhaného materiálu nedává smysl. V plasticky přetvořeném materiálu nemůže být životnost vyšší než v oblasti platnosti Hookeova zákona.



Obr. 49 – bezpečnost pružiny v závislosti na úhlu navinutí drátu



Výsledná bezpečnost ventilové pružiny byla programem stanovena v závislosti na úhlu navinutí drátu velmi podobně výpočtu z programu MITCalc, a to na hodnotu 1,1 v činném režimu a 1,55 v režimu brzdy. Při uvažování únavové pevnosti $0,6 \times R_m$ by bezpečnost pružiny v činném režimu dosáhla 1,35, v režimu brzdy přes 2.

Zvolený materiál samozřejmě nemusí odpovídat skutečnosti. Jedná se ale o nejpevnější z nabízených ve výpočetním programu MITCalc. Ten pro takto zatíženou pružinu, při zachování všech zbylých rozměrů a vlastností, doporučuje minimální průměr drátu 4,75 mm. V takovém případě je bezpečnost pružiny 1,257. S nárůstem průměru drátu ale logicky klesá vnitřní průměr, který je limitující pro umístění ventilu.

Při navýšení středního průměru na 31 mm a průměru drátu na 5,5 mm při zachování zbylých rozměrů a vlastností, stoupne minimální bezpečnost na hodnotu 1,777. Bezpečnost vyšší než 2 je splněna až při středním průměru 35 mm a průměru drátu 6 mm. Takto zesílená pružina má ale vnější průměr 41 mm. To může být pro rozteč sacích ventilů 56,2 mm stále přípustná hodnota. Při uvažování ještě dvou výfukových ventilů, které jsou vzhledem k CR zdvihu ventilu v režimu brzdy namáhány výrazně více a ventilová pružina tak musí být mohutnější, může hrozit s ohledem na vrtání válce 130 mm nedostatek prostoru pro uložení pružin v hlavě motoru.



8 Závěr

Byl sestaven 2D výpočetní model dynamiky ventilového rozvodu pro dva režimy chodu velkého vznětového motoru. Sestavený model umožňuje přepínání mezi činným režimem a dvoudobou motorovou brzdou. Na sklápějící se vahadla byly navrženy tuhosti spojujících pružin, které pohlcují zdvih z palce vačky toho z vahadel, které je právě deaktivováno. V případě vahadla činného režimu tato pružina zajišťuje i stálý kontakt mezi kladkou a vačkou. Kinematickou správnost dynamického modelu ověřilo srovnání s naměřenými resp. vypočtenými daty od výrobce motorové brzdy. Z dynamické analýzy plyne, že v rozvodu nedochází k přesahu limitních hodnot kontaktních sil na dříky ventilů, ani Hertzových tlaků v kontaktu mezi kladkami a vačkami. Kontrola namáhání ventilové pružiny pro zvolený materiál odhalila, že pružina je na hraně únosnosti (bezpečnost $k = 1,1$). Pro dlouhodobou spolehlivost by bylo třeba pro zvolený materiál alespoň navýšit průměr drátu. Pro splnění únavové bezpečnosti alespoň $k = 2$ bylo doporučeno navýšit průměr drátu i střední průměr pružiny.

Pro analýzu pohybu nevedeného můstku se ukázala koncepce celého modelu jen ve 2D jako nedostatečná, a proto bylo zapotřebí vytvořit samostatný model s můstkem otočeným do roviny X-Y tak, aby se můstek mohl sklápět kolem osy Z. Na druhou stranu 2D koncepce celého, poměrně složitého, simulačního modelu ventilového mechanismu, umožnila výrazně zkrátit výpočetní čas jednotlivých simulací a minimalizovala pády výpočtu. Díky tomu bylo možné provádět četné optimalizace a získat tak více výstupních dat do analýzy.



9 Seznam použitých zdrojů a literatury

- [1] HOWELL, Thomas, Bruce SWANBON, Justin BALTRUCKI, Alan STEINES, Nancy NEFF a Biao LU. Vehicle Demonstration of 2 Stroke Engine Brake in a Heavy Duty Truck. SAE International Journal of Commercial Vehicles [online]. 2016, 9(2), ISSN 1946-3928. Dostupné z: doi:10.4271/2016-01-8061
- [2] BOLEHOVSKÝ, O., TICHÁNEK, R.: Development of 2-Stroke Engine Brake Using Thermodynamic and Mechanical Solution Models, Mendelova Univerzita v Brně, Brno, 2019
- [3] HAHN, M.: Návrh vačky pro motorovou brzdu, Fakulta strojní ČVUT v Praze, 2018, Diplomová práce
- [4] GT-SUITE Overview, GAMMA TECHNOLOGIES, květen 2022, dostupné z: <https://www.gtisoft.com/gt-suite-overview/>
- [5] Decompression Engine Brake, EATON Powering Business Worldwide, červen 2022, dostupné z: <https://www.eaton.com/in/en-us/catalog/engine-valvetrain/decompression-engine-brake.html>
- [6] Diesel Cylinder Deactivation Webinars, červen 2022, dostupné z: <https://www.eaton.com/us/en-us/products/engine-solutions/valve-and-valve-actuation/diesel-cylinder-deactivation-webinars.html>
- [7] NORTON, Robert. L, Cam Design and Manufacturing Handbook, 2nd ed. New York, Industrial Press, 2009

9.1 Seznam obrázků

číslo	popis	strana č.	zdroj
1	Srovnání zdvihových křivek ventilů čtyřdobé a dvoudobé motorové brzdy	12	[1]
2	Porovnání pracovních cyklů v p-V diagramu	13	[2]
3	Hmotnostní průtok kompresorem turbodmychadla - porovnání pracovních bodů dvou a čtyřdobé motorové brzdy	14	[2]
4	Ventilový rozvod dvoudobé motorové brzdy	15	[1]



5	Hydraulický rozvod uvnitř sacího vahadla	16	[1]
6	Řez vypínatelným ventilovým můstkem	16	[1]
7	Přepínatelné vahadlo od společnosti Eaton	17	[5]
8	Porovnání zdvihů ventilů vahadel	18	[5]
9	Sací vahadlo pro činný režim motoru	19	
10	Brzdové vahadlo	19	
11	Přepínání vahadel pneumaticky ovládaným čepem	20	
12	Software GT-SUITE	21	[4]
13	Nabídka aplikací a nástrojů v programu GT-SUITE	21	-
14	Model ventilového rozvodu čtyřválcového motoru z knihovny programu	22	
15	Zobrazení výsledků simulace v GT-POST	23	[4]
16	Obrysy vaček a zdvihy ventilu. Vačka brzdy vlevo, vačka sací vpravo.	25	
17	Průběhy tlaku ve válci v režimu motorové brzdy	26	
18	Průběhy tlaku ve válci v činném režimu motoru	26	
19	Závislost síly a tuhosti na stlačení ventilové pružiny	27	
20	Schéma ventilového rozvodu pro režim brzdy	28	
21	Schéma ventilového rozvodu pro činný režim motoru	29	
22	2D geometrie modelu, vlevo brzdové vahadlo, vpravo vahadlo čin. režimu	30	
23	Správně definovaný kontakt dvou prvků	31	
24	X-Y rovinný model pro analýzu pohybu nevedeného můstku	32	
25	Předpětí pružiny a dorazové kontakty na vahadle činného režimu	33	
26	Kontakt s parametrickou tuhostí pro deaktivaci vahadel	33	
27	Porovnání kinematických zdvihů ventilu s naměřenými daty	34	
28	Zdvižové křivky ventilů v porovnání s průběhem kinem. Modelu eaton	35	
29	Porovnání průběhu zdvihů ventilu s měřenými daty	36	
30	Detailní pohled na kmitání ventilu v sedle a deformaci ventilu do sedla	37	
31	Srovnání rychlosti ventilu s derivací naměřeného zdvihu	38	
32	Deformace do sedla a následné rozkmitání deaktivovaného ventilu v det.	38	
33	Zdviž ventilů v činném režimu motoru	39	
34	Detail deformace ventilů do sedel vlivem nárůstu tlaku ve válci	40	
35	Průběh Hertzova tlaku na povrch brzdové vačky	40	
36	Průběh Hertzova tlaku na sací vačce činného režimu	41	
37	Kontaktní síla vyvolaná tlakem ve válci – režim brzdy	43	
38	Kontaktní síla vyvolaná tlakem ve válci – činný režim	43	
39	Kontaktní síla na dřív ventilu – režim brzdy	44	
40	Kontaktní síla na dřív ventilu – činný režim	44	
41	Pohyb nevedeného můstku v režimu brzdy	45	
42	Rozdíl v orientaci můstku a působící síly při pohledu shora	46	
43	Průběhy pohybu nevedeného můstku v režimu brzdy	47	
44	Pohyb můstku při vyřazeném palci sací vačky	48	



45	Prvek Helical Spring reprezentující ventilovou pružinu	49	
46	Vstupní hodnoty pro kontrolu ventilové pružiny	50	
47	Výsledná bezpečnost ventilové pružiny pro zadané hodnoty	51	
48	Průběh sil v jednotlivých uzlech ventilové pružiny	51	
49	Bezpečnost pružiny v závislosti na úhlu navinutí drátu	52	

9.2 Seznam použitých zkratk a cizích názvů

zkratka	anglický význam	český význam
CR	Compresion release	uvolnění komprese, dekomprese
BGR	Brake Gas Recirculation	recirkulace brzdných plynů
RBR	Rebreather	zdvih sacího ventilu v režimu dvoudobé motorové brzdy
EB	Engine Brake	motorová brzda
TDC	Top Dead Center	horní úvrať pístu
TDCF	Top Dead Center Firing	pálící horní úvrať pístu
BDC	Bottom Dead Center	dolní úvrať pístu
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure	Střední efektivní tlak
deg	degree	úhel - ve smyslu natočení klikové nebo vačkové hřídele
OHC	(Single) Over Head Camshaft	ventilový rozvod s vačkovou hřídelí v hlavě válců
DOHC	Double Over Head Camshaft	dvě vačkové hřídele v hlavě
OHV	Over Head Valve	ventilový rozvod s vačkovou hřídelí v bloku motoru
	case	výpočetní stav
RPM	Rotates Per Minute	otáčky motoru
	elefant foot/efoot	"sloní noha" prvek ventilového rozvodu k převodu kontaktu z kulové na rovinnou plochu
HRC		jednotka tvrdosti dle Rockwella
psi		libra na čtvereční palec
	Helical Spring	název drátěného modelu pružiny
	node	uzel
	fatigue	únava
	yield	mez kluzu

9.3 Seznam příloh

- Simulační model: PREPINANI-BRZDA-MOTOR.gtm a výsledkový soubor .gdx
- Otočený model: PRESTAVBA_DO_XY-pohyb-mustku.gtm a výsledkový soubor .gdx
- Kontrola ventilové pružiny – jenMOT+testpruziny.gtm a výsledkový soubor .gdx