

Návrh obrysu vačky pro zážehový motor

Jan Beňa

ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, Technická 4, 166 07 Praha 6, Česká republika

Abstrakt

Práce se zabývá návrhem časování a zdvihové křivky ventilů konkrétního zážehového spalovacího motoru. Cílem práce je zvýšit výkon motoru ve vyšších otáčkách, oproti sériovému provedení. Toho bude dosaženo zvýšením plnicí účinnosti v oblasti vyšších otáček. K tomuto záměru je využito 1-D simulačního programu termodynamických jevů, GT-POWER. Ověření správnosti navrženého řešení je provedeno za pomoci softwarového balíčku GT-Suite. Práce dále pojednává o problematice navrhování ventilových pružin.

Klíčová slova: zdvihová křivka; ventil; časování; zdvih; vačkový hřídel; pružiny

1. Zvolený motor pro úpravy

Jako motor, na kterém jsou změny prováděny, jsem zvolil zážehový motor EA 827, kódové označení PF. Tato jednotka se instalovala do vozu VW Golf 2 GTI od roku 1987 až do roku 1991, kdy se vozidlo přestalo vyrábět. Rodina motorů EA 827 byla vyvíjena koncernem VW od roku 1972. U motoru označeným kódem PF se jedná o 4 válcový řadový agregát se zdvihovým objemem 1781 ccm. [1]

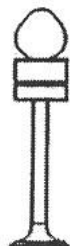
1.1. Hlavní parametry jednotky

Výkon produkčně vyráběného motoru je 79kW/5400 ot/min. Kroutící moment dosahuje hodnoty 157 Nm/3800 ot/min, používané palivo je BA 95 a motor je řízen vícebodovým elektronicky řízeným vstřikováním paliva VW Digifant DF1. [2]

1.2. Koncepce rozvodového mechanismu EA 827 PF

Ventilový rozvod motoru EA827 je nazýván jako TYPE I. Využívá hrníčkového zdvihátka s hydraulickým vymezením vůle. Vačka přes zdvihátko přímo ovládá otevírání a zavírání ventilu. Ventil do uzavřené pozice vrací dvojice tlačných pružin. Ty musí zachycovat setrvačné síly od pohybujících se hmot.

Type I



Obr. 1. Schéma rozvodového mechanismu

2. Plnicí účinnost motoru

Plnicí účinnost vyjadřuje, jak dokonale je naplněn pracovní prostor motoru směsí během jednoho cyklu.

$$\eta_s = \frac{m_{skut}}{m_{teor}} \quad (1)$$

U atmosféricky plněných motorů je dosahováno hodnoty od 0,75-0,85. U přeplňovaných motorů bývá plnicí účinnost > 1. [3]

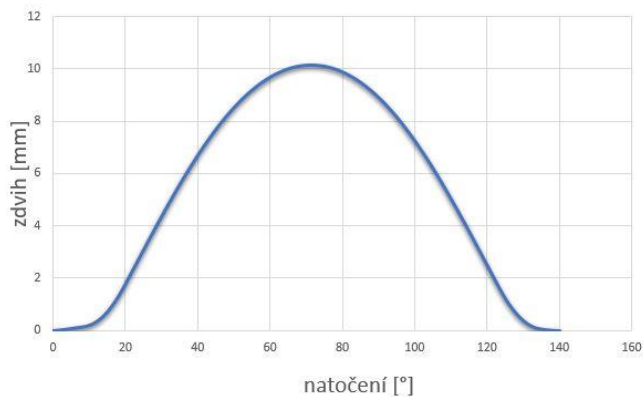
Výkon motoru je svázán s hmotností paliva, které dopravíme do pracovního prostoru. Pro kvalitní spalování je dále nutné dodržet tzv. stechiometrický poměr směsi. Je to váhový poměr vzduchu a paliva. Pro směs vzduchu a benzínu je hodnota rovna 15,05:1. [4] Pokud zvýšíme plnicí účinnost motoru, lze očekávat zvýšení uvolněné energie spalováním směsi a tím pádem i výkonu. [5]

3. Tvorba termodynamického modelu

Aby bylo možné hodnotit vliv změn časování a zdvihu ventilu na charakteristiky motoru, musel být nejprve sestaven termodynamický model motoru. Vstupními parametry byla geometrie motoru, časování a zdvihová křivka ventilu.

Geometricky velice složitou součástí je vačkový hřídel. Tvar boku vačky, a tím i časování rozvodu, má značný vliv na průběh točivého momentu motoru. Proběhlo měření profilu vaček na souřadnicovém měřicím stroji.

Získaná množina bodů z měření byla proložena spline křivkou. Vzniklá křivka reprezentovala profil vačky V CAD modelu. Pro získání zdvihové křivky ventilu byl dále sestaven mechanismus reprezentující sestavu rozvodového mechanismu pro jeden ventil.

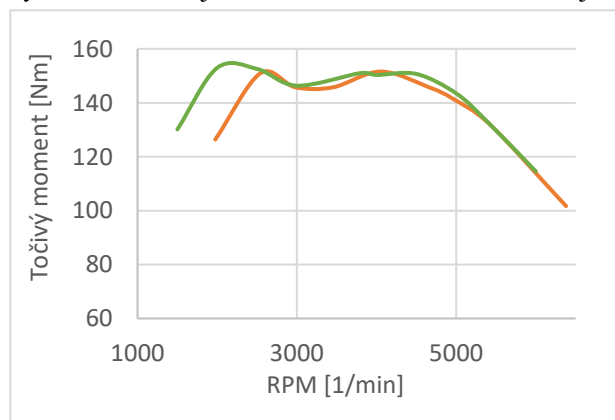


Obr. 2. zdvihová křivka ventilu

1-D model proudění dále nejčastěji používá průměr a délku kruhového potrubí. To znamená, že aby bylo dosaženo dobré shody modelu a reality, bylo potřeba získat geometrie motoru od sacího traktu až po výfukový. [6]

Po získání vstupních parametrů jsem začal s vlastní tvorbou termodynamického modelu. V programu GT-POWER jsem použil vytvořený příklad na motor stejné koncepce a podobného zdvihového objemu. Ten jsem začal upravovat tak, aby geometrické charakteristiky odpovídali mému motoru. Model spalování, průtokové součinitele a výfukový tlumič jsem převzal ze vzorového modelu.

Pro sesouhlasení výsledků byla použita křivka točivého momentu. [7] Stav měřeného motoru, pro který jsem sehnal křivku točivého momentu, není znám, stejně tak jako konfigurace výfukového a sacího potrubí. Abych dosáhl lepší shody výsledků, snížil jsem kompresní poměr modelu na 9,5:1. Výrobce udává 10:1. V programu GT-POWER lze jako ladící konstantu použít více možností. Jelikož je rozdíl simulace a měření v řádu jednotek Nm, zvolil jsem jako ladící parametr kompresní poměr. Při snižování kompresního poměru lze předpokládat, jakým směrem se bude křivka momentu pohybovat. Touto změnou bylo dosaženo uspokojivé shody od 2500 ot/min. Jelikož mě zajímá změna parametrů motoru hlavně ve vyšších otáčkách, je shoda modelu s měřením dostačující.

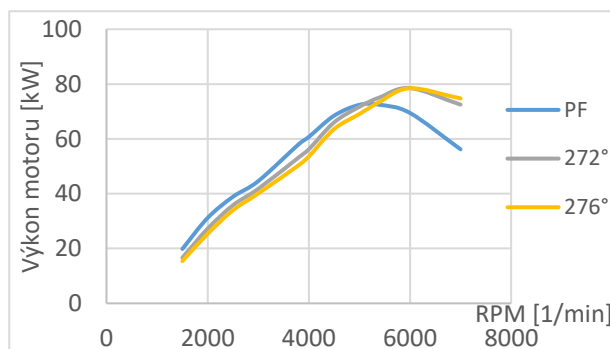


Obr. 3. Shoda modelu, zelená křivka 1-D model, oranžová-změřený průběh na válcové zkušební

3.1 Změna zdvihové křivky a časování

Změnit zdvihovou křivku ventilu lze v programu provést volbou násobičů průběhu. K dispozici je násobič zdvihu a násobič úhlu. Tím je možné měnit šířku zdvihové křivky i maximální dosažitelný zdvih ventilu. [6]

Postupně jsem měnil původní zdvihovou křivku a časování pro 10 různých profilů hřídelů. [8] Změny jsem prováděl volbou násobících koeficientů. Výsledná výkonová křivka nejzajímavějších profilů je zobrazena v grafu. Uvedená hodnota ve stupních vyjadřuje, jak dlouho je sací i výfukový ventil otevřen, v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele.



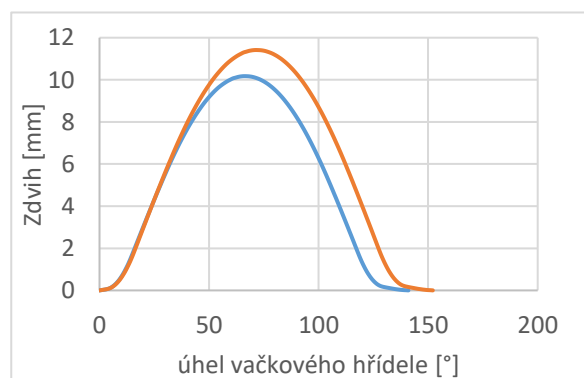
Obr. 4. porovnání průběhů výkonu

Nejlépe vyhověl profil s dobou trvání otevření ventilu 272. Změna časování je patrná z tabulky.

Tabulka 1. Informace o pozměnění časování

	° při 1mm zdvihu	PF	272°
Sací otevírá		-3	-5
Sací zavírá		223	226
Výfukový otevírá		-217	-225
Výfukový zavírá		-3	-5

0° představuje HÚ při výměně náplně

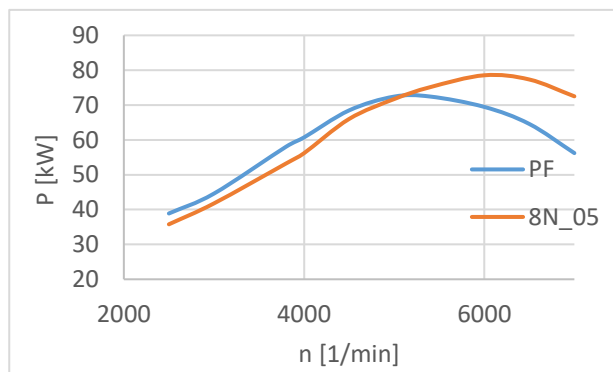


Obr. 5. Výsledná zdvihová křivka

Pozměněná oranžová zdvihová křivka v termodynamickém modelu vyšla širší i vyšší, modrá značí původní.

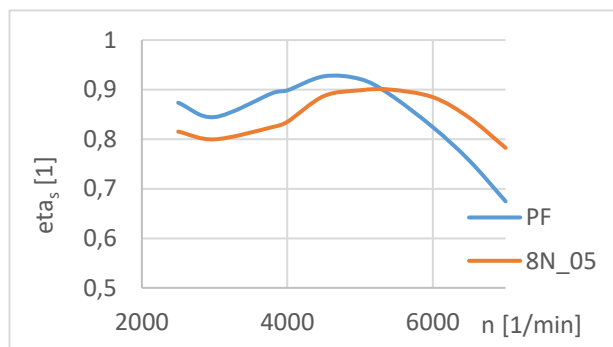
3.2. Výsledky změn v termodynamickém modelu

Pokles výkonu o cca 3 kW v otáčkách do 5000/min je přijatelný, jelikož bylo dosaženo zisku 9 kW/6000 RPM. Modrá křivka pojmenovaná jako PF značí původní řešení, 8N_05 označuje simulaci s pozměněným časováním a zdvihovou křivkou.



Obr. 6. Průběh výkonu

Bylo dosaženo požadovaného zvýšení plnicí účinnosti ve vyšších otáčkách



Obr. 7. Graf plnicí účinnosti

4. Tvorba dynamického a kinematického modelu ventilového rozvodu

Pro bezpečnou funkci motoru bylo nutné vytvořit dynamický model ventilového rozvodu. V dynamickém modelu jsem vyhodnocoval bezpečnost proti odlehnutí kontaktu vačka – zdvihátko. Pokud by k tomuto došlo, mohla by hrozit kolize ventilu s pístem a způsobit nenávratné zničení motoru.

Pro posouzení tohoto slouží tzv. Spring load margin. [6]

Spring load margin- S_{LM}

$$S_{LM} = \frac{F_S}{F_R} - 1 \quad (2)$$

Doporučená hodnota S_{LM} pro můj případ je 10% při maximálních otáčkách.

Dále bylo nutné vyhodnotit interferenci pístu a ventilu, jelikož došlo k změně časování. Tyto výsledky lze získat z kinematické analýzy.

Vstupem pro kinematický model jsou rozměry klikového i rozvodového mechanismu. Dynamický model pracuje s hmotnostmi pohybujících se dílů ventilového rozvodu. Opět existuje příklad dynamického modelu. Změřil jsem tuhosti pružin použitých pro zachycování setrvačných sil. V rozvodu jsou použity dvě válcové pružiny s lineárním průběhem síly. Síla dodávaná pružinou je při stejné deformaci odlišná, pokud pružinu stlačujeme, nebo odlehčujeme. Toto je způsobeno hysterezí, kdy se vlivem deformace mění úhel stoupání pružiny. [9]

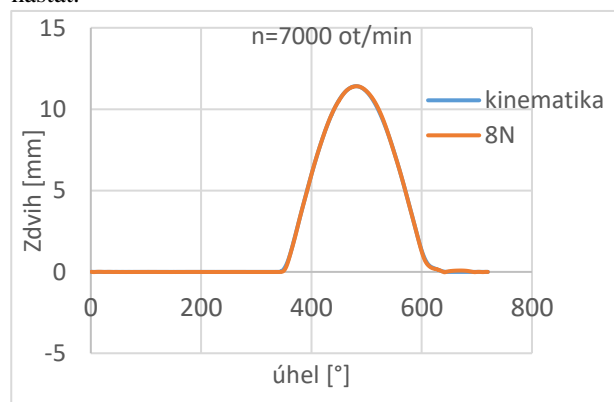
4.1. Výsledky kinematického a dynamického modelu

Nejdůležitějším výsledkem získaným z kinematické analýzy je vyhodnocení vůle mezi pístem a ventily. Při výměně náplně dochází ke stříhu ventilu, v ten okamžik bývá píst poblíž horní úvrati. Pokud by nebyla tato vůle kladná, došlo by ke kolizi těchto součástí. To by mělo fatální následky.

I přes pozměněné časování a větší zdvih ventilů je vůle mezi pístem a ventilem kladná a dostatečně velká, větší než 3mm. v podobě zničení motoru.

Při vyhodnocování dynamických modelů původního a pozměněného stavu s novou zdvihovou křivkou bylo postupováno následovně. Určila se S_{LM} pro původní řešení. Motor byl původně provozován do 6000ot/min se $S_{LM}=9,95\%$. Vypočítal jsem potřebnou sílu dodávanou pružinami pro tento případ.

Z termodynamického modelu připadá v úvahu provoz do 7000ot/min, poté výkon zásadně klesá. Při maximálních otáčkách je nutno dodat pružinami sílu $F_R=631$ N, potom by byla $S_{LM}=11\%$. Pokud dodáme od pružin potřebnou sílu, je dynamické chování ventilového rozvodu v pořádku a nehrozí odlehnutí kontaktu vačka-zdvihátko-ventil, porucha motoru vlivem kolize pístu a ventilu nemůže nastat.



Obr. 8. Trajektorie ventilu

Původní řešení ovšem dodává pouze 470 N při plném zdvihu ventilu.

Pokud dodáme od pružin potřebnou sílu, je dynamické chování ventilového rozvodu v pořádku a nehrozí odlehnutí kontaktu vačka-zdvihátko-ventil, porucha motoru vlivem kolize pístu a ventilu nemůže nastat.

4. Návrh ventilových pružin

Jak již bylo zmíněno, původní konstrukce pružin nedodává při větších otáčkách motoru dostatečnou sílu pro zachycení setrvačných sil. Je nutné navrhnout nový design. Vstupní parametry jsou zástavbové rozměry pro pružiny. Ventilové pružiny jsou značně namáhané součásti, jak z hlediska statického, tak i dynamického. [9]

Pokud je počet cyklů součásti $N \geq 2 \times 10^6$, je u pružin vinutých za studena nebezpečnější vliv meze únavy, než vliv maximálního torzního namáhání. [10].

Předběžné parametry pružin lze stanovit podle vzorce: [9,10]

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad (3)$$

Jelikož jsem stanovil předběžné maximální torzní namáhání pružin a vzájemný poměr sil, mezi vnitřní malou a vnější velkou pružinou na 2:1, vypočítal jsem průměry pružinových drátů.

$$d_m = 2,65 \text{ mm}$$

$$d_v = 3,8 \text{ mm}$$

Nárůst průměru pružinového drátu oproti sériovému řešení činí u malé pružiny 0,05mm a u velké 0,3mm.

5. Shrnutí

V rámci této práce bylo nastíněno, jak jedna konstrukční změna součásti v mechanismu, ovlivní bezpečnou funkci celého systému. Získal jsem cenné základní informace o problematice návrhu rozvodového mechanismu.

Konkrétně zde, změna zdvihové křivky a zdvihu ventilu měla za následek zvýšení výkonu ve vyšších otáčkách motoru, k tomu bylo ovšem nutné navrhnout odpovídající ventilové pružiny a zkontrolovat interferenci pístu a ventilu, dále zkontrolovat dynamické chování ventilového rozvodu.

Poděkování

Rád bych v první řadě poděkoval mé rodině, která mě po celou dobu studia podporuje. Rád bych poděkoval mému vedoucímu, Ing. Radku Tichánkovi Ph.D. za možnost, plnit v rámci bakalářské práce vlastní téma a za jeho cenné připomínky a rady. Dále bych rád poděkoval firmě EATON a zaměstnancům firmy, kteří mi poskytli znalostní podporu při tvoření této práce. Chci poděkovat panu Ing. Vladimíru Šulcovi z ústavu technologie obrábění, projektování a metrologie na Fakultě strojní, ČVUT, za jeho pomoc při realizaci měření obrysu vačky na souřadnicovém měřicím centru. Poděkování patří firmě AVL Schrick, která mi umožnila použít pro simulace data jejich výrobků pro jednotku EA 827.

Seznam symbolů

η_s	plnicí účinnost (1)
τ	maximální napětí v krutu ($\frac{N}{mm^2}$)
π	Ludolfovo číslo
m_{teor}	teoretická hmotnost látky, kterou lze dodat do válce (kg)
S_{skut}	skutečná hmotnost látky ve válci (kg)
HÚ	horní úvrat'
S_{LM}	bezpečnost proti odlehnutí kontaktu vačka-ventil (1)
F_s	síla dodávaná pružinami (N)
F_r	požadovaná síla pro zachycení setrv. hmot (N)
F	síla (N)
D	vnější průměr válcové pružiny (mm)
n	otáčky (min^{-1})
d	průměr pružinového drátu (mm)
P	výkon (kW)
M_t	točivý moment (Nm)
d_v	průměr pružinového drátu vnější pružiny (mm)
d_m	průměr pružinového drátu vnitřní pružiny (mm)

Literatura

- [1] Volkswagen EA827 engine. Wwww.wikipedia.com [online]. [cit. 2019-03-29]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Volkswagen_EA827_engine
- [2] ETZOLD, Hans-Rüdiger. Jak na to?: VW Golf, VW Jetta, benzín. České budějovice: Kopp, 1994. ISBN 80-85828-32-4.
- [3] HROMÁDKO, Jan a kolektiv. Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [4] MACEK, Jan. Spalovací motory I. Praha: ČVUT, 2007, 260 s. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [5] MACKERLE, Julius. Motory závodních automobilů. Praha: SNTL, 1980. ISBN DT 621.431.73:629.114.82.
- [6] GT-Power User's Manual, GT-Suite version 2016. Gamma Technologies Inc.
- [7] Validating VW factory 8v vs 16v claims. Wwww.clubgti.com [online]. [cit. 2019-03-29]. Dostupné z: <https://www.clubgti.com/forums/index.php?threads/validvalid-vw-factory-8v-vs-16v-claims-results-from-dyno-clinic-23-10-11-added.237392/page-2>
- [8] Nockenwelle. Wwww.schrick.com [online]. [cit. 2019-03-29]. Dostupné z: <https://produkte.schrick.com/de/catalog?manufacturer=37&model=2215&yearEngine=&engine=1.8+GTI+KAT&kw=79+KW>
- [9] MICHALEC, Jiří a kolektiv. Pružnost a pevnost I. 3. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04224-3.
- [10] ČSN EN 13906-1:2013: Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu - Výpočet a konstrukce - Část 1: Tlačné pružiny. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.