

VIBRACE HNACÍHO TRAKTU NÁKLADNÍHO VOZIDLA

POWERTRAIN VIBRATION OF THE TRUCK

Pavel Kučera¹, Václav Pištěk²

Anotace: Článek se zabývá analýzou vibrací hnacího traktu nákladního vozidla s pohonem 8x8, způsobených rotací prohnuté hřídele. Cílem řešení bylo omezit vibrace, proto byl vytvořen analytický tranzientní výpočtový model pro stanovení průhybu hřídele hnacího traktu. Výsledky tohoto modelu byly porovnány se simulací tranzientního chování 3D modelu hřídele, vytvořeného metodou konečných prvků - MKP. K ověření výpočtových modelů byla provedena měření průhybu hřídele a směrových vibrací struktur vozidla. V závěru jsou výsledky vyhodnoceny pro původní a novou verzi hnacího traktu.

Klíčová slova: Nákladní vozidlo, hřídel, vibrace, hnací trakt, Matlab, MKP

Summary: The article analyzes the vibration of the truck powertrain with the 8x8 drive caused by the rotation of the deflected shaft. The aim of the solution was to reduce vibration therefore an analytical transient computational model for the shaft deflection calculation was created. Results obtained from this model were compared with simulations using a 3D computational model of the shaft which uses the finite element method - FEM. To validate computational models, measurements of shaft deflections and directional vibrations were performed. In conclusion, the results are evaluated for old and new version of the powertrain.

Key words: Truck, shaft, vibration, driveline, Matlab, FEM

ÚVOD

Vibrace působící na člověka ovlivňují komfort jízdy a také mohou mít vliv na jeho zdraví. V dnešní době je proto kladen důraz na analýzu vibrací nejen u osobních automobilů, ale také ve vozidlech nákladních. V případě nákladních vozidel mohou být tyto vibrace intenzivnější a mohou také vytvářet hluk nepříjemnější jízdu pro řidiče. Hnací trakt vozidla 8x8 je složitým rozvětveným dynamickým systémem, kde zmíněné vibrace mohou nastat v jeho různých částech. Článek se zabývá vibracemi způsobenými rotací deformovaného dlouhého hřídele hnacího traktu. U testovaného nákladního vozidla nastával problém s vibracemi a hlukem při překročení určité rychlosti vozidla u zámořských uživatelů, kteří nejsou omezeni limity danými evropskou legislativou. Proto byla předpokládána souvislost s vlivem otáček hřídelí hnacího traktu. Pro analýzu průhybu nejdelší hřídele byly vytvořeny tranzientní výpočtové modely pomocí analytických a diferenciálních rovnic a metody MKP. Validace výpočtových modelů byla provedena pomocí několika měření na hnacím traktu

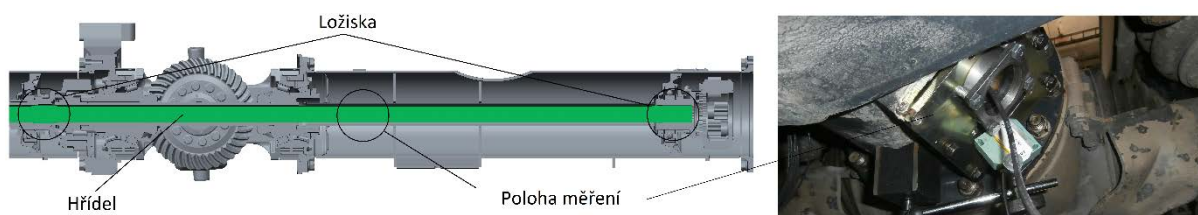
¹ Ing. Pavel Kučera, Ph. D, Brno University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Automotive Engineering, Technická 2896/2, 616 69 Brno, Tel.: +420 541 142 274, Fax: +420 541 143 354, E-mail: kucera@iae.fme.vutbr.cz

² Prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc., Brno University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Automotive Engineering, Technická 2896/2, 616 69 Brno, Tel.: +420 541 142 271, Fax: +420 541 143 354, E-mail: pistek.v@fme.vutbr.cz

nákladního vozidla při jízdě na dálnici s pohonem 8x8 a 8x4. Měřeny byly vibrace struktur vozidla a průhyb nejdelší hřídele hnacího traktu vozidla. V závěru článku je porovnání výsledků z výpočtových modelů s naměřenými daty a popsáno další využití výpočtových modelů. Tento článek vychází z podrobnějšího popisu problematiky v (1, 3, 4).

1. VÝPOČTOVÝ MODEL

Jak již bylo zmíněno v úvodu, pro analýzu byly připraveny dva výpočtové modely průhybu hřídele při rotaci, které jsou popsány v následující části. Výpočtový model sestavený aplikací MKP je popsán jen okrajově, jelikož slouží pouze jako určitá kontrolní reference pro výpočtový model vytvořený pomocí analytických a diferenciálních rovnic. Na následujícím obr. 1 je zobrazen 3D model hřídele použitý pro MKP analýzu.



Zdroj: Autor

Obr. 1 – 3D model analyzované hřídele a umístění senzoru pro měření průhybu

1.1 Tranzientní model průhybu hřídele – model I

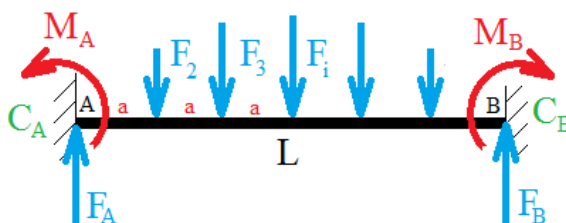
Aby bylo možné prokázat souvislost vibrací vozidla s rotací deformovaného hřídele, bylo nutné vytvořit výpočtový model rotující hřídele, jehož rovnice vycházejí z literatury (2), a následně porovnat výsledky výpočtů s měřeními.

Ve výpočtovém modelu hnacího hřídele byla uvažována část hřídele mezi dvěma ložisky. První ložisko se nachází na součásti osového diferenciálu přední nápravy a druhé ložisko se nachází za druhou přední nápravou vlevo na obr. 1. Tato část hřídele je rozdělena na n hmotných bodů. Měřením na vozidle bylo stanoveno počáteční prohnutí hřídele v místě snímače průhybu. Předpokládáno bylo prohnutí hřídele dle rovnic

$$A = A_s / (\sin(L_m \pi / L)), \quad (1)$$

$$r_s = A \sin(x_i \pi / L) \quad (2)$$

kde A je průhyb uprostřed analyzované délky hřídele, A_s – průhyb v místě měření, L_m – poloha měření, L – délka hřídele, r_s – počáteční prohnutí hřídele v jednotlivých místech dle počtu zvolených segmentů hřídele a x_i – souřadnice příslušného průřezu hřídele.



Zdroj: Autor

Obr. 2 – Silové a momentové zatížení analyzované hřídele

Dále byly stanoveny odstředivé síly působící v jednotlivých hmotných bodech hřídele vlivem postupného zvyšování otáček a nárůstem průhybu v každém kroku simulace. K tomuto účelu byla použita následující rovnice

$$F_i = m_i r_{celi} \omega_j^2 - F_{i-1}, \quad (3)$$

kde F_i je odstředivá síla v místech jednotlivých hmotných bodů, m_i – hmotnost příslušného hmotného bodu, r_{celi} – průhyb hřídele v místě daného hmotného bodu a ω_j – úhlová rychlost hřídele. Velice důležitým aspektem jsou okrajové podmínky pro hřídel. S ohledem na způsob uložení hřídele a vůle v jeho drážkování lze předpokládat, že její okrajové podmínky představují situaci „mezi“ kloubovým a vetknutým uložením. Proto byly vytvořeny tři modely, kde nejdůležitější případ je znázorněn na obr. 2, popisující hřídel s předepsanou rotační tuhostí ve vetknutí. Kde M_A , M_B jsou momentové reakce v uložení a F_A , F_B silové reakce v uložení. V případě nosníku s definovanou tuhostí ve vetknutí bude užito rovnice silové, momentové a dvou rovnic pro natočení v bodě A a B řešené pomocí Maxwell Mohrovy varianty Castiglianovy věty Avšak tyto rovnice natočení nebudou rovny nule, ale budou upraveny na tvar následujících rovnic

$$\varphi_A = \int_0^L \frac{M_o(x)}{EJ(x)} \frac{\partial M_o(x)}{\partial M_A} dx = -\frac{M_A}{C_A}, \quad (6)$$

$$\varphi_B = \int_0^L \frac{M_o(x)}{EJ(x)} \frac{\partial M_o(x)}{\partial M_B} dx = -\frac{M_B}{C_B}, \quad (7)$$

kde φ_A , φ_B jsou natočení v bodech A a B , C_A , C_B – tuhosti vetknutí hřídele, M_o – ohybový moment, E – modul pružnosti v tahu a J – kvadratický moment.

Pro získání hodnot průhybu v jednotlivých krocích je užita rovnice průhybové čáry, kdy postupnou integrací je získáno natočení a posuv v daném místě. Jelikož vzdálenost mezi hmotnými body je stejná, tak i mezi silami je stejná vzdálenost. Při postupu uvolňování lze rovnice průhybové čáry definovat následovně

$$EJ\ddot{w} = -F_A x_i + \sum_{i=1}^{n+2} F_i (x_i - (i-1)a), \quad (8)$$

$$EJ\dot{w} = -\frac{F_A x_i^2}{2} + \sum_{i=1}^{n+2} F_i \left(\frac{x_i^2}{2} - (i-1)ax_i \right) + C_q, \quad (9)$$

$$EJw = -\frac{F_A x_i^3}{6} + \sum_{i=1}^{n+2} F_i \left(\frac{x_i^3}{6} - (i-1)a \frac{x_i^2}{2} \right) + C_q x_i + C_{q+1}, \quad (10)$$

kde i je 1, 2, 3, $n+2$, q je 1, 3, 5, $n+2$, w je průhyb a C integrační konstanty. Tyto konstanty se musí určit z okrajových podmínek, kterými jsou nulové posuvy v uchyceních a musí platit rovnost hodnot natočení a průhybu mezi jednotlivými segmenty uvolnění.

Z výše zmiňovaných rovnic je sestaven výpočtový model v softwaru Matlab, kde jsou následně porovnány výsledky měření hnacího traktu bez úpravy, s úpravou a výpočtový model hřídele bez úpravy hnacího traktu. Výsledky jsou zobrazeny na obr. 7.

1.2 Tranzientní model průhybu hřídele – model II - MKP

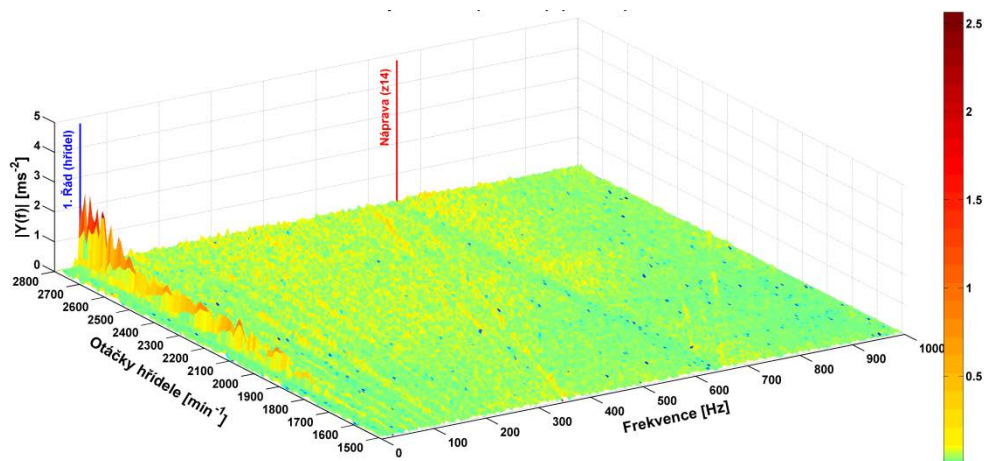
Následně byly provedeny analýzy části hřídele a celé hřídele i se součástmi diferenciálu pomocí MKP, a to pro transientní chování jako u předchozího modelu. Tento výpočtový model slouží jen jako kontrola k předchozímu modelu, proto není více popsán.

2. MĚŘENÍ

Měření průhybu rotujícího hřídele a směrových vibrací bylo provedeno pomocí měřicí ústředny IMC CRFX 400. Je to modulárně stavěná ústředna, kde uživatel může přidávat jednotlivé měřicí karty dle potřeby. V tomto případě bylo užito měřicí karty ICPU2-8 určené pro připojení akcelerometrů a měřicí karty CRFX/ISO2-8 určené pro zaznamenávání analogových signálů. K ústředně byly připojeny dva tříosé akcelerometry, snímač průhybu a optická závora pro snímání otáček hřídele. Měření probíhalo tak, že postupně byly zvyšovány otáčky z minimální hodnoty na maximální a byly měněny rychlostní stupně pro získání dat z celého rozsahu rychlosti vozidla. Měření na daném hnacím traktu nákladního vozidla bylo realizováno při jízdě na dálnici s pohonem 8x8 a 8x4.

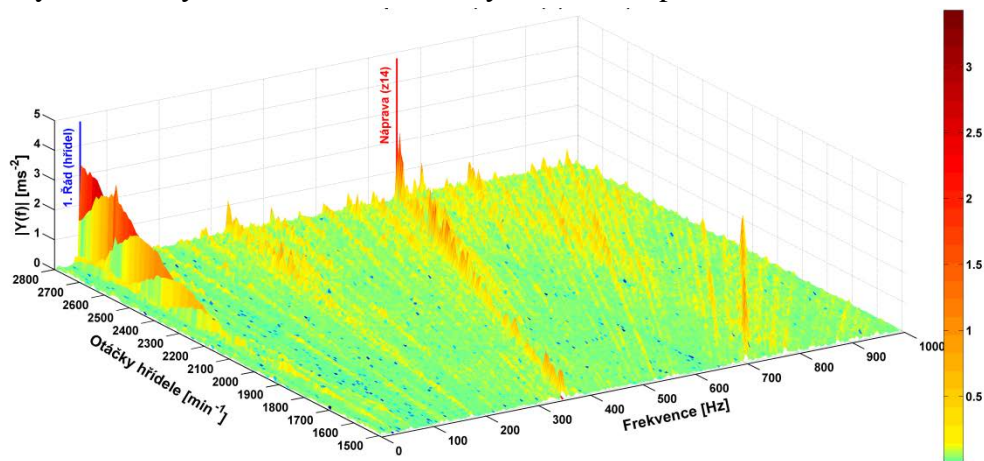
Následně byla vyhodnocena FFT spektra translačních vibrací a průhyb hřídele pro jednotlivé rychlostní stupně v závislosti na otáčkách hřídele. Skripty pro zpracování dat v softwaru Matlab byly vytvořeny tak, že z naměřených dat hledají nastavené úseky po 10 otáčkách hřídele. Signál otáček hřídele je průměrován a následně je příkazy hledán bod zastupující např. otáčky 1400 min^{-1} . Tím je získán index polohy dat v matici. Pomocí indexu jsou hledána data pro vyhodnocení vibrací a průhybu. Poloha měření je zobrazena obr. 1.

Snímání otáček bylo měřeno čítačem připojeným k hlavní části ústředny. Signál otáček hřídele byl přiváděn v podobě jedné značky za otáčku z optické závory. Měření průhybu hřídele bylo provedeno pomocí snímače BAW M30ME-UAC10B-S04G. Tento snímač svými parametry splnil předpoklady pro měření v rozsahu průhybu do 10 mm. Výsledky naměřených hodnot jsou zobrazeny na obr. 5, kde je porovnán stav před úpravou a po úpravě hnacího traktu pro snížení vibrací. Pro měření vibrací hnacího traktu byly použity dva tříosé piezoelektrické akcelerometry Brüel & Kjær 4524. Pro vyhodnocení vibrací byla použita FFT analýza z úseků odpovídajících příslušným otáčkám o počtu hodnot 8192 při vzorkovací frekvenci 20 kHz. Z těchto FFT analýz byla sestavena celá FFT spektra zobrazená na obr. 3-6. Tato spektra jsou zde zobrazena jen pro jeden akcelerometr, jelikož pro druhý akcelerometr jsou výsledky obdobné. Pro druhý snímač jsou popsány v (1). V grafech je možné pozorovat vrchol, který odpovídá 1. řádu otáček hřídele.



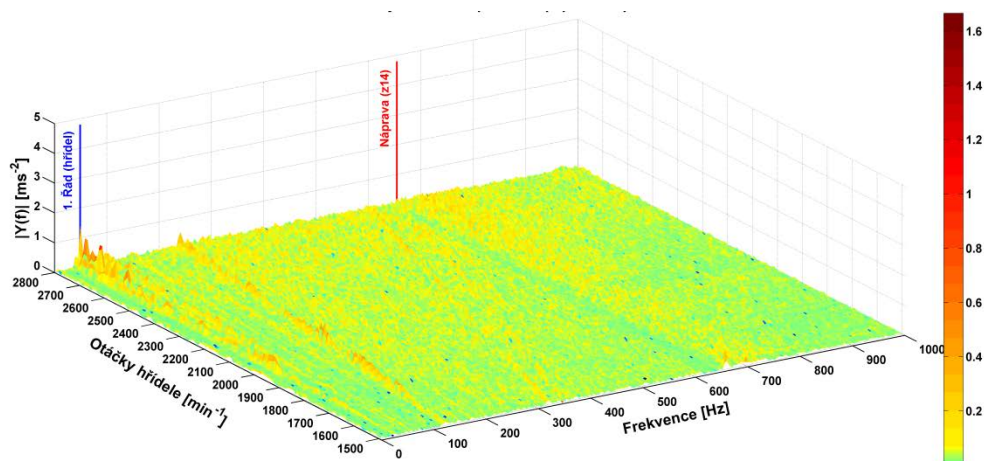
Zdroj: Autor

Obr. 3 – Analýza směrových vibrací ve směru osy Z vozidla s pohonem 8x4 – bez modifikace



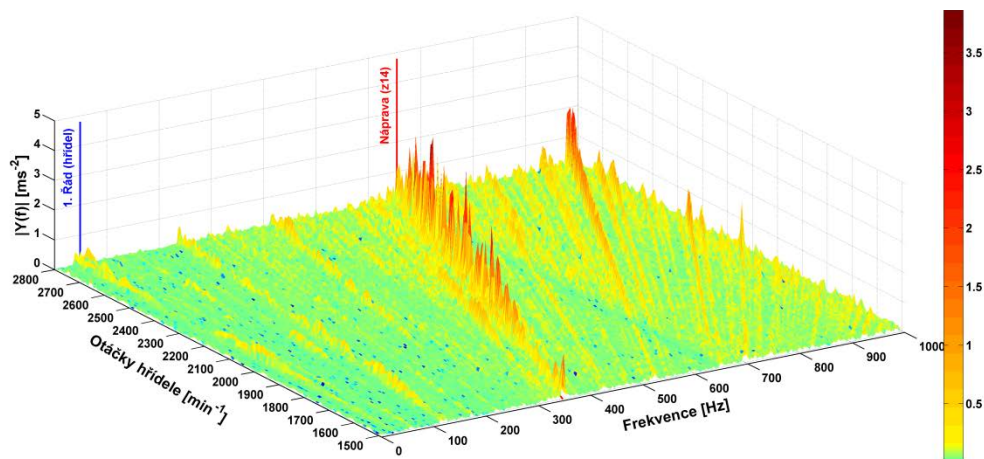
Zdroj: Autor

Obr. 4 – Analýza směrových vibrací ve směru osy Z vozidla s pohonem 8x8 – bez modifikace modifikací hnacího traktu



Zdroj: Autor

Obr. 5 – Analýza směrových vibrací ve směru osy Z vozidla s pohonem 8x4 – s modifikací hnacího traktu



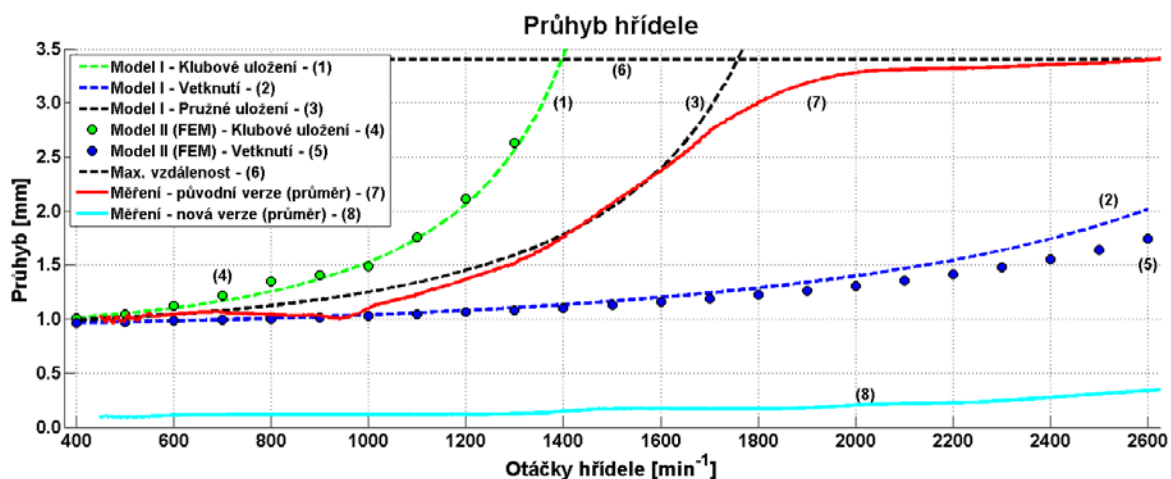
Zdroj: Autor

Obr. 6 – Analýza směrových vibrací ve směru osy Z vozidla s pohonem 8x8 – s modifikací hnacího traktu

To je nejvýznamnějším faktorem z hlediska vibrací působícího na řidiče. Vyskytují se i další vrcholy především při pohonu všech kol, které odpovídají zubové frekvenci nápravy. Ale tyto frekvence jsou vyšších hodnot než 100 Hz (5), proto z hlediska komfortu vozidla nejsou redukovány úpravou hnacího traktu. Je zde také ukázáno porovnání měření před a po úpravě hnacího traktu, kdy bylo docíleno výrazného snížení vibrací vlivem průhybu hřídele. To je zobrazeno na obr. 5-6.

3. VÝSLEDKY

Simulace průhybu a měření lze usoudit, že výpočtové modely jsou vhodně zvolené pro problematiku posouzení průhybu. Výsledky jsou porovnány na obr. 7.



Zdroj: Autor

Obr. 7 – Porovnání měření a výpočtového modelu průhybu hřídele

Měřená data jsou pro 6 zařazených rychlostních stupňů, aby byl zastoupen co největší rozsah otáček analyzované hřídele a to především v oblasti 400 - 2600 min⁻¹. Hodnoty byly následně průměrovány, kdy vznikla červená křivka v grafu. Dle rozměrů konstrukčního uspořádání okolo hřídele je limit průhybu hřídele 3,4 mm. Z měřených dat je následně vidět,

že hřídel se prohne do takového stavu a opře se o další části hnacího traktu. Jak je vidět na obr. 7 dle předpokladů z výpočtových modelů, jsou naměřená data mezi kloubovým a vetknutým uložením. Postupným testováním výpočtového modelu s tuhostí vetknutí bylo docílení shodnosti v oblasti do otáček 1700 min^{-1} . Přesto se zde nacházejí oblasti, kde shoda je znatelně odlišná a to v oblasti otáček okolo 950 min^{-1} . Tento stav by bylo možné přiřadit vlivu ustálení a vymezení vůlí v drážkování hřídele. Druhá oblast je nad otáčky 1700 min^{-1} , kde při měření byl tento stav i slyšitelný. Vysvětlit tento stav je možno tak, že hřídel se prohýbala postupně s hodnotami shodnými jako u výpočtového modelu, ale když se dotkla konstrukční části hnacího traktu vzdálené 3,4 mm, vnikla silová reakce a tím se průhyb zmenšil a docházelo ke kmitání, které se postupně zvětšující odstředivou silou utlumovalo. Také by k tomu mohlo přispívat rozkmitání hřídele vlivem tíhové síly působící na hřídel. Tím jak se hřídel otáčí, tak tato síla v některých polohách působí stejným směrem jako odstředivá síla a v některých naopak. V této oblasti při měření bylo slyšitelné cinkání hřídele a po přechodu této oblasti cinkání utichlo.

Z výsledků měření průhybu, analýz vibrací a simulace modelu jednoznačně vyplývá, že průhyb této hřídele je hlavní příčinou kmitání hnacího traktu, které je přenášeno po celé karoserii vozidla. Pro snížení průhybu hřídele je nutné minimalizovat průhyb hřídele a tím i její nevyváženost. Proto byla výrobcem provedena úprava hnacího traktu před druhým měřením. Úprava spočívala v konstrukčním řešení podepření hřídele. Hřídel byla rozdělena na dvě kratší hřídele, které jsou zasunuty do objímky otáčející se v ložisku. Po této úpravě z druhého měření vyplývá, že průhyb je minimální (obr. 7) a to se projevilo i výrazným snížením vibrací na vozidle.

Pro vyhodnocení vibrací vznikem průhybu hřídele bylo provedeno měření pomocí akcelerometrů umístěných za první přední nápravou a před druhou přední nápravou. Vibrace byly snímány ve třech osách a pro každý směr byla vyhodnocena FFT spektra. Nejvýraznější amplitudy FFT analýzy jsou ve směru osy Z (vertikální směr vůči vozovce), proto jsou zde zobrazeny právě tyto FFT spektra na obr. 3 až 6. Podélná osa FFT spektra popisuje frekvenci, příčná osa otáčky hřídele pohánějící první přední nápravu (odpovídá rychlosti vozidla od $57,7 \text{ km/h}$ do $107,7 \text{ km/h}$) a vertikální osa udává hodnotu amplitudy vyhodnocené FFT analýzou. Jsou zde porovnány stavy před úpravou a po úpravě hnacího traktu. Každá tato konfigurace obsahuje dva stavy. Prvním je měření s pohonem zadních náprav a druhé měření s pohonem všech náprav. Z analýzy spekter bez úpravy lze usoudit, že nejvýraznější amplitudy odpovídají prvnímu řádu otáček hřídele. To vzniká právě rotací prohnuté hřídele. U stavu s pohonem všech kol se ve FFT spektrech objeví výrazná amplituda odpovídající zubové frekvenci vznikající kuželovým převodem v nápravách. Nastane to z důvodu přenosu krouticího momentu přes ozubení předních náprav. Z hlediska komfortu je řidič nejvýrazněji ovlivňován vibracemi do 100 Hz , tudíž vyššími frekvencemi, mezi kterými je např. i zmíněná zubová frekvence, není nutno se výrazně zabývat.

ZÁVĚR

Pro analýzu průhybu hřídele byly vytvořeny výpočtové modely, které byly porovnány s měřením. Z výsledku lze usoudit, že struktura výpočtových modelů je vhodná pro analýzu

průhybu hřídele a lze jich užívat pro další vývoj hnacího traktu obdobných vozidel. Vzniklé translační vibrace vlivem průhybu rotujícího hřídele byly redukovány konstrukční úpravou a z měření provedeného po úpravě hnacího traktu vyplývá, jak ukazují grafy na obr. 5-6, že bylo docíleno snížení vibrací a téměř zmizení prvního řádu otáček hřídele. To koresponduje s analýzou průhybu hřídele a lze jednoznačně usoudit, že průhyb hřídele a tím vzniklá její nevyváženost byla hlavní příčinou vibrací na nákladním vozidle. Výpočtový model I lze snadno a rychle použít pro vývoj hnacího traktu s dlouhými hřídeli, kde může nastat průhyb hřídele.

PODĚKOVÁNÍ

Výsledky tohoto projektu LO1202 byly získány za finančního přispění Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy v rámci účelové podpory „Národní program udržitelnosti I“.

POUŽITÁ LITERATURA

- (1) KUČERA, P. Mechatronický přístup v dynamice vozidel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 116 s. Vedoucí dizertační práce Prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
- (2) BUDYNAS, Richard G., NISBETT J. K. *Shigley's mechanical engineering design*. New York: McGraw-Hill Education, 2015. ISBN 00-733-9820-9.
- (3) WALLER, H. a R. SCHMIDT. *Schwingungslehre für Ingenieure: Theorie, Simulation, Anwendungen*. Zürich: BI Wissenschaftsverlag, 1989. ISBN 9783411031597.
- (4) TŮMA, J. *Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures*. Chichester: Wiley, 2014. ISBN 978-1-118-35941-9.
- (5) ISO 2631-1. *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1*. Second edition. Switzerland: International Organization for Standardization., 1997.