

## STANOVENIE DYNAMICKÝCH VLASTNOSTÍ POĽNOSPODÁRSKYCH TRAKTOROV POCOUCOU FREKVENČNÝCH PŘENOSOV NA SKÚŠOENOM STAVE

Ing. Jiří M i k o l á š , CSc.

ZTS kombinát VVÚ, Thurkova 16, 036 21 Martin

### Anotácia:

Príspevok popisuje metódu určovania frekvenčných prenosov medzi vertikálnym posuvom kolies a vonkajúcimi silami pod koliesami resp. kinematikou poľnohospodárskeho traktora. Metóda je založená na spojení teoretickej analýzy dynamickej identifikácie a experimentu.

### 1. Úvod

Charakter vonkajúcich síl pôsobiacich na poľnohospodársky traktor (ďalej FT) v prevádzke závisí od konštrukčných a prevádzkových parametrov FT.

Konštrukčné parametre definujú tvar, rozmery a materiálové konštanty dielov FT a ich vzájomných vzťahov.

Prevádzkové parametre charakterizujú prevádzkový režim (napr. rýchlosť jazdy, profil terénu, použitie prídavných zariadení atď.) Silové pôsobenie na FT vyvolá jeho vynútené kmitanie s výchylkami tým väčšími, čím je amplitúda budenia väčšia a frekvencia budiacich síl bližšie vlastným frekvenciám FT. Rastúce výchylky zvyšujú hladinu hluku, znižujú výkonný výkon, účinnosť, hospodárnosť aj životnosť FT a u najnáročnejších súčiastkach môžu byť príčinou porúch chrômajúcich bezpečnosť vodiča a okolia. Vzhľadom na uvedené, snahou teda je navrhnúť takú konštrukciu FT, aby výchylky kmitania jej častí pri prevádzkovom zaťažení neprekročili predem stanovené medze. Splnenie tohto, na pohľad jednoduchého kritéria, vyžaduje však rozsiahle dynamické vyšetrenie. Najprv je potrebné pomenať výchylky kmitania jednotlivých častí FT a potom nepriaznivé spôsob kmitania účelne potlačiť zodpovedajúcou rekonštrukciou pôvodného návrhu FT.

V nasledujúcom chceme poukázať na spôsob dynamického vyšetrenia FT, ktorý sa realizuje na skúšobnom stave v ZTS kombinát VVÚ Martin.

Konkrétne ide o dynamickú identifikáciu PT, zameranú na stanovenie závislosti medzi vertikálnymi posuvmi podložiek pod kolesami a:

- silami vznikajúcimi medzi kolesami a predložkou
- posuvmi stredov kolies
- zrýchleniami stredov kolies

Závislosti sa vyjadria pomocou matic frekvenčných prenosov, čo umožní poznať pomer amplitúd a fázový posuv medzi budením (posuvy podložiek pod kolesami) a vznikajúcimi silami pod kolesami resp. posuvmi a zrýchleniami stredov kolies v závislosti od budiacej frekvencie. Pomocou týchto troch matic frekvenčných prenosov sa približne určia veľkosti síl pôsobiacich na PT a kinematika pohybu pri jazde terénom definovaným zvislými posuvmi pod kolesami a rýchlosťou pojazdu. Nepresnosť takto určených síl a kinematiky PT vyplýva z rozdielnych vlastností stojacej a rotujúcej pneumatiky a zanedbania horizontálnych zotrvačných síl, vznikajúcich pri jazde.

## 2. Teoretická analýza dynamického identifikácie

Princípom dynamického identifikácie je meranie chovania sa traktora  $q(t)$  (môžu byť posuvy, rýchlosti zrýchlenia atď.) pri známom budení  $p(t)$  (zvislé posuvy pod kolesami) na skúšobnom stave. Vzťah medzi  $q(t)$  a  $p(t)$  sa priamo nevyjadruje. Matica frekvenčných prenosov  $G(\omega)$  vyjadruje vzťah medzi Fourierovým obrazcom  $q(\omega)$  a  $p(\omega)$  t. j.  $q(\omega) = G(\omega) p(\omega)$  nasledovne:

$$q(\omega) = G(\omega) p(\omega) \quad (1)$$

Matica frekvenčných prenosov  $G(\omega)$  je nezávislá na  $p(\omega)$ , čo sa využíva v tom zmysle, že voľba  $p(\omega)$  je pri identifikácii čo najjednoduchšia.

Vzťah (1) vyjadrený pre posuvy pod kolesami a silami pod kolesami je nasledovný:

$$\begin{pmatrix} F_{PP}(\omega) \\ F_{PL}(\omega) \\ F_{ZP}(\omega) \\ F_{ZL}(\omega) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_{11,Fz}(\omega) & G_{12,Fz}(\omega) & G_{13,Fz}(\omega) & G_{14,Fz}(\omega) \\ G_{21,Fz}(\omega) & G_{22,Fz}(\omega) & G_{23,Fz}(\omega) & G_{24,Fz}(\omega) \\ G_{31,Fz}(\omega) & G_{32,Fz}(\omega) & G_{33,Fz}(\omega) & G_{34,Fz}(\omega) \\ G_{41,Fz}(\omega) & G_{42,Fz}(\omega) & G_{43,Fz}(\omega) & G_{44,Fz}(\omega) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Z_{PP}(\omega) \\ Z_{PL}(\omega) \\ Z_{ZP}(\omega) \\ Z_{ZL}(\omega) \end{pmatrix} \quad (2)$$

príčom

- $F_{PP}(\omega)$  - Fourierov obraz sily pod pravým predným kolesom
- $F_{PL}(\omega)$  - Fourierov obraz sily pod ľavým predným kolesom
- $F_{ZP}(\omega)$  - Fourierov obraz sily pod pravým zadným kolesom
- $F_{ZL}(\omega)$  - Fourierov obraz sily pod ľavým zadným kolesom
- $Z_{PP}(\omega)$  - Fourierov obraz posuvu pod pravým predným kol.
- $Z_{PL}(\omega)$  - Fourierov obraz posuvu pod ľavým predným kol.
- $Z_{ZP}(\omega)$  - Fourierov obraz posuvu pod pravým zadným kol.
- $Z_{ZL}(\omega)$  - Fourierov obraz posuvu pod ľavým zadným kolesom
- $G_{ij,Fz}$  - Prvky matice frekvenčného prenosu medzi silami a posuvmi pod kolesami

Pre budenie pod všetkými štyrmi kolesami pre silu pod pravým predným kolesom  $F_{PP}(\omega)$  platí:

$$F_{PP}(\omega) = G_{11,Fz}(\omega) \cdot Z_{PP}(\omega) + G_{12,Fz}(\omega) \cdot Z_{PL}(\omega) + G_{13,Fz}(\omega) \cdot Z_{ZP}(\omega) + G_{14,Fz}(\omega) \cdot Z_{ZL}(\omega) \quad (3)$$

Ak sa budenie realizuje len pod pravým predným kolesom, rovnica sa zredukuje nasledovne:

$$F_{PP}(\omega) = G_{11,Fz}(\omega) \cdot Z_{PP}(\omega) \quad (4)$$

Odtiaľ:

$$G_{11,Fz}(\omega) = \frac{F_{PP}(\omega)}{Z_{PP}(\omega)} \quad (5)$$

Princíp určenia matíc frekvenčných prenosov je z uvedeného zrejmý. Pri súčasnom zaznamenávaní  $F_{PP}(t)$  a  $Z_{PP}(t)$  (ostatné posuvy pod kole-

sami sú nulové) sa určí prvok  $G_{M,Fz}(\omega)$  matice  $G_{Fz}(\omega)$ . Rovnako sa potom postupuje pri určení celej matice  $G_{Fz}(\omega)$

Pre posuvy a zrýchlenia stredov kolies platí analogický postup.

### 3. Požiadavky na experiment

Vzhľadom na vyššie uvedené metodiku experiment musí umožniť:

- kinematické budenie PT
- snímanie priebehov síl pod kolesami
- snímanie zvislých povusov stredov kolies
- snímanie zviských zrýchlení stredov kolies

Funkčné schéma skúšobného stavu je zrejmé z obr. 1. Určenie matíc frekvenčných prenosov sa realizuje na číslicovom analyzátore spektra TR 9405 (fy TAKEDARIKEN, Japonsko).

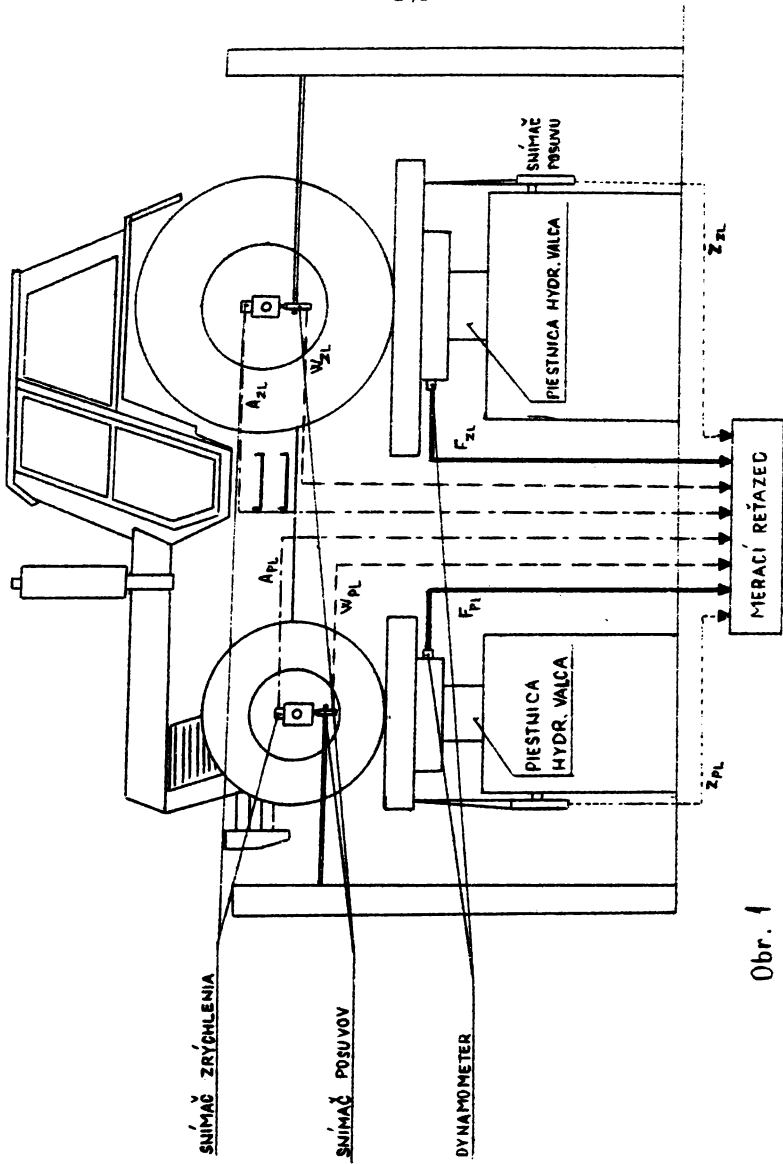
### 4. Záver

Urýchlenie predvýrobných etáp si vžaduje nové prístupy k návrhu a overovaniu vyvíjaných konštrukcií PT. Na jednu z možných ciest je poukázané v uvedenom referáte. Aj keď k rozsiahlejšej aplikácii ukázanej metódy nie sú zatiaľ dopracované všetky teoretické a experimentálne predpoklady, metóda už v súčasnosti umožňuje prvé priblíženie k optimalizácii konštrukcie PT z hľadiska dimenzovania. Ide o určenie frekvenčných prenosov medzi vertikálnym posuvom kolies a vznikajúcimi silami pod kolesami resp. kinematikou PT.

Rozšírené uplatnenie metódy je závislé od ďalšieho rozvoja teoretických metód a experimentálneho výskumu charakteristických prevádzkových režimov PT.

### 5. Použitá literatúra:

- /1/ Mikoláš - Stanovenie pôsobiacich síl na vozidlo a jeho časti pri jazde a pracovných režimoch, Kandidátska dizertačná práca 1986.



Obr. 1