

SIMULÁCIA DYNAMICKEJ ODOZVY LANOVÉHO ZJAZDU

Vladimír Ivančo¹, Karol Kubín², Gabriel Fedorko³, Jozef Krešák⁴

Kľúčové slová: dynamická odozva, lanový zjazd, metóda konečných prvkov

Abstrakt:

Článok je venovaný simulácii dynamickej odozvy ocelového lana lanového zjazdu metódou konečných prvkov. Popísaný je výpočtový model lanového zjazdu, metodika dynamických analýz a získané výsledky pre zvolené parametre lanového zjazdu.

1. Úvod

Lanové systémy, či už ako súčasti kotvenia nosných ocelových konštrukcií, prostredky istenia pracovníkov pohybujúcich sa vo veľkých výškach a tiež rôzne systémy lanových dráh ako súčasť dopravných systémov sú vždy, s ohľadom na špecifické podmienky, predmetom analyzovania ich správania sa pri dynamickom namáhaní. Cieľom týchto analýz je väčšinou zistenie dynamického namáhania lana potrebné pre určenie podmienok jeho prevádzkovania s vyjadrením dosiahnuteľnej miery bezpečnosti, ktorú vyžadujú príslušné bezpečnostné predpisy a normy súvisiace s konkrétnou aplikáciou lanového systému. Takéto prístupy sme prezentovali napr. v publikovaných príspevkoch [1], [2], [5].

Náhodné pozorovania prevádzky na viacerých lanových zjazdoch inštalovaných v niektorých centrách cestovného ruchu nás motivovalo k analyzovaniu podmienok bezpečnej a funkčnej spôsobilosti lanového systému z pohľadu bezpečného dojazdu užívateľa dráhy do cieľa dráhy. Pre analýzu zjazdu sme použili analogický postup a podobný výpočtový model, ako bol popísaný v [2].

2. Predmet simulácie

Predmetom simulácie bol lanový zjazd s parametrami podobnými reálne existujúcej dráhy, ktorú sme v minulosti analyzovali s cieľom stanoviť maximálne dynamické namáhanie lana v miestach jeho kotvenia, [2]. Na Obr. 1 je znázornená schéma lanového zjazdu so základnými parametrami.

Základné geometrické parametre sme volili s hodnotami $H = 6$ m, $L = 250$ m. Statický – kľudový previs lana (e - Obr.1) je závislý od hmotnosti lana, modulu pružnosti lana a predpätia (napínacej sily) lana.

3. Výpočtový model

Pre zostavenie výpočtového modelu sme uvažovali s úplne novým lanom priemeru 10 mm podľa EN 12385 s parametrami:

- menovitá plocha nosného prierezu $A = 35,54$ mm²,
- minimálna sila pri pretrhnutí $F_{\min} = 54,4$ kN,
- hmotnosť 1 m lana vrátane mazadla $m_1 = 0,333$ kg/m,

¹ doc. Ing. Vladimír Ivančo, CSc., Katedra aplikovanej mechaniky a mechatroniky, Strojnícka fakulta TU v Košiciach, Letná 9, Košice, Slovensko, Tel.: +421 55 602 2464, e-mail: vladimir.ivanco@tuke.sk

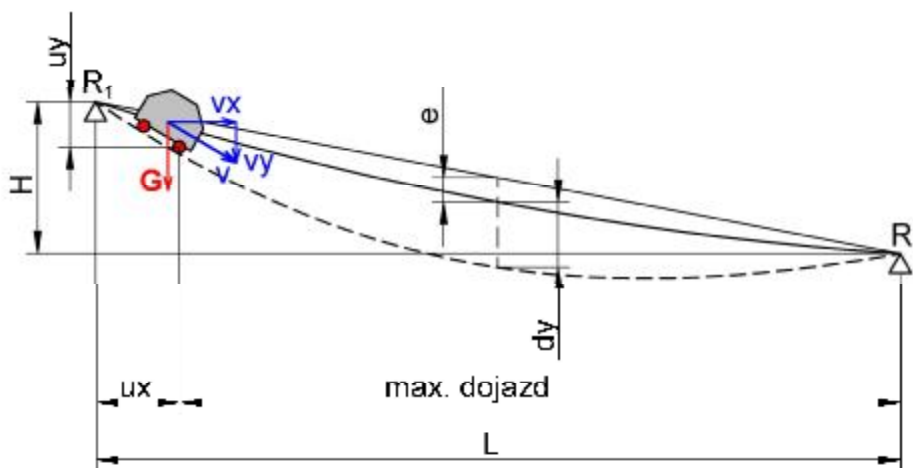
² doc. Ing. Karol Kubín, CSc., Katedra konštruovania, dopravy a logistiky, Strojnícka fakulta TU v Košiciach, Letná 9. Košice, Slovensko, Tel.: +421 55 602 2523, e-mail: karol.kubin@tuke.sk

³ doc. Ing. Gabriel Fedorko, PhD., Ústav logistiky priemyslu a dopravy, FBERG TU v Košiciach, Park Komenského 14, Košice, Slovensko, Tel.: +421 55 602 3143, e-mail: gabriel.fedorko@tuke.sk

⁴ doc. Ing. Jozef Krešák, PhD., Ústav logistiky priemyslu a dopravy, FBERG TU v Košiciach, Park Komenského 14, Košice, Slovensko, Tel.: +421 55 602 2815, e-mail: jozef.kresak@tuke.sk

– modul pružnosti

$E = 68\,700 \text{ MPa}$.



Obr. 1 Parametre lanovej dráhy.

Pre analýzu vplyvu zaťažovacích parametrov sme definovali zaťažovacie podmienky uvedené v Tab. 1. V tabuľke sú tiež uvedené hodnoty statického previsu lana získané statickou nelineárnou analýzou východzieho modelu s lanom modelovaným na priamke.

Tab. 1 Parametre výpočtových modelov.

Model	Bremeno - G (kg)	Napínacia sila - F_N (kN)	Previs - e (m)
A	100	2	11.59
B	100	5	4.75
C	50	5	4.75
D	100	10	2.38
E	50	10	2.38

3.1. Metodika výpočtu

Pre výpočty bola použitá metóda konečných prvkov (MKP), umožňujúca realizovať statické a dynamické výpočty nevyhnutné pre predmetnú analýzu. Pre výpočet bola zvolená Newmarkova metóda s uvažovaním geometrických nelinearít a hraničných nelinearít reprezentovaných pohyblivým kontaktom transportného vozíka s lanom. Kontakt sa uvažoval s trením, súčiniteľ trenia sa uvažoval rovný 2,0% [7].

3.2. Výpočtové modely

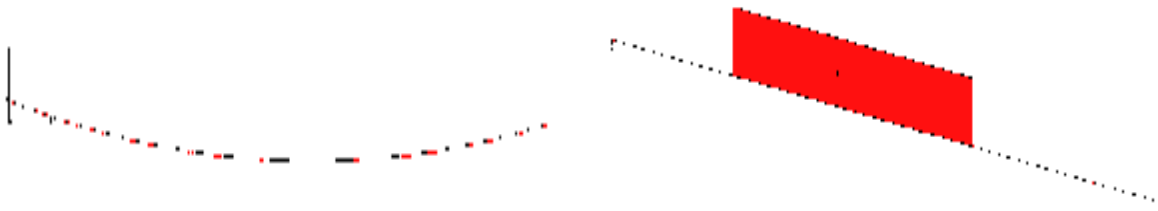
Pre realizáciu analýzy boli vytvorené vždy dva výpočtové modely, statický a dynamický. Statický model slúžil pre určenie tvaru reťazovky v závislosti na napínacej sile F_N . Iteračným výpočtom bol získaný nový – pretvorený tvar lana, ktorý bol použitý pre vytvorenie geometrického modelu lana a následne výpočtového dynamického modelu, pre modelovanie pohybu transportného vozíka po lane spôsobeného gravitačným zrýchlením.

Model siete konečných prvkov tvorili:

- dvojuzlové prúťové prvky typu TRUSS2D (lano),
- rovinné štvoruholníkové prvky typu PLANE2D (transportný vozík),
- kontaktné prvky v GAP (kontaktu medzi kladkami vozíka a lanom).

Pohybujúce sa bremeno (vrátane transportného vozíka) sa modelovalo dvojicou prvkov typu MASS s hmotnosťou $G/2$. Kontakt medzi kladkami vozíka a lanom sa modeloval pomocou pomocných prvkov typu PLANE2D so zanedbateľnou tuhosťou.

Na Obr. 2 je znázornený model siete konečných prvkov pre dynamický model výpočtu, v detaile vpravo je znázornená časť dynamického výpočtového modelu pri východzej polohe transportného vozíka. Prvok PLANE2D znázornený červenou farbou reprezentuje transportný vozík.



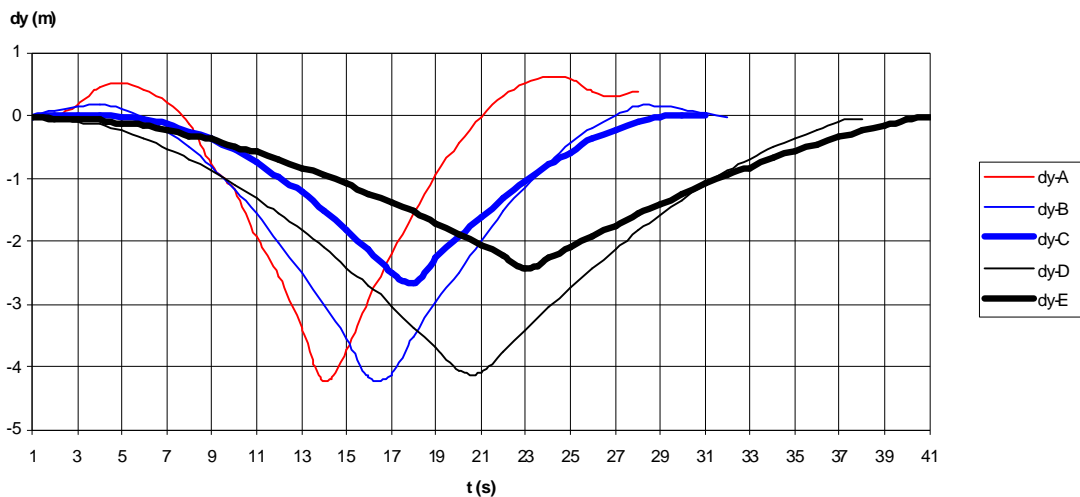
Obr. 2 Výpočtový model lana a transportného vozíka (detail vpravo).

4. Spracovanie výsledkov výpočtu

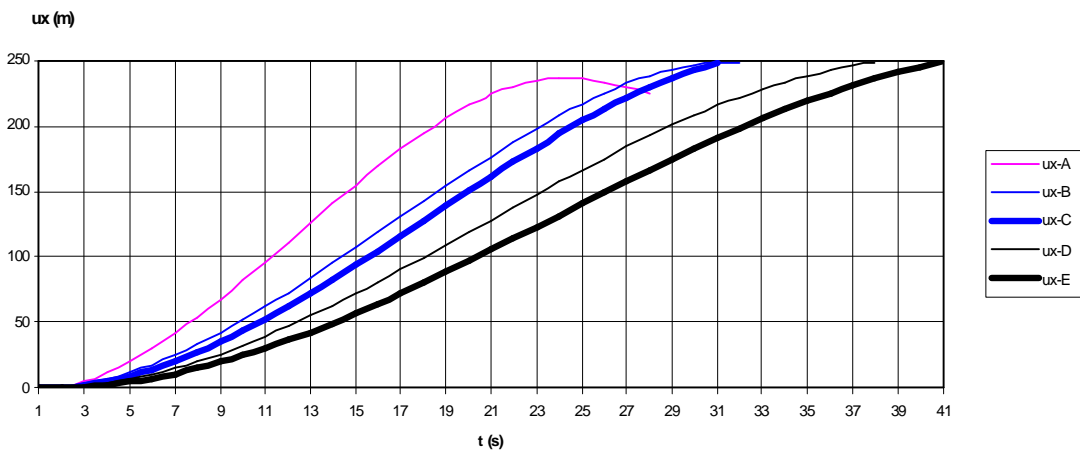
Na základe statických a dynamických analýz na modeloch stručne popísaných vyššie boli v podobe grafov spracované časové priebehy nasledujúcich veličín:

- dynamický priehyb lana uprostred rozpätia lana, $d_y = f(F_N, t)$, Obr. 3,
- dráha vozíka, $u_x = f(F_N, t)$, Obr. 4,
- horizontálna rýchlosť vozíka, $v_x = f(F_N, t)$, Obr. 5,
- maximálne reakčné sily v mieste kotvenia R_1 , $R_1 = f(F_N, t)$, Tab. 2.

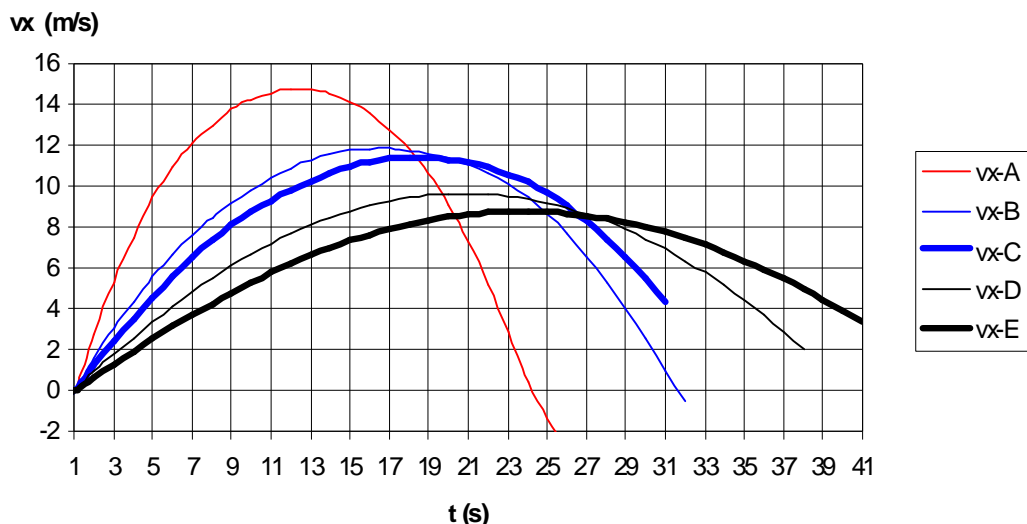
Pretože pri riešení dynamického modelu sa pohyb vozíka inicioval až v čase $t = 1$ s grafy sú spracované v časovom intervale $t = (0 - t_{max})$, pričom čas t_{max} zodpovedá času pri ktorom sa v niektorom výpočtovom modeli dosiahla dráha vozíka približujúca sa k maximálnemu dojazdu (~ 48,5 m).



Obr. 3 Časový priebeh dynamického priehybu lana uprostred rozpätia.



Obr. 4 Časový priebeh dráhy vozíka.



Obr. 5 Časový priebeh rýchlosti vozíka.

Tab. 2 Maximálne hodnoty reakcií v mieste kotvenia „1“.

Model	R_{1x} (kN)	R_{1y} (kN)	R (kN)
A	-6,28	1,03	6,36
B	-9,43	1,11	9,49
C	-7,33	0,80	7,37
D	-12,93	1,22	12,99
E	-11,35	0,91	11,39

4.1. Komentár k výsledkom analýz

Spracované výsledky analýz na zvolených modeloch kvantitatívne preukazujú očakávania deklarovaných cieľov nasledujúcim spôsobom:

- malé počiatkové predpätie lana (model A) spôsobuje jeho veľký rozkmit, nekľudné správanie a z funkčného hľadiska vozík prakticky nemá šancu doraziť do cieľa ($u_{xmax} = 239$ m),
- pri predpokladanom maximálnom zaťažení ($G_{max} = 100$ kg, model B) a pri nastavených podmienkach pasívnych odporov vozík do cieľa takmer dorazí, ale s rýchlosťou prakticky rovnajúcou sa nule, ($u_x = 248$ m, $v_x = 0,1$ ms⁻¹),
- pri uvažovanom základnom predpätí lana $F_n = 10$ kN (modely D, E) začína byť systém plne funkčný ale pri zaťažení 50% bremenom je už dojazdová rýchlosť (jej horizontálna zložka $v_x > 4$ ms⁻¹) dosť vysoká,
- v závislosti na predpätí lana F_N sa mení aj maximálna rýchlosť zjazdu (Obr. 5, až 15 ms⁻¹),
- napínacia sila F_N má malý vplyv na veľkosť najväčšieho dynamického priehybu lana pri rovnakej veľkosti bremena (Obr. 3).

Na základe spracovaných výsledkov analýz je možno konštatovať, že podstatný vplyv na užívateľské výstupné parametre lanového zjazdu budú mať vplyv predovšetkým:

- tuhostné parametre lana (konštrukcia, priemer, hmotnosť, modul pružnosti, technický život a história zaťažovania lana od jeho prvej inštalácie),
- predpätie (napínacia sila, tuhostné podmienky kotvenia),
- vstupné a priebežné prevádzkové podnety (počiatočná rýchlosť, zmena podmienok valivých odporov na dráhe, správanie sa prepravovaného subjektu).

Uvedené veľmi stručné a zhrnutné dielčie poznatky vedú k potvrdeniu nasledujúcich poznatkov:

- nie je možné, na základe veľmi zjednodušených predpokladov, vopred určiť prevádzkové parametre lanového zjazdu,
- vzhľadom na to, že lanový zjazd je „riadený“ iba fyzikálnymi zákonmi (na rozdiel od osobných lanových dráh, kde predovšetkým rýchlosť a jej odpovedajúca kinetická energia sú dôsledne sledované a viacnásobne istené parametre) je veľmi dôležité na základe dynamických analýz parametre lanového systému doladiť, nielen z pohľadu bezpečnej únosnosti celého komplexu lanového systému (lano, nosná konštrukcia, kotvenie), ale aj z pohľadu medicínsky akceptovateľných medzných stavov pôsobiacich na biologický a psychický aparát užívateľov lanového zjazdu,

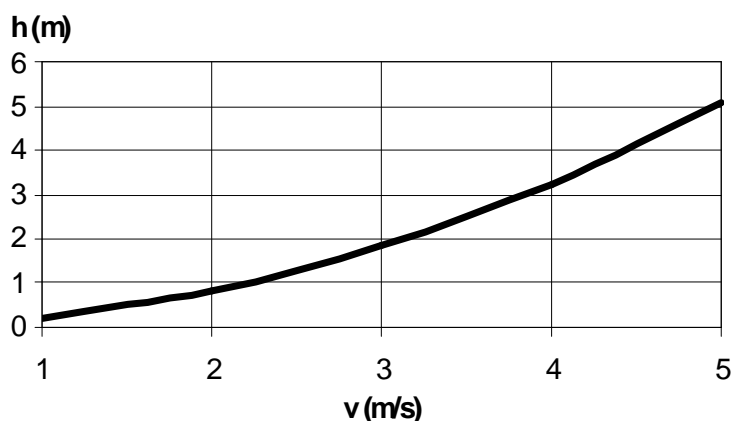
- je možné poukázať na skutočnosť, že pokiaľ by sa vozík pohyboval na pevnej podložke po naklonenej rovine s parametrami: uhol sklonu $\alpha = \arctg(H/L) = 1,37^\circ$ a s valivým odporom $f = 0,02$, vozík s hmotnosťou 100 kg by pri počiatkovej rýchlosti $v_0 = 0$ na dojazdovej dráhe $L_d = 248,5$ m dosiahol „kontrolovateľnú“ maximálnu horizontálnu zložku rýchlosti
- takto exaktne definovaný parameter rýchlosti ($v = f(\alpha, f)$) na lanovej dráhe je možné dosiahnuť iba pri nekonečne veľkej napínacej sile a dokonale tuhom lane, reálne sa k tomuto stavu možno približovať iba za cenu neprímeraného zväčšovania napínacej sily a ekonomicky neodôvoditeľným výberom lana s väčším nosným prierezom,
- reálna bezpečnosť prepravovanej osoby, ktorá svojim správaním, zručnosťou a fyzickou zdatnosťou ovplyvňuje priebeh pohybu po dráhe, je v skutočnosti vyjadrená výrazom:

$$k_{per} = \frac{F_{min} - F_N}{F_{dyn}} \quad \text{a nie výrazom} \quad k_{skut} = k_{dyn} = \frac{F_{min}}{F_{dyn}},$$

$$k_{per} = \frac{F_{min} - F_N}{F_{dyn}} \quad \text{a nie výrazom} \quad k_{per} = k_{dyn} = \frac{F_{min}}{F_{dyn}}$$

tak ako to býva definované v normách pre posudzovanie bezpečnosti nosných systémov.

- mieru bezpečnosti dojazdovej rýchlosti demonštruje Obr. 6, kde je znázornená závislosť rovnováhy kinetickej a potenciálnej energie vo vzťahu $h = f(v)$, z čoho vyplýva, že rýchlosť $\sim 4 \text{ ms}^{-1}$ zodpovedá voľnému pádu z výšky $\sim 3,5$ m.



Obr. 6 Závislosť výšky voľného pádu na dopadovej rýchlosti $h=f(v)$.

5. Záver

Použitá metodika a koncepcia výpočtového modelu, ktorú sme pri analýze použili bola overená skúsenosťami získanými pri riešení iných, bezpečnostných lanových systémov. Výhodou analyzovania systému v etape predprojektovej a projektovej prípravy lanového systému, je možné predísť predvídateľným neželateľným vlastnostiam systému, resp. umožňuje optimalizovať požadované parametre systému.

Je potrebné si uvedomiť skutočnosť, že dôveryhodnosť takýchto analýz je vo výraznej miere ovplyvnená poznaním skutočných parametrov súčastí systému, čo je v mnohých prípadoch problematicky získateľné, pretože výrobcovia komponentov mnohokrát k svojim výrobkom takéto informácie buď neposkytujú vôbec, alebo veľmi neochotne.

Článok je súčasťou riešenia grantového projektu VEGA 1/0864/10 s názvom "Návrh modelu integrovaného dopravného systému nerastných surovín riadeného informačným systémom s implementáciou zelenej logistiky", VEGA 1/0095/10 "Výskum podmienok degradácie a pokles životnosti dopravníkových pásov potrubných dopravníkov s použitím progresívnych matematických a simulačných metód pre zvýšenie spoľahlivosti", APVV Projekt SK-SRB-0034-09 s názvom "Návrh logistického modelu ťažobného podniku s aplikáciou princípov dopravnej a reverznej logistiky", ako aj grantu č. 1/0453/10 a grantu č. 1/0146/08.

Literatúra:

- [1] IVANČO, V. - KUBÍN, K. - KOSTOLNÝ, K.: Analysis of behaviour of horizontal safety system. In: Metal Structures. Rotterdam : Millpress, 2003. s. 369-372. ISBN 90-77017-75-5.
- [2] Ivančo, V. - Kubín, K.: Simulácia dynamickej odozvy konštrukcií s nosnými lanami. In: Doprava a logistika. č. 14 (2008), s. 14-22. ISSN 1451-107X.
- [3] MOLNÁR, V. et al. : Oceľové laná. 1. vyd. Košice : FBERG TU, 2006. 200 s. ISBN 80-8073-629-4.
- [4] KREŠÁK, J. - KROUPCH, St. - PETERKA, P.: Nové defektoskopické metódy kontroly oceľových lán v ukotveniach. In: Metrológia a skúšobníctvo. roč. 11, č. 4 (2006), s. 23-26. ISSN 1335-2768.
- [5] BUGÁR, T. - KUBÍN, K.: Simulácia skúšky horizontálneho istiaceho systému. In: Zdvíhacie zariadenia v teórii a praxi : Zborník prednášok medzinárodnej konferencie pri príležitosti 50. výročia založenia Strojníckej fakulty TU v Košiciach : Rozvoj strojárstva na báze znalostí. Košice : Štroffek, 2002. s. 59-63. ISBN 80-7099-801-6.
- [6] ŠTROFFEK, E. - LEŠŠO, I.: Acoustic method for measurement of Young s modulus of steel wire ropes. In: Metalurgija. vol. 40, no. 4 (2001), p. 219-221. ISSN 0543-5846.
- [7] STN EN 12930.
- [8] LIŠKOVÁ, J. - TITTEL, V. - ZELENAY, M.: Effect kinds wires rod on mechanical properties of cold drawn wires. In: International Doctoral Seminar 2008 Proceedings. Smolenice, May 18-20, 2008. Trnava: AlumniPress, 2008. s. 177-182. ISBN 978-80-8096-058-2.
- [9] Michalik, P.: Antikorózna ochrana oceľových lán. In: Výrobné ižinierstvo. Roč. VI, č.1 (2007), s. 35 – 37. ISSN 1335-7972.

Recenzia/Review: *doc. Ing. Vierošlav Molnár, PhD.*