

Univerza
v Ljubljani

Fakulteta
za gradbeništvo
in geodezijo



Jamova cesta 2
1000 Ljubljana, Slovenija
<http://www3.fgg.uni-lj.si/>

DRUGG – Digitalni repozitorij UL FGG
<http://drugg.fgg.uni-lj.si/>

To je izvirna različica zaključnega dela.

Prosimo, da se pri navajanju sklicujete na bibliografske podatke, kot je navedeno:

Raspor, J., 2013. Oscilacije in vibracije v železniškem prometu. Diplomski naloga. Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za gradbeništvo in geodezijo. (mentor Zgonc, B., somentorica Šemrov, D.): 93 str.

University
of Ljubljana

Faculty of
Civil and Geodetic
Engineering



Jamova cesta 2
SI – 1000 Ljubljana, Slovenia
<http://www3.fgg.uni-lj.si/en/>

DRUGG – The Digital Repository
<http://drugg.fgg.uni-lj.si/>

This is original version of final thesis.

When citing, please refer to the publisher's bibliographic information as follows:

Raspor, J., 2013. Oscilacije in vibracije v železniškem prometu. B.Sc. Thesis. Ljubljana, University of Ljubljana, Faculty of civil and geodetic engineering. (supervisor Zgonc, B., co-supervisor Šemrov, D.): 93 pp.

Univerza
v Ljubljani

Fakulteta za
*gradbeništvo in
geodezijo*



Jamova 2
1000 Ljubljana, Slovenija
telefon (01) 47 68 500
faks (01) 42 50 681
fgg@fgg.uni-lj.si

UNIVERZITETNI ŠTUDIJ
GRADBENIŠTVA
PROMETNA SMER

Kandidat:

JURE RASPOR

**OSCILACIJE IN VIBRACIJE V ŽELEZNIŠKEM
PROMETU**

Diplomska naloga št.: 3359/PS

**OSCILLATIONS AND VIBRATIONS IN RAILWAY
TRAFFIC**

Graduation thesis No.: 3359/PS

Mentor:

prof. dr. Bogdan Zgonc

Predsednik komisije:

izr. prof. dr. Janko Logar

Somentorica:

asist. Darja Šemrov

Član komisije:

doc. dr. Marijan Žura

Ljubljana, 23. 12. 2013

STRAN ZA POPRAVKE

Stran z napako	Vrstica z napako	Namesto	Naj bo

IZJAVE

Podpisani **Jure Raspor** izjavljam, da sem avtor diplomske naloge z naslovom »**Oscilacije in vibracije v železniškem prometu**«.

Izjavljam, da je elektronska različica v vsem enaka tiskani različici.

Izjavljam, da dovoljujem objavo elektronske različice v repozitoriju UL FGG.

Ljubljana,

Jure Raspor

BIBLIOGRAFSKO-DOKUMENTACIJSKA STRAN IN IZVLEČEK

UDK:	656.2(043.2)
Avtor:	Jure Raspor
Mentor:	prof. dr. Bogdan Zgonc
Somentor:	asist. Darja Šemrov
Naslov:	Vibracije in oscilacije v železniškem prometu
Obseg in oprema:	93 strani, 11 preglednic, 64 slik
Ključne besede:	železniški promet, oscilacije, vibracije, rebričenje tirnic, omejevanje vibracij, podplati pod pragi

Izvelek:

Diplomska naloga obravnava problem oscilacij in vibracij, ki nastajajo v železniškem prometu. V začetnih poglavjih so na kratko opisane osnove teorije vibracij ter sestavni deli zgornjega ustroja, ki pomembno vplivajo na nastanek in širjenje vibracij v okolico. V nadaljevanju je podrobno opisan stik kolesa in tirnice ter različni tipi izvorov vibracij, ki so posledica geometrijskih nepravilnosti na tirnici in kolesu. Na kratko so opisani tudi postopki izvajanja meritev vibracij ter vpliv, ki ga imajo vibracije povzročene s strani železniškega prometa na človeka. Večja pozornost je namenjena predstavitvi ukrepov za omejevanje vibracij, s posebnim poudarkom na poliuretanskih podplatih pod pragi.

Na koncu so, na podlagi enostavnega dinamičnega modela sistema vlak-tir, izvedeni izračuni pomikov, hitrosti in pospeškov, ki predstavljajo okvirne vrednosti oscilacij, ki jih je mogoče pričakovati v takšnem sistemu. Uporabljen je model z eno prostostno stopnjo, ki predstavlja gibanje vzmetenega in dušenega masnega elementa s konstantno hitrostjo po podlagi sinusne oblike. Rezultati so grafično prikazani v diagramih, na podlagi katerih je mogoče sklepati, na kakšen način na vrednosti oscilacij vplivajo različne oblike rebričenih tirnic, hitorsti vlaka ter masa vagona.

BIBLIOGRAPHIC-DOCUMENTALISTIC INFORMATION AND ABSTRACT

- UDC:** 656.2(043.2)
- Author:** Jure Raspor
- Supervisor:** Professor Bogdan Zgonc, Ph.D., C.E.
- Co-advisor:** Assist. Darja Šemrov, C.E.
- Title:** Oscillations and vibrations in railway traffic
- Notes:** 93 pages, 11 tables, 64 figures
- Key words:** railway traffic, oscillations, vibrations, rail corrugation, vibration mitigation, under sleeper pads

Abstract:

The thesis treats a problem of oscillations and vibrations which take rise in railway traffic. Incipient chapters cover the basis of theory of vibration as well as describe elements presented in railway superstructure, that have a significant influence on the occurrence and propagation of vibration. Thereafter the wheel-rail contact and different types of vibrational sources, due to rail and wheel irregularities, are described in greater detail. Procedure implementation of vibration measurement as well as effects of train-induced vibration are also briefly discussed. Major portion of contents is focused on mitigating measures, with a great emphasis on under-sleeper pads.

Based on the simple dynamic model of a train-track system, displacements, velocities and accelerations, which represent approximate values of oscillations, that can be anticipated in such system, are calculated in the end. Model is designed as a single degree-of-freedom system and represents movement of a damped mass element with constant speed on a sine curved grounding. Based on the results, that are graphically represented in diagrams, one can conclude, how the values of oscillations are dependant on geometrical parameters of rail corrugations, speed of train and mass of a carriage.

ZAHVALE

Za pomoč pri pisanju diplomske naloge se iskreno zahvaljujem mentorju prof. dr. Bogdanu Zgoncu in somentorici asist. Darji Šemrov.

Prav tako bi se za pregled dinamičnih izračunov v nalogi rad zahvalil prof. dr. Miranu Sajetu.

Posebna zahvala gre moji družini, ki mi je tekom celotnega študija nudila tako moralno kot tudi finančno podporo.

Na koncu bi se rad zahvalil tudi sošolkam in sošolcem, s katerimi smo skupaj preživeli veliko nepozabnih študijskih pa tudi neštudijskih trenutkov.

KAZALO VSEBINE

STRAN ZA POPRAVKE	I
IZJAVE	II
BIBLIOGRAFSKO-DOKUMENTACIJSKA STRAN IN IZVLEČEK	III
BIBLIOGRAPHIC-DOCUMENTALISTIC INFORMATION AND ABSTRACT	IV
ZAHVALE	V
KAZALO PREGLEDNIC	IX
KAZALO SLIK	X
1 UVOD	1
1.1 Predstavitev problematike	1
1.2 Zgradba diplomskega dela	2
2 OSNOVE TEORIJE VIBRACIJ	4
2.1 Razvrstitev mehanskih nihanj	4
2.1.1 Prikaz periodičnega nihanja s krožečim vektorjem	5
2.1.2 Prikaz periodičnega nihanja v kompleksni ravnini	6
2.1.3 Sestavljanje in razstavljanje nihanj	7
2.1.4 Frekvenčni pas	8
2.1.5 Lastna frekvenca, vsiljeno nihanje, resonanca in dušeno nihanje	8
2.1.6 Osnovni elementi nihajočega sistema	9
2.2 Opis vibracijskega gibanja	11
2.3 Opisi amplitude	12
3 SESTAVNI DELI ZGORNJEGA USTROJA	15
3.1 Tirnica	15
3.2 Pragi	18
3.2.1 Leseni pragi	18
3.2.2 Betonski pragi	19
3.3 Tirna greda	19
3.4 Tirni pribor	20
4 VIBRACIJE ZARADI ŽELEZNIŠKEGA PROMETA	23
4.1 Izvor vibracij	23
4.1.1 Izračun upogibnih napetosti v tirnici	25
4.1.1.1 Hertzova površina	26
4.1.1.2 Koeficient podajnosti tira	26
4.1.1.3 Upogibni moment po Zimmermannu	27
4.1.1.4 Eisenmannova enačba	29

4.1.2	Dinamične lastnosti zgornjega ustroja železniških prog	29
4.1.3	Medsebojni vpliv vlaka in tira	31
4.1.3.1	Hertzova vzmet	31
4.1.3.2	Vpliv hitrosti vlaka na širjenje vibracij	32
4.1.3.3	Vzbujevalne frekvence	32
4.1.4	Rebričenje tirnice	33
4.1.5	Nepravilnosti dolgih valovnih dolžin	34
4.1.5.1	Nepravilnosti na kolesih	35
4.1.5.2	Nepravilnosti, ki nastanejo v postopku izdelave tirnic	35
4.1.5.3	Spremembe v togosti tira	35
4.1.6	Nastanek vibracij zaradi udarnih sil	36
4.1.6.1	Udarec zaradi sploščenosti kolesa	36
4.1.6.2	Udarec zaradi prehoda čez tirni stik in kretnico	37
4.2	Pot vibracij	37
4.2.1	Osnove širjenja vibracij	37
4.2.2	Tipi valovanj	39
4.2.2.1	Glavni valovi	39
4.2.2.2	Površinski valovi	40
4.3	Prejemnik vibracij	41
4.4	Vibracije v odvisnosti od tipa vlaka	41
4.4.1	Običajni potniški vlaki in potniški vlaki z nagibno tehniko (intercity)	41
4.4.2	Potniški vlaki visokih hitrosti	42
4.4.3	Tovorni vlaki	42
4.5	Pregled glavnih dejavnikov, ki vplivajo na talne vibracije	42
5	MERJENJE VIBRACIJ	44
5.1	Oprema za merjenje vibracij	44
5.1.1	Klasična oprema za merjenje pospeškov	44
5.1.2	Laserski vibrometer	46
6	VPLIVI IN POSLEDICE VIBRACIJ	47
6.1	Vpliv vibracij na človeka	47
6.1.1	Zaznavanje vibracij	47
6.1.2	Neželeni vplivi vibracij	48
6.1.3	Mejne vrednosti vibracij z vidika zaščite zdravja ljudi	49
6.2	Vpliv vibracij na stavbe	51
6.3	Izkoriščanje vibracij za proizvodnjo električne energije	52
7	DUŠENJE (ZMANJŠEVANJE) VIBRACIJ	54

7.1	Zmanjševanje vibracij v njihovem izvoru.....	54
7.1.1	Aktivni načini zmanjševanja vibracij.....	54
7.1.1.1	Elastični pritrdilni pribor	55
7.1.1.2	Pravilno vzdrževana površina tirnic	58
7.1.2	Pasivni načini zmanjševanja vibracij	59
7.1.2.1	Podplati pod pragi	59
7.1.2.2	Podplati pod pragi na območju kretnic	65
7.1.2.3	Podložne plošče	67
7.1.2.4	Balastne žimnice	68
7.1.2.5	Elastična podlaga sistema masa/vzmet	70
7.2	Zmanjševanje vibracij na poti njihovega širjenja	72
7.3	Zmanjševanje vibracij v stavbah	73
7.4	Pregled učinkovitosti ukrepov za zmanjševanje vibracij	73
8	MATEMATIČNI MODEL SISTEMA VLAK – TIR.....	75
8.1	Enačbe uporabljene v modelu	75
8.2	Rezultati računskih primerov	78
8.2.1	Primer št. 1	79
8.2.2	Primer št. 2	81
8.2.3	Primer št. 3	82
8.2.4	Primer št. 4	84
8.3	Vrednotenje rezultatov.....	86
9	ZAKLJUČEK	88
VIRI:	90

KAZALO PREGLEDNIC

Preglednica 1: Standardizirane referenčne vrednosti za pospešek, hitrost in pomik [2]	13
Preglednica 2: Jeklo za izdelavo tirnic [14].....	17
Preglednica 3: Najmanjše mere tirne grede [14].....	20
Preglednica 4: Glavni dejavniki, ki vplivajo na talne vibracije [4].....	42
Preglednica 5: Magnituda vibracije in stopnja zaznavanja [31]	48
Preglednica 6: Magnituda vibracije in stopnja neugodja [31]	48
Preglednica 7: Učinki ukrepov za zmanjševanje vibracij [7]	73
Preglednica 8: Ravni vibracijskih pomikov, hitrosti in pospeškov za primer št. 1	80
Preglednica 9: Ravni vibracijskih pomikov, hitrosti in pospeškov za primer št. 2	82
Preglednica 10: Ravni vibracijskih pomikov, hitrosti in pospeškov za primer št. 3	84
Preglednica 11: Ravni vibracijskih pomikov, hitrosti in pospeškov za primer št. 4	85

KAZALO SLIK

Slika 1: Sinusna funkcija nihanja [3]	5
Slika 2: Rotirajoči vektor v kompleksni ravnini [1]	7
Slika 3: Rezultantno nihanje dveh enakih nihanj z enakima fazama [3].....	7
Slika 4: Grafični prikaz dušenega nihanja [3]	9
Slika 5: Model osnovnega oscilatorja: a) v vodoravni legi; b) v navpični legi [1]	9
Slika 6: Prikaz dveh vzporednih plošč z vmesno tekočino [1]	10
Slika 7: Možni načini opisa amplitude [4]	12
Slika 8: Tirnica oblike 60 E1 [16]	17
Slika 9: Prečni presek tirne grede v premi in enostranskem nagibu planuma [14].....	20
Slika 10: Sistem toge pritrditve [12].....	21
Slika 11: Shematski prikaz tričlenskega problema vibracij [20]	23
Slika 12: Glavni sestavni deli vagona [20].....	24
Slika 13: Zimmermannov pristop k izračunu zgornjega ustroja [15]	27
Slika 14: Prožnost tira pri obremenitvi s sinusno obtežbo [13].....	30
Slika 15: Mehanizem nastanka in širjenja vibracij v stiku kolesa in tirnice [21]	31
Slika 16: Prikaz rebričenja tirnice [24]	34
Slika 17: Prikaz enotočkovnega (levo) in dvotočkovnega (desno) stika kolesa in tirnice [25]	34
Slika 18: Prikaz prirastka sile v stiku zaradi udarne sile kolesa [13].....	37
Slika 19: Prikaz valovanja [3]	38
Slika 20: Shematski prikaz P valov [19]	39
Slika 21: Shematski prikaz S valov [19]	40
Slika 22: Shematski prikaz Love valov [19]	40
Slika 23: Shematski prikaz Rayleigh-jevih valov [19]	41
Slika 24: Shematski prikaz zaporedja vezave elementov opreme za merjenje vibracij [19].....	45
Slika 25: Piezoelektrični pospeškometri z masami 2,2g, 11g, 13g in 54g [2].....	45
Slika 26: Longitudinalne (<i>az</i>) mejne vrednosti pospeškov v funkciji frekvenc in časa izpostavljenosti, glede na kriterij utrujenosti [2]	49
Slika 27: Transverzalni (<i>ax, ay</i>) pospeški v funkciji frekvence in časa izpostavljenosti, glede na kriterij utrujenosti [2].....	50
Slika 28: Naprava za pridobivanje električne energije iz vibracij [32]	53
Slika 29: Primer sistema skl proizvajalca Vossloh [15].....	55
Slika 30: Sistem Pandrol z e-sponko [33]	56
Slika 31: Sistem elastične ploščice RN [34]	57
Slika 32: Elastična ploščica NABLA [35]	57
Slika 33: Visokoelastični pritrdilni pribor [7]	58
Slika 34: Elastični predhodno obremenjeni pritrdilni pribor [7]	58
Slika 35: Poliuretanski podplati pod betonskimi pragi [37]	59
Slika 36: Razporeditev obtežbe v primeru uporabe podplatov pod pragi [36]	60
Slika 37: Razporeditev obtežbe v primeru odsotnosti podplatov pod pragi [36]	61
Slika 38: Časovno obdobje ustreznosti tirnih gred v primeru (ne)uporabe podplatov [36]	61
Slika 39: Večplastni izboljšani podplati [17]	62
Slika 40: Stopnja izolacije za različne podplate [17]	62
Slika 41: Vgrajevanje pragov [36].....	63
Slika 42: Stanje podplata po 190 milijonov prevoženih tonah [36].....	64
Slika 43: Normirani letni stroški vzdrževanja tira z in brez podlatov [36]	64
Slika 44: Sestavni deli kretnice [14]	65

Slika 45: Vertikalne deformacije tirnice na območju kretnice za različne vrednosti podajnostnega koeficienta [26].....	66
Slika 46: Primerjava deformacij tirnice na območju kretnice pri uporabi različnih podplatov [26].....	67
Slika 47: Podložna plošča med tirnico in betonskim pragom [38]	68
Slika 48: Namestitev balastnih žimnic [40].....	69
Slika 49: Shematski prikaz sistema masa/vzmet [41]	70
Slika 50: Osnovne tri izvedbe sistema masa/vzmet [41].....	71
Slika 51: Shematski prikaz dimenzij in namestitve odprtega jarka [42]	72
Slika 52: Model sistema vlak – tir	75
Slika 53: Diagram pomikov za primer št. 1	79
Slika 54: Diagram hitrosti za primer št. 2	80
Slika 55: Diagram pospeškov za primer št. 1	80
Slika 56: Diagram pomikov za primer št. 2.....	81
Slika 57: Diagram hitrosti za primer št. 2	81
Slika 58: Diagram pospeškov za primer št. 2	82
Slika 59: Diagram pomikov za primer št. 3.....	83
Slika 60: Diagram hitrosti za primer št. 3	83
Slika 61: Diagram pospeškov za primer št. 3	83
Slika 62: Diagram pomikov za primer št. 4.....	84
Slika 63: Diagram hitrosti za primer št. 4	85
Slika 64: Diagram pospeškov za primer št. 4	85

1 UVOD

1.1 Predstavitev problematike

Človeštvo je v zgodovini svojega obstoja iznašlo nešteto najrazličnejših izumov. Nekateri so bolj učinkoviti kot drugi, vsem pa je skupno to, da poleg svojega primarnega poslanstva, povzročajo tudi pričakovane ali nepričakovane posledice, ki imajo na človeka in okolico lahko pozitivne ali negativne učinke. Medtem ko nam pozitivne posledice navadno ne povzročajo preglavic, pa se želimo negativnih znebiti, ali jih vsaj v čim večji meri omejiti. Nič drugače ni tudi pri prometu in razvoju prometnih sredstev.

O poslanstvu prometa na tem mestu ni smiselno razglabljati, saj je tema te diplomske naloge vezana zgolj na preučevanje ene izmed negativnih posledic železniškega prometa. Kljub številnim različnim karakteristikam velja tako kot za cestni, tudi za železniški promet, da je poleg prometnih nesreč njegova najpomembnejša negativna posledica onesnaževanje v najširšem pomenu besede.

Zgodovina moderne železnice se začne z nastankom parnih lokomotiv, ki so za pogonsko gorivo uporabljale premog. Zaradi relativno slabega izkoristka trdih fosilnih goriv je bilo ozračje močno onesnaženo s trdnimi delci. Razvoj lokomotiv je preko dizelskega pogona s časom privedel do lokomotiv na električni pogon, pri katerih je zračno onesnaženje zanemarljivo majhno oziroma ga sploh ni. Danes, zaradi visokih hitrosti vlakov, predstavljata večji problem hrup in vibracije. Hrup je načeloma bolj moteč od vibracij, poleg tega je vrednosti hrupa lažje meriti od vrednosti vibracij in tudi njegove posledice na človeka so bistveno lažje dokazljive kot posledice vibracij. Zaradi tega je bilo v prejšnjem desetletju v zvezi z omejevanjem učinkov hrupa veliko narejenega tako na znanstveno raziskovalnem, kot tudi na zakonodajnem področju. To pa ne drži za vibracije. Zakonodaja iz področja varstva pri delu sicer določa omejitve vrednosti vibracij na delovnih mestih, vendar pa zakonsko zaenkrat še niso določene dovoljene vrednosti vibracij, ki jih v okolico lahko oddaja železniški promet. Čeprav so učinki vibracij manj moteči od učinkov hrupa, vsekakor niso zanemarljivi. V preteklosti pa zaradi pomanjkanja interesa, in posledično tudi predpisov, temu problemu nikjer niso posvečali prevelike pozornosti.

V želji po povečanju konkurenčnosti železniškega prometa je poleg povečanja hitrosti vlakov, boljših logističnih procesov in ugodnejših cen potrebno zmanjšati tudi negativne posledice železnice na okolje. S tem namenom se je leta 2011 začel izvajati mednarodni projekt RIVAS (Railway Induced Vibration Abatement Solutions). V sklopu tega projekta triindvajset organizacij iz devetih držav sodeluje na različnih področjih, ki se navezujejo na vibracije povzročene s strani železniškega prometa. Nekatera izmed teh področij predstavljajo preučevanje dosedanjih standardov in predpisov v

evropskih državah, preučevanje vpliva temeljnih tal na prenos vibracij do prejemnika, določanje posledic vibracij na človeka, raziskave trga sistemov za omejevanje vibracij, finančni vidik posledic vibracij za železnice...

Slovenija, problemom povezanih z omejevanjem vibracij na železnicah, do sedaj še ni posvečla velike pozornosti. Na tem področju zelo zaostajamo za ostalimi evropskimi državami vključno z nekaterimi državami bivše Jugoslavije, kot sta npr. Hrvaška in Srbija. Ravno zaradi tega, ker ta tema sedaj postaja vedno bolj aktualna v evropskem prostoru in ker v Sloveniji o njej še ni bilo veliko govora, sem se odločil, da svojo diplomsko nalogo posvetim tej problematiki.

Namen diplomske naloge je predstaviti mehanizme nastanka oscilacij in vibracij, ki so posledica delovanja dinamičnega sistema vlak – tir, s poudarkom na opisu različnih izvorov vibracij v stiku kolesa in tirnice. Ob upoštevanju materialnih karakteristik, bodo na podlagi enostavnega modela predstavljene okvirne vrednosti oscilacij in vibracij, ki jih je mogoče pričakovati v takšnem sistemu. Poleg tega je namen naloge tudi na kratko predstaviti posledice širjenja vibracij na okolico in človeka ter natančno opisati različne možne ukrepe za njihovo zmanjševanje.

1.2 Zgradba diplomskega dela

Diplomska naloga je razdeljena na devet poglavij. Prva tri so bolj splošne narave, saj poleg uvoda vključujejo še osnove teorije vibracij in sestavo zgornjega ustroja železniških prog. Ta del predstavlja temelj nadaljnim poglavjem, saj je v njem predstavljen princip nastanka in delovanja oscilacij in vibracij, ter opis elementov v strukturi zgornjega ustroja, od katerih je odvisno na kakšen način in v kolikšni meri se vibracije širijo naprej v okolico.

Četrto poglavje opisuje vibracije, specifične za železniški promet, od dejavnikov njihovega vzbujanja, preko širjenja skozi tla do prejemnika. V tem poglavju je podrobno opisan stik kolesa in tirnice. Na podlagi geometrijskih nepravilnosti, ki se pojavljajo na kolesu in tirnici, so predstavljeni različni tipi izvorov vibracij.

Za peto poglavje je bil moj prvotni namen pridobiti podatke iz meritev vibracij, za katere sem bil prepričan, da so se v takšni ali drugačni obliki že izvajale na slovenskih železnicah. Na njihovi podlagi sem nameraval izvesti analizo vibracij v odvisnosti od hitrosti vlakov, osnih obremenitev, lastnosti temeljnih tal, ter sestave zgornjega ustroja. Na svoje veliko presenečenje sem spoznal, da z izjemo enega projekta, ki pa za to diplomsko nalogo ni podal ustreznih količin in rezultatov, v Sloveniji takšnih meritev ni izvajal še nihče. Razmišljal sem tudi o tem, da bi v sklopu naloge meritve opravljaval sam. Ob spoznanju, da naša fakulteta ne poseduje primerne opreme in da bi bila njena izposoja zelo

draga, pa sem to misel opustil. Tako so v tem poglavju, na podlagi literature, zgolj opisani pravilni postopki in potrebna oprema za izvajanje takšnih meritev.

Šesto poglavje opisuje posledice vibracij na okolico. V njegovih podpoglavjih so opisani učinki na človeka in sestavne dele bližnjih objektov ter na raznovrstno občutljivo opremo, ki se nahaja v objektih. Predstavljen je pojem zaznavanja vibracij, podane pa so tudi njihove mejne vrednosti z vidika zaščite zdravja.

Sedmo poglavje je zelo zanimivo in hkrati tudi zelo pomembno. V njem je govora o različnih možnih načinih zmanjševanja vibracij, ter materialih oz. postopkih, ki to zagotavljajo. Zmanjševanje vibracij je po podpoglavjih razdeljeno na zmanjševanje v izvoru, na poti širjenja ter na prejemniku. Ker je tema diplomskega dela vezana na vibracije v železniškem prometu je večinski delež tega poglavja namenjen zmanjševanju vibracij v izvoru.

Osmo poglavje je namenjeno predstavitvi enostavnega modela sistema vlak – tir, na podlagi katerega so podane okvirne vrednosti oscilacij in vibracij, ki jih je mogoče pričakovati v takšnem sistemu. V modelu so upoštevane približne vrednosti materialnih karakteristik sistema ter približne velikosti in poenostavljene oblike vzbujevalnih sil, ki delujejo v sistemu.

Kot je v navadi, je zadnje poglavje posvečeno zaključnim mislim in kratkemu opisu spoznanj, do katerih sem prišel med pisanjem naloge.

2 OSNOVE TEORIJE VIBRACIJ

Vibracijam, ki jih v okolico oddaja železniški promet, ljudje počasi začnemo posvečati večjo pozornost. Dojemamo jih kot neželen in moteč pojav, ki ga želimo v čim večji meri omejiti. Da nek pojav lahko uspešno in nadzorovano omejimo, ali v najboljšem primeru celo odpravimo, pa moramo kar se da natančno poznati njegovo teoretično ozadje. S tem namenom je to poglavje posvečeno definiciji in kratkemu opisu vibracij, oscilacij in nihanj ter navedbi nekaterih enačb, ki se uporabljajo pri njihovem izračunu.

V tehnični literaturi, ki se dotika vprašanj povezanih z vibracijami, pogosto poleg vibracij zasledimo tudi izraze kot so nihanja, mehanska nihanja in oscilacije. Ker so včasih za enake fizikalne pojave uporabljeni različni izrazi, je na tem mestu smiselno obrazložiti pomen in uporabo zgoraj navedenih izrazov.

Najbolj vsesplošno uporabljen izraz je nihanje, ki se poleg uporabe v tehniki uporablja tudi za opisovanje naravnih, družbenih, medicinskih, psiholoških, gospodarskih in finančnih pojavov. Kadar v tehniki govorimo o nihanjih imamo običajno v mislih mehanska nihanja delcev ali sistemov. Po Boltežarju [1] so tako vibracije kot tudi oscilacije mehanska nihanja in načeloma predstavljajo eno in isto stvar, vendar pa jih pogosto uporabljamo v drugačnem kontekstu. Razlika je v tem, da kot oscilacije opisujemo urejena periodična nihanja nekega sistema okrog ravnovesne lege, kot posledico delovanja tega sistema. Tak sistem imenujemo oscilator. V primeru železnice, lahko oscilator predstavlja podstavni voziček vagona, ki se zaradi delovanja sil premika v vertikalni smeri navzgor in navzdol. Za razliko od oscilacij, so vibracije naključna neperiodična nihanja, ki lahko nastajajo kot posledica delovanja oscilatorjev na okolico in imajo v tehniki pogosto negativni prizvok.

Z ozirom na zgornje pojasnilo bodo v nadaljevanju, tekom celotnega besedila, uporabljeni različni izrazi, v takšni obliki kot bo v danem primeru najbolj primerno.

2.1 Razvrstitev mehanskih nihanj

Po Čudini [2] lahko nihanja razvrščamo na več različnih načinov. Prvi način je delitev na lastna (drugače imenovana tudi naravna ali prosta) in vsiljena nihanja. Za nastanek lastnega nihanja ni potrebno delovanje zunanjih sil, saj nastane tako, da damo sistemu začetni odmik ali hitrost in ga pustimo, da prosto niha. Do nastanka vsiljenega nihanja pride zaradi delovanja zunanje sile in nihanje sistema je odvisno od nihanja te sile. V odvisnosti od zunanje sile so vsiljena nihanja lahko periodična, neperiodična ali naključna. Nihanja so periodična, če lahko amplitude zunanjih vzbujevalnih sil

določimo za vsak vnaprejšnji časovni trenutek, pri neperiodičnih in naključnih nihanjih pa to ni mogoče. V tem diplomskem delu bodo obravnavana samo periodična nihanja.

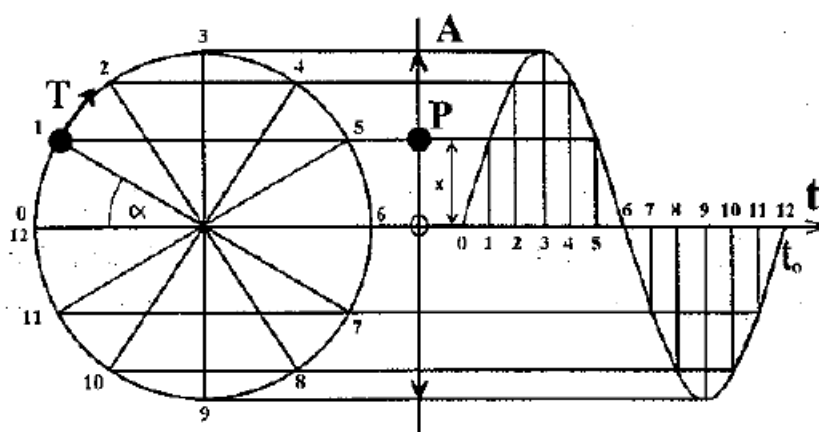
Drugi način po [2] je delitev na dušena in nedušena nihanja. Med nihanji realnih sistemov se zaradi dušenja del energije izgubi. Zaradi tega se gibanje sistema čez določen čas ustavi. Ko se sistem ustavi, pravimo, da se je iznihal. Nedušenega nihanja v naravi ni, lahko pa ga v nekaterih primerih predpostavimo zaradi poenostavitve izračuna.

Naslednji način po [2] je delitev glede na število prostostnih stopenj gibanja, ki je enako številu neodvisnih koordinat, ki so potrebne za opis kompletnega gibanja. Najbolj osnoven sistem je nihanje z eno prostostno stopnjo, iz katerega naprej izhajajo bolj zapleteni sistemi z večjim številom prostostnih stopenj.

Poleg zgoraj naštetih delitev, lahko po [1] in [2], nihanja delimo tudi na linearna in nelinearna nihanja ter na nihanja diskretnih oziroma zveznih sistemov.

2.1.1 Prikaz periodičnega nihanja s krožečim vektorjem

Matematično obliko periodičnega nihanja lahko po Ravnikarju [3] na enostaven način izpeljemo iz kroženja. Na sliki 1 je prikazana točka T, ki po krožnici kroži v smeri urinega kazalca.



Slika 1: Sinusna funkcija nihanja [3]

V kolikor opazujemo projekcijo P točke T v ravnini slike, opazimo da se ta premika okrog središčne lege navzgor in navzdol. To premikanje lahko zapišemo z enačbo (1).

$$x = A * \sin \alpha \quad (1)$$

, kjer je x ... oddaljenost projekcije P od središčne lege [m],

A ... polmer kroga [m],

α ... kot ki ga oklepa polmer A z začetnim polmerom [rad].

Po [3] se zaradi premikanja točke T s časom spreminja tudi kot α . Kotna hitrost kroženja ω točke T, je enaka kotu α , ki ga polmer A opiše v času t . Ob upoštevanju dejstva, da je kot α izražen v radianih, iz tega sledi osnovna enačba nihanja (2).

$$x = A * \sin(\omega * t) \quad (2)$$

Iz slike 1 in enačbe (2) je razvidno, da je časovni potek nihanja oblike sinusne krivulje. Največji odmik krivulje od središčne lege imenujemo amplituda nihanja in jo označimo z A , trenutni odmik ali elongacijo pa označimo z x . Hitrost nihanja po [3] določamo na podlagi časa enega nihaja t_0 , ki ga točka T potrebuje za en obhod po krožnici. Število nihajev v intervalu ene sekunde imenujemo frekvenca nihanja in jo v fiziki označujemo s črko ν v akustiki pa s črko f . Frekvenca je obratno sorazmerno času t_0 , njena enota pa je Hertz ($1 \text{ Hz} = \text{s}^{-1}$).

$$f = \frac{1}{t_0} \quad (3)$$

2.1.2 Prikaz periodičnega nihanja v kompleksni ravnini

Druga priročna oblika za prikaz periodičnega nihanja je po [1] tudi z uporabo kompleksnih števil v kompleksni ravnini. Še posebej je takšna predstavitev dobrodošla v primeru, ko želimo določiti tudi frekvenčno območje v katerem sistem niha, saj na ta način lahko s Fourierjevimi transformacijami časovno os na grafu nihanja spremenimo v frekvenčno. Podatki v obliki frekvenc so poglavitni za nadaljno izbiro dušilnih karakteristik materialov, ki omogočajo dušenje vibracij.

Enačba (4) povzeta po [1] je v matematični analizi znana kot Eulerjeva zveza in povezuje trigonometrični funkciji sinus in kosinus s pomočjo eksponentne kompleksne funkcije.

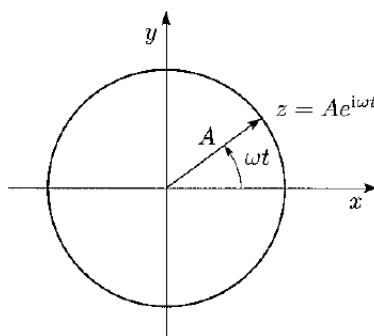
$$e^{i*\varphi} = \cos \varphi + i * \sin \varphi \quad (4)$$

, kjer je e ... Eulerjevo število ($e \approx 2,7183$)

i ... imaginarna enota ($i = \sqrt{-1}$).

Posledica tega je, da lahko vektor amplitude A , s konstantno kotno hitrostjo ω , predstavimo kot kompleksno število z .

$$z = A * e^{i*\omega*t} = A * \cos(\omega * t) + i * A * \sin(\omega * t) \quad (5)$$



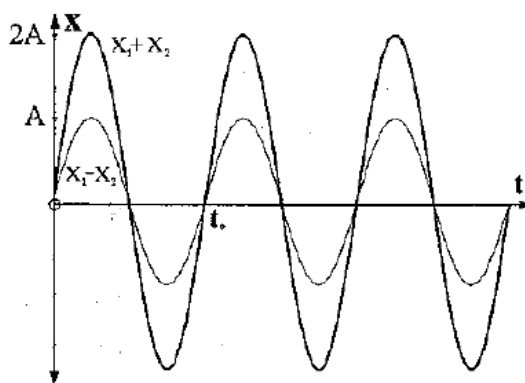
Slika 2: Rotirajoči vektor v kompleksni ravnini [1]

2.1.3 Sestavljanje in razstavljanje nihanj

V naravi je po [3] nihanje pogosto sestavljeno iz več različnih nihanj. Ob sovpadanju več periodičnih nihanj dobimo eno samo rezultantno periodično nihanje, ki pa ga izrazimo z več sinusnimi funkcijami. Najpreprostejši obliki sestavljenega nihanja predstavljata enaki nihanji z enakima fazama in enaki nihanji z nasprotnima fazama. V primeru seštevek dveh enakih nihanj z enakima fazama ima sestavljeno nihanje enako frekvenco, amplituda pa se podvoji (enačba (6)). Posledica seštevek dveh enakih nihanj z nasprotnima fazama pa je, da se ti dve nihanji medsebojno izničita (enačba (7)).

$$x_1 + x_2 = A * \sin(\omega * t) + A * \sin(\omega * t) = 2 * A * \sin(\omega * t) \quad (6)$$

$$x_1 + x_2 = A * \sin(\omega * t) + A * \sin(\omega * t + \Pi) = A * \sin(\omega * t) - A * \sin(\omega * t) = 0 \quad (7)$$



Slika 3: Rezultantno nihanje dveh enakih nihanj z enakima fazama [3]

V večini primerov, kjer seštevamo več osnovnih nihanj, je njihovo rezultantno nihanje bistveno bolj zapleteno kot v zgornjih dveh primerih. Take primere obravnavamo s Fourierovo analizo.

Po [3] lahko v Fourierovi analizi vsako periodično nihanje izrazimo z neskončno vrsto sinusnih in cosinusnih nihanj. Takšno vrsto imenujemo Fourierova vrsta. Če izberemo za začetek periodične funkcije točko, v kateri je njena vrednost 0, lahko v večini primerov odpravimo cosinusne člene v vrsti, posledica česar je poenostavljena oblika vrste:

$$x = A_1 * \sin(\omega * t) + A_2 * \sin(2\omega * t) + A_3 * \sin(3\omega * t) + \dots + A_n * \sin(n\omega * t) + \dots(8)$$

Vrednosti amplitud (imenovane so tudi Fourierovi koeficienti) A_1, A_n, \dots praviloma padajo in jih lahko, v odvisnosti od željene natančnosti, od nekega določenega člena naprej zanemarimo.

2.1.4 Frekvenčni pas

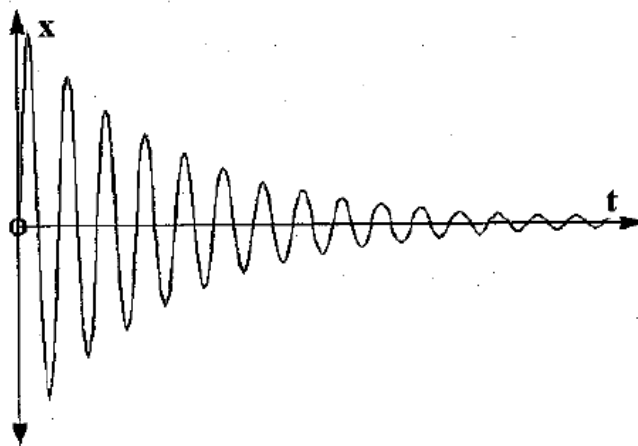
Po [3] merjenje zveznega spektra vibracij oz. hrupa, zahteva merjenje preko vseh frekvenc čutnega področja. Ker je v daljšem časovnem intervalu merjeni signal nemogoče obdržati konstanten, meritev pospešimo tako, da izmerimo ustrezne amplitude nihanj v vnaprej predpisanih intervalih (pasovih). Od širine frekvenčnega pasu je odvisno kako hitro bo meritev opravljena. V primeru, ko je bolj pomembna od natančnosti meritve njena hitrost, uporabljamo oktavne pasove, kjer je potrebna višja natančnost pa uporabljamo terčne pasove. Primerljivost rezultatov različnih merjenj je zagotovljena s standardizacijo pasovnih sit (filtrov), ki so vgrajena v merilne naprave.

2.1.5 Lastna frekvenca, vsiljeno nihanje, resonanca in dušeno nihanje

Vsako telo ima svojo lastno frekvenco. Po [3] se z višanjem frekvence vsiljenega nihanja, kateremu je telo izpostavljeno, povečuje amplituda nihanja telesa (nihala). Bolj kot se frekvenca vsiljenega nihanja približuje lastni frekvenci telesa, bolj bo telo nihalo. Pri vzbujanju z lastno frekvenco bo amplituda nihanja telesa dosegla največjo vrednost. Ta pojav imenujemo resonanca. V teoriji bi telo v nedušenem okolju lahko doseglo neskončno veliko amplitudo, vendar pa zaradi vplivov dušenja v okolju temu ni tako.

Nihanje nastane kot posledica dovedene energije. Potencialno energijo v nihalo dovedemo tako, da ga premaknemo iz mirovne lege. Ko nihalo zaniha se potencialna energija s pridobivanjem hitrosti pretvarja v kinetično energijo. V idelanih razmerah bi se ta proces odvijal v neskončnost, vendar pa se

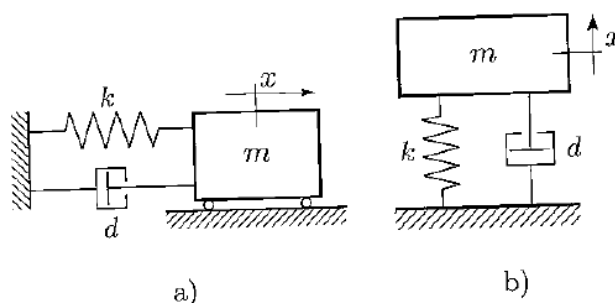
v naravi energija med gibanjem izgublja. Po [2] amplituda nihanja zaradi energijskih izgub po določenem času pade na vrednost nič. Takšno nihanje imenujemo dušeno nihanje. Edini način za ohranitev nihanja je neprestano dovajanje nove energije.



Slika 4: Grafični prikaz dušenega nihanja [3]

2.1.6 Osnovni elementi nihajočega sistema

Osnovne elemente nihajočega sistema lahko po [1] na najbolj enostaven način prikažemo na dinamičnem modelu osnovnega mehanskega nihala (običajno imenovanega kar oscilator) z eno prostostno stopnjo. Oscilator je sestavljen iz togega telesa z maso m , linearne vzmeti togosti k ter viskozne linearne dušilke s faktorjem dušenja d . Pri enostavnih modelih se običajno privzame, da sta vzmet in dušilka brezmasni.



Slika 5: Model osnovnega oscilatorja: a) v vodoravni legi; b) v navpični legi [1]

Togo telo, ki predstavlja masni element, v nihajoči sistem prinaša vztrajnost. Kinetična energija sistema je določena z maso in hitrostjo premikajočega se togega telesa. Pri postavljanju modela dinamičnega sistema, je določanje masnih elementov običajno najlažja naloga.

Vzmet omogoča obstoj vračajoče sile v sistem, kar predstavlja pogoj za nastanek nihanja. Sila in deformacija linearne vzmeti sta povezani z enačbo (9).

$$F = k * x \quad (9)$$

, kjer je F ... sila v vzmeti [kN],

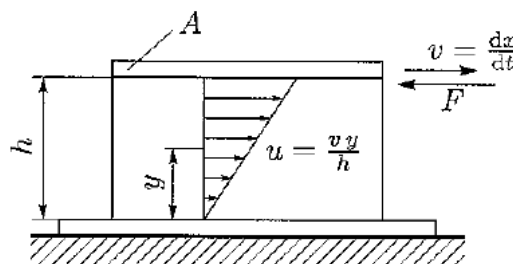
k ... togost vzmeti [kN/m],

x ... deformacija vzmeti [m].

V realnosti se vzmeti obnašajo linearno zgolj do določene deformacije, nato pa njihove karakteristike postanejo nelinearne, vendar pa za izračune enostavnih modelov zadostuje predpostavka, da so njihove karakteristike stalno linearne.

V realnih nihalnih sistemih se del energije na takšen ali drugačen način izgublja s pretvorbo v toplotno in zvočno energijo. Ta pojav imenujemo dušenje. Po [1] natančen model dušenja zelo težko določimo, saj hkrati deluje več osnovnih vrst dušenja, ti so viskozno in strukturno dušenje ter suho drsno trenje. Za izračun enostavnih modelov običajno upoštevamo zgolj viskozno dušenje, ki ga modeliramo z dušilkami. Takšen model privzamemo tudi v primerih, ko dušilka v realnosti ni viskozna značaja, saj nam to precej olajša izračun.

Delovanje dušilke temelji na izgubi energije, ki je posledica premikanja telesa skozi tekočino z določeno viskoznostjo. Princip takšnega delovanja je prikazan na spodnji sliki.



Slika 6: Prikaz dveh vzporednih plošč z vmesno tekočino [1]

Med zgornjo in spodnjo ploščo, z medsebojnim razmikom h , se nahaja tekočina dinamične viskoznosti μ , pri čemer se zgornja plošča premika s hitrostjo v , spodnja pa miruje. Tudi pri modeliranju dušenja upoštevamo predpostavko o linearnosti, na podlagi česar dobimo enačbo (9).

$$F = \tau * A = \frac{\mu * A * v}{h} = d * v \quad (10)$$

, kjer je F ... strižna sila na spodnjem robu premikajoče se plošče [kN],

τ ... strižna napetost v tekočini [kN/m²],

A ... površina premikajoče se plošče [m²],

v ... hitrost premikajoče se plošče [m/s],

μ ... dinamična viskoznost tekočine [kg/(m*s)],

h ... medsebojni razmik med ploščama [m],

d ... dušilna konstanta (ali drugače tudi faktor dušenja) [kN*s/m],

Na podlagi opisa modela oscilatorja v tem podpoglavju in podanih enačb (9) in (10), lahko po [1] na tem mestu zapišemo gibalno enačbo oscilatorja v urejeni obliki. Ta enačba je osnova za vse nadaljne dinamične izračune.

$$m * \ddot{x} + d * \dot{x} + k * x = 0 \quad (11)$$

, kjer je

m ... masa togega masnega elementa oscilatorja [kg],

d ... dušilna konstanta (ali drugače tudi faktor dušenja) [kN*s/m],

k ... togost vzmeti [kN/m],

x ... pomik [m],

\dot{x} ... prvi odvod pomika po času (hitrost [m/s]),

\ddot{x} ... drugi odvod pomika po času (pospešek [m/s²]).

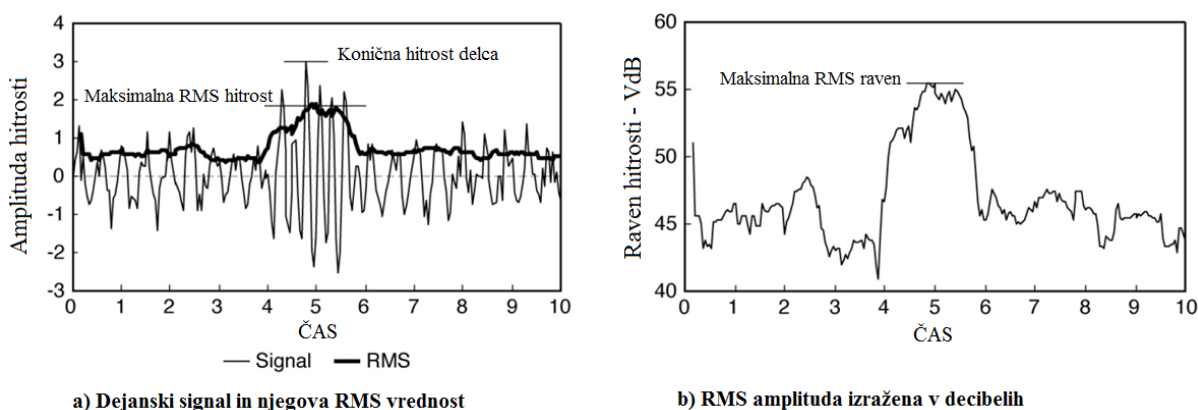
2.2 Opis vibracijskega gibanja

Vibracijsko gibanje lahko na enak način kot gibanje oscilatorja opišemo s pomikom, hitrostjo ali pospeškom [4]. Najlažje razumljiv je opis s pomikom. Pri vibrajočih tleh pomik predstavlja razdaljo, za katero se točka v tleh premakne od svoje prvotne lege. Hitrost predstavlja hipno hitrost premika tal, pospešek pa spremembo hitrosti v odvisnosti od časa. Čeprav je pomik lažje razumljiv kot hitrost in pospešek, ga za opis vibracij le redko uporabljamo. Večina naprav za merjenje vibracij za opis uporablja hitrost ali pospešek [2]. Tudi odziv ljudi, stavb in različne opreme na vibracije lahko natančneje opišemo s hitrostjo in pospeškom.

2.3 Opisi amplitude

Po [4] je vibracija sestavljena iz hitrih valovnih gibanj s povprečnim premikom nič. Amplitudo lahko opišemo na več načinov. Trije izmed možnih načinov so prikazani na sliki 7.

Neodebeljena črta na levem grafu s slike 7 predstavlja dejanski »surovi« signal. Ta črta predstavlja hipno vibracijsko hitrost, ki se v pozitivni in negativni smeri giblje okrog nične točke. Konična hitrost delca PPV (peak particle velocity) je določena kot maksimalen hipen pozitiven ali negativen vrh vibracijskega signala. Konično hitrost delca najpogosteje uporabljamo pri opisovanju vibracij, ki nastajajo med miniranjem v kamnolomih. Po [4] je ta način dober za ocenjevanje vpliva vibracij na stavbe, pri katerih lahko potencialno pride do poškodb, za ocenjevanje vpliva na ljudi pa ta način ni najboljši.



Slika 7: Možni načini opisa amplitude [4]

Človeško telo potrebuje nekaj časa, da zazna vibracijo. Ko se to zgodi, niso pomembne konične vrednosti, temveč povprečna vrednost vibracijske amplitude. Ker je povprečna vrednost vibracijskega signala enaka nič, za opis uporabimo RMS (root mean square) amplitudo. RMS signal je kvadratni koren povprečja kvadrata amplitude signala.

Za zvezno funkcijo $f(t)$ definirano na intervalu $T_1 \leq t \leq T_2$ po [5] velja:

$$f_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} [f(t)]^2 dt} \quad (12)$$

Povprečje je običajno izračunano na časovnem intervalu ene sekunde. RMS amplituda je odebeljeno prikazana na levem diagramu Slike 7. RMS amplituda je vedno manjša od PPV in njena vrednost je vedno pozitivna. PPV in RMS hitrosti sta običajno izraženi v metrih na sekundo.

Zelo pomembna količina za opis vibracij je decibel. Zapis z decibeli ni vsesplošno sprejet, vendar pa je zaradi svoje enostavnosti in uporabnosti v praksi najbolj pogost. Pri decibelnem zapisu se uporablja logaritemska skala, saj je bilo ugotovljeno, da podobno kot pri dojetanju zvoka, logaritemska odvisnost ustreza načinu zaznavanja vibracij pri ljudeh. Jakost vibracije je sorazmerna z logaritmom dražljajaja, ki ta občutek povzroča. Decibel je relativna mera, saj predstavlja razmerje med dvema hitrostima amplitude. Raven vibracijske hitrosti je po [2] in [4] v decibelih definirana kot:

$$L_v = 20 * \log_{10} \left(\frac{v}{v_0} \right) \quad (13)$$

, kjer je L_v ... raven vibracijske hitrosti [dB],
 v ... RMS vrednost hitrosti [m/s],
 v_0 ... referenčna vrednost hitrosti [m/s].

Podobno sta definirani tudi ravni pospeškov L_a in pomikov zaradi vibracij L_s :

$$L_a = 20 * \log_{10} \left(\frac{a}{a_0} \right) \quad (14)$$

, kjer je L_a ... raven vibracijskega pospeška [dB],
 a ... RMS vrednost pospeška [m/s²],
 a_0 ... referenčna vrednost pospeška [m/s²].

$$L_s = 20 * \log_{10} \left(\frac{s}{s_0} \right) \quad (15)$$

, kjer je L_s ... raven pomika vibracij [dB],
 s ... RMS vrednost pomika [m],
 s_0 ... referenčna vrednost pomika [m].

Po [2] so referenčne vrednosti določene na takšen način, da so ravni pospeškov, hitrosti in pomikov pod določenimi pogoji med seboj primerljive. Referenčne vrednosti so standardizirane. Njihove številčne vrednosti povzete po SIST ISO/TR 7849:1997 so podane v spodnji preglednici.

Preglednica 1: Standardizirane referenčne vrednosti za pospešek, hitrost in pomik [2]

Referenčna veličina	a_0	v_0	s_0
Enota	m/s ²	m/s	m
Referenčna vrednost	10 ⁻⁶	5 * 10 ⁻⁸	10 ⁻¹¹

Da ne bi prišlo do zmede, zaradi enake oznake kot je uporabljena pri zvočnih decibelih (dB), pri vibracijah pogosto uporabljamo oznako VdB, ki pa zaenkrat še ni vsesplošno sprejeta.

Desni graf na sliki 7 prikazuje RMS amplitudo levega grafa izraženo v decibelih.

3 SESTAVNI DELI ZGORNJEGA USTROJA

V kolikor želimo na kakršnemkoli področju raziskovati določen pojav, je ključnega pomena to, da poznamo sestavne dele opazovanega objekta. V primeru preučevanja vibracij v železniškem prometu je eden izmed ključnih objektov, in za to diplomsko delo najpomembnejši, zgornji ustroj. Poleg zgornjega ustroja na širjenje vibracij v okolico vplivata tudi sestavi spodnjega ustroja in temeljnih tal, ki pa bosta v sklopu te naloge omenjeni zgolj na kratko.

Različne izvedbe zgornjega ustroja podajajo različne načine nastajanja in širjenja vibracij. Največja razlika je npr. pri uporabi togega oz. elastičnega pritrtilnega pribora, saj predvsem pri velikih hitrostih elastični pribor bistveno pripomore k izboljšanju dinamičnih lastnosti vožnje [6]. Zelo velika razlika pa je tudi pri uporabi lesenih oz. betonskih pragov [7]. Medtem ko so leseni pragi bolj prožni in zaradi tega bolj učinkoviti pri zmanjševanju vibracij, pa je njihova uporaba zaradi ekonomskih in ekoloških vzrokov iz leta v leto bolj vprašljiva. Poleg tega lahko pri uporabi betonskih pragov v kombinaciji z izolacijskimi podplati dosežemo tudi boljše rezultate kot pri lesenih pragih, zlasti je to opazno pri visokih hitrostih [8]. Nekatere raziskave (kot npr. [7]), med njimi tudi tiste izvedene v sklopu projekta RIVAS [9] in [10], so pokazale, da ima zelo velik vpliv na nastanek in širjenje vibracij tudi stanje zgornjega ustroja. Njegovo redno in pravilno vzdrževanje igra eno izmed pglavitnih vlog pri reševanju tega problema. To poglavje je zato namenjeno predstavitvi sestave zgornjega ustroja, na podlagi česar so v sedmem poglavju opisani različni načini omejevanja vibracij. Opisi so v veliki meri povzeti po Zgoncu [11] in Gspanu [12].

Čeprav so se skozi zgodovino, predvsem pa v zadnjih nekaj desetletjih, izvedbe nekaterih sestavnih delov zgornjega ustroja nekoliko spreminjale, njihove primarne funkcije ostajajo enake. Zgornji ustroj je sestavljen iz tirne grede in tirne rešetke, ki je vanjo položena. Tirno rešetko sestavljajo tirnice, pragi in tirni pribor. Poleg naštetih delov v zgornji ustroj uvrščamo tudi kretnice in tirna križišča. V primeru tira na čvrsti podlagi je tirna rešetka namesto v tirno gredo položena v betonsko ploščo, ki opravlja funkcijo nekakšnega pasovnega temelja. Nalogi zgornjega ustroja sta prevzem in prenos sil iz tirnih vozil na spodnji ustroj, ter vodenje vozil [11].

3.1 Tirnica

Najpomembnejši element zgornjega ustroja je tirnica, zaradi česar ji je potrebno posvetiti še posebno pozornost. Ustrezno vzdrževana ima zelo gladko površino, posledica česar je zelo majhen upor kotaljenja in mirna vožnja vlaka. V takšnem primeru je njen vpliv na širjenje vibracij minimalen [13]. V nasprotnem primeru, ko tirnica ni ustrezno zglajena, pa predstavlja, v kombinaciji z neustrezno

vzdrževanimi kolesi vlaka, glavnega povzročitelja vibracij. Zaradi njenega upogibanja ob prisotnosti delovanja sil koles vlaka, je najbolj ugodna oblika njenega prereza tista, ki se čim bolj približuje obliki I nosilca. Pri tem je zgornja pasnica preoblikovana v glavo tirnice, ki vodi in nosi kolesa, spodnja pasnica pa ima obliko noge, ki omogoča enostavno pritrditev tirnice na prag [12]. Stojino profila pri tirnici imenujemo vrat tirnice.

Tirnice delimo glede na njihovo obliko in kakovost. Glavne tri oblike tirnic, ki jih podaja Pravilnik o zgornjem ustroju železniških prog [14], na podlagi standarda SIST EN 13674-1, ki se lahko vgrajujejo na odprti progi, glavnih prevoznih tirih in glavnih postajnih tirih so 60 E1, 54 E1 in 49 E1. Številke 60, 54 in 49 predstavljajo maso tirnic v kilogramih na tekoči meter. V Sloveniji je približno 70 odstotkov tirnic oblike 49 E1 in 30 odstotkov tirnic oblike 60 E1. Ocenjeno je, da je tirnic oblike 54 E1 manj kot 2 odstotka [11]. Poleg teh standardiziranih oblik obstaja še veliko drugih, ki pa se vgrajujejo predvsem na stranskih tirih.

Po [15] je kakovost tirnic določena na podlagi natezne trdnosti jekla v povezavi z odpornostjo proti obrabi. Odvisna je od načina proizvodnje in sestave jekla. Na obrabo tirnic pomembno vplivata količina prometa in teža vlakov. V krivinah je zaradi večjih obremenitev potrebno vgrajevati tirnice boljše kakovosti kot v premah. Manjši kot je radij krivine bolj kvalitetne morajo biti tirnice. Zunanja tirnica se zaradi vpliva bočnega pospeška obrablja predvsem bočno, obraba notranje tirnice pa je v večji meri višinska, saj se zaradi nadvišanja večina obtežbe prenese nanjo. Seveda mora biti kakovost tirnic boljša tudi na tirih, kjer so pričakovane velike osne obtežbe. Na slovenskih železniških progah se obraba tirnic ročno ali z uporabo merilnega vlaka meri enkrat na leto. Preglednica 3 prikazuje različne kakovostne razrede tirnic v odvisnosti od postopka izdelave in legirnih elementov v jeklu, ter njihovo označevanje, ki je določeno s standardom SIST EN 13674-1.

3.2 Pragi

V sklopu problema vibracij predstavljajo zelo pomembno področje raziskovanja pragi, saj predstavljajo nekakšen vezni člen med tirnicami in tirno gredo. Njihova naloga je prenos obtežbe iz tirnic na tirno gredo, ter ohranjanje konstantne tirne širine. Poznamo prage iz različnih materialov, vsem pa je danes skupno to, da so vedno položeni pravokotno na os tira in da so, z izjemo pragov v kretnicah, njihove dolžine med 240 in 260 cm [12]. Vzdolž tira so na glavnih progah razporejeni na medsebojnih razdaljah 60 cm, na regionalnih progah pa v odvisnosti od osne obremenitve na razdaljah od 60 do 75 cm. V samem začetku razvoja železnice so bili pragi iz kamnitih blokov, ki pa se zaradi prenizke natezne trdnosti niso obnesli [12]. Dolga leta so se nato skoraj izključno uporabljali leseni pragi, v začetku prejšnjega stoletja pa so na trg prodrli tudi betonski, ki pa prvih nekaj desetletji niti po svojih lastnostih niti po ceni niso bili konkurenčni lesenim. Poleg teh poznamo še jeklene prage, v zadnjem času pa so se začeli pojavljati tudi pragi iz umetnih mas. Oboji so v primerjavi z lesenimi in betonskimi izvedbami zelo redki.

3.2.1 Leseni pragi

Pravilnik o zgornjem ustroju železniških prog [14] dovoljuje za uporabo v tirih izključno impregnirane prage iz trdega lesa (hrast in bukev), v stranskih postajnih in industrijskih tirih pa je dovoljena tudi uporaba pragov iz mehkejšega lesa (bor, kostanj in macesen). Les za prage mora biti posekan v pravem letnem času in še dodatno naravno sušen, ko doseže primerno vlažnost pa ga je potrebno tudi impregnirati. Z impregnacijo se življenjska doba praga bistveno poveča in znaša tudi več kot 20 let. Teža lesenega praga je relativno majhna in znaša približno 100 kg, zaradi česar je takšne prage mogoče tudi ročno menjati. Poleg tega so njihove dobre lastnosti tudi neobčutljivost na poškodbe med transportom in vgradnjo, dobra izolacija pri električnih varnostnih napravah, dobra odpornost proti kemijskim vplivom in v primerjavi z jeklenimi pragi mehkejša in bolj elastična vožnja [12]. Njihove slabosti so požarna nevarnost, dostopnost za živalske in rastlinske škodljivce, omejena doba trajanja, ter vedno večje pomankanje kvalitetnega lesa, zaradi česar je višja tudi cena. Poleg tega postaja impregnacija pragov ekološko vedno bolj vprašljiva. Njihove mehanske lastnosti so ustrezne za proge konvencionalnih hitrosti, vendar pa za proge po katerih vozijo vlaki visokih hitrosti niso več zadovoljive. Za dušenje vibracij so pri nizkih hitrostih načeloma bolj ugodni od betonskih pragov, vendar pa tudi to v primeru uporabe sodobnih izolacijskih materialov ne drži več.

3.2.2 Betonski pragi

S postopkom prednapenjanja so postali betonski pragi konkurenčni lesenim. Večina njihovih mehanskih lastnosti je bistveno boljša v primerjavi z lesenimi pragi poleg tega pa so te lastnosti bolj konstantne kot pri lesu. Njihova življenjska doba je precej daljša (50 let), so ekološko neoporečni, neobčutljivi na živalske in rastlinske zajedalce, ter ognjevarni [11]. Njihova slabost je velika teža (300 kg), ki onemogoča ročno prestavljanje in v krivinah povzroča drobljenje tolčenca [12]. Po drugi strani pa ravno velika teža zagotavlja večjo varnost proti izbočenju tira in ohranja konstantno tirno širino, zaradi česar so stroški vzdrževanja tirov z betonskimi pragi nižji. Tudi dinamične lastnosti tira in z njimi povezane vibracije so zaradi tega bolj konstantne in dalj časa ostajajo nespremenjene. Zelo pomembna prednost betonskih pragov je tudi možnost kombiniranja z izolacijskimi podplati, ki bistveno izboljšajo dinamične lastnosti celotnega tira, in so v takšnem primeru tudi pri nizkih hitrostih boljše kot pri uporabi lesenih pragov [17]. Pričakovano je, da bodo v prihodnosti povsem nadomestili uporabo lesenih pragov. Poznamo več vrst enodelnih in dvodelnih betonskih pragov, vendar pa v Sloveniji trenutno vgrajujemo zgolj enodelne prage [11].

3.3 Tirna greda

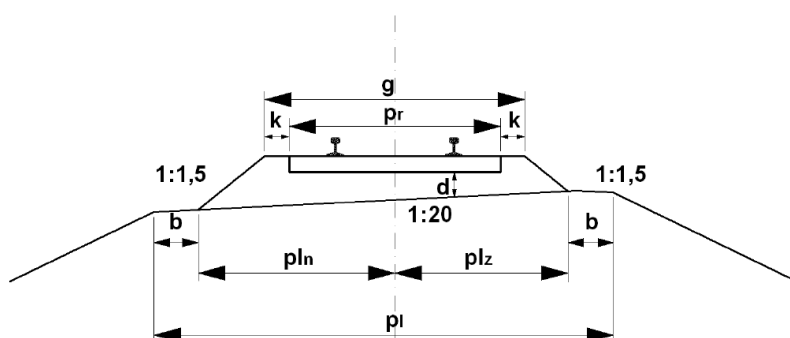
Tirna greda je sestavni del zgornjega ustroja in njena primarna naloga je prenos obtežbe iz spodnje površine praga na planum proge. Poleg tega tirna greda zagotavlja tudi zračnost, vodopropustnost in elastičnost tira, ter odpor proti bočnemu in vzdolžnemu pomiku tirne rešetke. Vodopropustnost je zelo pomembna, saj lahko zastajanje vode v tirni gredi povzroči gnitje pragov in njeno zablatenje, pozimi pa voda v njej lahko zmrzne, zaradi česar se pojavijo zmrzlini dvigi, zmanjša pa se tudi elastičnost tira. Elastičnost tirne grede dosežemo s primerno granulacijo tolčenca. Za zagotovitev ustreznega odvodnjavanja je potrebno redno uničevati rastlinje, ki se utegne razrasti v tirni gredi.

Po [15] je tirna greda zgrajena iz tolčenca, katerega zrna so velika med 22,4 in 63 mm. Tolčenec je lahko pridobljen iz eruptivnih (granit, bazalt...) ali sedimentnih kamnin (apnenec in dolomit). V Sloveniji vgrajujemo tolčenec iz sedimentnih kamnin, ki pa je v primerjavi z eruptivnim slabše kvalitete. To se odraža v bolj intenzivnem drobljenju pri velikih obremenitvah in posledično po bolj pogostem vzdrževanju tirne grede. Na glavnih progah se pri nas vgrajuje tolčenec debeline D (nazivna odprtina sita je 63 mm), na regionalnih progah, v stranskih postajnih tirih glavnih prog in industrijskih tirih pa tolčenec debeline d (nazivna odprtina sita je 31,5 mm) [14]. Bolj natančno opisuje lastnosti tolčenca standard SIST EN 13450.

»Oblika in dimenzije prečnega prereza tirne grede so odvisne od vrste proge, števila in vrste tirov, vrste in dolžine pragov, nagiba planuma, geometrije tira (prema ali krivina), od dolžine tirnic (NZT ali klasični tir) in od načina vzdrževanja tira [14]«. Vrednosti najmanjših dimenzij prečnega prereza tirne grede v premi za NZT so podane v spodnji preglednici.

Preglednica 3: Najmanjše mere tirne grede [14]

Proga	Najmanjše mere v cm						
	b	p_r	g	K^*	p_l	d	e
Glavne proge z lesenimi pragi	≥ 60	260	340	40	615	30	15
Glavne proge z betonskimi pragi	≥ 60	260	340	40	630	30	15
Regionalne proge z lesenimi pragi, izjemoma z odobritvijo upravljavca	≥ 60 20+50	250	320	35	575 525	25	10
Regionalne proge z betonskimi pragi, izjemoma z odobritvijo upravljavca	≥ 60 20+50	240	310	35	585 535	25	10
Stranski postajni in industrijski tiri z lesenimi pragi, izjemoma z odobritvijo upravljavca	≥ 60 20+50	240	280	20	520 470	20	10



Slika 9: Prečni presek tirne grede v premi in enostranskem nagibu planuma [14]

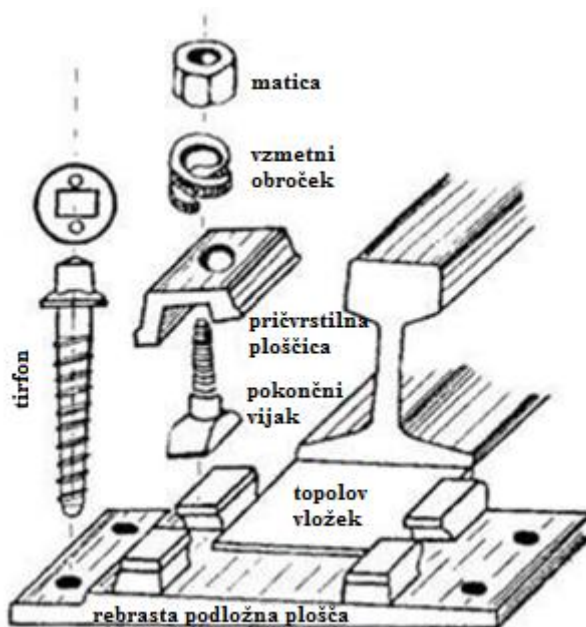
3.4 Tirni pribor

Tirni pribor predstavlja zelo pomemben del zgornjega ustroja, pri katerem se da močno izboljšati, pa tudi poslabšati, dinamične lastnosti tira in s tem nastanek in širjenje vibracij. Na tem področju je bil v zadnjem desetletju dosežen velik napredek v smislu zmanjševanja vibracij in tudi znižanja stroškov vgradnje in vzdrževanja. Zlasti grejo zasluge za to razvoju elastičnih pritrdilnih sistemov. Poleg tega zelo pomembno na dinamiko vožnje vpliva tudi neprekinjeno zavarjeni tir.

Tirni pribor je razdeljen v tri skupine, in sicer na vezni, pritrdilni in drugi tirni pribor. Kot že samo ime nakazuje, pritrdilni pribor pritrdjuje tirnico na prag, vezni pribor medsebojno povezuje tirnice, drugi tirni pribor pa služi za ojačanje in stabilizacijo tirne rešetke [15]. Funkcija tirnega pribora je preprečevanje vzdolžnih premikov tirnic, bočnih premikov pragov, ter ohranjanje konstantne tirne širine. Smiselno je, da je pribor čim lažji, sestavljen iz čim manjšega števila elementov, lahko

vgradljiv in da je njegova menjava enostavna. Z izjemo elastične podložke so elementi tirnega pribora izdelani iz jekla natezne trdnosti $400 - 650 \text{ N/mm}^2$, nekateri elementi elastičnega pritrdilnega pribora pa iz jekla natezne trdnosti 1280 N/mm^2 [15].

Poznamo dve vrsti pritrdilnega pribora. Prvi, ki je v uporabi že od samega začetka razvoja železnic, je togi pritrdilni pribor. Pravilnik dopušča uporabo standardiziranega togega pritrdilnega pribora K z rebrastimi ploščami, katerega sestavni deli so podložne plošče, pritrdilne ploščice, pritrdilni vijaki z maticami, ter elastični obročki in tirfoni. Kljub temu, da še vedno dobro služi svojemu namenu, zaradi potreb po izboljšanju dinamičnih lastnosti tirov na progah visokih hitrosti in zaradi povečane uporabe betonskih pragov ter nižje cene materiala, sedaj svoje mesto prepušča elastičnemu pritrdilnemu priboru. V Sloveniji je v uporabi elastični pribor e-sponka. Elastični pritrdilni pribor in njegovi učinki na dinamične karakteristike tira so bolj podrobno opisani v sedmem poglavju te diplomske naloge.



Slika 10: Sistem toge pritrditve [12]

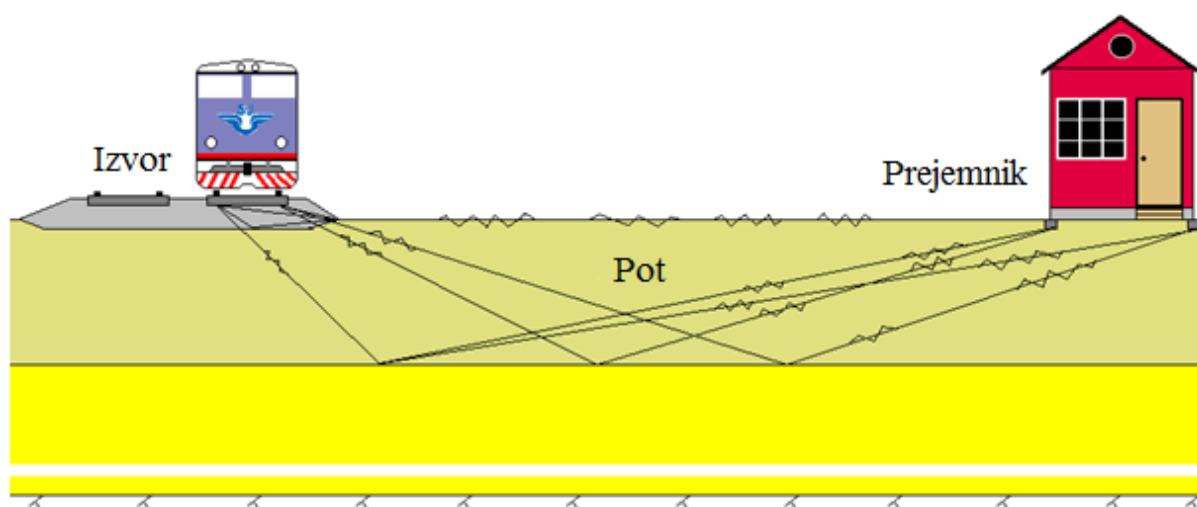
Na mestu tirnega stika, kjer se spajata dve tirnici se uporablja vezni pribor, katerega sestavni deli so ravne spojke, spojni vijaki z maticami in groverjevi obročki. Tirni stiki morajo biti pravokotni in nameščeni na dvojnih pragih. Vezni tirni pribor se vedno bolj nadomešča z varjenjem tirnic v neprekinjeno zavarjeni tir (NZT). V začetku 20. stoletja je prevladovalo mnenje, da je tir brez stikov zaradi nujnega dilatiranja pri temperturnih spremembah tehnično neizvedljiv [12], vendar pa so v Nemčiji leta 1924 s prvo izvedbo NZT-ja to mnenje izpodbili. Od leta 1950 naprej so takšno izvedbo začeli uporabljati na progah po vsem svetu, saj so stroški vzdrževanja takšnega tira bistveno nižji, poleg tega pa je še posebej v zimskem času, ko so dilatacije med tirnicami največje, vozna dinamika na takšnem tiru bistveno ugodnejša [18].

Med drugi tirni pribor sodijo vložki iz različnih materialov (les, guma, plastika...), naprave proti bočnemu pomiku tira in vzdolžnemu potovanju tirnic, ter vijaki z maticami in podložkami za vezanje dvojnih pragov.

Vrsta in stanje vsakega izmed elementov zgornjega ustroja železniških prog vpliva na vrednosti vibracij, ki nastanejo ob prehodu vlaka. Natančni opisi teh vplivov in njihovo omejevanje so bolj podrobno opisani v sedmem poglavju.

4 VIBRACIJE ZARADI ŽELEZNIŠKEGA PROMETA

Problem, ki ga predstavljajo prekomerne vibracije povzročene s strani železniškega prometa, je sestavljen iz več členov. Nekateri avtorji problem delijo na štiri člene, izvor, pot, prejemnika in dušenje vibracij, vendar pa je v tem poglavju diplomskega dela, po vzoru Sinan Al Suhairy-ja [19] in Mehdi Bahrekazemi-ja [20] problem obravnavan kot tričlenski. Četrty člen, omejevanje (dušenje) vibracij, je zaradi svoje obsežnosti in pomembnosti za to nalogo posebej obravnavan v sedmem poglavju. V kolikor želimo uspešno omejiti neželene učinke vibracij, je bistvenega pomena, da razumemo kakšen je vpliv vsakega izmed prvih treh členov.



Slika 11: Shematski prikaz tričlenskega problema vibracij [20]

4.1 Izvor vibracij

Ob mirovanju vlaka na železniškem tiru se v tleh pod in ob tiru pojavijo napetosti, ki zagotavljajo ustrezno podporo obtežbi vlaka. Ko se vlak premika, se z njim premikajo tudi napetosti v tleh, ki pa se zaradi končne hitrosti širjenja napetostnih valov v manjši meri razlikujejo od napetosti mirujočega vlaka. Premikajoče napetosti oddajajo napetostne valove v okoliška tla tudi v primeru, ko na vlaku ali tiru ni nobenih nepopolnosti [19].

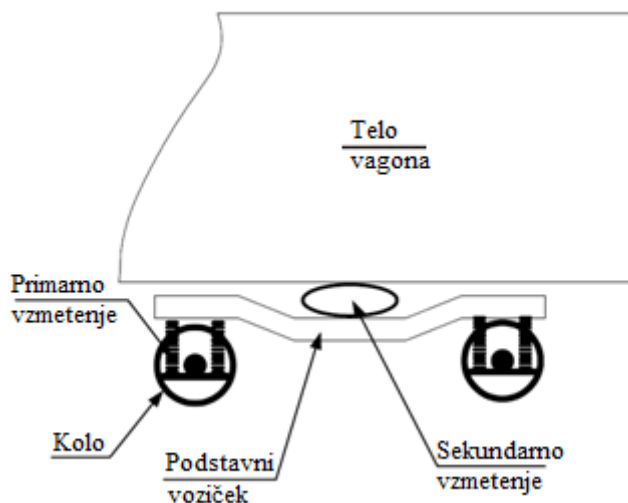
Železnica ima zaradi svoje narave veliko lastnosti, ki še dodatno prispevajo k osnovnim napetostim v tleh v okolici vlaka. Posledica nemirnega premikanja vlaka, kot so npr. poskakovanje, vijuganje ali zibanje, je nastanek dodatnih spreminjajočih se sil, ki delujejo na železniški tir in posledično na okoliška tla. Napake, kot so ekscentričnost, neuravnoteženost in sploščenost koles, ter hrapavost tirnic in koles, lahko pomembno vplivajo na velikosti dodatnih sil. Železniškega tira ne moremo obravnavati

kot konstantne podpore, saj so tirnice pritrjene na prage, ki so v enkomernih razdaljah položeni v tirno gredo. Zaradi sestave iz zbitega tolčenca predstavlja tirna greda spremenljivo podporo, saj se pod pragi pogosto pojavijo praznine.

Vse te lastnosti lahko v različnih merah vplivajo na napetosti v tleh in torej prispevajo k nastanku vibracij, ki se širijo v okoliška tla. Nekatere od teh lastnosti imajo zgolj lokalni učinek (npr. praznina v tirni gredi pod pragom), medtem ko se druge premikajo po tiru skupaj s premikanjem vlaka (npr. sploščenost kolesa).

Obseg vpliva teh lastnosti na širjenje vibracij je odvisen od teže in hitrosti vlaka. Statična teža vlaka zagotavlja osnovne napetosti, medtem ko hitrost, v povezavi z vzmetenjem vagonov, določa obseg do katerega lastnosti tira in vlaka povečujejo osnovne napetosti.

Vibracije torej nastanejo zaradi medsebojnega delovanja med premikajočim se vlakom in železniškim tirom [19]. Glavni sestavni deli vagona iz vidika vzbujaanja vibracij so shematsko prikazani na sliki 9.



Slika 12: Glavni sestavni deli vagona [20]

Telo vagona je povezano s podstavnim vozičkom preko sekundarnega vzmetenja, ki je v primeru sodobnih potniških vlakov običajno neke vrste zračna blazina. Teža vagona se na kolesa prenaša preko podstavnega vozička, ki je na kolesa pritrjen s primarnim vzmetenjem. Obremenitve se nato preko koles naprej prenašajo na tirnice. Vertikalni sili FV_r (sila v desnem kolesu) in FV_l (sila v levem kolesu) sta sestavljeni iz šestih komponent.

$$FV = FV_r + FV_l = FV_0 + FV_l + FV_{ds} + FV_{dh} + FV_{db} + FV_j \quad (16)$$

- , kjer je
- FV_0 ... statična obtežba kolesnega para [kN] (100%),
 - FV_l ... kvazi statični prispevek v krivinah [kN] (0 – 40%),
 - FV_{ds} ... dinamični prispevek zaradi hrapavosti tirnic [kN] (0 – 300%),
 - FV_{dh} ... dinamični prispevek zaradi sploščenosti koles [kN] (0 – 300%),
 - FV_{db} ... prispevek zaradi zaviranja [kN] (0 – 20%),
 - FV_j ... prispevek zaradi nesimetričnosti [kN] (0 – 10%).

Vrednosti zapisane v oklepajih predstavljajo prispevke posameznih komponent k celotni vertikalni sili v primerjavi s prispevkom statične obtežbe kolesnega para.

4.1.1 Izračun upogibnih napetosti v tirnici

Kot je omenjeno že v drugem poglavju, lahko vibracijsko gibanje opišemo s pomiki. Enega izmed takšnih pomikov, ki delno tudi prispeva k vrednostim vibracij, predstavlja posedek tirnice pri določeni obtežbi. Poznamo statične in dinamične vrednosti posedka, ki jih določamo na podlagi metod za izračun upogibnih napetosti v tirnici. Ne glede na to, da s pomočjo teh metod ne moremo direktno izvajati analiz vezanih na vibracije, so v tem poglavju le-te na kratko vseeno opisane, saj predstavljajo osnovo za opisovanje mehanskih dogajanj v zgornjem ustroju.

Izračun napetosti v tirnicah je v primerjavi z izračuni napetosti v konstrukcijah visokogradnje in mostovih manj natančen, saj niso znana točna prijemališča sil, problematična pa je tudi podajnost pragov in tirne grede pod tirnicami. Izračun predstavlja primerjavo vplivov delujočih sil na zgornji ustroj pri različnih načinih obremenitve, razdalji pragov, oblikah tirnic in ostalih elementov zgornjega ustroja. Omejena računska zasnova podaja tudi omejene rezultate, zaradi česar pretirana natančnost v računu ni smiselna za doseganje zadovoljivega nivoja točnosti rezultatov. Vendar pa to ne pomeni, da se lahko izračuna napetosti v tirnicah lotimo površno, temveč zgolj to, da postopek lahko izvajamo s t.i. inženirsko natančnostjo. Spodaj podane metode so povzete po Zgoncu [11] in Gspanu [12].

4.1.1.1 Hertzova površina

Hertzova površina je stična ploskev elipsaste oblike med tirnico in kolesom, v kateri se razvijejo visoke napetosti, posledica česar so plastične deformacije, ki pa jih zaradi predpostavke o polprostoru lahko zanemarimo. Dimenzije površine so odvisne od polmera kolesa in polmera zakrivljenosti tirnične glave, ter od elastičnega modula kolesnega obroča in tirnice. Največja tlačna napetost v stični ploskvi za običajna jekla je po Hertzmu podana z enačbo (16).

$$\sigma = \frac{187}{\eta} * \sqrt[3]{\left(\frac{1}{R} + \frac{1}{r}\right)^2 * P} \quad (17)$$

, kjer je

- R ... polmer kolesa [m],
- r ... polmer zakrivljenosti tirnične glave [m],
- η ... funkcija polmerov r in R ($\eta \approx 1,0495$),
- P ... del osne sile, ki deluje na eno kolo [$100 * N$].

Diagram napetosti na temu območju je zelo dober približek parabole, tako da lahko ploščino stične ploskve izrazimo z enačbo (17).

$$f = \frac{2 * P}{\sigma} \quad (18)$$

Velikosti ploščine stične ploskve so velikostnega reda okrog 2 cm^2 .

4.1.1.2 Koeficient podajnosti tira

Na napetosti v tirnici močno vpliva velikost posedka praga pod obtežbo, zaradi česar je Zimmermann vpeljal koeficient podajnosti tira, ki pove kolikšna mora biti sila na površini velikosti 1 cm^2 , da se prag posede za 1 cm .

$$y = \frac{p}{C} = \frac{2 * S}{C * F} \quad (19)$$

, kjer je

- y ... posedek praga [cm],
- p ... pritisk na spodnji strani praga, na stiku s tirno gredo [N/cm^2],
- S ... pritisk tirnice na prag [N],

P ... celotna ležiščna ploskev praga [cm^2],

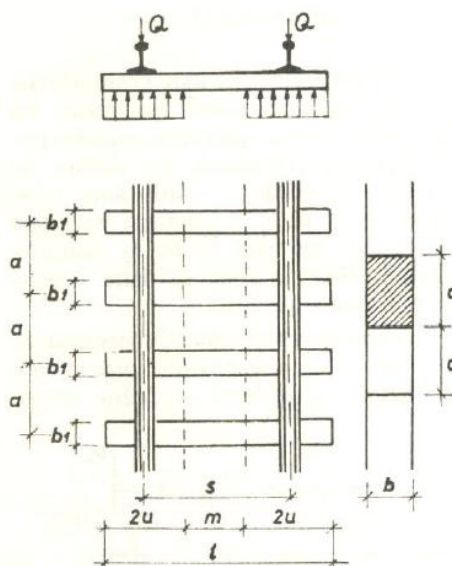
C ... koeficient podajnosti tira [N/cm^3].

Koeficient podajnosti je odvisen od kakovosti tirne grede in tal pod njo, njegove okvirne vrednosti za različne vhodne podatke pa znašajo od 20 do 600 N/cm^3 .

4.1.1.3 Upogibni moment po Zimmermannu

Prvi, ki je že pred 150 leti začel znanstveno preučevati zgornji ustroj, je bil Winkler. V svojem izračunu maksimalnih upogibnih momentov v tirnici je predpostavil, da je tirnica kontinuirni nosilec na čvrsti podlagi, katerega v vsakem drugem polju obremenjujejo enake sile. Ker te predpostavke niso popolnoma resnične so številni raziskovalci njegov izračun razvijali dalje. Verjetno najpomembnejši med njimi je bil Zimmermann.

Zimmermann je v svojem izračunu predpostavil tirnico kot vzdolžni nosilec brez teže na elastični podlagi. Skušal je torej upoštevati podajnost podpor, zaradi česar je tudi uvedel koeficient podajnosti tira. Še ena izmed njegovih predpostavk je, da je upogib med dvema pragoma minimalen, posledica česar je uvedba sistema namišljenih vzdolžnih nosilcev.



Slika 13: Zimmermannov pristop k izračunu zgornjega ustroja [15]

Širina namišljenega vzdolžnega nosilca je na podlagi zgornje slike podana s pomočjo enačbe (19):

$$b = \frac{2 \cdot u \cdot b_1}{a} \quad (20)$$

- , kjer je
- b ... širina namišljenega vzdolžnega nosilca [cm],
 - u ... polovična širina naležne površine praga na tirno gredo [cm],
 - b_1 ... širina praga [cm],
 - a ... dolžina namišljenega vzdolžnega nosilca [cm].

Na podlagi ravnotežnih pogojev, teorije ukrivljenosti in diferencialne enačbe upogibnice, ter predhodno podanih enačb za koeficient podajnosti in širino namišljenega vzdolžnega nosilca je Zimmermann vpeljal novo količino, ki jo je poimenoval osnovna vrednost zgornjega ustroja. Spodaj zapisane enačbe za določanje vrednosti posedka, upogibnega momenta in pritiska, so podane v odvisnosti od osnovne vrednosti zgornjega ustroja.

$$L = \sqrt[4]{\frac{4 * E * I}{b * C}} \quad (21)$$

$$y = \frac{Q}{2 * b * C * L} * \eta \quad (22)$$

$$M = \frac{Q * L}{4} * \mu \quad (23)$$

$$p = \frac{Q}{2 * b * L} * \eta \quad (24)$$

$$\eta = \frac{\sin \xi + \cos \xi}{e^\xi} \quad (25)$$

$$\mu = \frac{-(\sin \xi + \cos \xi)}{e^\xi} \quad (26)$$

$$\xi = \frac{x}{L} \quad (27)$$

- , kjer je
- L ... osnovna vrednost zgornjega ustroja [cm],
 - y ... posedek praga [cm],
 - M ... upogibni moment [kNcm],
 - p ... pritisk na spodnji strani praga [N/cm²],
 - η ... vplivnica za posedek [rad],
 - μ ... vplivnica za moment [rad],
 - ξ ... koeficient za izračun vplivnice,
 - x ... oddaljenost prijemališča sile od izhodišča [cm].

4.1.1.4 Eisenmannova enačba

S Zimmermannovo metodo dobimo statične vrednosti posredkov in upogibnih momentov za mirujoči vlak. Eisenmann je metodo nadgradil na takšen način, da je statične vrednosti iz enačb metode pomnožil z dinamičnim koeficientom, v katerem je upošteval hitrost vlaka, kakovost tira ter statistično verjetnost zajetja dinamičnih vplivov.

Enačbi dinamičnega koeficienta po Eisenmannu sta posebej za hitrosti vlakov do 60 km/h in za hitrosti od 60 do 200 km/h podani na naslednji način [11]:

$$\alpha = 1 + t * \sigma \quad \text{za } V < 60 \text{ km/h} \quad (28)$$

$$\alpha = 1 + t * \sigma * \left(1 + \frac{V - 60 \text{ km/h}}{140 \text{ km/h}}\right) \quad \text{za } 60 < V < 200 \text{ km/h} \quad (29)$$

, kjer je α ... dinamični koeficient,

t ... faktor statistične verjetnosti,

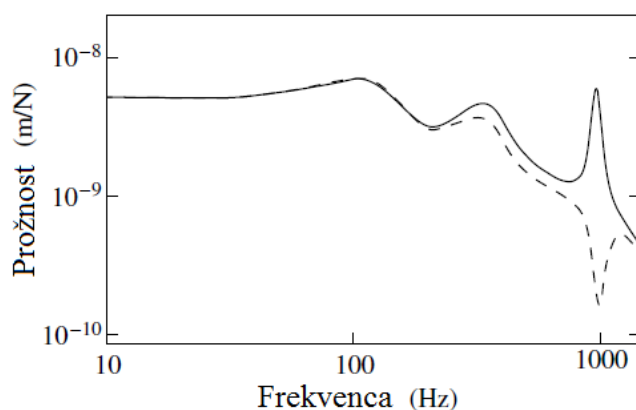
σ ... standardna deviacija,

V ... hitrost vlaka [km/h].

4.1.2 Dinamične lastnosti zgornjega ustroja železniških prog

Naloga železniške proge je zagotavljanje varnega in ekonomičnega prevoza ljudi in blaga. V kolikor se na progi pojavljajo nepravilnosti, nastajajo kot njihova posledica oscilacije in vibracije, ki zmanjšujejo udobje potnikov in povečujejo verjetnost poškodb na blagu, poleg tega pa vplivajo tudi na okoliške objekte ter na hitrost obrabe zgornjega ustroja železniške proge. Kakšne bodo oscilacije in vibracije na določenem območju je odvisno od dinamičnih lastnosti zgornjega ustroja ter od načina vzmetenja vlaka in njegovih materialnih karakteristik.

Po [13] se preučevanje dinamičnih lastnosti zgornjega ustroja železniških prog običajno izvaja s pomočjo dveh preizkusov. Dinamične lastnosti v nizkem frekvenčnem območju, do 200 Hz, lahko določamo s pomočjo sinusne obtežbe, ki jo na tir vnašamo s hidravličnimi valji. Lastnosti v višjem frekvenčnem območju pa določamo s pomočjo udarnih sil, npr. z udarci kladiva. Rezultate teh dveh preizkusov se prikazuje z diagrami, iz katerih je razvidno, pri katerih frekvencah se pojavljajo v tiru resonance. Takšen diagram je prikazan na spodnji sliki.



Slika 14: Prožnost tira pri obremenitvi s sinusno obtežbo [13]

Na diagramu je prikazana prožnost (inverzni pojem od togosti), v odvisnosti od frekvence obtežbe. Prožnost predstavlja razmerje med upogibom in silo, s katero tir obremenimo. Polna črta na diagramu predstavlja prožnost v primeru, ko je prijemališče sile na tirnici v sredini med dvema pragoma, prekinjena črta pa, ko je prijemališče točno nad pragom. Vrhovi krivulj ponazarjajo območja resonance.

Po [13] se prva resonanca, ki na zgornjem diagramu sicer ni prikazana, v primeru tira na mehkih tleh pojavi na območju med 20 in 40 Hz. Ta resonanca je posledica vibriranja zgornjega in spodnjega ustroja tira na plasteh temeljnih tal. Sestava in stanje tira na te vibracije ne vplivata veliko. Zmanjšanje vibracij na tem območju lahko dosežemo v večji meri zgolj z izboljšanjem temeljnih tal.

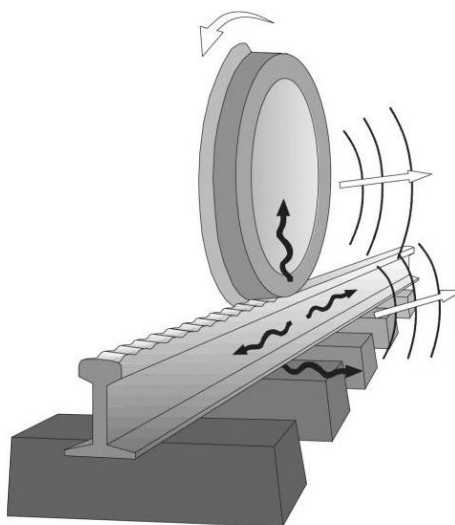
Druga resonanca, ki je posledica vibriranja tirnic in pragov na tirni gredi, se nahaja na območju med 50 in 300 Hz [13]. Tirnice in pragi v takšnem primeru predstavljajo masni element, medtem ko tirna greda predstavlja vzmet. Tirna greda poleg tega zagotavlja tudi dušenje, zaradi česar je ta resonanca precej dobro dušena.

Naslednja resonanca se pogosto pojavi na območju med 200 in 600 Hz, kot posledica poskakovanja tirnice na podložnih ploščah [13]. V takšnem primeru predstavlja podložna plošča vzmet, ki je položena med dva masna elementa, tirnico in prag. Tudi tukaj je večina dušenja posledica delovanja tirne grede.

Po [13] se zadnja resonanca, ki jo je v sklopu obravnavanja vibracij na železniških progah še smiselno obravnavati, nahaja na frekvenčnem območju med 800 in 1000 Hz. Ta resonanca se pojavi v primeru, ko je dolžina upogibnih valov tirnice enaka dvakratnemu razmaku med pragi, in ko se prijemališče sile nahaja na sredini med dvema pragoma. Dušenje takšnih vibracij je zelo slabo, kar ponazarja strmi vrh na zgornjem diagramu. V primeru, da se prijemališče sile nahaja nad pragom, pa na tem območju pride do t.i. anti resonance.

4.1.3 Medsebojni vpliv vlaka in tira

V zgornjem podpoglavju so opisane dinamične lastnosti zgornjega ustroja v primeru, ko so tirnice obremenjene s testnimi obtežbami. V realnosti, ko po tiru vozi vlak z določeno hitrostjo, pa so te lastnosti pogosto lahko tudi nekoliko drugačne, saj k dinamiki, povezanega sistema vlak-tir, prispevajo tudi mase, vzmeti in dušilke vlaka. Govorimo lahko o dveh sistemih, vlaku in tiru, ki sta med seboj povezana v stiku kolesa in tirnice.



Slika 15: Mehanizem nastanka in širjenja vibracij v stiku kolesa in tirnice [21]

Elastično deformacijo, ki se pojavi v stiku, običajno obravnavamo kot elastično deformacijo nelinearne Hertzove vzmeti. Večja kot je sila kolesa na tirnico, večja je tudi togost vzmeti, s katero stik modeliramo.

4.1.3.1 Hertzova vzmet

Po [6] lahko togost vzmeti med kolesom in tirnico izpeljemo iz Hertzove teorije o napetostih v stiku dveh elastičnih teles. Ker je enačba togosti vzmeti, ki jo dobimo iz neposredne izpeljave, precej komplicirana, upoštevamo nekaj predpostavk, ki enačbo bistveno poenostavijo. Prva predpostavka je, da je stična ploskev med kolesom in tirnico ravninskega značaja. Poleg tega, pri podajanju radijev v enačbi upoštevamo njihove geometrične sredine. Poenostavljena enačba togosti Hertzove vzmeti se po [6] glasi:

$$k_h = \sqrt[3]{\frac{3 * E * Q * \sqrt{R_{wheel} * R_{railprof}}}{2 * (1 - \nu^2)^2}} \quad (30)$$

, kjer je k_h ... nelinearna togost vzmeti [kN/m],

E ... elastični modul [kN/cm²],

ν ... Poissonov količnik,

Q ... vertikalna obtežba kolesa [kN],

R_{wheel} ... radij kolesa [m],

$R_{railprof}$... radij glave tirnice [m].

Zgoraj zapisana enačba je nelinearna. V kolikor želimo dinamične lastnosti tira obravnavati s Fourierjevimi transformacijami, je potrebno koeficient togosti Hertzove vzmeti linearizirati. Linearizirane vrednosti togosti je mogoče dobiti na podlagi razmerja med statično kontaktno silo F in pomikom kontaktne površine y . Spodaj je podana enačba za določanje linearizirane togosti vzmeti [6].

$$k_h = \frac{dF}{dy} = \frac{3}{2} * c_h^{2/3} * F^{1/3} \quad (31)$$

, kjer je c_h ... konstanta odvisna od radija kolesa in lastnosti materialov [N/m^{3/2}].

4.1.3.2 Vpliv hitrosti vlaka na širjenje vibracij

Po [13] na nastanek in širjenje vibracij tako kot velikost obtežbe, vpliva tudi hitrost premikajočega se vlaka. Višja kot je hitrost bolj izrazite bodo tudi vibracije, ki pri tem nastajajo. Še posebej se to pozna, ko so temeljna tla pod nasipom tira iz mehkih zemljin. V primeru temeljnih tal iz mehke gline, se lahko zgodi, da je hitrost vlaka višja od hitrosti Rayleigh-jevih površinskih valov v tleh, posledica česar je ogromno povečanje vibracij. V svetu so znani primeri, ko takšnih vibracij ni bilo mogoče omejiti drugače kot z odstranitvijo tira in utrditvijo temeljnih tal.

4.1.3.3 Vzbujevalne frekvence

Z ozirom na to, da se izvor vibracij nahaja v stiku kolesa in tirnice, je po [13] pomembno, da ugotovimo kakšne so vzbujevalne frekvence, ki nastanejo na tem območju. Od tukaj naprej se vibracije

nato v eni smeri širijo v vlak, v drugi smeri pa v železniški tir in nato naprej v okolico. Spodaj je podana enačba (32) vzbujevalne frekvence, v odvisnosti od hitrosti kolesa (v) in valovne dolžine obrabe (v obliki sinusne funkcije) površine glave tirnice ali kolesa (λ).

$$f = \frac{v}{\lambda} \quad (32)$$

Iz enačbe je lepo razvidno, da se z višanjem hitrosti in krajšanjem valovne dolžine obrabe, višajo vzbujevalne frekvence. V naslednjih podpoglavjih bodo, kot posledica obrab različnih valovnih dolžin, bolj podrobno opisani štirje izvori vibracij.

4.1.4 Rebričenje tirnice

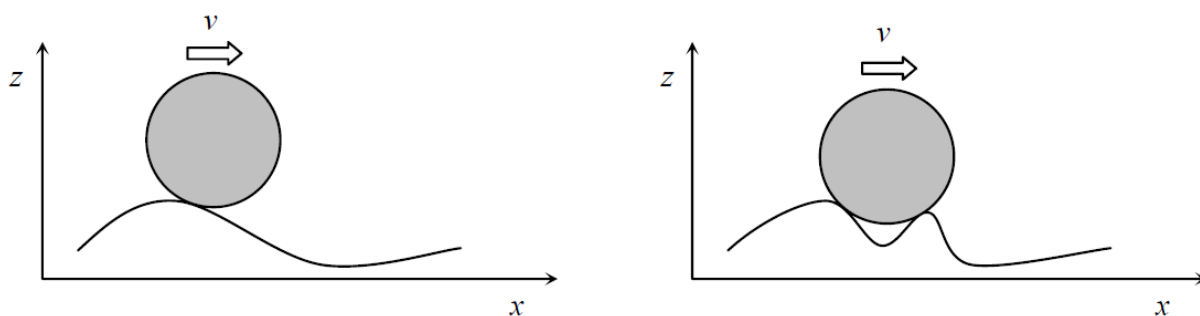
Rebričenje tirnice je izraz s katerim opisujemo zelo kratko valovito obrabo vozne površine tirnične glave [22]. Takšna obraba se pojavlja na vseh tirnicah in čeprav se razlogi za njen nastanek od raziskovalca do raziskovalca nekoliko razlikujejo, so vsi enotnega mnenja, da je odvisna od dinamičnega obnašanja sistema kolo-tir [13]. Nanjo naj bi vplivale resonance, ki nastajajo med tirnico, kolesom in gonilno gredo. Zelo verjetno je, da na nastanek rebričenja različnih valovnih dolžin vplivajo različni fizikalni pojavi [23]. S povečevanjem hitrosti vlaka, se povečujejo dinamične sile na stiku kolesa in tirnice, ki sčasoma vodijo v nastanek rebričenja površine tirnične glave. Posledica nastanka in razvoja tovrstne obrabe pa predstavlja še dodatno povečanje dinamičnih sil sistema, ki pospešuje obrabo celotnega železniškega tira. Valovi so periodični, njihove dolžine pa se gibljejo v razponu med 0,3 in 3 cm [13].

Tipičen izgled rebričene tirnice je prikazan na spodnji sliki. Vidna so menjajoča se svetla (grebeni) in temna (vdolbine) območja na površini tirnice. Po [13] so na grebenih, ki so zaradi svoje višje lege vedno v stiku s kolesom, dinamične sile kolesa večje kot na vdolbinah. Zaradi tega je površina tirnice na tem območju vedno zglajena in zato tudi svetleča. Vpliv sile kolesa na tirnico v območju vdolbin je manjši, zaradi česar je površina delno oksidirana in posledično temnejše barve. Posledica trenja na območju izboklin je veliko hipno povečanje temperature, ki pa zelo hitro pade nazaj na prvotno stanje. Zaradi hitrih sprememb temperature je trdota na območju izboklin povišana. Višinske razlike med vdolbinami in izboklinami znašajo od 0,1 do 0,4 mm [22].



Slika 16: Prikaz rebričenja tirnice [24]

Stik kolesa in tirnice običajno obravnavamo kot enotočkovnega, vendar pa se v primeru rebričenja tirnic, kjer so dolžine valov zelo kratke, lahko zgodi, da stik postane dvotočkovni. Obravnavanje takšnega stika je bistveno bolj zapleteno in pri njegovem modeliranju lahko naletimo na številne težave [25].



Slika 17: Prikaz enotočkovnega (levo) in dvotočkovnega (desno) stika kolesa in tirnice [25]

4.1.5 Nepravilnosti dolgih valovnih dolžin

V to skupino sodijo geometrijske nepravilnosti na tirnicah ali kolesih ter nepravilnosti v togosti tira. Valovne dolžine takšnih nepravilnosti so enake ali daljše od 30 cm.

4.1.5.1 Nepravilnosti na kolesih

Kolo nepravilne okrogle oblike bo sistem vlaka in tira vzbudilo s frekvenco, ki ustreza valovni dolžini njegove nepopolnosti. Ekscentrično kolo bo vzbudilo nihanje s frekvenco, ki ustreza številu vrtljajev kolesa na sekundo. Tako za kolo s polmerom $r = 0,45\text{m}$ velja, da bo valovna dolžina njegove nepravilnosti enaka $\lambda = 2,8\text{m}$ [13]. Za ovalno kolo bo valovna dolžina njegove nepravilnosti polovico krajša in zaradi tega njegova vzbujevalna frekvenca enkrat večja. Vplivi različnih oblik nepravilnosti koles na vibracije se v večini primerov preučujejo na podlagi numeričnih analiz računalniških modelov po metodi končnih elementov.

4.1.5.2 Nepravilnosti, ki nastanejo v postopku izdelave tirnic

Nepravilnosti dolgih valovnih dolžin na tirnicah lahko nastanejo že v postopku izdelave tirnic. Njihove valovne dolžine se gibljejo od enega do nekaj metrov. Takšne nepravilnosti so vzrok za nastanek nizkofrekvenčnih nihanj vlaka in železniškega tira.

4.1.5.3 Spremembe v togosti tira

Nepravilnosti, oziroma bolje rečeno spremembe v togosti tira se pojavljajo v dveh poglavitnih oblikah. V primeru klasičnega tira, ko so pragi položeni v tirno gredo, obstaja pri vsakem tiru, neglede na njegovo izvedbo in stanje, razlika med togostjo na območju praga in na območju med dvema pragoma [13]. Tir je bolj tog na območju praga in manj tog na območju med sosednjima pragoma, zaradi česar bo kolo vlaka vzbujeno s frekvenco f , ki je v odvisnosti od hitrosti vlaka v in razmaka med pragami λ , podana z enačbo (32).

Drugo obliko spremembe togosti v tiru predstavljajo območja kretnic in tirnih križišč ter prehodi iz tira na nasipu v tir na premostitvenih objektih [26]. V kretnicah so pragi različnih dolžin, zaradi česar je togost na tem območju drugačna, poleg tega so elementi v srčiču, vključno s srcem, bolj togi od elementov osnovnega tira, posledica česar so velike hipne spremembe v togosti. Hipne spremembe v togosti vodijo v nastanek visokofrekvenčnih vibracij. Po istem principu nastajajo visokofrekvenčne vibracije tudi na prehodu iz konstrukcije na nasipu v bistveno bolj togo konstrukcijo premostitvenega objekta.

Spremembe togosti so prisotne tudi v samih tleh pod železniškim tirom, vendar pa so te veliko bolj postopne, zaradi česar povzročajo nastanek nizkofrekvenčnih vibracij.

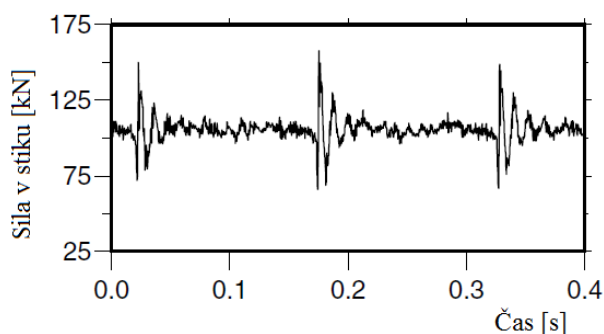
4.1.6 Nastanek vibracij zaradi udarnih sil

Poleg kratkovalovnih in dolgovalovnih nepravilnosti opisanih v zgornjih podpoglavjih, so pomemben izvor vibracij na železniških progah tudi udarne sile, ki nastanejo zaradi udarca sploščenega dela kolesa ob tirnico, zaradi prehoda kolesa čez tirni stik ter zaradi prehoda čez kretnico.

4.1.6.1 Udarec zaradi sploščenosti kolesa

Po [13] nastane sploščenost na kolesu kot posledica drsenja zablokiranega kolesa po tirnici. Kolo drsi po tirnici lahko iz dveh razlogov. Zaradi napak na zavorah se včasih zgodi, da se katero izmed koles neha vrteti še preden se vlak ustavi. Drugi vzrok za drsenje pa je lahko v nizki adheziji med kolesom in tirnico, zaradi česar se ob začetku premikanja vlaka kolo še ne začne vrteti. Drsi lahko eno samo kolo, lahko pa sočasno drsita tudi obe kolesi kolesnega para. V času drsenja kolesa se ta zaradi trenja obrablja, posledica česar je nastanek ravne površine. Ko se tako deformirano kolo končno začne vrteti, vsak njegov obrat predstavlja udarno silo na tirnico. Vibracije, ki so posledica takšnih sil so visokofrekvenčne. Poleg vibracij, je sploščenost koles tudi pomemben izvor hrupa. V ekstremnih primerih, pri zelo nizkih temperaturah in velikih deformacijah koles, lahko pride tudi do zloma tirnice.

Na spodnjem diagramu je prikazan vpliv udarne sile sploščenega kolesa na porast vrednosti kontaktne sile v stiku kolesa in tirnice. V tem primeru je dolžina sploščenega dela na obeh kolesih kolesnega para znašala 4 cm, osna obtežba je znašala 22 ton, vlak pa je vozil s hitrostjo 70 km/h. Iz grafa je razvidno, da se zaradi vpliva sploščenosti kolesa kontaktna sila iz 110 kN poveča na vrednosti višje od 150 kN in to že pri relativno nizki hitrosti [13].



Slika 18: Prikaz prirastka sile v stiku zaradi udarne sile kolesa [13]

4.1.6.2 Udarec zaradi prehoda čez tirni stik in kretnico

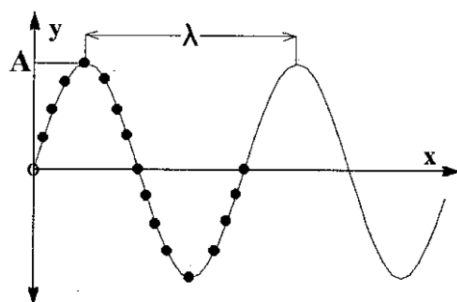
Kot je opisano že v tretjem poglavju tega diplomskega dela, poznamo dve izvedbi tirnih stikov. Pri izvedbi neprekinjeno zavarjenega tira, lahko pride v stiku do majhne razlike v nivojih med sosednjima tirnicama. Pri prehodu kolesa preko te višinske razlike, kolo, katerega masa je večja od mase tirnice, slednjo potisne navzdol, posledica česar je nastanek velikih dinamičnih sil. Pri izvedbi tirnega stika z veznim priborom je verjetnost pojava razlike v nivojih med sosednjima tirnicama še večja, poleg tega pa pri takšni izvedbi pride tudi do povečanja togosti v stiku. Vzrok za povečanje togosti je namestitev spoj in dvojnih pragov, ki morajo biti nujno prisotni pri takšni izvedbi tirnega stika.

Pri prehodu vlaka čez kretnico, poleg spremembe v togosti tira, vibracije povzročajo tudi udarne sile, ki nastajajo kot posledica razlike v višini med tirnicami osnovnega in odklonskega tira. Razlike v višini so odvisne od kakovosti izdelave kretnice ter od dotrajanosti zgornjega ustroja. Več časa kot mine od rednega vzdrževanja, bolj dotrajan je zgornji ustroj.

4.2 Pot vibracij

4.2.1 Osnove širjenja vibracij

Vibracije, ki nastanejo zaradi interakcije med vlakom in železniškim tirom se iz tal pod tirom širijo naprej. Kot je bilo že omenjeno, so vibracije nihanja. Prenajanje nihanja lahko ponazorimo z neko snovno točko, ki z amplitudo A niha okrog svoje mirovne lege. Ta točka je zaradi medmolekularnih vezi elastično povezana s sosednjo točko, ta pa na enak način z naslednjo. Ob premiku prvotne točke se z rahlo zakasnitvijo premaknejo tudi vse sosednje točke. To dogajanje je prikazano na spodnji sliki.



Slika 19: Prikaz valovanja [3]

Na prvi pogled se zdi graf iz zgornje slike zelo podoben tistemu pri nihanju, vendar pa je bistvena razlika med njima v tem, da smo pri nihanju na abscisno os nanašali čas, tukaj pa nanašamo razdaljo. Opisano prenašanje nihanja skozi snov imenujemo valovanje. Kljub temu, da posamezne točke nihajo izključno na mestu, okrog svojih mirovnih leg, se z valovanjem prenaša z enega mesta na drugo tudi energija nihanja [3].

Glede na smer, v kateri nihajo posamezni delci, poznamo dve glavni obliki valovanj. To sta prečno ali transverzalno valovanje, pri katerem molekule nihajo pravokotno na smer širjenja valov, ter vzdolžno ali longitudinalno valovanje, pri katerem delci nihajo v smeri širjenja valov. Poleg tega je za prenašanje vibracij v železniškem prometu zelo pomembno tudi Rayleigh-jevo valovanje, pri katerem delci eliptično nihajo v ravnini, ki se nahaja vertikalno glede na smer širjenja valov.

V idealnih razmerah, v primeru homogenih tal, se longitudinalni in transverzalni valovi od izvora širijo v vse smeri, pri čemer se zaradi dušilnih lastnosti tal z oddaljevanjem od izvora občutno zmanjšujejo. Rayleigh-jevi valovi se prav tako zmanjšujejo zaradi dušilnih lastnosti tal, vendar pa zaradi nahajanja na površini niso podvrženi enakim geometrijskim omejitvam kot longitudinalni in transverzalni valovi. V realnosti so tla v večini primerov vse prej kot homogena, saj običajno vsebujejo več plasti in različnih prekinitev znotraj teh plasti. V takšnih primerih se vibracije po vmesnih ploskvah med plastmi lahko širijo tudi na drugačne načine, možen pa je tudi pojav pretvarjanja ene vrste valovanja v drugo.

Longitudinalni valovi se običajno širijo s hitrostjo 1000 m/s, transverzalni in Rayleigh-jevi valovi pa so bistveno počasnejši. Hitrosti teh znašajo običajno približno 200 m/s, v nekaterih primerih pa lahko Rayleigh-jevi valovi potujejo tudi zgolj s hitrostjo 35 m/s [19].

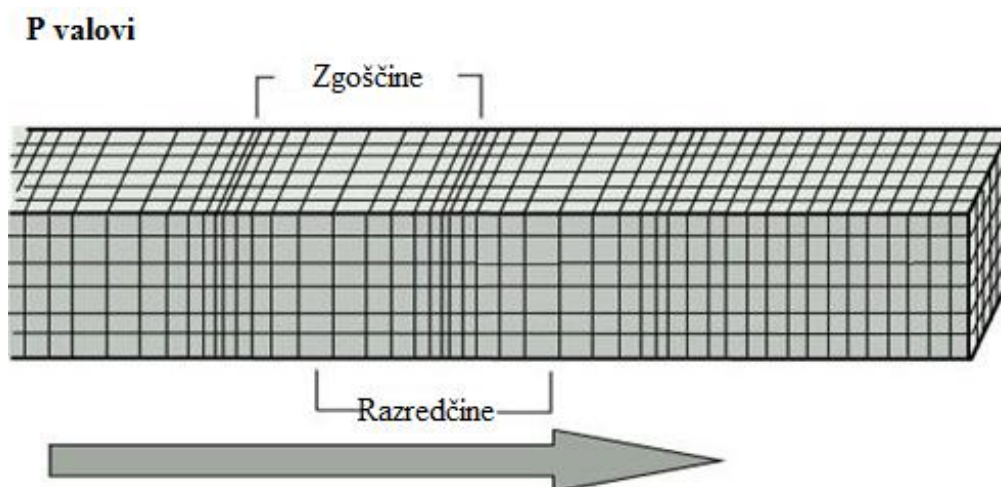
Različne oblike valovanja prenašajo različne količine vibracijske energije. Na oddaljenosti večji od 20 metrov od izvora so glavni prenašalci vibracijske energije Rayleigh-jevi valovi, na manjših oddaljenostih pa so pomembnejši longitudinalni valovi. Pri tem je pomembno poudariti tudi to, da se visokofrekvenčna valovanja bistveno hitreje zmanjšujejo od nizkofrekvenčnih, ki so torej bolj pomembna na večjih oddaljenostih od izvora [19].

4.2.2 Tipi valovanj

Poleg delitve iz prejšnjega podpoglavja delimo po [19] valovanja tudi glede na tipe. Najpomembnejša dva sta glavno valovanje in površinsko valovanje. Glavni valovi se lahko širijo skozi notranje zemeljske plasti, medtem ko se površinski valovi, na podoben način kot valovanje na gladini vode, širijo samo po površju. Vlaki oddajajo energijo v obliki obeh tipov valovanj.

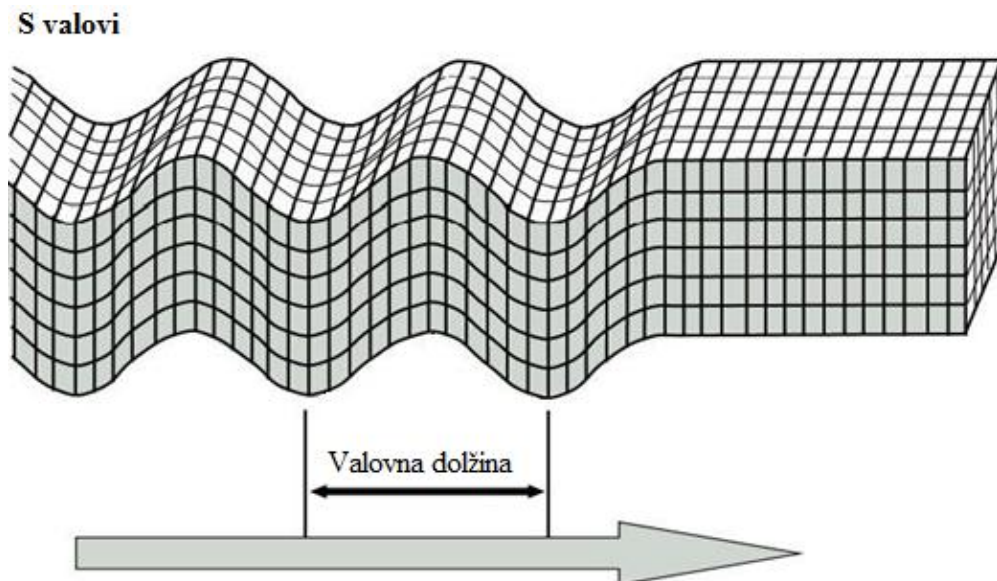
4.2.2.1 Glavni valovi

Prva vrsta glavnih valov so P valovi ali primarni valovi. To so longitudinalni valovi, ki se skozi tla širijo najhitreje. P valovi brez težav potujejo skozi plasti žive skale in morebitne vode oz. z vodo zasičene zemljine, ki se nahaja v tleh. Skozi skalo potujejo na enak način kot zvočno valovanje skozi zrak. Ker delci ne nihajo sočasno, se snov zaradi takšnega valovanja nekje zgošča, drugje pa redči. V zgoščenih delih se gostota snovi in tlak povečata, v razredčenih delih pa zmanjšata.



Slika 20: Shematski prikaz P valov [19]

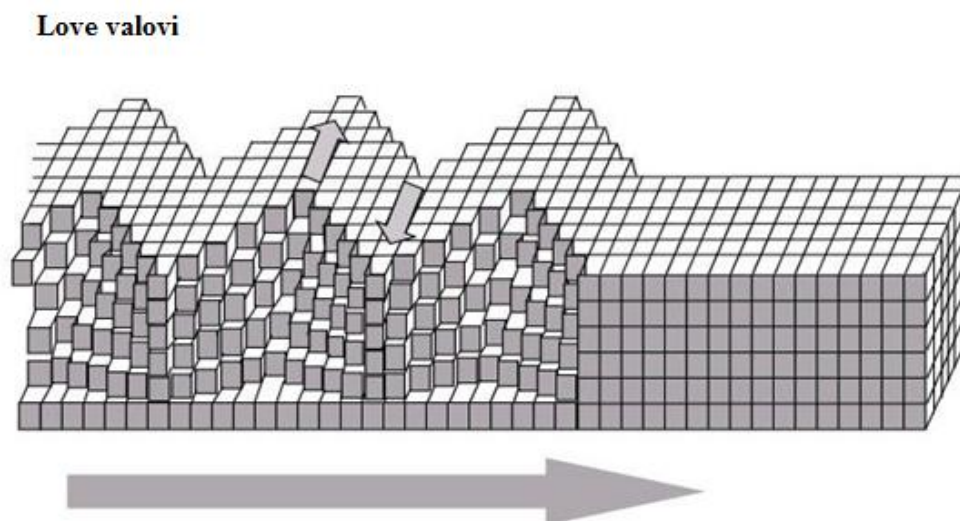
Druga vrsta glavnih valov so S valovi ali sekundarni valovi. To so transverzalni valovi in so počasnejši od P valov, ter se lahko širijo samo skozi živo skalo. Skalo premikajo navzgor in navzdol ali z ene strani na drugo.



Slika 21: Shematski prikaz S valov [19]

4.2.2.2 Površinski valovi

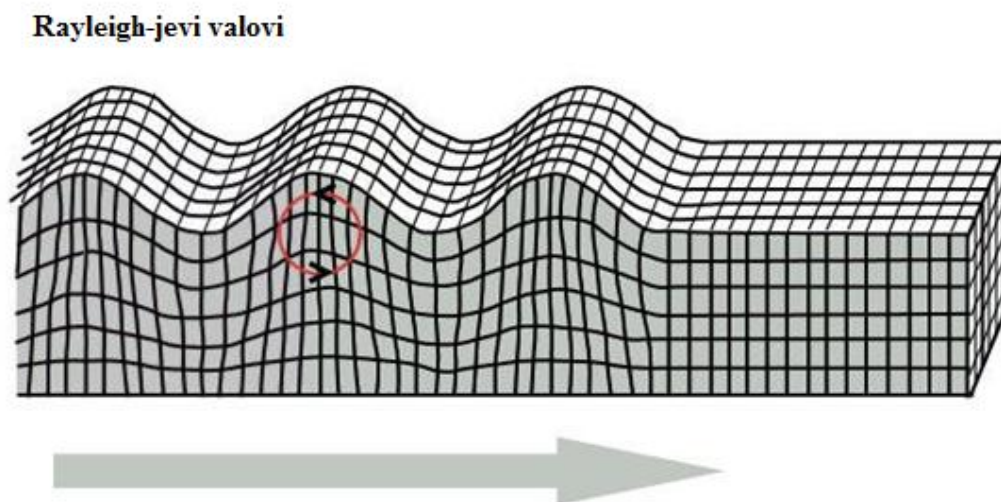
Prva vrsta površinskih valov so Love valovi, poimenovani po angleškem matematiku A.E.H Love, ki je leta 1911 izdelal matematični model za to vrsto valovanja. To so najhitrejši površinski valovi, ki tla bočno premikajo z ene strani na drugo.



Slika 22: Shematski prikaz Love valov [19]

Druga vrsta površinskih valov so Rayleigh-jevi valovi poimenovani po Lordu Rayleigh-u, ki je leta 1885 matematično predpostavil obstoj tovrstnega valovanja. Ti valovi se na površju tal vrtnčijo na enak način kot se vrtnčijo valovi v morju. Zaradi vrtnčenja premikajo tla navzgor in navzdol, ter z

ene strani na drugo v smeri širjenja valovanja. Večino tresljajev, ki jih čutimo zaradi obhoda vlaka, je posledica Rayleigh-jevih valov.



Slika 23: Shematski prikaz Rayleigh-jevih valov [19]

4.3 Prejemnik vibracij

Po nastanku se vibracije skozi tla širijo do temeljev bližnjih objektov, iz temeljev pa se nato širijo naprej v ostale dele objekta. Številni raziskovalci so preučevali vpliv vibracij na objekte v bližini železniških prog in vsi so prišli do enakega spoznanja, da na objekte pomembneje vplivajo nizkofrekvenčna valovanja, saj visokofrekvenčna pogosto sploh ne dosežejo njihovih temeljev. Bolj podrobno so prejemniki vibracij obravnavani v šestem poglavju, kjer so opisane posledice vibracije.

4.4 Vibracije v odvisnosti od tipa vlaka

V naslednjih podpoglavjih so na podlagi ameriškega projekta za oceno hrupa in vibracij [4] na kratko opisane vibracije v odvisnosti od tipa vlaka.

4.4.1 Običajni potniški vlaki in potniški vlaki z nagibno tehniko (intercity)

V to kategorijo sodijo potniški vlaki z električnimi ali dizelskimi lokomotivami. Razlika med obema je v tem, da intercity vlaki vozijo manj pogosto in so zato z vidika vibracij manj moteči. V večini

primerov vozijo ti vlaki po istih progah kot tovorni vlaki. Največ vibracij povzročajo lokomotive, vendar pa so te vibracije v primerjavi s tistimi, ki jih povzročajo tovorni vlaki manj moteče.

4.4.2 Potniški vlaki visokih hitrosti

Potniški vlaki visokih hitrosti so potencialno lahko veliki povzročitelji talnih vibracij in ravno talne vibracije v tej kategoriji predstavljajo enega izmed poglavitnih vplivov na poseljeno okolje. Ko bomo v Sloveniji začeli preučevati vpliv vlakov na širjenje vibracij v okolico, bi bilo zelo pametno, da bi natančno preučili tudi vpliv hitrih potniških vlakov, ki bodo nekega dne verjetno vozili tudi po naših železnicah.

4.4.3 Tovorni vlaki

Lokalni in medkrajevni tovorni vlaki se razlikujejo po številu vagonov in številu in velikosti lokomotiv, med seboj pa so si podobni v tem, da oboji uporabljajo dizelske lokomotive in enake vagone. Zaradi enakega vzmetenja vagonov in lokomotiv in podobnih osnih obremenitev so maksimalne vrednosti vibracij lokalnega in medkrajevnega tovornega prometa približno enake. Zaradi velikih osnih obremenitev so tovorni vlaki pogosto izvor neželenih in motečih vibracij, ki jih je zelo težko omejiti. Zato bi bilo kljub dejstvu, da je bila večina tirov po katerih vozijo tovorni vlaki zgrajenih že preden so se ob njih začela graditi naselja, smiselno za te vlake zgraditi nove tire, ki bi tovorni promet peljali stran od mestnih središč in poseljenih območji, stare tire pa uporabiti za potniški promet.

4.5 Pregled glavnih dejavnikov, ki vplivajo na talne vibracije

Preglednica 4: Glavni dejavniki, ki vplivajo na talne vibracije [4]

Dejavniki vezani na izvor vibracij	
Dejavniki	Vpliv
Vzmetenje vlaka	Bolj kot je vzmetenje v vertikalni smeri togo, večji učinek bodo imele vertikalne sile na nastanek vibracij. Primarno vzmetenje ima v primerjavi s sekundarnim bistveno pomembnejšo vlogo.
Vrsta in stanje	Običajna kolesa so preveč toga, da bi zagotavljala blaženje vibracij. Njihova

koles	sploščenost in ostale nepravilnosti pa zelo vplivajo na prirastek vibracij.
Stanje tirnic	Hrapavost tirnic pogosto pomembno vpliva na prirastek vibracij. S pravilnim vzdrževanjem in rednim brušenjem zmanjšujemo nivoje vibracij.
Način podpiranja tirnic	Način podpiranja tirnic je eden izmed poglavitnih dejavnikov, ki vplivajo na nivoje talnih vibracij. Najmočnejše vibracije nastajajo v primeru, ko so tirnice neposredno togo pritrjene na betonsko podlago. Z uporabo primerne pritrtilnega pribora in ustreznih izolacijskih materialov lahko nivoje vibracij bistveno zmanjšamo.
Hitrost	Višje kot so hitrosti, višji so tudi nivoji vibracij.
Sestava prometa	Težki tovorni vlaki povzročajo višje nivoje vibracij od lahkih potniških vlakov.
Globina izvora vibracij	Lastnosti vibracij podzemnega in površinskega železniškega prometa se med seboj precej razlikujejo. Običajno so bolj moteče vibracije, ki so posledica podzemnih železniških sistemov.
Dejavniki vezani na pot vibracij	
Dejavniki	Vplivi
Vrsta zemljine	V togih zemljinah so nivoji vibracij višji kot v mehkejših zemljinah.
Plasti kamnin	Nivoji vibracij so običajno višji v primerih, ko se trdna kamnita podlaga nahaja na globini manjši od 10 metrov od površja. Zaradi močnega širjenja vibracij, se te v kamnitem materialu občutno manj zmanjšujejo kot v mehkih zemljinah.
Plasti zemljine	Plastovitost zemljine ima pomemben vpliv na nivoje vibracij. V zemljinah z veliko plastmi je težko predvideti kakšni bodo nivoji vibracij, saj imajo plasti med seboj lahko zelo različne dinamične karakteristike.
Globina nivoja talne vode	Splošno je mišljenje, da ima globina nivoja talne vode pomemben vpliv na talne vibracije, vendar pa zaenkrat še ni bila določena natančna zveza med obema.
Globina zmrzovanja	Nekateri izsledki pričajo o tem, da je širjenje vibracij močnejše v primerih zmrznjenih tal.
Dejavniki vezani na prejemnika vibracij	
Dejavniki	Vplivi
Način temeljenja	Bolj kot je temeljenje masivno manjši vpliv imajo vibracije na objekt
Konstruktivska zasnova objekta	Bolj kot je konstrukcija masivna manjši vpliv imajo vibracije na objekt. Kakšen pa je vpliv vibracij na objekt je odvisno tudi od oblike in dimenzij objekta.
Akustične lastnosti prostorov	Akustična absorpcija prostora v katerem merimo vibracije pomembno vpliva na nivoje vibracije. Večja kot je absorpcija manjši so nivoji vibracij.

5 MERJENJE VIBRACIJ

Za primerjavo vrednosti posamezne fizikalne količine z njeno referenčno vrednostjo ali vrednostjo iste fizikalne količine v drugačnih pogojih je potrebno izvesti meritve. Za nekega skakalca v daljino lahko npr. ocenimo, da je skočil dlje od svojih sotekmovalcev, vendar pa tega ne moremo trditi s stoddostno verjetnostjo, če nismo izmerili skokov vseh udeležencev tekmovanja. Na enak način lahko občutimo, da so vibracije, ki jih povzroča mimovozeči vlak bolj ali manj moteče, vendar pa brez meritev ne moremo določiti kakšne so njihove dejanske vrednosti.

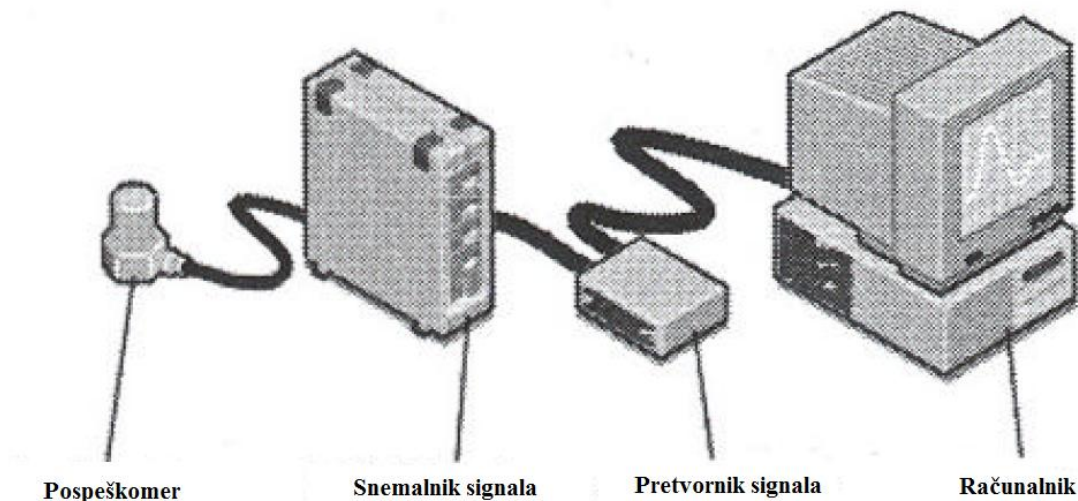
Vibracija sama po sebi ni fizikalna količina, pač pa njene vrednosti določamo s pomočjo fizikalnih količin. Ko govorimo o merjenju vibracij, imamo v mislih torej merjenje pospeškov, hitrosti ali odmikov od začetne ravnovesne lege. Ne glede na to, da so odmiki od začetne ravnovesne lege lažje razumljivi od hitrosti in pospeškov, pa z njimi vibracij skoraj nikoli ne merimo [2]. Najbolj enostavno in natančno lahko meritve izvajamo z merilniki pospeškov (pospeškometri), ki merijo pospeške tal, včasih pa zadovoljive rezultate lahko dobimo tudi z merilniki hitrosti.

5.1 Oprema za merjenje vibracij

5.1.1 Klasična oprema za merjenje pospeškov

Najpogostejši način merjenja vibracij na železniških progah je z merjenjem pospeškov. Po takšnem postopku sta meritve med drugimi izvajala Sinan Al Suhairy [19] in Mehdi Bahrekazemi [20], na območju Slovenije pa je na takšen način meritve izvajal Stanislav Lenart s sodelavci iz Zavoda za gradbeništvo Slovenije, na progi Ljubljana – Zagreb, v bližini mesta Boštanj [27]. Potrebna oprema za takšno izvajanje meritev je sestavljena iz pospeškometerov, ojačevalnikov signala, večkanalnega snemalnika signala (analogni ali digitalni) in osebnega računalnika. V primeru uporabe analognega snemalnika signala je potreben tudi pretvornik, ki ta signal spremeni v digitalnega, da ga je nato mogoče analizirati s pomočjo računalniških programov. To je oprema potrebna zgolj za merjenje vibracij, ker pa nas običajno zanima od česa so te vibracije odvisne, potrebujemo še nekaj dodatne opreme. Na podlagi teorije vibracij in raziskav, ki so bile izvedene v preteklosti, vemo, da na vrednosti vibracij vplivajo hitrosti vlakov. Obstaja več načinov merjenja hitrosti vlakov, vendar pa je verjetno najbolj enostavno in hkrati zelo natančno, če meritve izvajamo z lasersko pištolo za merjenje hitrosti. Pogosto nas poleg hitrosti zanima tudi kakšne so osne obremenitve. Načeloma te podatke dobimo od upravitelja železnice, lahko pa jih tudi izmerimo s pomočjo merilnikov deformacij, ki se namestijo na vrat tirnice. V primeru, da nas zanima tudi širjenje vibracij do prejemnika, je potrebno vedeti kakšna je

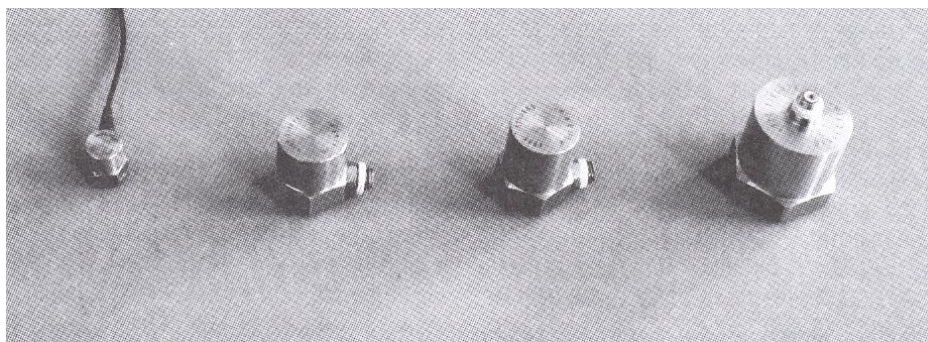
struktura tal. Če to ni znano že iz predhodnih raziskav, ki so bile izvedene npr. v času gradnje železnice ali okoliških objektov, je najhitreje in najceneje če izvedemo geoseizmične meritve.



Slika 24: Shematski prikaz zaporedja vezave elementov opreme za merjenje vibracij [19]

Najpomembnejši element takšne merilne opreme je pospeškometer. Pospeškometer je sestavljen iz dveh glavnih delov, ki ju imenujemo spreminjevalca. Prvi spreminjevalec je običajno utež, ki je z vzmetjo pritrjena na ohišje na takšen način, da ob pospešku lahko prosto zaniha. Njegova naloga je, da pospešek preobrazi v silo. Naloga drugega spreminjevalca je, da pretvori sprejeto silo v električni signal. Poznamo več različnih merilnikov pospeškov, najpogostejši pa so tisti, ki za drugega spreminjevalca uporabljajo material s piezoelektričnimi lastnostmi. Takšne merilnike pospeškov imenujemo piezoelektrični pospeškometri.

Načeloma velja pravilo, da so pospeškometri z veliko maso uteži zelo občutljivi in zato primerni za merjenje zelo majhnih pospeškov. Njihova slabost je v tem, da so uporabni le pri nizkih frekvencah. Pospeškometri z majhno maso uteži pa so uporabni tako pri nizkih kot tudi pri visokih frekvencah, vendar pa so manj občutljivi in zato neprimerni za merjenje zelo majhnih pospeškov.



Slika 25: Piezoelektrični pospeškometri z masami 2,2g, 11g, 13g in 54g [2]

Za merjenje pospeškov v vseh treh koordinatnih smereh (x,y,z) se običajno uporablja tri pospeškomere, ki so medsebojno pravokotno fiksno pritrjeni na kovinsko ploščico, ta pa je pritrjena na površino vibrajočega elementa. Številne raziskave na različnih tehničnih področjih so pokazale, da se pogosto prevladujoči pospeški pojavijo v smeri gravitacije (z smer), zaradi česar običajno zadostujejo meritve zgolj v tej smeri.

Bahrekazemi [20] pravi, da je pri takšnem izvajanju meritev najpomembnejše to, da pospeškomere čim bolje pritrdimo na podlago in s tem onemogočimo njihovo poskakovanje, posledica česar bi bili netočni rezultati meritev. Na tirnici in pragu to ne predstavlja večjega problema, saj sta obe podlagi trdi in relativno slabo podajni, velik problem pa to predstavlja pri merjenju v tirni gredi in okoliških tleh skozi katera vibracije potujejo do prejemnikov. Meritve v tleh se zato pogosto izvajajo v vrtnah globine do 0,5m, katerih dno se zalije s plastjo betona. Pospeškomer se nato čvrsto pritrdi na strjeni beton. Za pridobitev najnatančnejših rezultatov se vrzeli med pospeškomeri in podlago zapolni s plastelinom.

5.1.2 Laserski vibrometer

Laserski vibrometer je optična naprava namenjena merjenju površinskih vibracij na daljavo. V letalski in nekaterih drugih tehničnih panogah se uporablja že kar nekaj časa, v železniških raziskavah pa se šele začena pojavljati. Vibrometer je predvsem primeren za merjenje vibracij na težko dostopnih mestih, kjer pospeškomerov ni mogoče pravilno pritrditi, npr. na območju tirnih stikov. Poleg tega merjenje vibracij na daljavo zagotavlja tudi bistveno večjo varnost udeležencev meritev, saj merilne opreme ni potrebno neposredno pritrditi na sestavne dele zgornjega ustroja in se s tem izpostavlja nevarnosti mimovozečih vlakov.

Za svoje delovanje vibrometer izkorišča Dopplerjev pojav, zato ga pogosto imenujemo tudi laserski Dopplerjev vibrometer, ali okrajšano LDV. Na podlagi interference testnega laserskega žarka odbitega od merjene površine in referenčnega žarka znotraj naprave, lahko naprava določi hitrosti nihanja ali odmike površine od prvotne lege [28].

Po [29] vibrometer poda rezultate z ustrezno natančnostjo samo v primeru, ko je laserski žarek usmerjen na opazovani objekt točno pod pravim kotom. Ker je takšna postavitev vibrometra v veliko primerih neizvedljiva, je priporočljiv t.i. tridimenzionalni princip merjenja, kjer so v uporabi trije vibrometri hkrati. V takšnem primeru je postopek določitve hitrosti nihanj nekoliko bolj kompliciran, saj so komponente vektorja hitrosti v smerh x, y in z izražene s pomočjo transformacijske matrike smernih kosinusov kotov treh laserskih žarkov [29].

6 VPLIVI IN POSLEDICE VIBRACIJ

6.1 Vpliv vibracij na človeka

Po [2] probleme povezane z vibracijami in njihovim vplivom na človeka delimo v dve kategoriji. V prvo kategorijo uvrščamo odziv ljudi na vibracije v stavbah, v drugo pa odziv ljudi na vibracije v vozilih in industrijskih obratih. Poleg tega vibracije vrednotimo glede na tri kriterije. Prvi kriterij se nanaša na zaščito zdravja, drugi na zagotavljanje delovne uspešnosti in tretji na zaščito posameznikovega ugodja.

6.1.1 Zaznavanje vibracij

Železniški promet vzbuja vibracije, ki se skozi tla širijo v vse konstrukcijske elemente bližnjih objektov. Vibriranje sten in tal objektov privede do nizko frekvenčnega hrupa (bobnenja), poleg tega pa vibriranje lahko povzroča tudi ropotanje oken in ostalega stavbnega pohištva, ter premikanje predmetov znotraj stavbe, ki posledično povzročajo hrup. Posledice vibracij človek torej zaznava čutno, slišno in vidno, vendar pa nas običajno zanima predvsem tisti del, ki ga lahko čutimo.

Človekov odziv na vibracije znotraj stavb je zelo kompleksen pojav. Laboratorijske raziskave so pokazale, da vsak posameznik zaznava in se na vibracije odziva edinstveno [4]. Po [30] je občutljivost zaznavanja vsakega posameznika pogojena s številnimi notranjimi in zunanji faktorji, kot so:

- amplituda, frekvenca in trajanje vibracij
- človekov položaj (sedenje, stanje, ležanje)
- usmerjenost vibracij (vertikalna, horizontalna, rotacijska)
- točka prenosa (neposreden prenos: prek roke ali noge; posreden prenos: prek stola, fotelja...)
- človekova dejavnost (učenje, spanje, branje, gledanje televizije, pospravljanje...)
- pogostost ponavljanja vibracij

Pri vibracijah po standardih merimo pospeške, mogoče pa je tudi merjenje hitrosti in pomikov, pri čemer lahko z odvodi nato enostavno izračunamo vrednosti pospeškov. Pri izračunu pospeška iz hitrosti in pomika, zlasti pri stacionarnih vibracijah, predpostavimo sinusne signale [30].

Spodnja preglednica, povzeta po standardu ISO 2631-1:1997 [31], prikazuje okvirne informacije glede zaznavanja vibracij, zdravih in pozornih oseb.

Preglednica 5: Magnituda vibracije in stopnja zaznavanja [31]

R.M.S. pospešek [m/s^2]	Stopnja zaznavanja
< 0,01	Nezaznavno
0,015	Prag zaznavanja
0,015 – 0,020	Komaj zaznavno
0,020 – 0,080	Rahlo zaznavno
0,080 – 0,315	Dobro zaznavno
> 0,315	Ekstremno zaznavno

6.1.2 Neželeni vplivi vibracij

Izpostavljenost vibracijam ne vpliva samo na počutje, temveč tudi na zdravje posameznika. Pri tem je po [30] zdravje opredeljeno kot stanje popolnega fizičnega, psihičnega in socialnega ugodja in ne zgolj kot odsotnost bolezni. Pri običajnih vrednostih vibracije celotnega telesa povzročajo neželene občutke, ki odvisno od vsakega posameznika predstavljajo neugodje, zaskrbljenost, vznemirjenost, jezo, strah, depresijo, motnje koncentracije, sovražnost... Zaradi praktičnih razlogov vse te občutke nekoliko prisiljeno razdelimo na motnje (povzročajo težave pri spanju) in neugodja (vse ostalo) [30].

Standard ISO 2631-1:1997 [31] navaja mejo, pri kateri se začne neugodje že pri vibracijah s pospeškom $0,315 m/s^2$. Preglednica 6 prikazuje stopnjo neugodja v odvisnosti od pospeška vibracij.

Preglednica 6: Magnituda vibracije in stopnja neugodja [31]

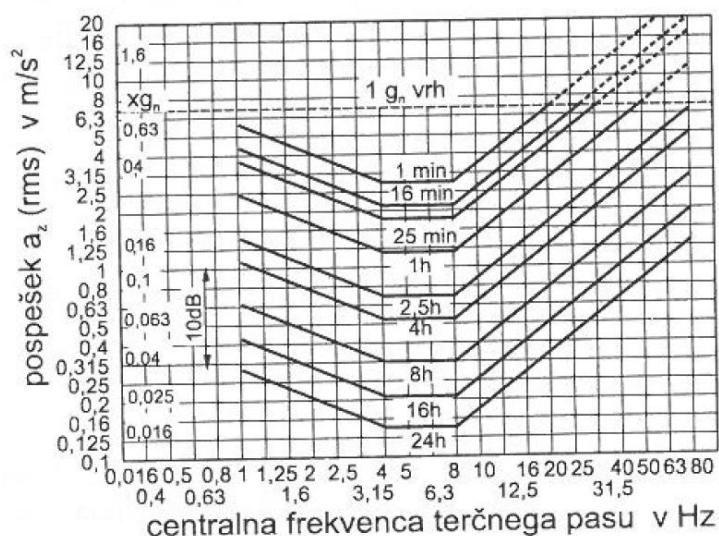
R.M.S pospešek [m/s^2]	Stopnja neugodja
< 0,315	Ne neugodno
0,315 – 0,630	Rahlo neugodno
0,500 – 1,000	Dokaj neugodno
0,800 – 1,600	Neugodno
1,250 – 2,500	Zelo neugodno
> 2,500	Ekstremno neugodno

Udobje in neudobje sta pojma, ki ju ni enostavno opredeliti. Fizično udobje lahko pomeni odsotnost bolečine in splošno dobro fizično počutje, medtem ko na psihično udobje vpliva skupek faktorjev, ki

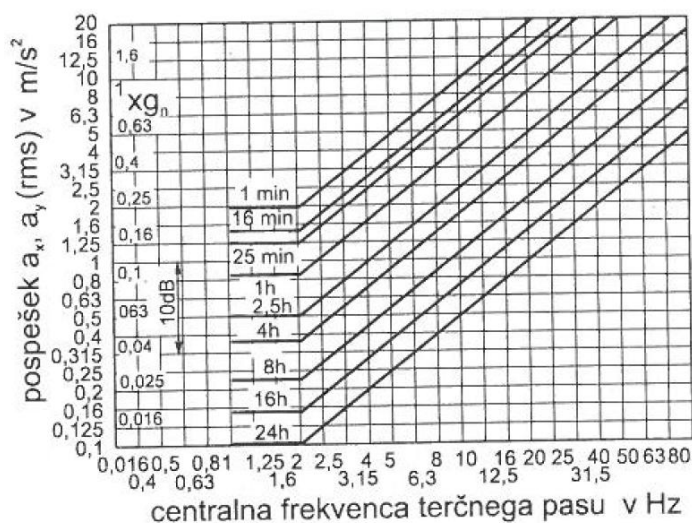
vplivajo na posameznikovo psihično stanje. Na posameznikovo (ne)udobje vplivajo osebni in socialni faktorji. Po [30] so osebni faktorji spremenljivke, ki so močno vezane na posameznika, se skozi čas in različne dogodke malo spreminjajo in se od posameznika do posameznika precej razlikujejo. Socialni faktorji so vezani na dogodke in so do precejšnje mere podobni za vse ljudi.

6.1.3 Mejne vrednosti vibracij z vidika zaščite zdravja ljudi

Po [2] se mejne dopustne vrednosti vibracij podajajo za pospeške za vse tri smeri v odvisnosti od frekvenc in časa delovanja vibracij, ki jim je človek izpostavljen. Na spodnjih slikah so prikazane mejne vrednosti z vidika utrujenosti človeka zaradi delovanja vibracij. Zaradi utrujenosti, izpostavljenost vibracijam nad temi vrednostmi prinaša precejšnje tveganje za poslabšanje delovne učinkovitosti. Za nekatera težja dela je potrebno mejne vrednosti še zmanjšati, za nekatera lažja, predvsem ročna dela, pa so vrednosti vibracij lahko tudi višje.



Slika 26: Longitudinalne (a_z) mejne vrednosti pospeškov v funkciji frekvenc in časa izpostavljenosti, glede na kriterij utrujenosti [2]



Slika 27: Transverzalni (a_x, a_y) pospeški v funkciji frekvence in časa izpostavljenosti, glede na kriterij utrujenosti [2]

Na zgornjih dveh slikah so prikazane dopustne vrednosti pospeškov za različne čase izpostavljenosti človeka delovanju vibracij, na intervalu od 1 minute do 24 ur. S podaljševanjem časa izpostavljenosti vibracijam se vrednosti dopustnih pospeškov vibracij zmanjšujejo v vseh treh koordinatnih smereh. To pomeni, da se pri daljšem času človeška toleranca zmanjšuje. Na sliki 26 vidimo, da je za ljudi najbolj občutljivo frekvenčno območje med 4 in 8 Hz za longitudinalne vibracije (smer z). Iz slike 27 pa je razvidno, da je v transverzalnih smereh (smeri x in y) človek najbolj občutljiv na frekvenčnem območju pod 2 Hz.

Tako kot konstrukcijski elementi, lahko pridejo pri določeni frekvenci v resonanco tudi določeni deli človeškega telesa. Ko del telesa zavibrira s svojo resonančno frekvenco se amplituda frekvence poveča na njeno maksimalno raven, ki je običajno precej višja od amplitude osnovnega vibriranja. Po [19] vibracije na območju med 2,5 in 5 Hz vzbuja močno resonanco v območju vratnih vretenc in ledvenega dela, pri tem pride do povečanja amplitude za 240%. Na območju med 4 in 6 Hz pride do resonance v prsnem košu, pri tem se amplituda poveča za 200%. Resonančna frekvenca glave je na območju med 20 in 30 Hz, pri čemer se amplituda poveča kar za 350%. Takšne vibracije lahko pri človeku vzpostavijo stanje trajnega stresa in včasih tudi trajne poškodbe na obremenjenih delih telesa.

Kot sem omenil že v začetku tega poglavja, standard ISO 2631-1:1997 podaja tri kriterije za ocenjevanje vpliva vibracij. Prvi kriterij (F_1) upošteva zmanjšanje delovne produktivnosti zaradi utrujenosti v odvisnosti od frekvence in časa izpostavljenosti. Drugi kriterij (F_2) upošteva mejo izpostavljenosti, prav tako v odvisnosti od frekvence in časa izpostavljenosti, glede tveganja zdravstvenih okvar in je za faktor 2 višji od faktorja F_1 . Tretji kriterij (F_3), ki upošteva zmanjšanje udobja, je za faktor 3,15 nižji od faktorja F_1 . Faktor F_1 predstavlja vrednost pospeškov s slik 26 in 27 [2].

6.2 Vpliv vibracij na stavbe

Po [20] poročila o poškodbah na stavbah zaradi vibracij prikazujejo, da obstaja zgolj 5% verjetnost, da bo stavba utrpela konstrukcijske poškodbe zaradi hitrosti vibracij nižjih od 50 mm/s in niti enega primera za hitrosti nižje od 25 mm/s. Konstrukcijske poškodbe so v tem primeru definirane kot lomljenje steklenih elementov stavbe in odpadanje fasadnega ometa (arhitekturne poškodbe). Ob prisotnosti vibracij imamo običajno torej opravka z motnjami in le redko tudi s poškodbami. Odziv stavbe na vibracije je odvisen od elastičnih lastnosti tal, vrste in globine temeljenja, oblike in vrste konstrukcije, delno pa tudi od postavitve pohištva in ostale opreme v stavbi. Na odziv stavbe seveda vplivajo tudi karakteristike vibracij, ki se preko tal širijo v stavbo, te so predvsem frekvenca in njena pripadajoča valovna dolžina. Frekvenca in njena valovna dolžina sta povezani s hitrostjo širjenja valov po spodnji enačbi.

$$c = f * \lambda \quad (33)$$

, kjer je c ... hitrost širjenja valov [m/s],

f ... frekvenca [1/s],

λ ... valovna dolžina [m].

Če je valovna dolžina motnje (vibracije) dolga v primerjavi z dolžino (oz. širino) stavbe, potem je njen prenos na stavbo popoln. Podobno velja tudi v primeru, ko se celo število valovnih dolžin natanko ujema z dolžino (oz. širino) stavbe. V primeru, ko je dolžina stavbe enaka $n - 0,5$ valovnim dolžinam (n je celo število) lahko pride do nihanja stavbe, ki je lahko še dodatno ojačano zaradi naravne nihajne frekvence stavbe. Do nihanja torej pride v primeru, ko je frekvenca talne vibracije in njena valovna dolžina v ravno pravem razmerju z dimenzijami stavbe.

Standard ISO 4866:2010 podaja navodila za merjenje vibracij in njihov vpliv na stavbe, vendar pa je specifično za vibracije, ki so izzvane s strani prometa, po raziskavah Mehdi Bahrekazemija [20], bolj uporaben in natančen norveški standard NS 8141 (NSF, 2001), ki največje dovoljene vrednosti vibracij določa po spodnji enačbi:

$$v = v_0 * F_g * F_b * F_d * F_k \quad (34)$$

, kjer je v_0 ... nespremenljiva začetna hitrost valovanja, ki znaša 20 mm/s,

F_g ... faktor, ki zajema lastnosti temeljnih tal na območju stavbe,

F_b ... faktor, ki zajema tip stavbe in njenega konstrukcijskega materiala, ter vrsto temeljev,

F_d ... faktor, ki zajema oddaljenost stavbe od izvora vibracije,

F_k ... faktor, ki zajema vrsto izvora in za promet znaša 1,0.

Glede na zgornjo enačbo je minimalna konična vrednost hitrosti valovanja, izzvana s strani železniškega prometa, ki lahko povzroči arhitekturne poškodbe na običajni stanovanjski stavbi, ki je zgrajena na mehki glini (najslabša podlaga) in je od izvora vibracije oddaljena 15 m, določena z vrednostjo 4 mm/s. V kolikor obravnavamo stavbo zgodovinskega pomena, ta vrednost znaša 2 mm/s. Te vrednosti veljajo za stavbe katerih konstrukcije in uporabljeni materiali so najbolj neugodni. V primeru, da je stavba zgrajena iz armiranega betona in je temeljena na betonskih pilotih, je ta vrednost bistveno večja, saj znaša 10 mm/s.

Izkušnje kažejo, da vibracije izmerjene na oddaljenosti 15 m od osi železniškega tira le redko presegajo vrednost 4 mm/s, ali celo 2 mm/s. Verjetnost nastanka arhitekturnih poškod zaradi vibracij, ki jih povzroča železniški promet je torej skoraj nična, v najslabšem primeru so mogoče manjše kozmetične poškodbe na stavbah, ki so umeščene zelo blizu železniških tirov.

Z izjemo stavb, ki so bolj občutljive na vibracije, kot so na primer laboratoriji, koncertne dvorane, snemalni studiji..., je smiselno tovrstne vibracije v stavbah obravnavati zgolj z vidika neželenih učinkov, ki jih te povzročajo na njihove prebivalce.

6.3 Izkoriščanje vibracij za proizvodnjo električne energije

Vse okrog nas je v velikih količinah prisotna mehanska energija, ki jo zaradi svoje »nepravilne« oblike težko izkoriščamo. Tako je bilo do pred kratkim tudi z energijo, ki je posledica oscilatornega premikanja zgornjega ustroja železniških prog. Dinamična obtežba premikajočega se vlaka povzroča vertikalno premikanje tirnic in pragov v smeri gravitacije in njeni nasprotni smeri. Zaradi neprestanega menjanja smeri je bilo nemogoče izkoriščati energijo takšnega premikanja, vendar pa je konec lanskega leta profesor Lei Zuo iz Stony Brook Univerze v New Yorku, v sodelovanju s svojimi mladimi raziskovalci, razvil napravo, ki to omogoča [32].

Po [32] elektromagnetna naprava deluje na takšen način, da neenakomerne oscilatorne vertikalne premike preoblikuje v enosmerno rotacijsko gibanje. Ta princip je podoben delovanju električnega ojačevalca, ki izmenični tok spremeni v enosmerne. Naprava je sposobna iz vibracij pridobiti 200 vatov električne energije, ki se jo lahko na progi uporabi za napajanje signalnih naprav, zapornic in v nekaterih primerih celo za premikanje kretnic. Še posebej bi v upošteev prišla uporaba takšnih naprav na območjih, kjer proge še niso elektrificirane.

Izračuni povzeti po [32] kažejo, da bi z uporabo takšnih naprav letno samo v zvezni državi New York lahko znižali stroške električne energije na železnicah za 10 milijonov ameriških dolarjev, za 3000 ton pa bi se zmanjšali tudi izpusti ogljikovega dioksida v ozračje.



Slika 28: Naprava za pridobivanje električne energije iz vibracij [32]

7 DUŠENJE (ZMANJŠEVANJE) VIBRACIJ

Pri zmanjševanju vibracij v železniškem prometu je potrebno upoštevati njihov izvor, širjenje skozi tla in njihovo interakcijo s konstrukcijo v kateri merimo njihov učinek. Posledično metode za zmanjševanje vibracij delimo v tri glavne skupine. V prvo skupino sodijo metode, ki zmanjšujejo nastanek vibracij v njihovem izvoru. V drugo skupino sodijo metode, ki zmanjšujejo vibracije na poti njihovega širjenja, od izvora do prejemnika. V tretjo skupino pa sodijo metode, ki zmanjšujejo vpliv vibracij na prejemnika. S tehničnega in finančnega vidika tako lahko izbiramo med več različnimi možnostmi zmanjševanja vibracij. V tem diplomskem delu so podrobno opisani različni ukrepi za zmanjševanje vibracij v njihovem izvoru, le na kratko pa so opisani tudi ukrepi za zmanjševanje vibracij na poti njihovega širjenja in na prejemniku.

7.1 Zmanjševanje vibracij v njihovem izvoru

7.1.1 Aktivni načini zmanjševanja vibracij

Aktivne načine zmanjševanja vibracij lahko opredelimo kot tiste metode, ki omogočajo zmanjšanje vibracij z ustreznim vzdrževanjem vseh sestavnih delov železnice in prevoznih sredstev, z uporabo bolj ugodnih sestavnih delov zgornjega ustroja, kot so na primer elastični pritrdilni pribor, ter prilagojenimi operativnimi pogoji v železniškem prometu. Torej metode, ki omogočajo zmanjšanje vibracij brez dodajanja elementov, ki so namenjeni izključno omejitvi vibracij. Nekatere izmed takšnih metod so:

- neprekinjeno zavarjeni tir
- prilagoditev vagonov, zlasti primarnega vzmetenja
- prožna kolesa
- centriranje koles
- glajenje (brušenje) tirnic
- elastičen pritrdilni pribor
- stabilizacija tal pod nasipom
- zmanjšanje hitrosti vlaka

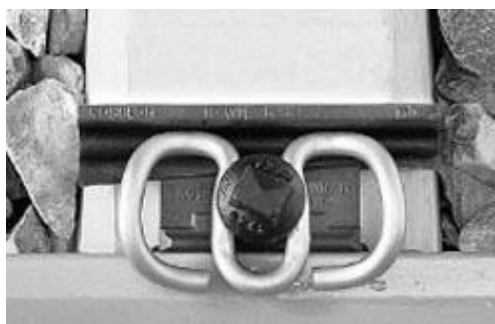
Za zagotavljanje najboljših rezultatov se običajno uporablja kombinacija več zgoraj naštetih metod. Pogosta je kombinacija centriranja koles, brušenja tirnic, sistema neskončno zvarjenega tira in prožnega pritrdilnega pribora [20]. Vsaka od metod je najbolj učinkovita znotraj nekega frekvenčnega

območja. Centriranje koles in brušenje tirnic sta na primer najbolj učinkovita pri frekvencah nad 100 Hz, za zmanjševanje vibracij v frekvenčnem območju pod 20 Hz, ki je značilno za mehke zemljine, pa se za najbolj učinkovito metodo izkaže čim boljša stabilizacija tal [20].

7.1.1.1 Elastični pritrdilni pribor

Elastični pritrdilni pribor je v današnjih časih že stalnica na vseh progah v razvitem svetu. Uporabljajo se tako v kombinacij z lesenimi kot tudi z betonskimi pragi. Medtem, ko se pri lesenih pragih še vedno lahko uporabljajo tudi togi pritrdilni sistemi, pa je pri betonskih pragih uporaba elastičnega pritrdilnega pribora obvezna. Poznanih je več različnih izvedb različnih proizvajalcev, med katerimi na evropskem tržišču prednjačita Vossloh in Pandrol. Izvedbe lahko razdelimo v tri osnovne skupine, te so sistemi skl, elastične vzmeti in elastične ploščice [15].

Po [15] so sistemi skl, ki jih drugače imenujemo tudi polelastični sistemi, različne izvedenke togih pritrdilnih sistemov tipa K. Zaradi želje po povečanju elastičnosti tira s čim manjšimi finančnimi vložki, so v zahodni Nemčiji začeli razvijati sisteme, ki vključujejo podložno ploščo obstoječega K sistema, saj je ta največji in hkrati najdražji element pritrdilnega pribora. Pokončni vijak in pritrdilne ploščice K sistema so zamenjali z elastičnimi vzmetnimi pritrdilnimi elementi različnih oblik. Takšna pritrditev tirnice na prag ni elastična navzdol, temveč samo navzgor. Za takšne sisteme zato pravimo, da so enostransko elastični ali polelastični.



Slika 29: Primer sistema skl proizvajalca Vossloh [15]

Najbolj razširjeni načini elastičnega pritrjevanja tirnice na prag so z elastičnimi vzmetmi. Mednje sodi tudi sistem e-sponka proizvajalca Pandrol, ki je naveden v slovenskem pravilniku o zgornjem ustroju železniških prog [14], kot sistem, ki je v Sloveniji dovoljen za pritrjevanje tirnic na betonske prage. Vzmeti se vgrajujejo strojno ali ročno, z uporabo vzvodnega orodja. Sistem ne vsebuje veznih elementov, kot so pokončni vijaki in matice, zaradi česar ni potrebno periodično kontrolirati in

regulirati pritrtilne sile. Med izdelavo se v betonske prage vgradi jeklena sidra, v katera se pri montaži vtisne vzmeti.



Slika 30: Sistem Pandrol z e-sponko [33]

Elastične ploščice pri nas niso zelo pogosto v uporabi, v tujini pa predstavljajo dokaj pogost način pritjevanja tirnice na prag. Obstaja približno 150 izvedenk tipa RN, ki se uporabljajo v kombinaciji z lesenimi pragi, in približno 250 izvedenk tipa RN, ki se uporabljajo v kombinaciji z betonskimi pragi [15]. Sistem je tako kot sistem elastične vzmeti elastičen v obeh smereh, navzgor in navzdol. Sestavljajo ga ploščica narejena iz valjanega železa in žlebasti gumijasti vložek, ki je vgrajen pod nogo tirnice, ter pritrtilni vijak. V krivinah z radijem manjšim od 1000 metrov je poleg zgornjih treh elementov potrebno uporabiti tudi podložno ploščo. Sistem RN uspešno preprečuje vzdolžne pomike tirnic, ki običajno nastajajo zaradi delovanja sil, zato v primeru takšne izvedbe ni potrebno vgrajevati naprav za preprečevanje premika tirnic [15]. Večje naležne površine pritrtilnih ploščic kot so prisotne pri sistemu RN je mogoče doseči s sistemi NABLA, ki se zaradi tega uporabljajo na progah kjer so prisotne največje hitrosti vlakov.

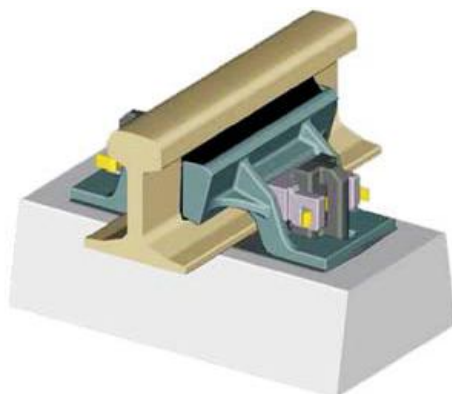


Slika 31: Sistem elastične ploščice RN [34]



Slika 32: Elastična ploščica NABLA [35]

Predhodno omenjene tri skupine elastičnega pritrdilnega pribora so v uporabi že kar nekaj časa. Kljub temu, da v primerjavi s togimi sistemi bistveno izboljšajo elastičnost tira, pa razvoj stremi k še bolj izpopolnjenim izvedbam, ki bi še bolj povečale elastičnost in s tem tudi bolj zmanjšale vibracije na železniških progah. Ena izmed takšnih izvedb, ki pa vsaj zaenkrat še ni zelo pogosta, je visokoelastični sistem, pri katerem elastični elementi podpirajo tirnico na območju njene pasnice na takšen način, da med nogo tirnice in pragom ni neposrednega stika. Takšna izvedba omogoča bistveno večji vertikalni upogib tirnice pod obremenitvijo. Nizka vertikalna dinamična togost celotnega sistema zniža vibracije za 5 do 10 VdB, na frekvenčnem območju višjem od 30 Hz [7].



Slika 33: Visokoelastični pritrdilni pribor [7]

Nekoliko bolj pogosti so predhodno obremenjeni elastični sistemi. V tem primeru gre za diskretno razporejeni pritrdilni pribor, ki je podložen z elastičnimi podložnimi ploščami. Podložna plošča je s pomočjo posebnih vzmeti predhodno obremenjena z obtežbo, ki je približno enaka 80 % statične obtežbe, za katero je pričakovano, da bo delovala na pritrdilni pribor. Ob prehodu vlaka se vzmet povsem razbremeni, zaradi česar se prenos vibracij iz vzmeti na nižje elemente zgornjega ustroja bistveno zmanjša. Takšen sistem omogoča znižanje vibracij na frekvenčnem območju med 25 in 120 Hz tudi do 20 VdB [7].



Slika 34: Elastični predhodno obremenjeni pritrdilni pribor [7]

7.1.1.2 Pravilno vzdrževana površina tirnic

Redno in pravilno vzdrževanje tirnic ima ključni pomen pri zmanjševanju, oziroma pri ohranjanju nizkih vrednosti vibracij. Ameriške raziskave so pokazale da je nivo vibracij na slabo vzdrževanih tirnicah v primerjavi z novimi ali dobro/redno vzdrževanimi tirnicami tudi do 20 dB višji [7].

Amplitude in valovne dolžine vibracij, ki nastanejo kot posledica delovanja sistema kolo/tirnica so odvisne od velikosti nepravilnosti na glavi tirnice in na kolesu.

7.1.2 Pasivni načini zmanjševanja vibracij

Metode predstavljene v poglavju 7.1.1 označujemo kot aktivne načine zmanjševanja vibracij, predvsem v zadnjem desetletju pa zelo pomembno vlogo pri zmanjševanju vibracij predstavljajo tudi pasivni načini. Pasivno zmanjševanje vibracij je posledica različnih načinov uporabe poliuretanskih materialov, med katerimi so najbolj pogosti podplati pod pragi, podplati pod podložnimi ploščami, podplati pod tirnicami, balastne žimnice, ter elastična podlaga sistema masa/vzmet. Razlika med naštetimi izvedbami je v frekvenčnem spektru v katerem je posamezni izdelek najbolj učinkovit. Orientacijske vrednosti dosegljivih naravnih frekvenc znašajo za podplate pod podložnimi ploščami 30 Hz, podplate pod pragi 25 Hz, balastne žimnice 15 Hz in elastične podlage sistema masa/vzmet 6 Hz [36]. Okvirno velja, da se s padanjem naravne frekvence povečuje učinkovitost dušenja vibracij, hkrati pa tudi narašča cena proizvodov. Na določenem odseku se izolacijo izvede samo na en način, kombinacije zgoraj naštetih izdelkov ne pridejo v upoštevanje. V naslednjih podpoglavjih so bolj podrobno opisani izdelki podjetja Getzner, ki je na tem področju že več let eno izmed vodilnih podjetji. Zastopnik podjetja Getzner za Slovenijo je podjetje Lespatex d.o.o., katerega direktor Matjaž Gregorič je z nekaterimi koristnimi informacijami prispeval k opisu načinov izoliranja železniških prog proti vibracijam.

7.1.2.1 Podplati pod pragi

Povečevanje obremenitev in zviševanje hitrosti v sodobnem železniškem prometu predstavljata nove tehnične in ekonomske izzive za železnice po vsem svetu. Enega izmed možnih načinov za spopad s temi izzivi nedvomno predstavljajo tudi podplati pod pragi.



Slika 35: Poliuretanski podplati pod betonskimi pragi [37]

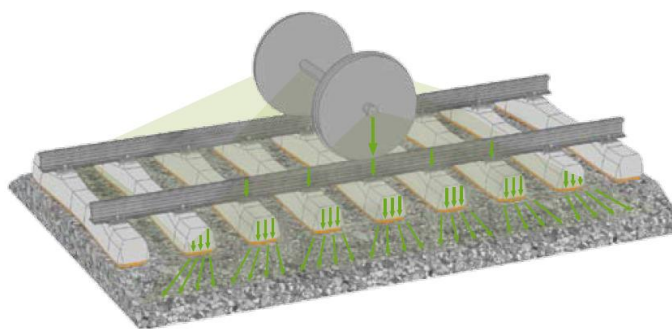
Po [36] je primarni namen podplatov izboljšanje strukture tirne grede, s tem da zagotavljajo ravno površino grede, izboljšujejo stik med tolčencem in pragi in preprečujejo nastanek praznin v gredi pod pragi. Zaradi tega se redni stroški vzdrževanja bistveno zmanjšajo. Raziskave so pokazale, da je uporaba podplatov pod pragi tudi zelo učinkovit in ekonomičen način za zmanjševanje nastalih vibracij in strukturalnega zvoka, tako na progi, kot tudi na kretnicah.

Najpogostejša izvedba zgornjega ustroja po vsem svetu je s tirno gredo iz tolčenca. Tolčenec, kot najšibkejši člen sistema zgornjega ustroja, je zaradi dinamičnih obtežb konstanto podvržen majhnim premikom, posledica katerih je njegova obraba in lomljenje. Zaradi tega pride do nepravilnosti v geometriji tira, ki jo je potrebno sanirati s presejanjem in utrjevanjem tirne grede. Pravilna namestitvev podplatov pod pragi zaradi spodaj podanih pojavov bistveno upočasnijo ta proces. Časovni razmak med dvema vzdrževanjema se z uporabo podplatov vsaj podvoji, še posebej pa se to pozna na območjih kretnic in krivin z zelo majhnimi radiji [36].

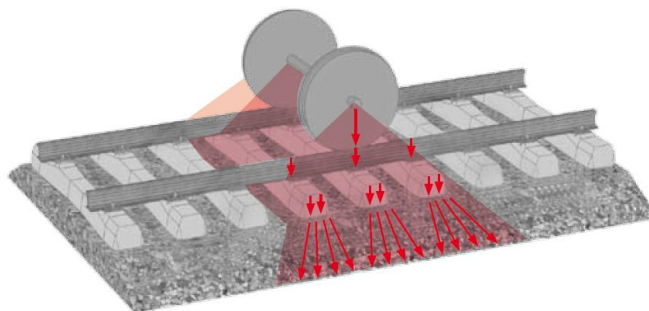
Zaradi elastičnih lastnosti podplatov se podaljša upogibna linija tirnic. Obtežba se razporedi po večjem številu pragov in posledično tudi po večji površini tirne grede, zaradi česar je pritisk nanjo manjši.

Lastnosti poliuretana omogočajo, da podplati objamejo vrhno plast tolčenca in jo s tem stabilizirajo. Posledica tega je izboljššan stik med pragom in tolčencem. Stik brez podplata je zagotovljen na povprečno 8% površine praga, z uporabo podplata pa se ta vrednost dvigne na kar 35% [36].

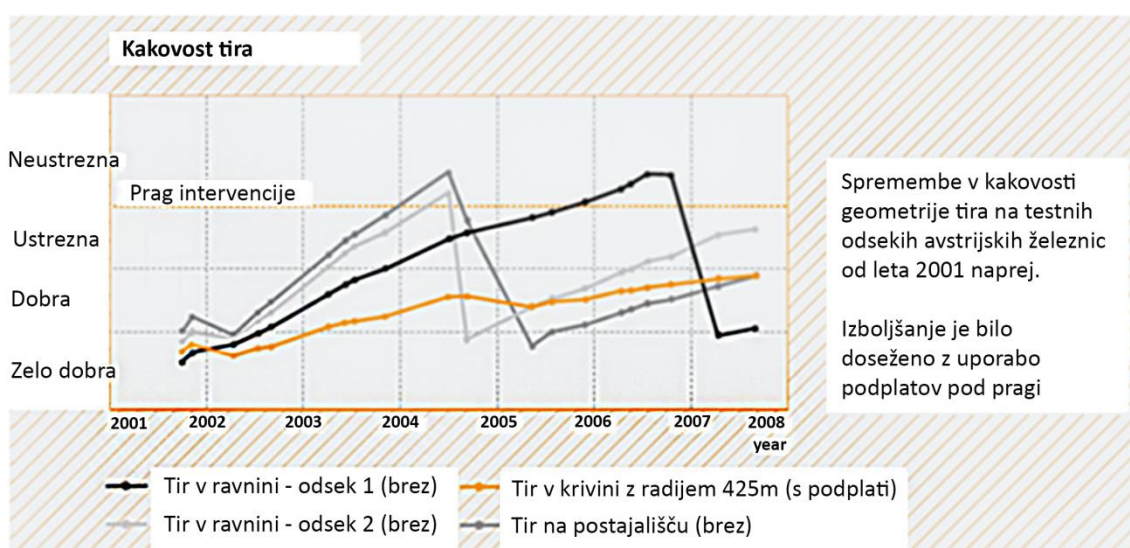
Namestitvev podplatov zmanjšuje direktno dinamično obremenitev na tirno gredo, s tem pa tudi vibracije, ki se od tu širijo naprej v tla.



Slika 36: Razporeditev obtežbe v primeru uporabe podplatov pod pragi [36]

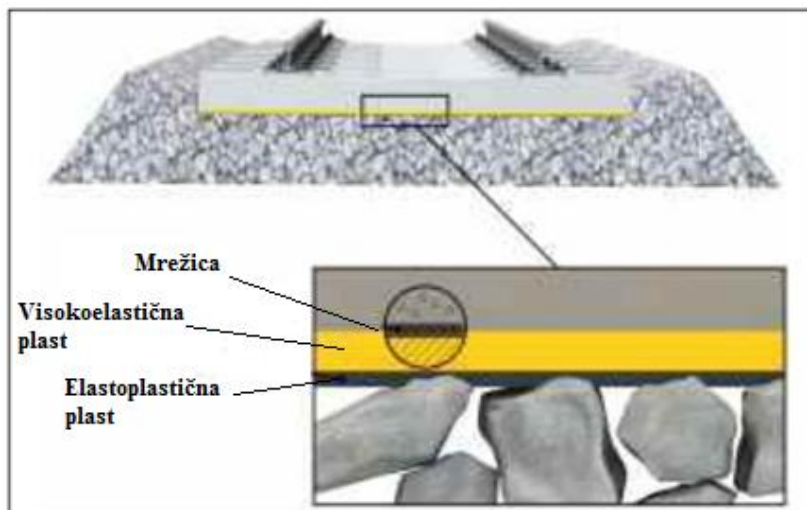


Slika 37: Razporeditev obtežbe v primeru odsotnosti podplatov pod pragi [36]



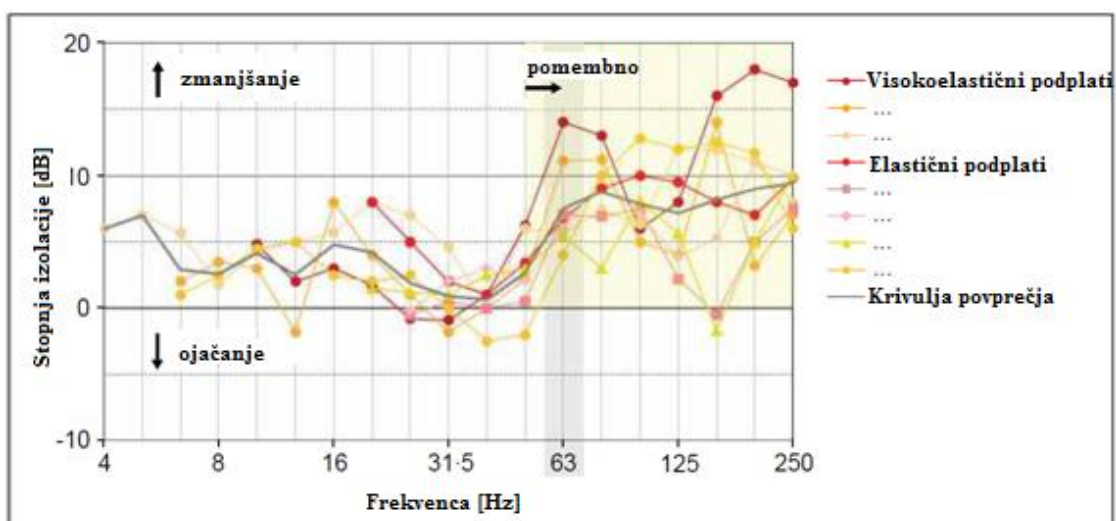
Slika 38: Časovno obdobje ustreznosti tirnih gred v primeru (ne)uporabe podplatov [36]

Običajni podplati, ki so namenjeni izboljšanju strukture tirne grede in podaljšanju razmakov med vzdrževanji so elastoplastične narave in zato zmanjšujejo vibracije. Raziskave so pokazale, da se z uporabo podplatov iz takšne strukture poliuretana vibracije zmanjšajo za 4 VdB do 7 VdB [17]. Kljub temu, da je tolikšno zmanjšanje vse prej kot zanemarljivo, pa je zgolj za omejitev vibracij boljša izbira elastičnih in viskoelastičnih materialov. Podjetje Getzner, ki je eno izmed vodilnih na področju razvoja in prodaje izdelkov iz poliuretana za zmanjševanje vibracij na svetu, je z uporabo elastičnega materiala Sylomer® (SLS) in viskoelastičnega Sylodyn® (SLN) doseglo zmanjšanje vibracij za 10 VdB do 15 VdB, kar je v primerjavi z elastoplastičnim materialom (SLB) precejšnja razlika [17]. Te vrednosti se na prvi pogled mogoče ne zdijo zelo impresivne, vendar pa lahko ob dejstvu, da 10 VdB ustreza 69% zmanjšanju vibracij, vidimo kako uspešno je v resnici dušenje s takšnimi materiali. Vendar pa ti elastični, predvsem pa viskoelastični materiali, ne prispevajo praktično nič k izboljšanju strukture tirne grede. Optimalno rešitev predstavljajo tako imenovani izboljšani podplati, katerih struktura je zasnovana po sistemu sendvič. Viskoelastični Sylodyn® je v tej strukturi umeščen med sprijemno mrežico pod pragom na zgornji strani in elastoplastično plastjo, ki služi dobremu oprijemu na tirno gredo, na spodnji strani [36].



Slika 39: Večplastni izboljšani podplati [17]

Po [17] so podplati učinkoviti tudi pri zmanjševanju strukturalnega hrupa, ki nastane kot posledica vibracij. Na sliki 43 so prikazane krivulje zmanjšanja vibracij za različne sestave poliuretanskih podplatov. Naravne frekvence zgornjega ustroja izvedenega s podplati pod pragovi se gibljejo med 30 in 40 Hz. Strukturalni hrup se začne širiti pri frekvencah nad 50 Hz. Kot je razvidno iz slike 43, so vibracije pri frekvenci 63 Hz zmanjšane od 4 do 14 VdB, odvisno od sestave podplata. Pri frekvencah nižjih od 50 Hz, kjer preti nevarnost resonance zgornjega ustroja, je možno opaziti zgolj nepomembno ojačanje vibracij, medtem ko se pri vrednostih nižji od 25 Hz vibracije spet občutno zmanjšujejo. Zmanjšanje vibracij v frekvenčnem območju nižjem od 25 Hz je z veliko verjetnostjo moč pripisati skoraj izključno izboljšani stabilnosti pragov v tirni gredi. Z ozirom na teorijo vibracij je upravičeno pričakovati zmanjšanje učinkovitosti na določenih intervalih, ki je posledica spremembe togosti pragov zaradi uporabe podplatov. To se res zgodi, na območju med 100 in 160 Hz, vendar pa zmanjšanje učinkovitosti skoraj nikoli ni tolikšno, da bi to povzročilo ojačanje vibracij.



Slika 40: Stopnja izolacije za različne podplate [17]

Različne meritve [17] so pokazale, da uporaba podplatoev nima večjega neposrednega vpliva na zmanjševanje primarnega hrupa, ki se širi skozi zrak. Lahko pa bi podplatom pripisali posreden vpliv, saj zaradi njihove uporabe zgornji ustroj ostaja dalj časa v dobrem stanju in je zaradi tega potrebno dalj časa, da pride do nastanka tistega hrupa, ki je posledica slabega stanja zgornjega ustroja.

Po [36] so podplati, ki so namenjeni uporabi pod betonskimi pragi, običajno narejeni z že vgrajeno sprejemno mrežico na zgornji strani, ki omogoča popoln stik praga in podplata po celotni površini. Mrežica je vtisnjena v spodnjo stran praga v času proizvodnje, ko so betonski pragi še vedno vlažni. Zaradi tega se med podplatom in pragom vzpostavi stik, ki se ohranja do konca življenjske dobe, ne glede na to kakšen je postopek izdelave pragov ali konsistenca betona. V postopku takšne združitve praga s podplatom ni potrebno uporabiti nobenih drugih veznih sredstev ali dodatkov. Mogoča je tudi namestitvev podplatoev na prage, ki so že do konca osušeni. V tem primeru se uporabi podplate brez sprejemne mrežice, ki se jih na prage prilepi s posebnimi lepili. Pragi s podplati se na tirno gredo vgrajujejo na nespremenjen način in zaradi relativno nizke teže podplatoev ostaja tudi število pragov, ki se jih lahko vgradi naenkrat, nespremenjeno.

Podplati podjetja Getzner ohranjajo svoje prvotne lastnosti neverjetno dolgo časa. To so potrdile meritve tako na vzorcih, ki so bili odstranjeni iz proge izključno z namenom pregleda njihovega stanja, kot tudi meritve na sami progi [36]. Za zagotovitev dolgotrajnosti uporabe pragov se izvajajo redni pregledi v skladu s standardom BN 918 145-1.

Na sliki 44 je prikazan način vgrajevanja betonskih pragov s pomočjo namestitvenega vlaka, na sliki 45 pa prag s podplatom po 190 milijonih prevoženih tonah. Lepo so vidni plastični vtisi, ki preprečujejo neželene pomike zgornje plasti tolčenca v tirni gredi. Opaziti ni nobenih naluknjaniosti ali razpok v podplatu.

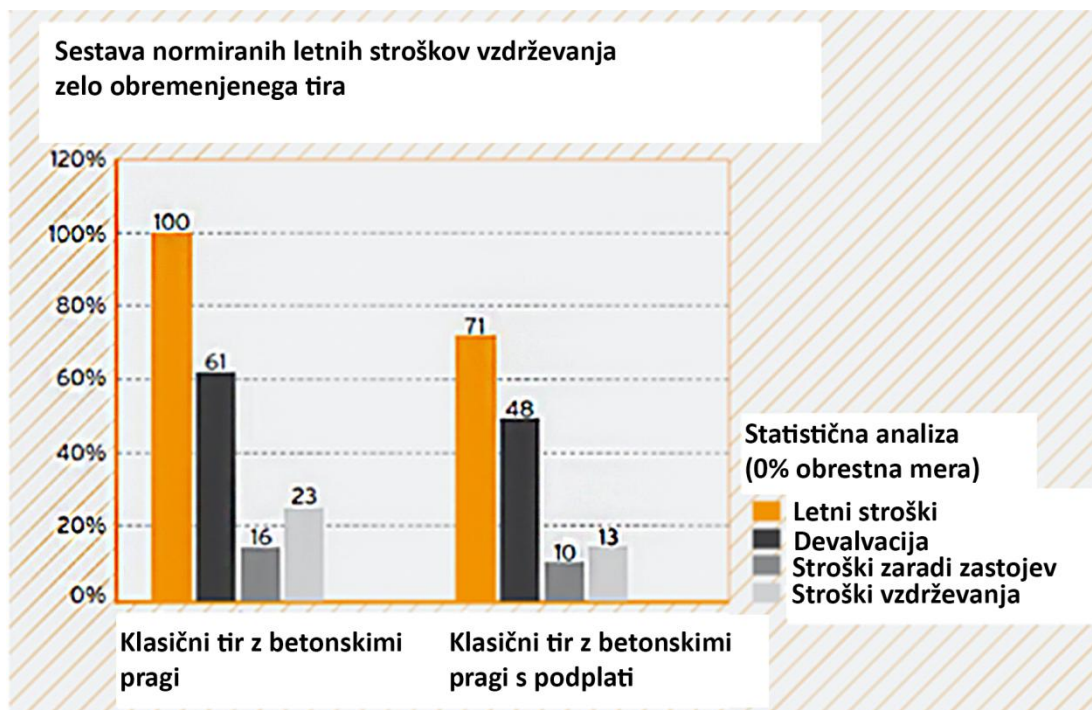


Slika 41: Vgrajevanje pragov [36]



Slika 42: Stanje podplata po 190 milijonov prevoženih tonah [36]

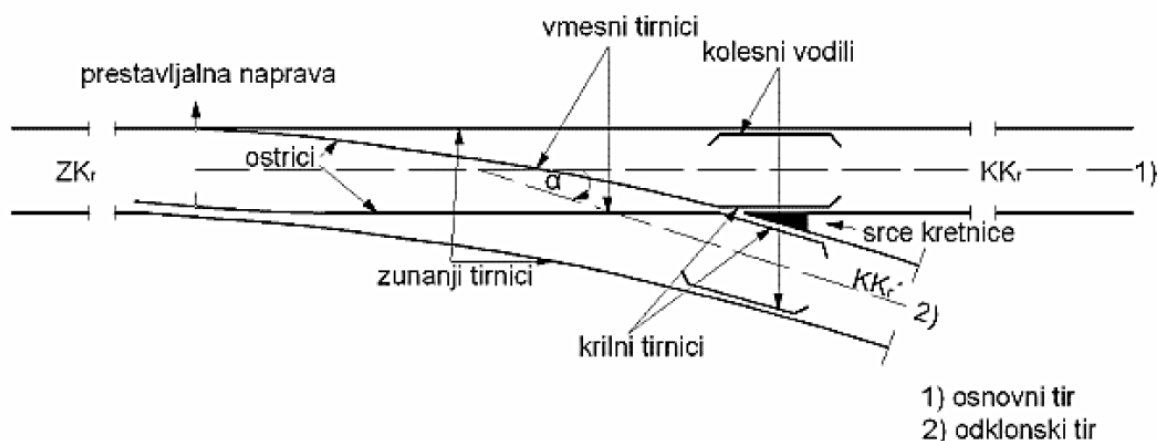
Uporaba podplpatov podaljša obdobje med dvema potrebnima vzdrževanjema proge za faktor 2 do 2,5 [36]. Iz tega je razvidno, da se tudi s finančnega vidika uporaba podplpatov obrestuje. Ob upoštevanju dejstva, da zaradi manj pogostih vzdrževanj zmanjšamo tudi stroške, ki so posledica logističnih zapletov zaradi zaprtja določenih odsekov proge v času vzdrževanja, je uporaba podplpatov odlična investicija, še posebej na zelo obremenjenih progah. Cene novih pragov s podplati so od pragov brez podplpatov višje od 70 € do 90 € na tekoči meter proge, cena vgraditve podplpatov na že obstoječe prage na progi pa znaša vključno s postopkom odstranitve in ponovne namestitve pragov približno 250 € na tekoči meter proge [8]. Na spodnji sliki je prikazana primerjava normiranih letnih stroškov za proge s podplati in brez njih.



Slika 43: Normirani letni stroški vzdrževanja tira z in brez podplpatov [36]

7.1.2.2 Podplati pod pragi na območju kretnic

Posebej občutljiva za obrabo je tirna greda na območju kretnic. Željeni cilj je doseči čim bolj enakomerno razporeditev obtežbe na nosilna tla. V ravninah lahko obtežbo in njeno razporeditev zelo uspešno predvidimo s pomočjo uporabe Zimmermannove metode za nosilec na elastični podlagi, saj je geometrija tira relativno enakomerna, medtem ko za kretnice ta metoda ni najbolj učinkovita [26]. Pri kretnicah se profili tirnic med seboj razlikujejo, poleg tega pa se v njeni sestavi nahaja še veliko drugih konstrukcijskih elementov, ki so prikazani na spodnji sliki. Zelo pomemben vpliv imajo tudi spremenljive dolžine pragov in njihova razporeditev vzdolž kretnice.

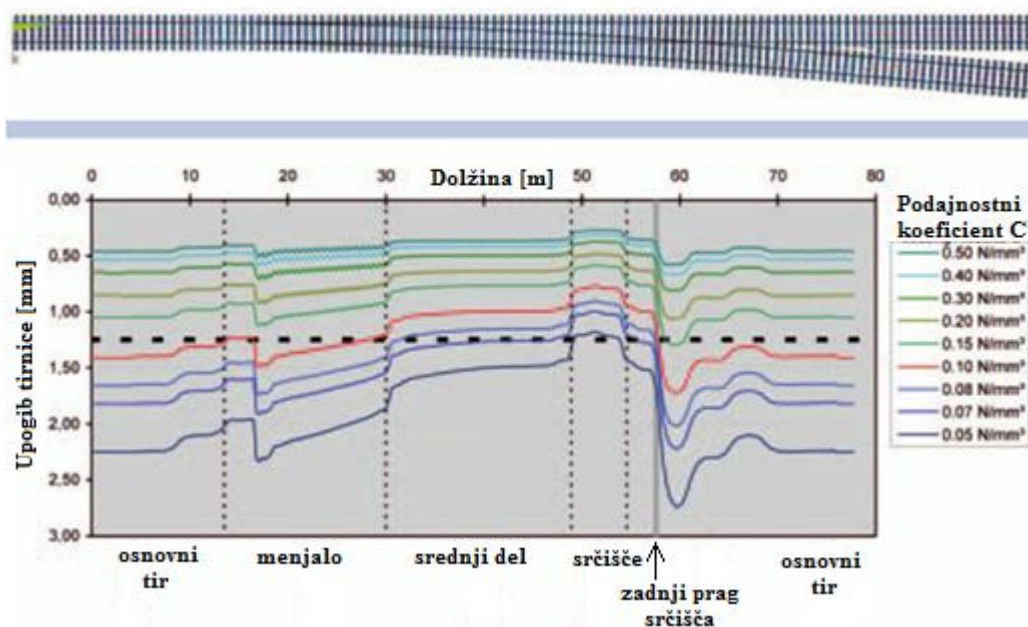


Slika 44: Sestavni deli kretnice [14]

Po [26] se na prehodu med tirom v ravnini (osnovni tir) in menjalom kretnice pojavi skok v togosti, saj so pragi v menjalu navadno težji od običajnih pragov. Do dodatne spremembe togosti lahko pride tudi zaradi mehanizma, ki omogoča spremembo smeri (prestavljalna naprava - zvezni drog). Prereza ostric se povečujeta od njunega začetka do srednjega dela kretnice, zaradi česar se spreminjata tudi njuna vztrajnostna momenta in togost. Ob prehodu vlaka čez ta del kretnice je velikost prenosa obtežbe preko kolesa, ki teče po glavni tirnici večja od prenosa preko kolesa, ki teče po ostrici. Največja togost je v predelu srčišča, kjer se nahajajo masivno srce in krilni tirnici, zaradi najdaljših pragov in vodilnih tirnic pa je tudi razporeditev obtežbe na tem območju največja. Za zadnjim dolgim pragom se običajno nahajajo ekscentrično postavljeni kratki pragi s skrajšanimi glavami na notranji strani. Zaradi tega so obremenitve na eni strani bistveno večje kot na drugi in posledica tega je pojav torzije v tiru. Nehomogena geometrijska zgradba kretnice povzroča velike lokalne spremembe v obtežbi. Z nižjim podajnostnim koeficientom se upogibne krivulje podaljšajo, kar vpliva na manjše pritiske na trino gredo.

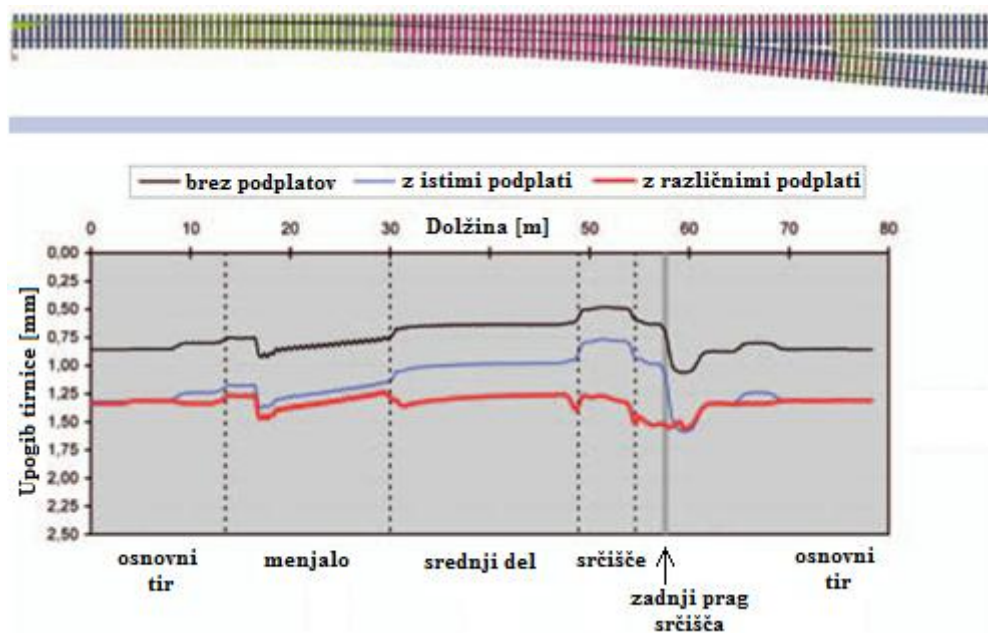
Zaradi kompleksnosti problema je edini smislen način njegove obravnave s pomočjo uporabe metode končnih elementov in visoko zmogljivih super računalnikov. Eden izmed vodilnih znanstvenikov na področju preučevanja podplatov pod pragi je Harold Loy. V spodnjem odstavku in pripadajočih slikah je z namenom nazorne predstavitve modeliranja obtežb in togosti na območju kretnic predstavljen izveček ene izmed njegovih študij, ki je bila pod naslovom Under Sleeper Pads in Turnouts objavljena v Rail Technology Review International [26].

Obravnavana je enojna navadna kretnica dolžine 80m, obremenjena z osno obremenitvijo 220 kN na razdaljah 3m. Na prvi sliki so prikazane ovojnice maksimalne vertikalne deformacije glavne tirnice v odvisnosti od podajnostnega koeficienta tirne grede. Podajnosti so v več korakih podane konstantno za celotno območje kretnice.



Slika 45: Vertikalne deformacije tirnice na območju kretnice za različne vrednosti podajnostnega koeficienta [26]

Diagram na zgornji sliki potrjuje teorijo, saj se z zmanjševanjem podajnostnega koeficienta povečujejo vertikalne deformacije. Posredno, ob upoštevanju enačbe podajnostnega koeficienta, je razvidno, da se togosti na različnih odsekih kretnice med seboj precej razlikujejo. Manjši kot je podajnostni koeficient, večje so razlike v togosti. Zaradi največje togosti srca in najdaljših pragov, se najmanjši upogibi pojavijo na območju srčišča. Z optimizacijo postavitve podplatov z varirajočimi stopnjami togosti lahko razlike v togosti zgladimo. Spodnja slika prikazuje primerjavo med kretnico brez podplatov, s podplati enega tipa in z optimizacijo postavitve različnih podplatov.



Slika 46: Primerjava deformacij tirnice na območju kretnice pri uporabi različnih podplatov [26]

Črna krivulja prikazuje upogibe tirnice v kretnici, v primeru da podplati pod pragi niso bili uporabljeni. Upogib velikosti 0,8 mm pred in za kretnico je posledica podajnostnega koeficienta tirne grede in nasipa velikosti $0,2 \text{ N/mm}^3$. Z namestitvijo enakih podplatov na celotnem območju se podajnostni koeficient zniža na $0,1 \text{ N/mm}^3$, upogib pa se pred in za kretnico posledično poveča na 1,3 mm. To prikazuje modra krivulja. Z uporabo različnih podplatov na območju kretnice lahko upogibe vzdolž celotne kretnice zgladimo, kar je lepo razvidno iz rdeče krivulje.

Z uporabo prilagojenih podplatov je torej mogoče omiliti vplive dinamičnih sil ob prehodu vlaka preko kretnice in s tem zmanjšati obrabo tirne grede in posledično stroške, ki so povezani z vzdrževanjem. Poleg tega se poveča udobje potnikov na vlaku in zmanjša prenos vibracij v okolico.

7.1.2.3 Podložne plošče

Podložne plošče bi lahko uvrstili tako med aktivne kot pasivne načine zmanjševanja vibracij. Med aktivne zato, ker se vedno uporabljajo v kombinaciji z elastičnim pritrdilnim priborom in betonskimi pragi, med pasivne pa zato, ker so po svoji kemijski strukturi, videzu in funkciji zelo podobne ostalim pasivnim izvedbam izolacije.

Podobno kot podplati, tudi podložne plošče poleg zmanjševanja vibracij in hrupa znižujejo tudi stroške vzdrževanja železniške proge in povečujejo udobje potnikov na vlaku. Obstaja več različnih vrst izvedbe podložnih plošč, tako da je zagotovljena kompatibilnost z najrazličnejšimi elastičnimi

pritrdilnimi pribori. Izvedbe se poleg tega razlikujejo tudi v togosti materiala. V odvisnosti od mesta vgradnje in karakteristik proge, se te gibljejo med 30 in 200 kN/mm [38].

Zaradi finančnih, okoljevarstvenih in estetskih razlogov projektanti običajno poizkušajo progo umestiti v prostor na takšen način, da se ta čim lepše prilega reliefu okolice. Posledično to pomeni, da je lahko velik del proge izveden v krivinah z majhnimi radiji. Bočni pritiski in upogibni momenti v takšnih krivinah povzročajo zelo veliko povečanje obremenitev na elemente zgornjega ustroja. V krivinah z radijem manjšim od 600 metrov se lahko kakovost tirne grede pod zunanjo tirnico močno zmanjša, saj je obrabljenost podložnih plošč na tem mestu lahko tudi do 20 odstotkov višja kot v ravninah [38]. Na notranji tirnici pa se v takšnih krivinah zelo pogosto pojavijo t.i. dolgovalovne nepravilnosti na površini. Da se temu čim bolj izognemo, je potrebno na takšnih mestih vgraditi podložne plošče, ki so posebej namenjene ugrajevanju v krivine. Prekomerna obrabljenost podložnih plošč povzroča zajedanje tirnice v betonski prag, zaradi česar nastajajo poškodbe tako na pragu kot tudi na pritrtilnem priboru in tirni gredi. Sčasoma to privede tudi do povečanja hrapavosti tirnic in posledično do izrazitejših vibracij.



Slika 47: Podložna plošča med tirnico in betonskim pragom [38]

7.1.2.4 Balastne žimnice

Po [39] se balastne žimnice uporabljajo na železniških progah na območjih stavb, ki so še posebej občutljive na vplive vibracij, kot so naprimer koncertne dvorane, muzeji, bolnice, zgodovinsko spomeniški objekti, različni laboratoriji... Poleg vibracij omejujejo tudi nastanek strukturalnega hrupa, ter zaradi zmanjšanja napetosti v tirni gredi izboljšujejo stabilnost in ohranjajo geometrijo železniškega tira, posledično pa tudi znižujejo stroške vzdrževanja.

Običajno so sestavljene iz dveh plasti. Zgornjo plast predstavlja na raztezanje visoko odporni geotekstil, katerega naloga je enakomerna razporeditev obtežbe. Geotekstil objame spodnjo plast

tolčenca, zaradi česar se povečata kontaktna površina in stabilnost tirne grede. Spodnja elastična plast je sestavljena iz mikroceličnega poliuretanskega stisljivega materiala, ki zagotavlja ustrezno togost žimnice. Izbira ustrezne togosti je odvisna od namena uporabe proge, dimenzij in lastnosti elementov zgornjega stroja (višina tirne grede, razmaki med pragi, tip tirnice...) in obratovalnih pogojev (osne obremenitve in hitrosti). Povprečne debeline žimnic so od 4 do 5 cm [39].

Balastne žimnice so po [39] najbolj učinkovite na frekvenčnem območju med 50 in 80 Hz, ki sovpada z resonančnim območjem sistema kolo/tirnica na progah brez žimnic. V večini primerov je najbolj pomembno ravno učinkovito dušenje vibracij na frekvenčnem območju nižjem od 80 Hz, saj se takšne vibracije zelo dobro širijo v stene in stropove stavb, katerih naravne frekvence se običajno tudi nahajajo na tem območju.

Življenjska doba žimnic je izjemno dolga. Testiranja žimnic podjetja Getzner so pokazala, da po 16 letih uporabe in 150000 tonah dnevne obremenitve lastnosti ostajajo skoraj nespremenjene. Tudi izjemni vremenski pogoji kot so poplave in zmrzal ali močno zablatenje s peskom in prahom od okrušenega tolčenca ne vplivajo na učinkovitost žimnic [39].

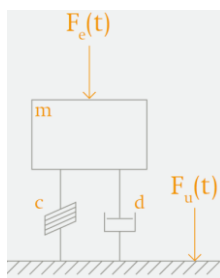


Slika 48: Namestitev balastnih žimnic [40]

Namestitev žimnic je relativno enostavna naloga. Pri gradnji novih prog, kjer se za podlago zgornjega stroja uporabljajo gramozni nasipi, se žimnice lahko položijo neposredno na podlago, v primeru betonske podlage pa je potrebno le to najprej zgladiti. Žimnic na podlago ni potrebno pritrjevati, razen v primeru, ko se tirne grede ne začne postavljati takoj. V takšnih primerih je pametno žimnico točkovno pritrditi, da se zaradi vremenskih vplivov in prometa na gradbišču ne premakne iz načrtovane lege. Pri obnovi starih prog se pogosto zgodi, da na kakšnem odseku del stare tirne grede ostane v zgornji plasti nasipa. V takem primeru je za boljšo učinkovitost potrebno namestiti plast geotekstila tudi na spodnjo stran žimnice.

7.1.2.5 Elastična podlaga sistema masa/vzmet

Ukrep zmanjšanja vibracij s pomočjo sistema masa/vzmet se izvaja na območjih, ki so najbolj občutljiva na vplive vibracij in hrupa. Izolacija vibracij je preprečitev širjenja vibracij v okolico, kar se doseže z dinamično ločitvijo zgornjega ustroja od okolice. Ločitev je dosežena z vzpostavitvijo sistema, ki ima sposobnost vibriranja. Namestitev poliuretanskih vzmeti zagotavlja, da je točkovna sila na podlago $F_u(t)$ manjša od sile $F_e(t)$, ki deluje na tir, posledica česar so zmanjšane vibracije [41].



Slika 49: Shematski prikaz sistema masa/vzmet [41]

Po [41] lahko funkcijo elastično podprtega zgornjega ustroja, tako kot mnoge druge primere povezane z oscilacijami in vibracijami, dokaj natančno opišemo z enostavnim fizikalnim modelom sistema z eno prostostno stopnjo. V primeru, ko sila $F_e(t)$ poruši ravnotežje sistema zgornjega ustroja, pride do nastanka vibracij z naravno frekvenco f_0 .

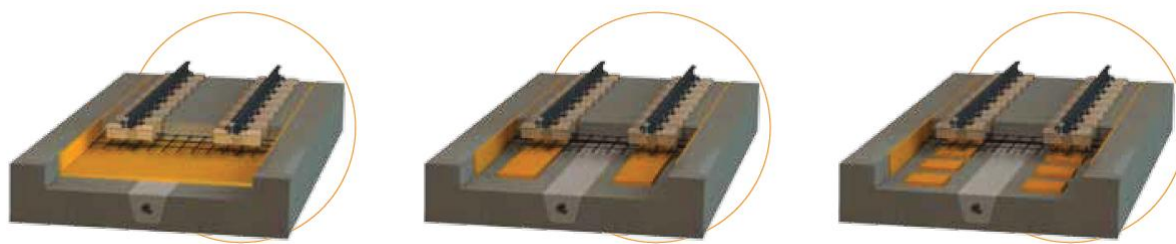
$$f_0 = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (35)$$

, kjer je c ... dinamična konstanta vzmeti [kN/m],

m ... masa zgornjega ustroja in obtežbe, ki deluje nanj [kg].

V mehanizmu izoliranja vibracij nastopata dve območji, območje ojačitve vibracij in območje izoliranja vibracij. Pri tem je potrebno poudariti, da se ojačitev vibracij pojavi samo v primeru, ko se frekvenca vzbujevalne sile ujema z naravno frekvenco sistema. Zmanjšanje ojačitve amplitude naravne frekvence izolatorja f_0 je mogoče doseči s povečanjem stopnje dušenja, vendar pa se zaradi povečane stopnje dušenja zmanjša stopnja izolacije v območju izoliranja vibracij. Za sistem masa/vzmet to pomeni, da mora biti razmerje v sistemu med statično in dinamično togostjo čim manjše. Izolacija nastopi pri frekvenci, ki je približno enaka vrednosti $\sqrt{2} * f_0$ [41].

Osnovne tri izvedbe sistema masa/vzmet so popolni stik med zgornjim ustrojem in podlago (levo na spodnji sliki), linearni stik med zgornjim ustrojem in podlago (v sredini na spodnji sliki) in točkovni stik med zgornjim ustrojem in podlago (desno na spodnji sliki).



Slika 50: Osnovne tri izvedbe sistema masa/vzmet [41]

Popolni stik zagotavlja naravne frekvence na območju med 14 in 25 Hz [41]. Način izgradnje takšnega sistema je hiter, enostaven in iz finančnega vidika relativno ugoden, saj omogoča direktno vlitje betona na izolacijo na samem gradbišču. Razporeditev obtežbe zgornjega ustroja na podlago je pri takšni izvedbi zelo ugodna in omogoča visoko stabilnost celotnega sistema. Poleg tega je pri takšni izvedbi verjetnost za prisotnost napak precej majhna.

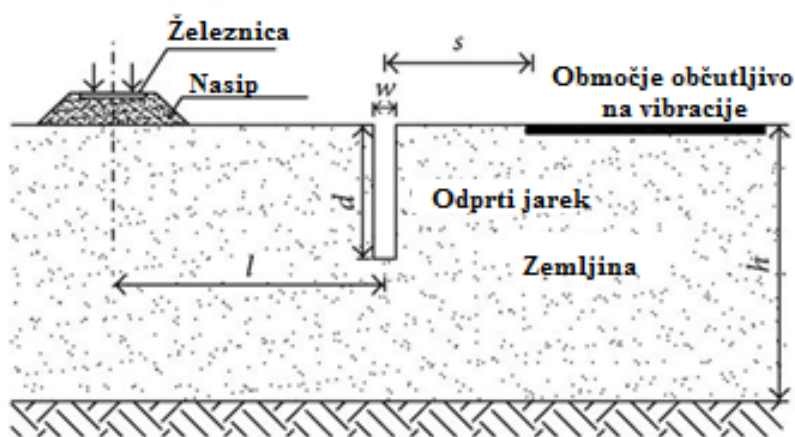
Linearni stik zagotavlja naravne frekvence na območju med 8 in 15 Hz, zaradi česar takšni sistemi omogočajo boljše dušenje strukturalnega hrupa [41]. Izgradnja takšnega sistema je nekoliko dražja, saj je v takšnem primeru potrebna uporaba prefabriciranih betonskih elementov. Zaradi relativno velike površine linearnega stika je horizontalna stabilnost, ki je odvisna od horizontalnih sil v smeri prometa (pospeševanje, zaviranje), kot tudi vertikalnih sil na os tira, dobra.

S točkovnim stikom lahko dosežemo najnižje naravne frekvence, ki znašajo med 5 in 12 Hz [41]. Takšna izvedba zagotavlja najboljšo izoliranost vibracij in strukturalnega hrupa, ki znaša lahko tudi več kot 30 VdB. Pri takšnem sistemu se običajno betonske plošče vlije na gradbišču nato pa se jih, po tem ko se posušijo, dvigne in skozi posebne odprtine podloži z izolacijskimi ploščami. Ta postopek je precej kompliciran, poleg tega pa mora biti izvedba s točkovnimi stiki zelo dobro načrtovana in izvedena, da je zagotovljena zadostna horizontalna stabilnost sistema.

Po [41] je pri izoliranju s sistemom masa/vzmet potrebno zagotoviti, da sta zgornji ustroj in podlaga v vseh točkah ločena med seboj ali z izolacijskimi ploščami ali z zrakom. V primeru da se v eni točki stikata, ta stik predstavlja zvočni most, ki lahko v veliki meri izniči učinke zvočne in vibracijske izolacije. Podlaga mora biti zato ravna in čim bolj zglajena. Zelo pomembno je, da je med izolacijskimi ploščami čim manj medsebojnih stikov in da so ti s posebnimi traki ustrezno zaprti. Ob betoniranju tira bi namreč beton lahko spolzel v stike med ploščami in prodril do podlage, posledica česar bi bil nastanek zvočnih mostov. Pri sistemih masa/vzmet mora biti posebna pozornost namenjena tudi drenažam, saj prisotnost vode v sistemu zelo vpliva na njegovo funkcionalnost.

7.2 Zmanjševanje vibracij na poti njihovega širjenja

Včasih se za zmanjševanje vibracij uporabljajo ovire, ki so postavljene na območju širjenja valov med izvorom in prejemnikom. Te metode se razvijajo na podlagi eksperimentalnega dela in numeričnih izračunov. Ovire v takih primerih predstavljajo odprti (prazni) ali zapolnjeni jarki. Na učinkovitost omejevanja vibracij, ki jih povzročajo Rayleigh-jevi valovi, odločilno vplivajo dimenzije jarka, poleg tega pa je izredno pomembno tudi na kakšni oddaljenosti od železniške proge in prejemnika se jarki nahajajo ter kakšno je razmerje med globino jarka in debelino plasti zemljine do trde kamnite podlage. Optimalna globina jarka naj bi bila približno enaka dolžini Rayleigh-jevih valov, ki potujejo skozi tla [42].



Slika 51: Shematski prikaz dimenzij in namestitve odprtega jarka [42]

Še eno možnost omejevanja širjenja vibracij skozi tla, ki deluje na enak način, predstavljajo apneni slopi (lime cement columns). Po [43] se izboljšanje tal z apnenimi slopi izvaja predvsem v mehkih zemljinah kot so npr. glina, z muljem zasičena glina in šota. V takšnem primeru se v vrtine v tleh zemljini doda mešanico apna in cementa. Možna sta dva načina izvedbe, suhi in mokri. Pri suhi izvedbi se v vrtino z zrakom pod pritiskom vpiha vezivo, medtem ko se pri mokri izvedbi cement zmeša z vodo že preden se ga pomeša med zemljino.

Slaba stran teh metod je, da so pri zemljinah iz mehke gline frekvence vibracij zelo nizke, in torej valovne dolžine zelo dolge, kar pomeni, da bi morali biti jarki oz. slopi v takih zemljinah izjemno globoki.

7.3 Zmanjševanje vibracij v stavbah

Če na nekem območju v bližini železnice vpliv vibracij negativno vpliva zgolj na posamezne stavbe, je ekonomično, da se vibracije omejujejo lokalno z izoliranjem zgolj teh stavb.

Po [19] se z namenom zmanjšanja vibracij v stavbah včasih za izoliranje temeljev od tal uporablja elastični podporni sistem. V takšnem primeru je stavba obravnavana kot togo telo podprto z vzmetmi. Naravna nihajna frekvenca takšnega sistema mora biti precej nižja od najnižje frekvence vibracij, ki je pričakovana v temeljnih tleh.

7.4 Pregled učinkovitosti ukrepov za zmanjševanje vibracij

Spodnja preglednica je privzeta po Lakušiću [7], in predstavlja povzetek projekta »Noise and Vibrations on Tram and Railway Tracks«, financiranega s strani Ministrstva za Znanost, Šolstvo in Šport Republike Hrvaške.

Preglednica 7: Učinki ukrepov za zmanjševanje vibracij [7]

Ukrep zmanjšanja	Zmanjšanje hrupa [dB]	Zmanjšanje vibracij [VdB]
Zmanjšanje na izvoru – železnica		
Elastični pritrdilni pribor	3 – 6	5 – 20
V celoti izolirana tirnica	3 – 10	8 – 18
Dušilci na tirnicah	5 – 6	7 – 9
Leseni pragi	1 – 2	3 – 5
Podplati pod pragi	0 – 3	8 – 15
Povišana tirna greda	3 – 5	0 – 6
Balastne žimnice	8 – 18	10 – 15
Izvedba z NZT	6 – 10	0 – 5
Vzdrževanje gladke površine tirnic	10 – 15	10 – 20
Zmanjšanje na izvoru – vlak		
Glajenje koles	5 – 10	5 – 10
Omejevanje hitrosti	3 – 10	3 – 6

Uporaba zavor z diski	10 – 15	/
Uporaba sestavljenih zavor	8 – 10	/
Uporaba prožna kolesa	3 – 20	3 – 4
Zmanjšanje na poti širjenja vibracij		
Protihrupne ograje	10 – 15	0 – 14
V tunelu zagrajena železnica	0 – 30	10 – 40

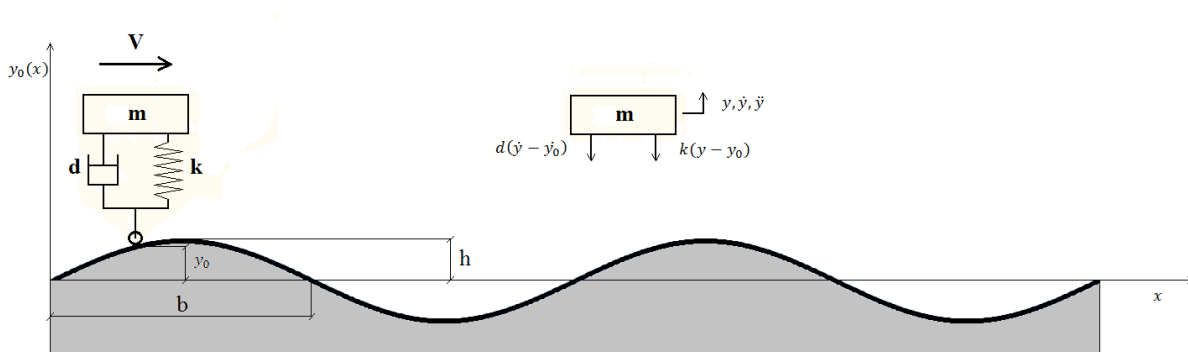
Na podlagi zgornje preglednice lahko sklepamo, da bi največje zmanjšanje vibracij dosegli z odstranitvijo železniških prog iz vidnega okolja. To bi dosegli z izgradnjo podzemnih prog in prog v tunelih. Pri tem je potrebno omeniti, da je pri podzemnih progah izjemnega pomena uporaba kakovostno izvedenih pasivnih načinov izoliranja, saj je v tem primeru, za razliko od površinskih prog, zelo pomembno prenašanje vibracij tudi v obliki glavnih valov. Ne glede na učinkovitost takšne izvedbe, pa so te proge neprimerno dražje in zaradi tega je njihova izgradnja v veliki večini primerov, z ekonomskega vidika, neupravičena.

Med ostalimi načini zmanjševanja vibracij so očitno zelo pomembni uporaba elastičnega pritrdilnega pribora ter zagotavljanje gladke površine tirnic. Smiselno je torej, da je najprej poskrbljeno za redno in kakovostno vzdrževanje. Če s tem ne dosežemo zelenih vrednosti, pa lahko posegamo še po dodatnih ukrepih, izmed katerih je na podlagi zgornje preglednice verjetno najbolje izbrati enega izmed poliuretanskih sistemov.

Na podlagi rezultatov pridobljenih iz meritev vibracij, ki jih je na progi Ljubljana – Zagreb, na območju Boštanja, izvajal ZAG [27], je mogoče sklepati, da ima verjetno še največji pomen na zmanjševanje vibracij dinamičnost vožnje vlaka. Rezultati njihove raziskave namreč kažejo, da so pospeški elementov zgornjega ustroja večji pri potniških kot tovornih vlakih. Po njihovem mnenju vzrok tega tiči v hitrejšem pospeševanju in zaviranju, ki je omogočeno zaradi manjše teže potniških vlakov. Posledica intenzivnejšega pospeševanja in zaviranja so medsebojni trki vagonov, ki predstavljajo dodatne izvore vibracij.

8 MATEMATIČNI MODEL SISTEMA VLAK – TIR

To poglavje je namenjeno predstavitvi enostavnega matematičnega modela sistema vlak – tir. Model je z nekaj spremembami povzet po [44].



Slika 52: Model sistema vlak – tir

Model predstavlja vlak, ki z enakomerno hitrostjo vozi po rebričenih tirnicah. Model je zasnovan kot model z eno prostostno stopnjo, kjer se masa m , v odvisnosti od togosti vzmeti k in dušilne konstante d ter konstantne hitrosti V , premika v vertikalni smeri. Masa predstavlja del mase vagona, ki deluje na eno kolo, torej na polovico ene osi. Rebričena tirnica, ki predstavlja podlago premikajočega se oscilatorja, je sinusne oblike.

Namen modela je prikazati kako oblika rebričene tirnice, masa vagona in hitrost vlaka vplivajo na velikosti oscilacij, ki nastanejo kot posledica vožnje po valoviti površini.

8.1 Enačbe uporabljene v modelu

Vlak vozi po ravni tirnici do izhodiščne točke pri času $t = 0$, kjer površina tirnice postane rebričena. Oblika tirnice je po [44] podana z enačbo (36):

$$y_0(x) = h * \sin\left(\frac{\pi * x}{b}\right) \quad (36)$$

, kjer je

x ... horizontalna oddaljenost vlaka (pri času $t \geq 0$) od izhodiščne točke pri času $t = 0$ [m],

y_0 ... vertikalna oddaljenost površine grebena oz. vdolbine od prvotne lege nerebričene površine tirnice v odvisnosti od razdalje x [m],

h ... maksimalen vertikalni odmik grebena oz. vdolbine od prvotne lege [m],

b ... širina grebena oz. vdolbine [m].

Absolutni vertikalni pomik masnega elementa je opisan kot $y(t)$. Relativni pomik masnega elementa je po [44] določen z enačbo (37):

$$z(t) = y(t) - y_0(t) \quad (37)$$

Na podlagi enačbe (11) iz drugega poglavja, ki predstavlja urejeno obliko gibalne enačbe oscilatorja, je izpeljana enačba (38), ki podaja gibanje masnega elementa v danem modelu.

$$m * \ddot{y} = -d * (\dot{y} - \dot{y}_0) - k * (y - y_0) \quad (38)$$

, kjer je

m ... masa elementa [kg],

k ... togost vzmeti [kN/m],

d ... dušilna konstanta [kN*s/m],

y_0 ... oddaljenost površine tirnice od prvotne lege [m],

\dot{y}_0 ... odvod y_0 po času t (hitrost) [m/s],

y ... absolutni pomik masnega elementa [m],

\dot{y} ... odvod y po času t (hitrost pomika) [m/s],

\ddot{y} ... drugi odvod y po času t (pospešek pomika) [m/s²].

Ob upoštevanju enačb (37) in (38) lahko zapišemo enačbo relativnega gibanja masnega elementa (39), ki se po [44] glasi:

$$m * \ddot{z} + d * \dot{z} + k * z = -m * \ddot{y}_0 \quad (39)$$

Kot je zapisano v začetku tega poglavja, se vlak premika s konstanto hitrostjo V . Ob upoštevanju enačbe (40), zato enačba (36) dobi novo obliko (41), v kateri je y_0 določen v odvisnosti od časa.

$$x = V * t \quad (40)$$

$$y_0(t) = h * \sin\left(\frac{\pi * V}{b} * t\right) \quad (41)$$

Po [44] lahko enačbo gibanja na drugačen način zapišemo tudi na naslednji način:

$$(D^2 + 2 * \zeta * \omega_0 * D + \omega_0^2) * z = h * \omega^2 * \sin(\omega * t) \quad (42)$$

, kjer je D ... matematični operator odvajanja,
 ζ ... brezdimenzijski koeficient dušenja (razmernik dušenja),
 ω_0 ... lastna frekvenca nedušenega nihanja [rad/s],
 ω ... frekvenca vzbujanja [rad/s].

$$\zeta = \frac{d}{2 * \sqrt{k * m}} \quad (43)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (44)$$

$$2 * \zeta * \omega_0 = \frac{d}{m} \quad (45)$$

$$\omega = \frac{\pi * V}{b} \quad (46)$$

Rešitev karakteristične enačbe k diferencialni enačbi (42), predstavljata lastni vrednosti enačbe (42), ki sta po [44] in [1] podani z enačbo (47). V tem primeru je predpostavljeno, da je razmernik dušenja ζ manjši od 1, velja torej, da je sistem podkritično dušen.

$$\lambda = -\zeta * \omega_0 \pm \omega_0 * \sqrt{\zeta^2 - 1} = -\zeta * \omega_0 \pm i * \omega_d \quad (47)$$

, kjer je ω_d ... lastna frekvenca dušenega nihanja [rad/s].

Ker je enačba (42) nehomogena diferencialna enačba drugega reda, po [1] njeno celotno rešitev predstavlja vsota splošne rešitve pripadajoče homogene enačbe in partikularne rešitve nehomogene enačbe. Splošna rešitev homogene enačbe je podana z enačbo (48), partikularna rešitev nehomogene enačbe pa je podana z enačbo (49).

$$z_c(t) = e^{-\zeta * \omega_0 * t} * (A_1 * \cos(\omega_d * t) + B_1 * \sin(\omega_d * t)) \quad (48)$$

$$z_p(t) = a * \sin(\omega * t - \varphi) \quad (49)$$

, kjer je a ... amplituda odziva [m],
 φ ... zaostajanje odziva za vzbujanjem [rad].

$$a = \frac{h * \omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2 * \zeta * \omega_0 * \omega)^2}} \quad (50)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{2\zeta\omega_0\omega}{\omega_0^2 - \omega^2} \quad (51)$$

Izpeljavo enačbe (48) si je v celoti mogoče ogledati v [44].

Celotno rešitev enačbe gibanja lahko na podlagi enačb (48) in (49) zapišemo z enačbo (52).

$$z(t) = e^{-\zeta\omega_0 t} * (A_1 * \cos(\omega_d * t) + B_1 * \sin(\omega_d * t)) + a * \sin(\omega * t - \varphi) \quad (52)$$

Konstanti A_1 in B_1 določimo s pomočjo začetnih pogojev $z(0) = 0$ in $\dot{z}(0) = 0$.

Tako kot je relativni premik masnega elementa izražen z enačbo (51), lahko njegovo hitrost in pospešek izrazimo z enačbama (53) in (54), ki predstavljata prvi oz. drugi odvod premika po času.

$$\begin{aligned} \dot{z}(t) = & -\zeta * \omega_0 * e^{-\zeta\omega_0 t} * (A_1 * \cos(\omega_d * t) + B_1 * \sin(\omega_d * t)) \\ & + e^{-\zeta\omega_0 t} * (-A_1 * \omega_d * \sin(\omega_d * t) + B_1 * \omega_d * \cos(\omega_d * t)) \\ & + a * \omega * \cos(\omega * t - \varphi) \end{aligned} \quad (53)$$

$$\begin{aligned} \ddot{z}(t) = & (\zeta * \omega_0)^2 * e^{-\zeta\omega_0 t} * (A_1 * \cos(\omega_d * t) + B_1 * \sin(\omega_d * t)) \\ & - 2 * \zeta * \omega_0 * e^{-\zeta\omega_0 t} * (-A_1 * \omega_d * \sin(\omega_d * t) + B_1 * \omega_d * \cos(\omega_d * t)) \\ & + e^{-\zeta\omega_0 t} * (-A_1 * \omega_d^2 * \cos(\omega_d * t) - B_1 * \omega_d^2 * \sin(\omega_d * t)) \\ & - a * \omega^2 * \sin(\omega * t - \varphi) \end{aligned} \quad (54)$$

8.2 Rezultati računskih primerov

Na podlagi enačb iz prejšnjega podpoglavja, ki so bile vnešene v program Excel, so v nadaljevanju podani rezultati štirih računskih primerov. Rezultati so podani v obliki diagramov, pri čemer abscisna os v vseh diagramih predstavlja čas, od trenutka, ko površina tirnice iz gladke preide v rebričeno. Časovni interval podanih rezultatov znaša 3 sekunde, kar je dovolj, da so za dane parametre prikazani odzivi v ustaljenem stanju. Na ordinatnih oseh so ločeno predstavljeni pomiki, hitrosti in pospeški masnega elementa sistema.

Podatki o togosti vzmeti in dušilni konstanti, povzeti po [45], so v vseh štirih primerih enaki. V primeru št. 1 so prikazane vrednosti oscilacij v odvisnosti od spreminjanja geometrijskih karakteristik rebričene tirnice, in sicer od spreminjanja širine grebena b . V primeru št. 2 so prav tako prikazane vrednosti oscilacij v odvisnosti od spreminjanja geometrijskih karakteristik rebričene tirnice, vendar v

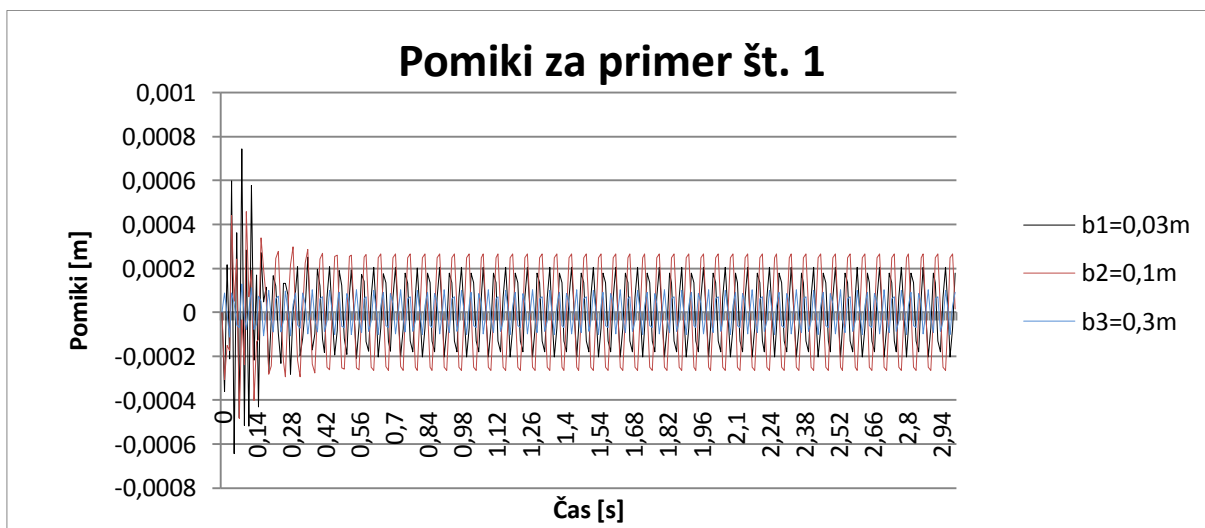
tem primeru v odvisnosti od spreminjanja višine grebena h . V primeru št. 3 so prikazane vrednosti oscilacij v odvisnosti od spreminjanja hitrosti vlaka V ter v primeru št. 4 v odvisnosti od spreminjanja mase vagona m . Masa je določena na podlagi mase potniškega vagona UIC-Y tipa ABI. Masa vagona znaša 40 ton, število sedežev pa je 54 [46]. V vseh primerih, z izjemo primera št. 4, je upoštevano, da na vsakem sedežu sedi človek, katerega masa znaša 70 kg.

Poleg tega so na podlagi enačb (13), (14) in (15), v preglednicah, za vsak primer posebej, podane tudi ravni vibracijskih pomikov, hitrosti in pospeškov. Maksimalne vrednosti pomikov, hitrosti in pospeškov so določene na inetrvalih od 0,5 do 1,0 sekunde.

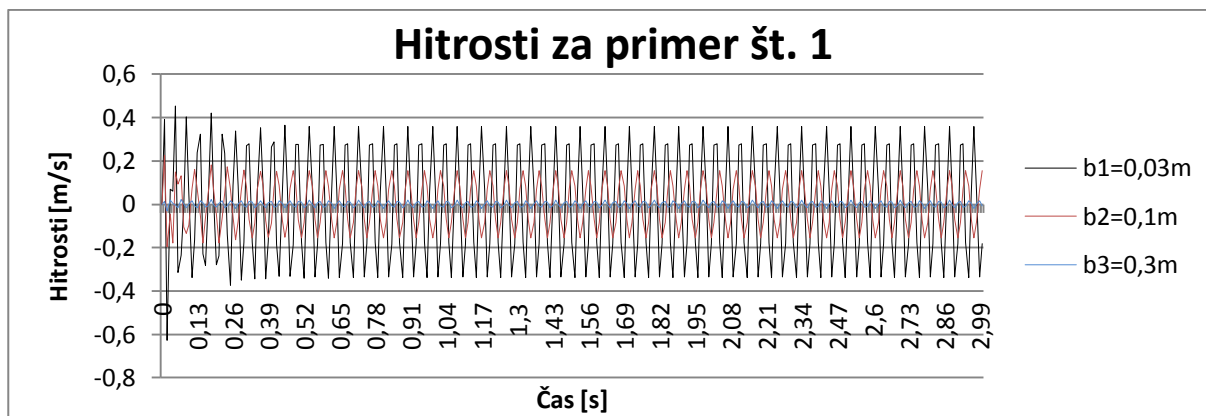
8.2.1 Primer št. 1

Podatki:

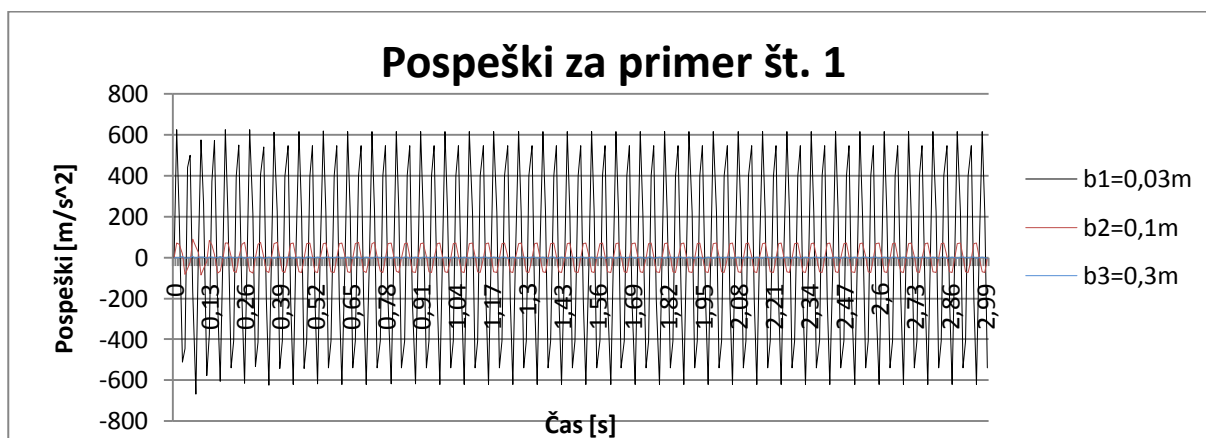
$m = 8780\text{kg}$	$V = 60\text{ km/h}$	$k = 788000000\text{ N/m}$
$d = 158000\text{ N*s/m}$	$h = 0,0002\text{m}$	$b_1 = 0,03\text{m}$
$b_2 = 0,1\text{m}$	$b_3 = 0,3\text{m}$	



Slika 53: Diagram pomikov za primer št. 1



Slika 54: Diagram hitrosti za primer št. 2



Slika 55: Diagram pospeškov za primer št. 1

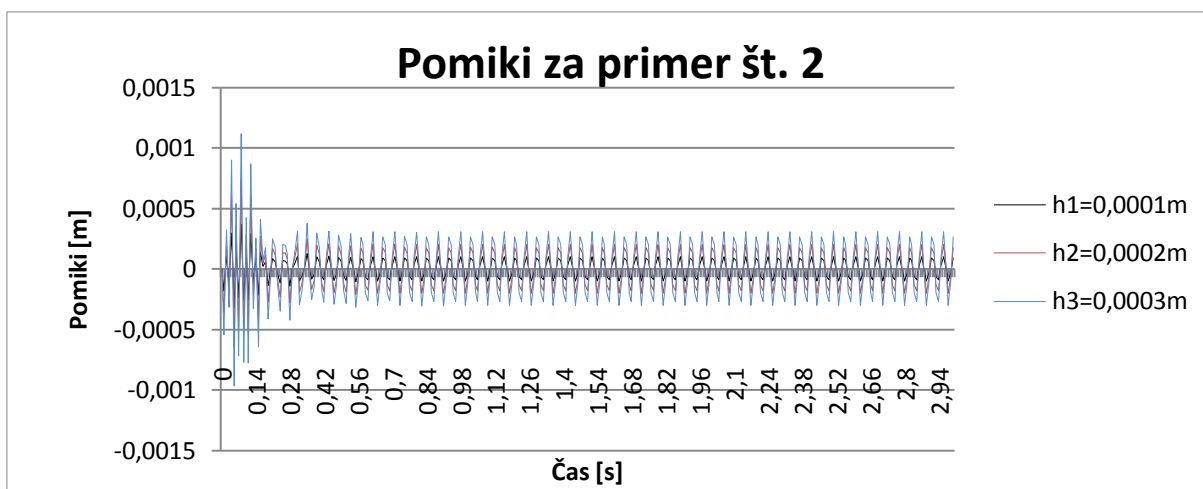
Preglednica 8: Ravni vibracijskih pomikov, hitrosti in pospeškov za primer št. 1

Širina grebena [m]	Maksimalni pomik [m]	Raven pomikov [dB]
0,03	0,00020502	146,235815
0,10	0,00026514	148,4694918
0,30	0,00010194	140,1669115
Širina grebena [m]	Maksimalna hitrost [m/s]	Raven hitrosti [dB]
0,03	0,35985473	137,1431442
0,10	0,15583808	129,8740716
0,30	0,01790564	111,0803963
Širina grebena [m]	Maksimalni pospešek [m/s ²]	Raven pospeška [dB]
0,03	617,718052	175,8158059
0,10	72,5478788	157,2124944
0,30	3,10427635	129,8392075

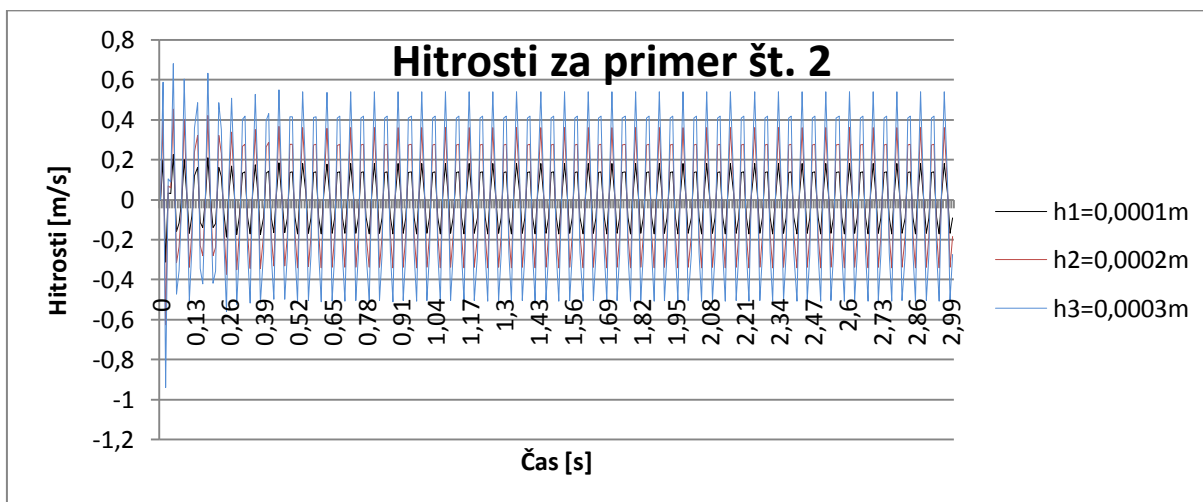
8.2.2 Primer št. 2

Podatki:

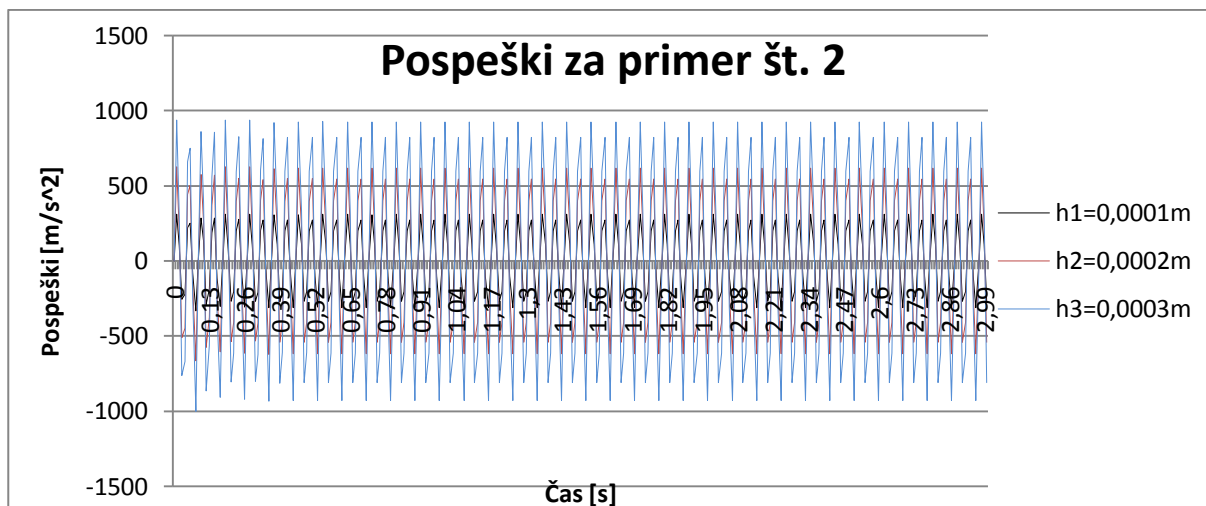
$m = 8780\text{kg}$	$V = 60\text{ km/h}$	$k = 788000000\text{ N/m}$
$d = 158000\text{ N*s/m}$	$b = 0,03\text{m}$	$h_1 = 0,0001\text{m}$
$h_2 = 0,0002\text{m}$	$h_3 = 0,0003\text{m}$	



Slika 56: Diagram pomikov za primer št. 2



Slika 57: Diagram hitrosti za primer št. 2



Slika 58: Diagram pospeškov za primer št. 2

Preglednica 9: Ravni vibracijskih pomikov, hitrosti in pospeškov za primer št. 2

Višina grebena [m]	Maksimalni pomik [m]	Raven pomikov [dB]
0,0001	0,000103	140,2152151
0,0002	0,000205	146,235815
0,0003	0,000308	149,7576402
Višina grebena [m]	Maksimalna hitrost [m/s]	Raven hitrosti [dB]
0,0001	0,179927	131,1225443
0,0002	0,359855	137,1431442
0,0003	0,539782	140,6649694
Višina grebena [m]	Maksimalni pospešek [m/s ²]	Raven pospeška [dB]
0,0001	308,859	169,795206
0,0002	617,7181	175,8158059
0,0003	926,5771	179,337631

8.2.3 Primer št. 3

Podatki:

$$m = 8780\text{kg}$$

$$b = 0,1\text{ m}$$

$$V_2 = 60\text{km/h}$$

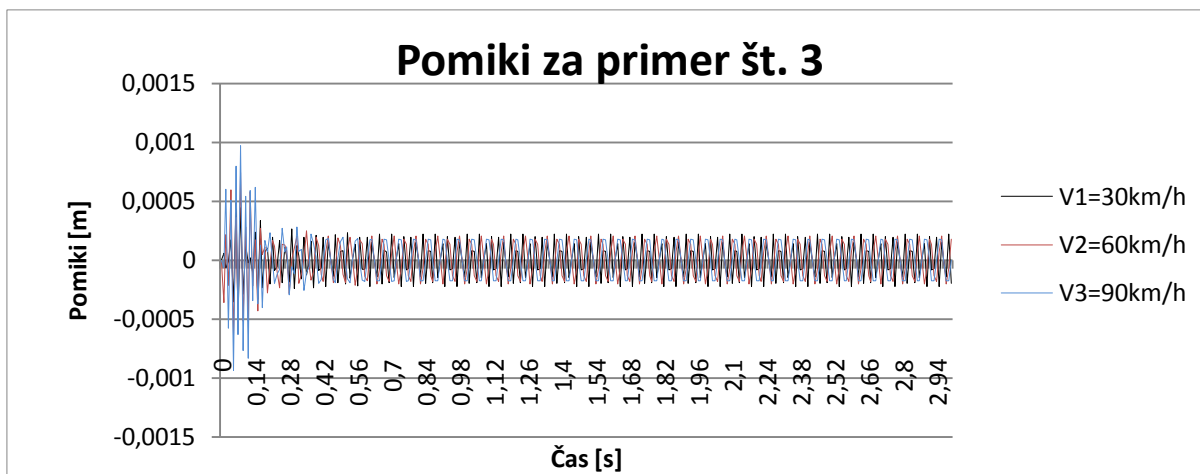
$$k = 788000000\text{ N/m}$$

$$h = 0,0002\text{ m}$$

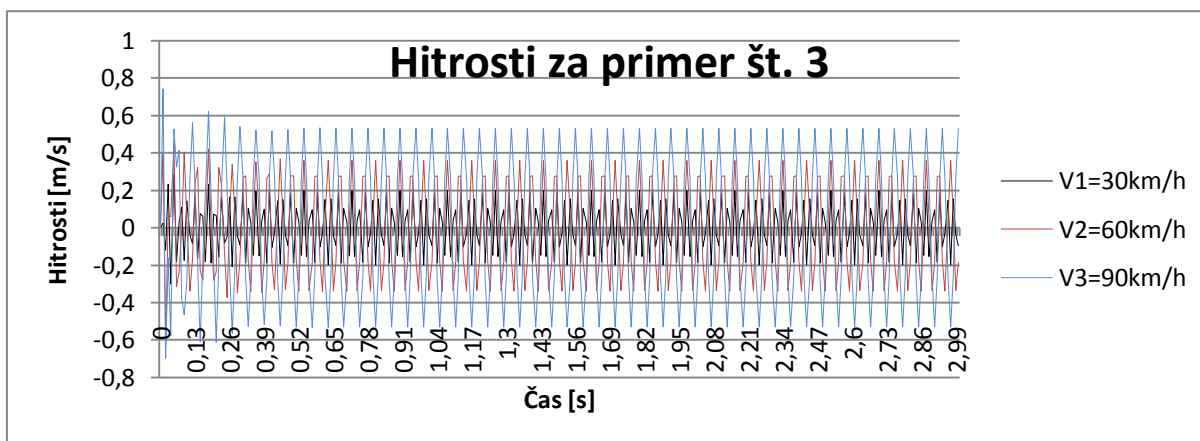
$$V_2 = 90\text{km/h}$$

$$d = 158000\text{ N*s/m}$$

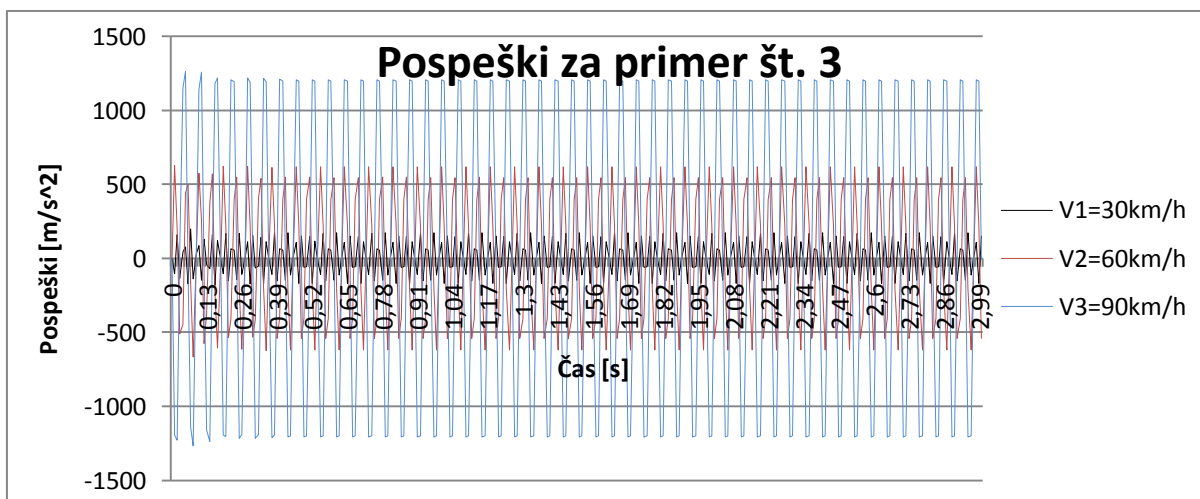
$$V_1 = 30\text{km/h}$$



Slika 59: Diagram pomikov za primer št. 3



Slika 60: Diagram hitrosti za primer št. 3



Slika 61: Diagram pospeškov za primer št. 3

Preglednica 10: Ravni vibracijskih pomikov, hitrosti in pospeškov za primer št. 3

Hitrost [km/h]	Maksimalni pomik [m]	Raven pomikov [dB]
30	0,00023	147,2373
60	0,000205	146,2358
90	0,000192	145,6703
Hitrost [km/h]	Maksimalna hitrost [m/s]	Raven hitrosti [dB]
30	0,197872	131,9483
60	0,359855	137,1431
90	0,532463	140,5464
Hitrost [km/h]	Maksimalni pospešek [m/s ²]	Raven pospeška [dB]
30	170,7626	164,6479
60	617,7181	175,8158
90	1207,871	181,6404

8.2.4 Primer št. 4

Podatki:

$$V_1 = 60 \text{ km/h}$$

$$k = 788000000 \text{ N/m}$$

$$d = 158000 \text{ N*s/m}$$

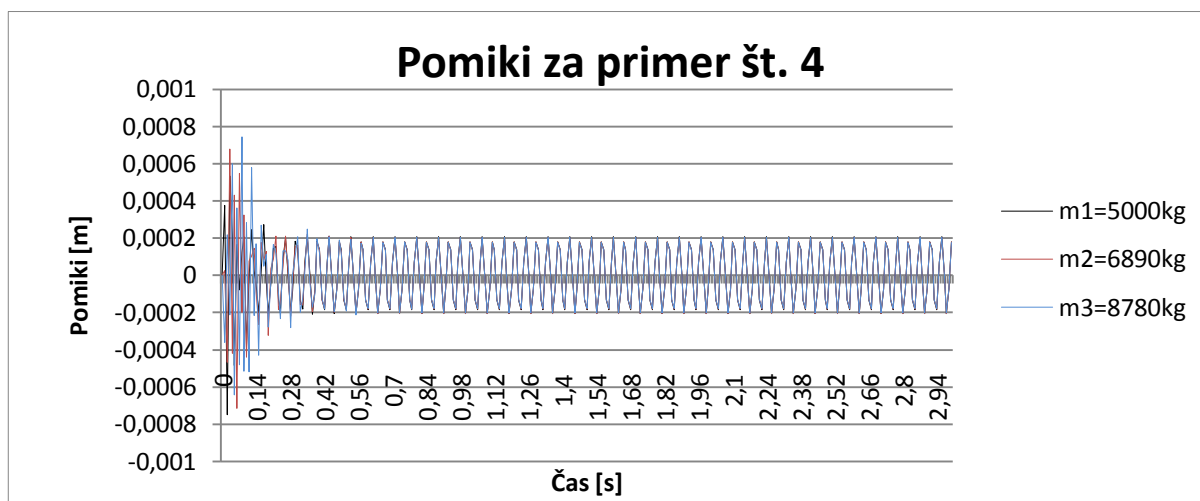
$$b = 0,1 \text{ m}$$

$$h = 0,0002 \text{ m}$$

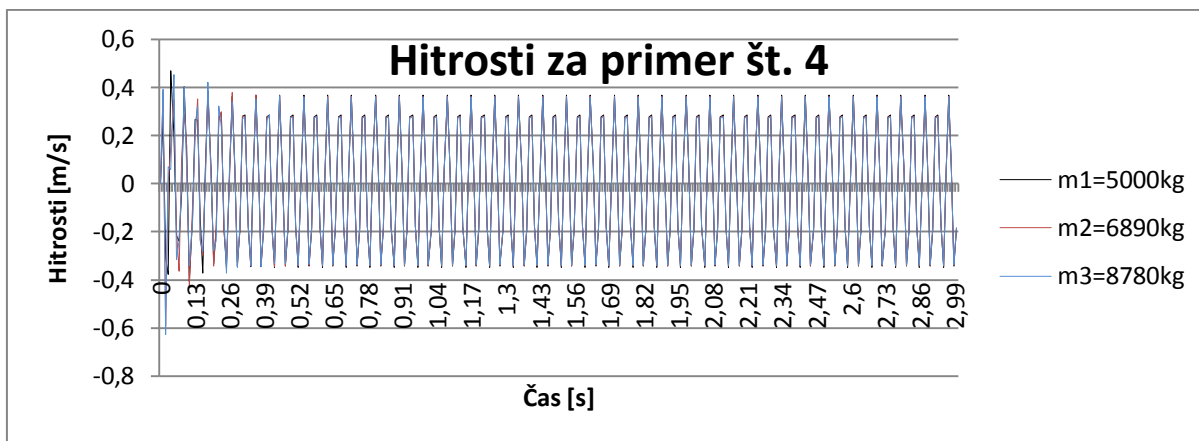
$$m_1 = 5000 \text{ kg}$$

$$m_2 = 6890 \text{ kg}$$

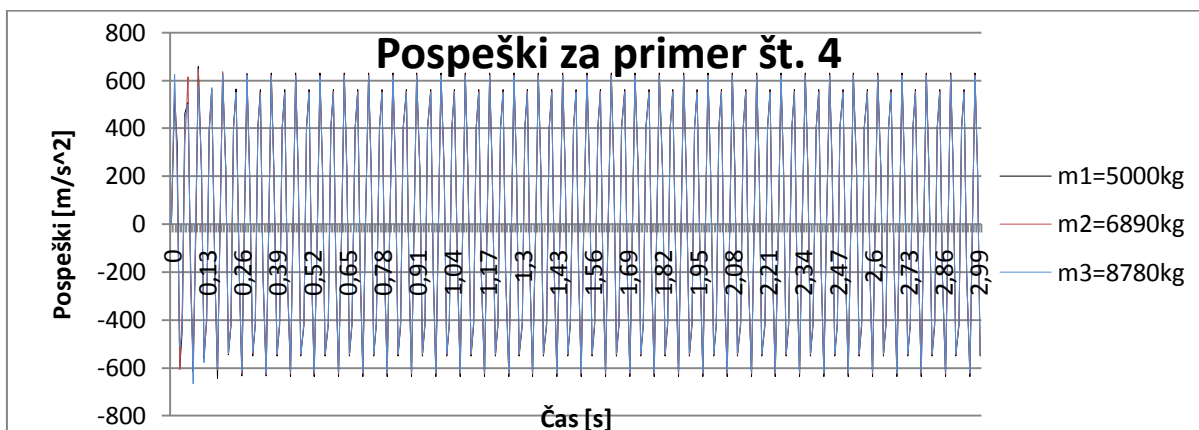
$$m_3 = 8780 \text{ kg}$$



Slika 62: Diagram pomikov za primer št. 4



Slika 63: Diagram hitrosti za primer št. 4



Slika 64: Diagram pospeškov za primer št. 4

Preglednica 11: Ravni vibracijskih pomikov, hitrosti in pospeškov za primer št. 4

Masa [kg]	Maksimalni pomik [m]	Raven pomikov [dB]
5000	0,000208	146,3755438
6890	0,000205	146,2462144
8780	0,000205	146,235815
Masa [kg]	Maksimalna hitrost [m/s]	Raven hitrosti [dB]
5000	0,367981	137,3371024
6890	0,362645	137,2102301
8780	0,359855	137,1431442
Masa [kg]	Maksimalni pospešek [m/s ²]	Raven pospeška [dB]
5000	630,3569	175,9917304
6890	621,7978	175,872983
8780	617,7181	175,8158059

8.3 Vrednotenje rezultatov

Matematični model sistema vlak-tir, ki je obdelan v sklopu te naloge, predstavlja enostaven dinamični model z eno prostostno stopnjo. Namen modela je prikazati, da obraba in napake na tirnicah povzročajo vibracije in da je to torej problem, ki ga je potrebno raziskovati. Zaradi enostavnosti modela, v katerem je predpostavljeno, da sta tirnica in celoten zgornji ustroj toga in so obravnavane zgolj vertikalne vibracije enega masnega elementa, rezultatov pridobljenih iz izračunov ne moremo direktno projicirati na dejanski vlak, ki vozi po tiru. Za kaj takega bi bilo potrebno obravnavati bolj zahtevne dinamične modele z višjim številom prostostnih stopenj. Na vibracije namreč pomembno vplivajo tudi dinamične karakteristike tirne grede, pragov, tirnic, nenazadnje pa tudi samih tal pod železniškim tirom. Izjemno velik vpliv na vrednosti vibracij ima degradirano stanje proge. Model je torej smiselno dojemati zgolj kot teoretično ilustracijo problema, na podlagi katerega pa lahko vseeno sklepamo, da oblika površine tirnice in hitrost vlaka vsekakor vplivata na nastanek in vrednosti vibracij.

V primeru št. 1 so obravnavane vrednosti vibracij za tri različne širine grebenov sinusne površine tirnice. Vzbujevalna frekvenca je odvisna od teh širin ter od hitrosti vlaka, ki pa je v danem primeru za različne širine vedno enaka. Iz enačbe (46) sledi, da se s povečevanjem širin znižuje vzbujevalna frekvenca. Posledica tega je zmanjšanje vrednosti pospeškov in hitrosti masnega elementa, kar je razvidno tako iz diagramov na slikah 54 in 55, kakor tudi iz preglednice 8, v kateri so podane ravni hitrosti in pospeškov.

V primeru št. 2 so obravnavane vrednosti vibracij za tri različne višine grebenov. Višine grebenov, skladno z enačbo (50), neposredno vplivajo na vrednosti amplitude odziva, zaradi česar se zaradi njihovega povečevanja, povečajo tudi vrednosti pomikov, hitrosti in pospeškov masnega elementa. Dokaz, da je temu res tako predstavljajo diagrami iz slik 56, 57 in 58 ter preglednica 9, iz katere se dobro vidi naraščanje vrednosti ravni pomikov, hitrosti in pospeškov.

V primeru št. 3 so obravnavane vrednosti vibracij za tri različne hitrosti vlaka. Tako kot širina grebenov iz primera ena, tudi hitrost vpliva na velikost vzbujevalne frekvence. S povečevanjem hitrosti vlaka se povečuje vzbujevalna frekvenca, kar posledično vpliva na povečanje vrednosti pospeškov in hitrosti masnega elementa. To je razvidno iz diagramov na slikah 60 in 61 ter preglednice 10. Na podlagi diagramov iz slik 53 in 59, lahko sklepamo, da sprememba vzbujevalne frekvence nima večjih posledic na vrednosti pomikov masnega elementa.

V primeru št. 4 so obravnavane vrednosti vibracij za tri različne mase vagona. Razlike med masami so podane v odvisnosti od števila potnikov, in sicer za prazen vagon, za polovično zaseden vagon ter za vagon v katerem so zasedeni vsi sedeži. Upoštevana masa vsakega od potnikov je 70kg. Masa vpliva

na lastno frekvenco sistema in na razmernik dušenja, posledično pa torej tudi na lastno dušeno frekvenco ter na amplitudo odziva in fazni zamik. Pridobljeni rezultati kažejo na to, da relativno majhne razlike v masah nimajo skoraj nikakršnega vpliva na spreminjanje vrednosti pomikov, hitrosti in pospeškov masnega elementa, kar je razvidno tako iz diagramov na slikah 62, 63 in 64, kot tudi iz preglednice 11. Vzrok za tako majhen vpliv mase na spreminjanje vrednosti vibracij je dejstvo, da pri podanih vrednostih koeficienta vzmetenja in dušilne konstante, tudi velika sprememba mase zelo malo vpliva na spremembo razmernika dušenja.

Na podlagi celotnega pregleda rezultatov vseh štirih primerov je mogoče sklepati, da na vrednosti vibracij, ki nastanejo zaradi vožnje vlaka po rebričenih tirnicah, pomembno vplivajo geometrijske karakteristike oblike površine tirnice ter hitrost vlaka, vpliv spreminjanja mase pa je zanemarljivo majhen. Največje vrednosti pomikov, hitrosti in pospeškov je mogoče pričakovati pri visokih hitrostih vlaka ter pri rebričenih tirnicah, kjer so širine grebenov majhne in njihove višine velike.

Na koncu je pomembno omeniti še dejstvo, da pri takšnem modelu zaradi zelo kratkih valov rebričene tirnice pri višjih hitrostih pride do odlepitve kolesa od tirnice, saj kolo ne more slediti tako hitrim spremembam. Posledica tega so izjemno visoke vrednosti pospeškov in hitrosti. Od vseh rezultatov so zato realni zgolj tisti iz primera št. 1, ko širina valov znaša 0,3m, za pridobitev bolj realnih rezultatov v ostalih primerih, pa bi bilo potrebno model nadgraditi. Izračun kontaktne sile v stiku kolesa in tirnice, je pokazal, da je model ustrezen za širine valov, ki so večje od 0,2m ter hitrosti nižje od 50km/h.

9 ZAKLJUČEK

Železnice predstavljajo zelo pomemben delež transportnih sistemov in upravičeno je pričakovati, da se bo, zaradi ekonomskih in ekoloških vzrokov, v prihodnosti tako na področju tovarnega kot tudi potniškega prometa ta delež še povečal. Prav zaradi tega bo potrebno še večjo pozornost nameniti zmanjševanju negativnih učinkov, ki jih ima železnica na okolico in človeka. Enega izmed pomembnejših učinkov nedvomno predstavljajo tudi vibracije, zlasti če v obzir vzamemo vedno višje hitrosti, ki jih dosegajo vlaki.

V nalogi so opisani številni negativni učinki, ki jih vibracije, povzročene s strani železniškega prometa, povzročajo na okolico in človeka. Čeprav njihove vrednosti niso tako velike, da bi bile življenjsko nevarne, pa vseeno predstavljajo stres, ki dolgoročno negativno vpliva na duševno, posledično pa tudi telesno zdravje posameznika. Poleg vplivov na okolico in človeka pa močno vplivajo tudi na obrabo železniškega tira, predvsem na stanje zgornjega ustroja. S hitrejšo in bolj intenzivno obrabo zgornjega ustroja so povezani izjemni stroški, ki so posledica pogostih vzdrževanj, zaradi katerih pa prihaja tudi do logističnih zapletov, ki predstavljajo še dodatne stroške. Smiselno bi bilo torej čim večjo pozornost nameniti zmanjševanju vibracij. Iz nekaterih analiz, ki so omenjene v diplomu, je razvidno, da se s pravnimi ukrepi zmanjševanja vibracij časovno obdobje med dvema vzdrževanjema tudi več kot podvoji.

Pri določanju vibracij, ki nastajajo v železniškem prometu, se soočamo z zelo kompleksnim problemom, ki ga je potrebno reševati na interdisciplinarnem nivoju. Zaradi kompleksne sestave lokomotiv in vagonov ter zgornjega ustroja, nenazadnje pa tudi sestave tal, je pri določanju problema potrebno upoštevati zelo veliko parametrov, ki vsak na svoj način vplivajo na končne vrednosti vibracij. Medtem, ko je sam izračun vrednosti vibracij v največji meri stvar mehanike, pa je naloga projektantov in vzdrževalcev železnic ta, da na podlagi mehanskih dognanj, v dejanskih primerih načrtujejo uporabo ustreznih elementov in sistemov, ki v čim večji meri omejujejo nastanek in širjenje vibracij.

Pomembne izvore vibracij predstavljajo napake na tiru in kolesu. Te napake se delijo na napake kratkih in dolgih valovnih dolžin. Napake kratkih valovnih dolžin predstavljajo rebričene tirnice, ki so na podlagi dinamičnega modela v nalogi tudi nekoliko bolj podrobno obdelane. Iz izračunov je mogoče sklepati, da na vrednosti vibracij, ki so posledica rebričenja tirnic, pomembno vplivajo dolžine in višine sinusnih valov, in sicer krajši in višji kot so valovi višje so vrednosti vibracij, ki pri tem nastajajo. Takšne vibracije so visokofrekvenčne, zaradi česar se njihovo širjenje v okolico relativno hitro preneha, vendar pa to ne pomeni, da jih lahko zaradi tega zanemarjamo, saj je njihov vpliv na stanje zgornjega ustroja še vedno pomemben. Najboljši način za njihovo omejevanje je redno vzdrževanje gladke površine tirnične glave. Med napake dolgih valovnih dolžin sodijo napake na

površini koles, napake na tirnicah, ki so posledica njihove izdelave, ter spremembe v togosti tira. Spremembe v togosti tira so še posebej izrazite na območjih kretnic. Frekvence teh vibracij so nižje, zaradi česar se tudi njihovo širjenje v okolico ne preneha tako hitro. Tudi za omejevanje takšnih vibracij je pomembno redno vzdrževanje infrastrukture in voznega parka, poleg tega pa na njihovo zmanjšanje lahko bistveno vplivamo s številnimi pasivnimi izolacijskimi ukrepi.

Med pasivne izolacijske ukrepe sodijo različne izvedbe izolacije z uporabo poliuretanskih materialov, med katerimi so najpomembnejši podplati pod pragi, podplati pod podložnimi ploščami, podplati pod tirnicami ter balastne žimnice in izolacijski sistemi masa/vzmet. Na podlagi opisov posameznih izvedb, ki so navedeni v sedmem poglavju diplomske naloge, lahko sklepamo, da bi bila, glede na razmerje med učinkovitostjo in ekonomičnostjo, za slovenske železnice na večini odsekov najbolj upravičena uporaba podplatov pod pragi. Poleg tega, da zmanjšujejo vrednosti vibracij, takšni podplati tudi zelo podaljšujejo dobo ustreznosti stanja zgornjega ustroja, saj se zaradi njihove uporabe stik med tolčencem in pragom z 8% dvigne na kar 35%, to pa pomeni, da se obtežbe razporedijo po bistveno večjem območju. Čeprav je mogoče podplate namestiti tudi pod lesene prage, pa je njihova uporaba v večji meri namenjena kombinaciji z betonskimi pragi. Večina pragov v slovenskem železniškem omrežju je še vedno lesenih, vendar pa se bo v prihodnosti zaradi ekonomskih in ekoloških vzrokov tudi to spremenilo. Smiselno bi bilo torej, da bi se ob investicijskih vzdrževanjih začelo uporabljati betonske prage z nameščenimi poliuretanskimi podplati.

Ob zaključku pisanja diplomske naloge sem prišel do sklepa, da je področju preučevanja in zmanjševanja vibracij, zlasti v slovenskem železniškem prometu, potrebno nameniti še veliko pozornosti. Pri tem je mogoče pametno omeniti, da pa pretiravanje pri omejevanju vibracij, kot to velja tudi za omejevanje hrupa, ni smiselno, saj imajo le-te na svoj način tudi nekaj pozitivnih učinkov. Prvi nedvomno pride do izraza z razvojem tehnologije za izkoriščanje vibracij za proizvodnjo električne energije, ki lahko napaja signalno varnostne naprave železniškega sistema. Drugi pomemben pozitiven učinek pa je vezan na opozarjanje okolice na prihod vlaka. Znani so namreč primeri, ko so se zaradi obnove proge znižali nivoji vibracij in hrupa, zaradi česar je prišlo do nesreč, saj so udeleženci v prometu mislili, da je vlak bistveno bolj oddaljen kot je bil v resnici.

VIRI:

- [1] Boltežar, M. 2010. Mehanska nihanja 1. Del. Ljubljana, Univeza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo: str. 7-9, 20, 26, 28-30, 32-35.
- [2] Čudina, M. 2001. Tehnična akustika. Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo: str. 3-5, 28-29, 135-136.
- [3] Ravnikar, B. 1999. Osnove glasbene akustike in informatike. Ljubljana, DZS: str. 3, 5-7, 10-12, 14-16.
- [4] Hanson, C.A., Towers, D.A., Meister, L.D. 2006. Transit noise and vibration impact assesment, Office of Planning and Environment Federal Transit Administration: str. 7-3 - 7-11.
http://www.fta.dot.gov/documents/FTA_Noise_and_Vibration_Manual.pdf (Pridobljeno 15. 10. 2012.)
- [5] Root mean square. 2012.
https://en.wikipedia.org/wiki/Root_mean_square (Pridobljeno 15. 10. 2012.)
- [6] Esveld, C. 2001. Modern Railway Track. Delft, Delft University of Technology: str. 24.
- [7] Lakušić, S., Ahac, M. 2012. Mjere za smanjenje buke i vibracija od tračničkog prometa u urbanim sredinama. Tehnički Vjesnik 19: str. 427-435.
- [8] Terno, H.J., Deutsche Bahn AG. 2011. State of the art review of mitigation measures on track. Railway-Induced Vibration Abatement Solutions (RIVAS), WP3: str. 5-10, 21, 22.
- [9] Mirza, A., Smekal, A., Nelain, B., Thompson, D., Stiebel, D. 2012. Measurement protocol for parameters influencing mitigation effects. Railway-Induced Vibration Abatement Solutions (RIVAS), Deliverable D1.2 Annex, WP1.2: str. 8-10, 12-15.
- [10] Mirza, A., Nielsen, J., Ruest, P. 2011. Train Induced Ground Vibration –Influence of Rolling Stock, State-of-the-Art Survey. Railway-Induced Vibration Abatement Solutions (RIVAS), WP5: str. 12-16.
- [11] Zgonc, B. 2012. Železniška infrastruktura. Portorož, Fakulteta za pomorstvo in promet: str. 21, 25-30, 52-53.
- [12] Gspan, J. 1962. Železnice II, Zgornji ustroj železnic. Ljubljana, Fakulteta za arhitekturo, gradbeništvo in geodezijo, gradbeni oddelek: str. 11-13, 29-30.

- [13] Iwnicki, S. 2006. Handbook of Railway Vehicle Dynamics. CRC Press, Taylor & Francis Group: str. 152-158.
- [14] Pravilnik o zgornjem ustroju železniških prog, Uradni list RS, št. 92/2010: 13831-13832, 13848.
- [15] Bajželj, A. 2011. Elementi železniške proge ter izračun sil in napetosti v zgornjem ustroju. Diplomaska naloga. Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za gradbeništvo in geodezijo (samozaložba A. Bajželj): 9,10, 28, 33, 34, 35, 37.
- [16] Railway rail 60 E1. 2013.
http://www.alibaba.com/product-gs/282179933/UIC60_60E1_Railway_rail.html?s=p
(Pridobljeno 6. 5. 2013.)
- [17] Loy, H. 2012. Mitigating vibration using under-sleeper pads. Railway Gazette International. April 2012.: str. 40-42.
- [18] Rail transport. 2013.
[http://en.wikipedia.org/wiki/Track_\(rail_transport\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Track_(rail_transport)) (Pridobljeno 8. 5. 2013.)
- [19] Al Suhairy, S. 2000. Prediction Of Ground Vibration From Railways. SP Swedish National Testing and Research Institute: str. 11-14, 17, 19, 22-23, 26.
<http://schiu.com/utilidades/artigos/Artigo-MetodoSuecoPrevisaoVibracao.pdf> (Pridobljeno 20. 10. 2012)
- [20] Bahrekazemi, M. 2004. Train-induced ground vibration and its prediction. Stockholm, Royal Institute of Technology, Dept. of Civil and Architectural Engineering: str. 5-6, 11-15.
<http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:9534/FULLTEXT01> (Pridobljeno 20. 10. 2012)
- [21] Thompson, D. 2009. Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control. Southampton, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton: 7
- [22] Šavora, U. 2013. Tirnica, ključni element zgornjega ustroja železniških prog. Diplomaska naloga. Ljubljana, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za gradbeništvo in geodezijo (samozaložba U. Šavora): str. 33-36.
- [23] Igeland, A. 1996. Dynamic train/track interaction can explain rail corrugation growth. Chalmers, Chalmers University of Technology, Division of Solid Mechanics: str. 127.
- [24] Hory, C., Bouillaut, L., Aknin, P., Bondeux, S. Monitoring rail corrugation in the mileage-wavelength domain using the ARCAP method. Institut National de la Recherche sur les Transportes et leur Securite (INRETS): str. 2.

- [25] Steenbergen, M., 2005. The Applicability of Lumped Wheel Models in the Analysis of Wheel-Rail Contact for Short-Length Rail Irregularities. Delft, Delft University of Technology, Department of Road and Railway Engineering: str. 5.
- [26] Loy, H. 2009. Under Sleeper Pads in Turnouts. Rail Technology Review International. Februar 2009: str. 35-38.
- [27] Lenart. S., Kalin. J., Lavrič. I., Žnidarič. A. 2004. Dinamična prometna obtežba na železniški progi. Ljubljana, ZAG Ljubljana, Oddelek za geotehniko in prometnice: str. 1.
- [28] Laser Doppler vibrometer. 2013.
http://en.wikipedia.org/wiki/Laser_Doppler_vibrometer (Pridobljeno 18. 7. 2013.)
- [29] Miyashita, T., Ishii, H., Kubota, K., Fujino, Y., Miyamoto, N. 2007. Advanced Vibration Measurement System for Infrastructures using Laser Doppler Vibrometers. Nagaoka, University of Technology, Department of Civil and Environmental Engineering: str. 167, 168.
http://iroha.scitech.lib.keio.ac.jp:8080/sigma/bitstream/handle/10721/2800/163-170_miyashita.pdf?sequence=1 (Pridobljeno 25. 6. 2013)
- [30] Elias, P., Villot M. 2012. Review of existing standards, regulations and guidelines, as well as laboratory and field studies concerning human exposure to vibration. Railway-Induced Vibration Abatement Solutions (RIVAS), WP1: str. 2-4.
- [31] ISO 2631-1:1997. Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements
- [32] Railroad energy harvester. 2013.
<http://www.gizmag.com/mechanical-motion-rectifier-railroad-energy-harvester/25223/pictures>
(Pridobljeno 15. 7. 2013)
- [33] Elastični pritrdilni pribor. 2013.
<http://www.mmrs.org.uk/technical/track3.html> (Pridobljeno 5. 8. 2013)
- [34] Elastični pritrdilni pribor. 2013.
<http://www.mmrs.org.uk/technical/track2.html> (Pridobljeno 5. 8. 2013)
- [35] Elastični pritrdilni pribor. 2013.
<http://www.railway-technology.com/contractors/track/railtech/railtech4.html> (Pridobljeno 5. 8. 2013)
- [36] Getzner Werkstoffe GmbH. 2009. Sleeper Pads for Ballasted Track: str. 3-14.
<http://www.getzner.com/en/downloads/brochures/> (Pridobljeno 9. 3. 2013)

- [37] Under-sleeper pad. 2013.
http://www.stroda.co.za/?page_id=517 (Pridobljeno 9. 3. 2013)
- [38] Getzner Werkstoffe GmbH. 2012. Rail Pads: str. 4, 6.
<http://www.getzner.com/en/downloads/brochures/> (Pridobljeno 9. 3. 2013.)
- [39] Getzner Werkstoffe GmbH. 2012. Sub-Ballast Mats: str. 3, 6-8, 10.
<http://www.getzner.com/en/downloads/brochures/> (Pridobljeno 9.3.2013)
- [40] Under-ballast bed. 2013
<http://www.lesmacflexiblesolutions.co.uk/railway/> (Pridobljeno 10. 4. 2013.)
- [41] Getzner Werkstoffe GmbH. 2010. Mass-Spring System: str. 6, 7, 9-13, 17.
<http://www.getzner.com/en/downloads/brochures/> (Pridobljeno 9. 3. 2013.)
- [42] Di Mino, G., Giunta, M., Di Liberto, C. M. 2009. Assessing the Open Trenches in Screening Railway Ground-Borne Vibrations by Means of Artificial Neural Network. Advances in Acoustics and Vibration Volume 2009: str. 2.
- [43] With, C., Bahrekazemi, M., Bodare, A. 2009. Wave barrier of lime-cement columns against train-induced ground-borne vibrations. Soil Dynamics and Earthquake Engineering Vol. 29: str. 1-3.
- [44] Xie, W. C. 2010. Differential Equations for Engineers. Cambridge, Cambridge University Press: str. 169, 193, 213-216.
- [45] Uzzal, R. U. A., Waiz, A., Subhash, R., Dynamic analysis of railway vehicle-track interactions due to wheel flat with a pitch-plane vehicle model. Journal of Mechanical Engineering Vol. 39: str. 90.
- [46] Vagon UIC-Y tipa ABI. 2013
http://www.miniaturna-zeleznica.com/Vagoni/SZ_ABI.php (Pridobljeno 18. 10. 2013.)