

Kuormauksen vaikutus moduuliyhdistelmän ajostabiliteettiin



Tekijät (toimielimestä: toimielimen nimi, puheenjohtaja, sihteeri) Pekka Rahkola, VTT		Julkaisun laji Tutkimus	
		Toimeksiantaja Liikenne- ja viestintäministeriö	
		Toimielimen asettamispäivämäärä	
Julkaisun nimi Kuormauksen vaikutus moduuliyhdistelmän ajostabiliteettiin			
Tiivistelmä <p>Työssä tutkittiin vetoautosta, dollystä ja puoliperävaunusta muodostuvan moduuliyhdistelmän sivuttaisdynamikkaa sekä ajostabiilisuutta. Tavoitteena oli mallinnuksen ja simulointien avulla määrittää puoliperävaunun kuormaustavan vaikutusta ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuuteen. Tutkittavana oli neljä erilaista puoliperävaunun kuormaa ja kuormaustapaa, jotka kaikki ovat lainsäädännön mukaisia ja käytännön kuljetustyössä esiintyviä.</p> <p>Ajoneuvoyhdistelmän ajodynamiikkaa tutkittiin sekä avoimen että suljetun tyyppin kokeilla. Stabiilisuusanalyysi perustui kiertoheilahtelun vaimennuksen suuruuden, sivuttaiskiikityvyyden vahvistumisen sekä sivuttaisen painonsiirtymän suuruuden tarkasteluun erilaisilla ajokokeilla. Simulointitapauksissa renkaan ja tienpinnan välinen kitkakerroin oli 0,5.</p> <p>Puoliperävaunun kuormaustavan vaikutus ajoneuvoyhdistelmän kiertoheilahtelujen vaimenemisominaisuuksia kuvaavaan vaimennuskertoimeen on suhteellisen merkittävä. Vaimennuskertoimella mitattuna kuormaustapa, jossa perävaunun massa jakautuu suhteellisen tasapainoisesti dollyn ja puoliperävaunun telien kesken, on stabiilein. Kuormaustavan vaikutus ajoneuvoyhdistelmän sivuttaiskiikityvyyden RA-arvoon sekä dollyn että puoliperävaunun osalta on suhteellisen merkittävä käytännön ajotilanteissa esiintyvällä ohjauseränteiden taajuusalueella. Puoliperävaunun kuorman painopisteen siirtäminen sekä taaksepäin että ylöspäin suurentaa sivuttaiskiikityvyyden vahvistuskeroa. Suurin vaikutus puoliperävaunun kuorman painopisteen sijainnilla on dollyn sivuttaiskiikityvyyden vahvistuskertoimeen.</p> <p>Suljetun tyyppin kokeessa tutkittiin kaksoiskaistanvaihtoa sivukallistuksin varustetulla ajoradalla. Kaistanvaihtokokeen perusteella kuorman pituussuuntaisen painopisteen sijainti ei vaikuta käyttäytymiseen niin suuresti kuin avoimen tyyppin kokeiden perusteella. Tähän vaikuttaa osaltaan kaistanvaihtokokeessa käytetty alhaisempi ajonopeus (60 km/h). Simulointien perusteella voidaan todeta, että kohtuullisen kitkan olosuhteissa ajoneuvoyhdistelmän hallittavuuden kannalta oleellista on kallistumisstabiilisuus, johon vaikuttaa ratkaisevasti kuorman painopisteen korkeus.</p>			
Avainsanat (asiasanat) moduuliyhdistelmä, stabiilisuus, kuormaus, simulointi			
Muut tiedot Yhteyshenkilö/LVM Esko Kärki			
Sarjan nimi ja numero Liikenne- ja viestintäministeriön julkaisuja 15/2007		ISSN 1457-7488 (painotuote) 1795-4045 (verkkojulkaisu)	ISBN 978-952-201-858-8 (painotuote) 978-952-201-859-5 (verkkojulkaisu)
Kokonaissivumäärä 38	Kieli suomi	Hinta 10 €	Luottamuksellisuus julkinen
Jakaja Edita Publishing Oy		Kustantaja Liikenne- ja viestintäministeriö	



Författare (uppgifter om organet: organets namn, ordförande, sekreterare) Pekka Rahkola, VTT		Typ av publikation Forskning	
		Uppdragsgivare Kommunikationsministeriet	
		Datum för tillsättandet av organet	
Publikation (även den finska titeln) Lastnings inverkan på stabiliteten hos en modul kombination (Kuormauksen vaikutus moduuliyhdistelmän ajostabiliteettiin)			
Referat Det här arbetet forskar stabiliteten av modul kombination som bildas av lastbil, dolly och semitrailer. Målsättningen av forskningen var att utreda inverkan av semitrailerns lastning på stabilitet av fordon kombinationen. Fyra olika lastningssituationer var simulerade. Dom är alla lagliga och typiska hos transportarbete i praktik. Kördynamik av modul kombinationen analyserades med open loop- och closed loop prov. Stabilitet analysen utfördes med dämpningsfaktor av sidosvängningar, förstärkningsfaktor av sidacceleration och ändring av däckbelastning under manövrarna. Friktionskoefficient mellan vägyta och däck var 0,5 under simuleringarna. Inverkan av semitrailerns lastning på dämpningsfaktor är relativt betydande. Lastningssituationen, där bogiebelastningar av dolly och semitrailer var nästan lika stora, var mest stabil. Inverkan av semitrailerns lastning på förstärkningsfaktor av sidacceleration är relativt betydande både för dolly och semitrailer under styrfrekvenser av vanliga körningssituationer. Simuleringarna visar att flyttningen av last tyngdpunkten bakåt och uppåt gör förstärkningsfaktorn större. Positionen av semitrailerns lastningen har den största inverkan på dollys sidacceleration. Den forskade closed loop manövrarna var dubbelt filbyte på vägen som hade sidlutningar. Avvikelsen av stabiliteten mellan olika semitrailerns lastningar under filbytena var inte så betydande som enligt open loop manövrarna. Förstärkningsfaktorerna av sidaccelerationen var inte avsevärda stora vid forskad hastighet (60 km/h). På grund av simuleringarna kan man säga att den väsentligaste saken i behärsningen av fordons kombination i måttliga friktionständigheter är lutningstabilitet.			
Nyckelord modul kombination, stabilitet, lastning, simulering			
Övriga uppgifter Kontaktperson vid ministeriet är Esko Kärki.			
Seriens namn och nummer Kommunikationsministeriets publikationer 15/2007		ISSN 1457-7488 (trycksak) 1795-4045 (nätpublikation)	ISBN 978-952-201-858-8 (trycksak) 978-952-201-859-5 (nätpublikation)
Sidoantal 38	Språk finska	Pris 10 €	Sekretessgrad offentlig
Distribution Edita Publishing Ab		Förlag Kommunikationsministeriet	



Authors (from body; name, chairman and secretary of the body) Pekka Rahkola, VTT		Type of publication Research	
		Assigned by Ministry of Transport and Communications	
		Date when body appointed	
Name of the publication The effect of the loading on the stability of a module combination			
Abstract <p>This study focuses on the lateral dynamics and the stability of a modular heavy vehicle combination of truck, dolly and semitrailer. The aim of this work was to examine and compare the effect of different semitrailer loadings on the stability of the vehicle combination. Four different loadings of semitrailer were studied. All these ways of loading are legal and could be met in every day transport work.</p> <p>Lateral dynamics of the heavy vehicle combination was studied with open- and closed loop manouevres. The stability measures used in this study were yaw damping coefficient, rearward amplification and load transfer ratio. The friction coefficient between tyre and road was 0.5 under simulations.</p> <p>The effect of the semitrailer loading on the yaw damping coefficient was quite significant. The loading where boggie loads between dolly and semitrailer were almost balanced had the largest damping coefficient and therefore it was the most stable one. The effect of the loading on the rearward amplification was also quite significant under steering frequencies of normal driving conditions. The rearward amplification gets bigger when the centre of gravity of semitrailer's load is moved backwards or upwards. The biggest effect of the vehicle loading was found at dolly's dynamics.</p> <p>Double lane change manouevre was studied on a road with side slopes. It was done in a closed loop way. The effect of different semitrailer loadings were not as large as open loop manouevres showed. This results partly from the lower driving speed (60 km/h). On the basis of the simulations it can be found that the roll stability is the most critical factor under appropriate friction conditions.</p>			
Keywords module combination, stability, loading, simulation			
Miscellaneous Contact person at the Ministry: Mr Esko Kärki			
Serial name and number Publications of the Ministry of Transport and Communications 15/2007		ISSN 1457-7488 (printed version) 1795-4045 (electronic version)	ISBN 978-952-201-858-8 (printed version) 978-952-201-859-5 (electronic version)
Pages, total 38	Language Finnish	Price € 10	Confidence status Public
Distributed by Edita Publishing Ltd		Published by Ministry of Transport and Communications	

ESIPUHE

Raskaan ajoneuvoyhdistelmän ajodynamiikka ja stabiilisuus riippuu ajoneuvon rakenteesta, kuormauksesta sekä kuljettajan toiminnasta. Ajoneuvoyhdistelmän ominaisuuksiin kuljettaja voi vaikuttaa erityisesti kuormauksella. Tämä tutkimus käsittelee kuormauksen vaikutusta moduuliyhdistelmien stabiilisuuteen.

Aiemmissa Liikenne- ja viestintäministeriön julkaisemissa raskaiden ajoneuvoyhdistelmien stabiilisuustutkimuksissa on vertailtu erilaisia yhdistelmätyyppejä sekä kuormauksen vaikutusta säiliöajoneuvojen osalta. Tässä tutkimuksessa selvitetään puoliperävaunun kuormauksen vaikutusta dollyn avulla rakennetun moduuliyhdistelmän stabiilisuuteen.

Työssä tehdyt raskaan ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuusanalyysit perustuvat VTT:llä tehtyihin tietokonesimulaatioihin. Työstä vastasi VTT:n tutkija Pekka Rahkola. Tutkimus on jatkoa Pekka Rahkolan Liikenne- ja viestintäministeriölle tekemälle diplomityötutkimukselle ”Raskaan ajoneuvoyhdistelmän ajodynamiikka”.

Ajoneuvoyhdistelmän dynamiikkaa kuvaava laskentamalli perustuu DI Tero Kiviniemen tekemiin raskaan kaluston simulointimalleihin. Tero Kiviniemi osallistui myös mallinnustekniisiin ongelmiin sekä tulosten analysointiin.

Liikenne- ja viestintäministeriössä tutkimuksesta vastasi yli-insinööri Esko Kärki.

Helsingissä 19.3.2007

Yli-insinööri Esko Kärki

SISÄLLYSLUETTELO

ESIPUHE

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO	4
YHTEENVETO	5
1 JOHDANTO	6
2 TUTKITTAVA AJONEUVOYHDISTELMÄ	6
2.1 Ajoneuvoyhdistelmän perustiedot	6
2.2 Ajoneuvoyhdistelmän simulointimalli	7
3 SIMULOITAVAT KUORMAUSTAVAT	8
3.1 Kuormaustapa 1: tasapainoinen kuormaustapa	9
3.2 Kuormaustapa 2: tasainen kuorma	9
3.3 Kuormaustapa 3: tasainen ja korkea kuorma	10
3.4 Kuormaustapa 4: puolikuormattu perävaunu	10
4 AJONEUVOYHDISTELMÄN STABIILISUUS	11
4.1 Kiertoheilahtelun vaimennuskerroin	11
4.2 Sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskerroin	12
4.3 Sivuttainen painonsiirtymäkerroin	13
5 SIMULOITAVAT TAPAUKSET	13
5.1 Pulssiohjausheräte	13
5.2 Sinimuotoinen ohjausheräte	14
5.3 Kaksoiskaistanvaihtokoe	14
6 SIMULOINTI TULOKSET	16
6.1 Kiertoheilahtelun vaimennuskerroin	16
6.2 Sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskertoimen taajuusvaste	17
6.3 Kaksoiskaistanvaihtokoe	20
7 POHDINTA	25
8 JOHTOPÄÄTÖKSET	27
9 KIRJALLISUUSLUETTELO	28

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

F_z	renkaan pystykuormitus
K_d	kuljettajamallin vahvistuskerroin
LTR	sivuttainen painonsiirtymäkerroin
RA	sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskerroin
t	aika
x	värähtelyn amplitudi
YDC	kiertoheilahtelun vaimennuskerroin
δ	ohjauskulma
τ	kuljettajan viive
μ	kitkakerroin

YHTEENVETO

Tässä raportissa esitetään Liikenne- ja viestintäministeriölle tehdyn raskaiden ajoneuvoyhdistelmien ajokäyttäytymistä käsittelevän simulointityön tulokset sekä niiden analysointi. Työssä tutkittiin moduuliyhdistelmän sivuttaisdynaamista käyttäytymistä sekä ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuutta. Tutkittu raskas ajoneuvoyhdistelmä muodostui vetoautosta, dollystä ja puoliperävaunusta. Tavoitteena oli mallinnuksen ja simulointien avulla määrittää puoliperävaunun kuormaustavan vaikutusta ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuuteen.

Tutkittavana oli neljä erilaista puoliperävaunun kuormaa ja kuormaustapaa, jotka kaikki ovat lainsäädännön mukaisia ja käytännön kuljetustyössä esiintyviä. Vetoauton kuormaus oli kaikissa tapauksissa sama ja puoliperävaunun kuormaus vaihteli seuraavasti:

- (1) yhdistelmän kokonaispaino 60 tonnia, puoliperävaunun kuorma sijoitettu siten, että dollyn ja puoliperävaunun telimassat ovat suhteellisen tasapainoiset,
- (2) yhdistelmän kokonaispaino 60 tonnia, puoliperävaunussa tasaisesti jakautunut kuorma,
- (3) yhdistelmän kokonaispaino 60 tonnia, puoliperävaunussa tasaisesti jakautunut korkea kuorma ja
- (4) yhdistelmän kokonaispaino 48,5 tonnia, puoliperävaunu puolikuormattu takapainoisesti.

Stabiilisuusanalyysi perustui kiertiheilahtelun vaimennuksen suuruuden, sivuttaiskiihtyvyyden sekä sivuttaisen painonsiirtymän tarkasteluun erilaisilla ajokokeilla. Ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuutta mitattiin avoimen tyypin kokeilla kiertiheilahtelujen vaimennuskertoimen ja toisaalta sivuttaiskiihtyvyyden RA-arvon avulla. Suljetun tyypin kokeella tutkittiin ajoneuvoyhdistelmän käyttäytymistä kaksoiskaistanvaihtokokeen aikana yksinkertaisen kuljettajamallin avulla. Renkaan tien pinnan välinen kitkakerroin simulaatioissa oli 0,5

Kuormaustavan vaikutus ajoneuvoyhdistelmän kiertiheilahtelujen vaimenemisominaisuuksia kuvaavaan vaimennuskertoimeen on suhteellisen merkittävä. Kuormaustapa 1 on stabiilein. Ajoneuvoyhdistelmä on stabiili myös kuormaustavoilla 2 ja 3, mutta tällöin ajoneuvoyhdistelmän kyky vaimentaa syntynyt sivusuuntainen värähtely on heikompi verrattuna kuormaustapaan 1.

Kuormaustavan vaikutus ajoneuvoyhdistelmän sivuttaiskiihtyvyyden RA-arvoon sekä dollyn että puoliperävaunun osalta on suhteellisen merkittävä käytännön ajotilanteissa esiintyvällä ohjausherätteen taajuusalueella 0,2...0,4 Hz. Sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskertoimen maksimiarvoissa erot kuormaustapojen välillä eivät sen sijaan olleet suuria. Puoliperävaunun kuorman painopisteen siirtäminen sekä taaksepäin että ylöspäin suurentaa sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskeroa. Suurin vaikutus kuorman painopisteen sijainnilla on dollyn sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskertoimeen.

Tutkitussa suljetun tyypin kokeessa kaistanvaihto suoritettiin sivukallistuksin varustetulla ajoradalla. Suljetun tyypin kaistanvaihtokokeessa ajonopeudella 60 km/h erot stabiilisuudessa tutkittujen kuormaustapausten välillä eivät olleet niin merkittäviä kuin avoimen tyypin kokeiden perusteella, kun vertailusuurena käytettiin sivuttaiskiihtyvyyden RA-arvoa. Simulointien perusteella voidaan todeta, että ajoneuvoyhdistelmän hallittavuuden kannalta oleellista on kallistumisstabiilisuus.

1 JOHDANTO

Tässä raportissa esitetään Liikenne- ja viestintäministeriölle tehdyn raskaiden ajoneuvoyhdistelmien ajokäyttäytymistä käsittelevän simulointityön tulokset sekä niiden analysointi. Työssä tutkitaan moduuliyhdistelmän sivuttaisdynaamista käyttäytymistä sekä ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuutta.

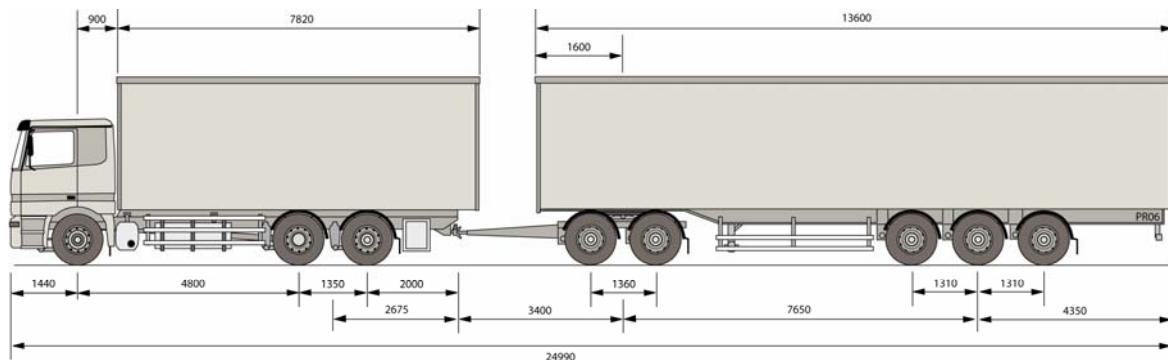
Tutkittava moduulimitoitettu raskas ajoneuvoyhdistelmä muodostuu vetoautosta, dollysta ja puoliperävaunusta. Työn tavoitteena on mallinnuksen ja simulointien avulla määrittää, vaikuttaako puoliperävaunun kuormaustapa merkittävästi ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuuteen. Tutkittavana on neljä erilaista puoliperävaunun kuormaa ja kuormaustapaa, jotka kaikki ovat lainsäädännön mukaisia ja käytännön kuljetustyössä esiintyviä. Tutkittujen puoliperävaunun kuormien painopisteen sijainti vaihtelee sekä korkeus- että pituussuunnassa.

Työssä tarkastellaan sekä ajoneuvoyhdistelmän sivuttaisstabiilisuutta että kallistumisstabiilisuutta. Stabiilisuusanalyysi perustuu kiertoheilahtelun vaimennuksen suuruuden, sivuttaiskiihtyvyyssarvojen sekä sivuttaisen painon siirtymän tarkasteluun erilaisilla ajokokeilla. Ajoneuvoyhdistelmän ajodynamiikkaa tutkitaan sekä avoimen että suljetun tyyppin kokeilla. Tällöin voidaan tarkastella puhtaasti ajoneuvoyhdistelmän ominaisuuksia tai ajoneuvon ja kuljettajan muodostaman kokonaisuuden ominaisuuksia.

2 TUTKITTAVA AJONEUVOYHDISTELMÄ

2.1 Ajoneuvoyhdistelmän perustiedot

Tutkimuksessa tarkastellun ajoneuvoyhdistelmän mitoituspiirros on esitetty kuvassa 1. Vetoauton vetotapa on 6x2 ja siinä on paripyöräteli. Vetoauto on täysilmajousitettu ja rengaskoko on 315/80R22.5 kaikilla akseleilla. Perusakseliväli on 4800 mm, ja moduulimittaisen kuormanpituus 7820 mm. Vetokytkimen takaylitys telin keskeltä mitattuna on 2650 mm.



AKSELI- JA TELIMASSAT KUORMAAMATTOMANA:

5105 kg	3920 kg	2666 kg	3747 kg	6049 kg
---------	---------	---------	---------	---------

SUURIMMAT SALLITUT AKSELI- JA TELIMASSAT:

7500 kg	19000 kg	18000 kg	24000 kg
---------	----------	----------	----------

Kuva 1. Ajoneuvoyhdistelmän mitoituspiirros ja akselikuormitukset kuormaamattomana.

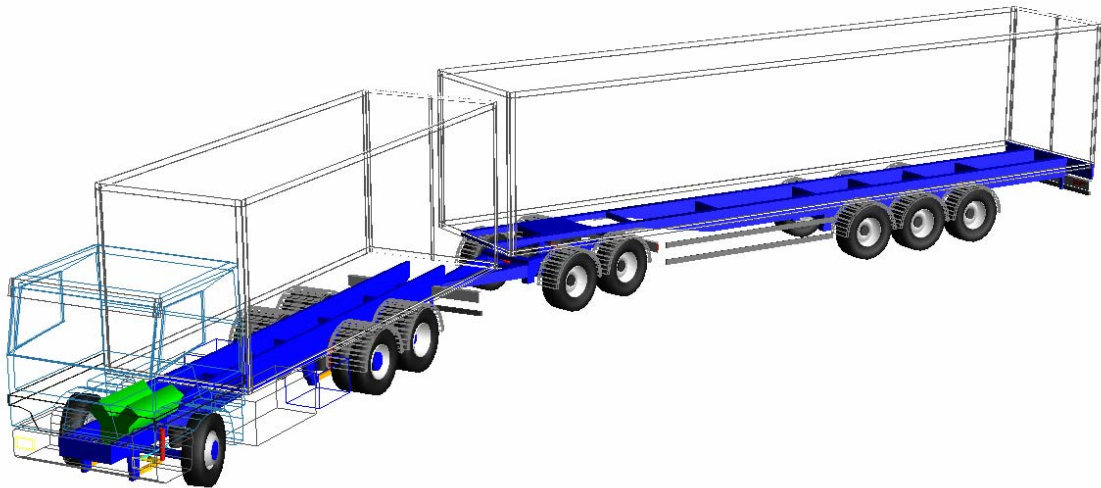
Dolly on kaksiakselinen ja ilmajousitettu. Yksittäisasennettujen renkaiden koko on 385/65R22.5 molemmilla akseleilla. Simulointimallissa vetopöydän sijainti oletetaan sellaiseksi, että vetotappi on telin keskipisteessä. Etäisyys vetosilmukasta telin keskikohtaan on 3400 mm. Dollyn simulointimallissa ei ole kuulakehää, jolloin vetopöydän kitkaksi oletetaan rasvatun teräs-teräs-parin kitka.

Puoliperävaunu on kolmiakselinen ja ilmajousitettu. Yksittäisasennettujen renkaiden koko on 385/65R22.5 kaikilla akseleilla. Etäisyys vetotapista telin keskelle 7650 mm. Moduulimittaisen kuormatilan pituus on 13600 mm ja kuormatilan etuylitys vetotapista 1600 mm. Kuormatilojen lastauskorkeus vetoautossa ja perävaunussa on noin 1200 mm.

Tutkitun ajoneuvoyhdistelmän massat ovat arvioituja. Vetoauton alustan massa on 8916 kg. Vetoauton massa kuormatilan ja muiden varusteiden kanssa on 11486 kg. Dollyn massa on 2500 kg ja puoliperävaunun massa 7500 kg. Ajoneuvoyhdistelmän massa kuormaamattomana on 21487 kg. Dollyn vetosilmukasta vetoauton vetokytkimelle välittyvä pystykuormitus on 205 kg, jolloin kuormaamattoman ajoneuvoyhdistelmän akselimassoiksi saadaan kuvassa 1 esitetyt arvot.

2.2 Ajoneuvoyhdistelmän simulointimalli

Ajoneuvoyhdistelmästä muodostettiin MSC.ADAMS-ohjelmistolla simulointimalli, joka on esitetty kuvassa 2. Tutkimuksessa käytettävä mallinnustapa perustuu jäykän kappaleen dynamiikkaan. Koska tutkimuksessa selvitettiin kuormauksen vaikutusta ajodynamiikkaan, oli mallinnuksessa tärkeimpänä lähtökohtana akselistojen tuennan riittävän todenmukainen kuvaaminen.



Kuva 2. Tutkittavan moduuliyhdistelmän simulointimalli.

Vetoauton akselistojen tuennan ja jousituksen mallinnuksessa lähtötietoina käytettiin Mercedes-Benz Actros -kuorma-autosta mitattuja sekä mittapiirroksista määritettyjä arvoja [1]. Dollyn ja puoliperävaunun akseli- ja jousitustietojen pohjana on käytetty BPW:n [www-sivujen](http://www.bpw.com)

[2] ja H.Kraatz Oy:n komponenttiluettelon tietoja [3]. Simulointimallissa akselistojen nivelointi runkoon on toteutettu joustavilla ja välyksettömillä lineaarisilla elementeillä. Ilmajousen toiminta on mallinnettu adiabaattisella tilayhtälöllä, jolloin lämmönvaihtoa ympäristön kanssa jouston aikana ei tapahdu. Simulointimallissa ilmajousituksen tasonsäätöjärjestelmän ei oleteta ehtivän vaikuttaa dynaamisessa tilanteessa. Vetoauton, dollyn ja puoliperävaunun iskunvaimentimien vaimennusvoimatietoina käytetään aiemmissa tutkimuksissa saatuja lähtötietoja.

Rengasmalli perustuu Paceykan Magic Formula 87:n. Laskentakaavat huomioivat renkaan sivuvoiman epälineaarisen kehittymisen sortokulman funktiona. Pystysuuntainen rengasvoima mallissa kuvataan lineaarisen jousen ja viskoosivaimentimen avulla. Renkaan ja tienpinnan välinen kitkakerroin mallissa on $\mu = 0,5$. Tämä saavutetaan määrällä asfalttipinnalla tai hyvällä talvikelillä.

Tutkimuksen tarkoituksena on tutkia ajoneuvoyhdistelmän ajodynamiikkaa ja verrata eri kuormaustapojen vaikutusta ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuuteen. Tämän vuoksi vetoauto ja perävaunu on mallinnettu niiltä osin, kuin se on ajodynamiikan kannalta katsottu tarpeelliseksi. Vetoauton ja perävaunun rungot ja korirakenteet mallinnetaan jäykkänä kappaleina, vaikka todellisuudessa rakenteet ovat jossain määrin joustavia. Tällä yksinkertaistuksella ei eri kuormaustapojen vertailussa kuitenkaan oleteta olevan tulosten kannalta oleellista merkitystä.

3 SIMULOITAVAT KUORMAUSTAVAT

Seuraavassa on esitetty tutkitut kuormaustavat. Koska tutkimuksen tavoitteena on selvittää perävaunun kuormauksen vaikutusta ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuuteen, ovat tämän vuoksi vetoauton kuorman massa, hitausmomentti ja sijainti kaikissa kuormaustapauksissa samansuuruiset. Vetoauton kuormana on tasaisesti jakautunut 14000 kg:n massa. Perävaunun osalta tutkitaan neljää erilaista kuormaustapaa. Kolmessa ensimmäisessä tapauksessa perävaunussa on täysi 25000 kg:n kuorma, mutta kuorman painopisteen pituus- ja korkeusasema suhteessa perävaunuun vaihtelevat. Neljännessä tapauksessa tarkastellaan takapainoisesti puolikuormattua perävaunua. Tämä kuormaustapa on selvästi erilainen muihin täyden kuorman tapauksiin verrattuna ja sen vuoksi analysointi on osin muista kuormaustavoista poikkeava. Kuormaustapojen akseli- ja telimassat on esitetty taulukossa 1.

Taulukko 1. Simulointimallin akseli- ja telimassat (kg) tutkittavilla kuormaustavoilla.

	Kuormaustapa	1	2	3	4
Vetoauto	Etuakseli	7219	7224	7226	7229
	Teli	18489	18471	18468	18457
Perävaunu	Dolly	16949	11930	11895	2161
	Puoliperävaunu	17830	22862	22898	21639

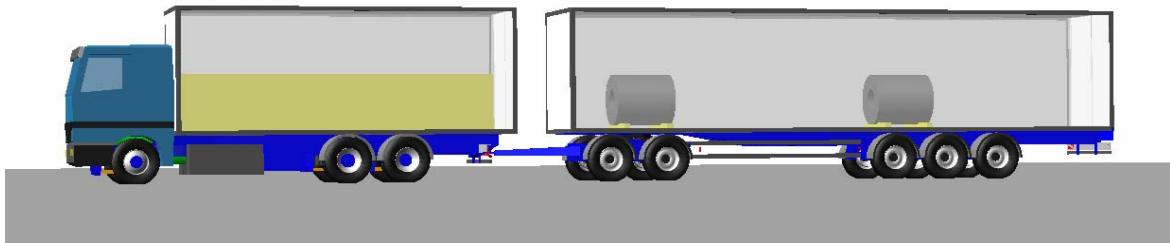
Taulukossa 2 on esitetty simulointimallilla määritetyt ajoneuvoyksiköiden hitausmomentit ajoneuvoyksiköiden painopisteiden kautta kulkevien pystyakseleiden suhteen. Vetoauton ja dollyn hitausmomentit ovat kaikissa kuormaustavoissa samansuuruiset. Tutkittujen erilaisten kuormien ja kuormaustapojen vaikutus puoliperävaunun ja täyden kuorman hitausmomentin arvoihin on suhteellisen suuri. Kasvua kuormaustavasta 1 kuormaustapaan 2 ja 3 on noin 20 %.

Taulukko 2. Simulointimallin ajoneuvoyksiköiden hitausmomentit (kgm^2) painopisteen kautta kulkevan pystyakselin suhteen tutkittavilla kuormaustavoilla.

Kuormaustapa	1	2	3	4
Vetoauto	186300	186300	186300	186300
Dolly	4000	4000	4000	4000
Puoliperävaunu	411900	485200	499200	179400

3.1 Kuormaustapa 1: tasapainoinen kuormaustapa

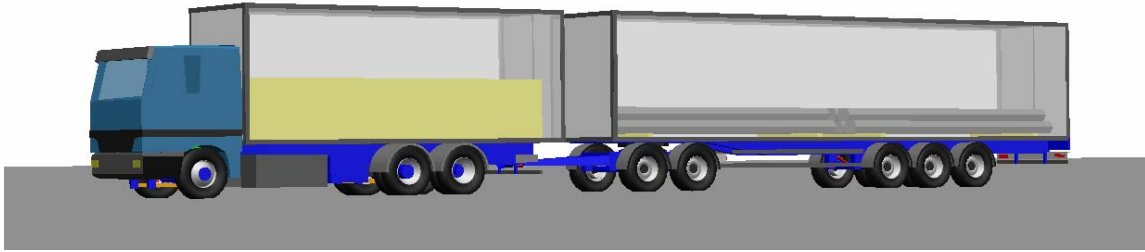
Perävaunun kuormana on kaksi teräsrullaa, joiden yhteenlaskettu massa on 25000 kg. Kuormaustapa 1 on esitetty kuvassa 3. Puoliperävaunussa olevien rullien sijoittelu on tehty siten, että telimassat dollyssa ja puoliperävaunussa ovat suhteellisen tasapainoiset. Perävaunun kuorman hitausmomentti kuorman painopisteen kautta kulkevan pystyakselin suhteen on 271000 kgm^2 . Kuorman painopisteen korkeus on 669 mm kuormatilan lattiasta mitattuna.



Kuva 3. Kuormaustapa 1: perävaunun tasapainoinen kuormaustapa.

3.2 Kuormaustapa 2: tasainen kuorma

Perävaunun kuormana on 6,2 metriä pitkiä putkinippuja, joiden yhteismassa 25000 kg. Kuormaustapa 2 on esitetty kuvassa 4. Kuorman paino jakaantuu kuormatilaan tasaisesti. Tällainen puoliperävaunun kuormaus on sopiva vedettäessä puoliperävaunua kaksiakselisella puoliperävaunun vetoautolla. Tällöin vetopöydän pystykuormitus (9700 kg) ei ole liian suuri ja vetoauton taka-akselimassa on alle lain salliman maksimiarvon (11500 kg). Perävaunun kuorman hitausmomentti kuorman painopisteen kautta kulkevan pystyakselin suhteen on 376000 kgm^2 . Kuorman painopisteen korkeus on 374 mm kuormatilan lattiasta mitattuna.



Kuva 4. Kuormaustapa 2: perävaunussa tasainen kuorma.

3.3 Kuormaustapa 3: tasainen ja korkea kuorma

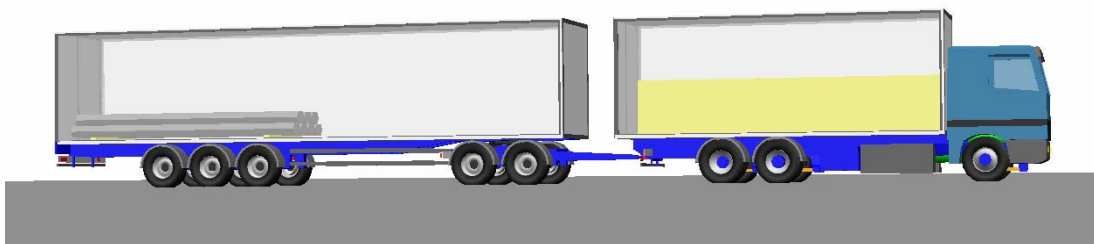
Perävaunun kuormana on tasaisesti jakautunutta massatavaraa 25000 kg. Kuormaustapa 3 on esitetty kuvassa 5. Perävaunun kuorman hitausmomentti kuorman painopisteen kautta kulkevan pysty akselin suhteen on 391000 kgm^2 . Kuorman painopisteen korkeus on 1275 mm kuormatilan lattiasta mitattuna.



Kuva 5. Kuormaustapa 3: perävaunussa tasainen ja korkea kuorma (massatavaran ajo).

3.4 Kuormaustapa 4: puolikuormattu perävaunu

Perävaunun kuormaustapaus on kohdan 3.2 muunnos siten, että perävaunun etummaisiet niput on poistettu. Tällöin perävaunun kuorman massa on 12500 kg. Kuormaustapa 3 on esitetty kuvassa 5. Kuorman hitausmomentti kuorman painopisteen kautta kulkevan pysty akselin suhteen on 49000 kgm^2



Kuva 6. Kuormaustapa 4: perävaunu takapainoisesti puolikuormattu.

4 AJONEUVOYHDISTELMÄN STABIILISUUS

Ajoneuvoyhdistelmät toimivat sivuttaisdynamiikan kannalta värähtelyjärjestelmänä. Tässä tutkimuksessa ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuudella tarkoitetaan ajoneuvoyhdistelmän sivusuuntaisen värähtelyn stabiilisuutta sekä kallistumisstabiilisuutta. Tärkeimmät ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuuteen vaikuttavat tekijät ovat ajoneuvon ominaisuudet (mitoitus, akselistojen tuenta, rengastus sekä painonjakauma) sekä kuljettajan toiminta (ajonopeus, ohjausliikkeiden nopeus). Tässä tutkimuksessa ajoneuvoyhdistelmän dynaamista stabiilisuutta mitataan kiertoheilahtelun vaimennuskertoimen (YDC), sivuttaiskiihtyvyyden vahvistumiskertoimen (RA) sekä sivuttaisen painonsiirtymäkertoimen (LTR) avulla.

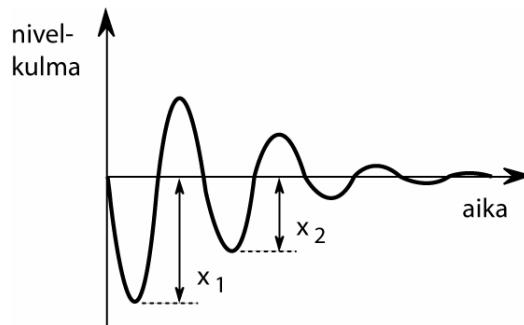
4.1 Kiertoheilahtelun vaimennuskerroin

Ajoneuvoyhdistelmän sivuttaisdynaamisia värähtelyominaisuuksia arvioidaan määrittämällä ajoneuvoyksiköiden pystykiertymäliikkeen vaimennuksen suuruus. Nopean ohjausliikkeen seurauksena vetoauton ja perävaunun kulkusuunta muuttuu ja syntyy kiertoheilahteluja. Vaimennuskerroin (*Yaw Damping Coefficient*) kuvaa sitä, kuinka ajoneuvoyksiköt liikkuvat suhteessa toisiinsa, ja kuinka nopeasti syntynyt kiertoheilahtelu vaimenee. Vaimennuksen suuruus on ajoneuvoyhdistelmän ominaisuus ja se ei riipu ohjauserähteestä, joten sen avulla voidaan arvioida ja verrata eri kuormaustapojen vaikutusta ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuuteen.

Vaimennuskerroin määritetään ajoneuvoyhdistelmän vapaasta sivusuuntaisesta värähtelystä. Ohjauserähteenä käytetään pulssiherätettä (kappale 5.1), jolla ajoneuvoyhdistelmä poikkeutetaan tasapainoasemasta. Vaimennuskerroin lasketaan vetoauton ja perävaunun välisen nivelkulman käyttäytymisestä kaavalla [4] seuraavasti

$$YDC = \frac{\ln \frac{x_1}{x_2}}{\sqrt{4\pi^2 + \left(\ln \frac{x_1}{x_2}\right)^2}}, \quad (1)$$

jossa x_1 ja x_2 ovat nivelkulman värähtelyn peräkkäiset amplitudit. Nivelkulman vaimenevan värähtelyn amplitudien määrittäminen on esitetty kuvassa 7.



Kuva 7. Vaimennuskertoimen määrittäminen nivelkulman vaimenevasta värähtelystä.

Mitä suurempi vaimennuskerroin on, sitä nopeammin ajoneuvoyhdistelmän kiertoheilahtelut vaimenevat. Jos vaimennuskertoimen arvo on nolla, ei systeemissä ole vaimennusta. Tällöin systeemi on epästabiili.

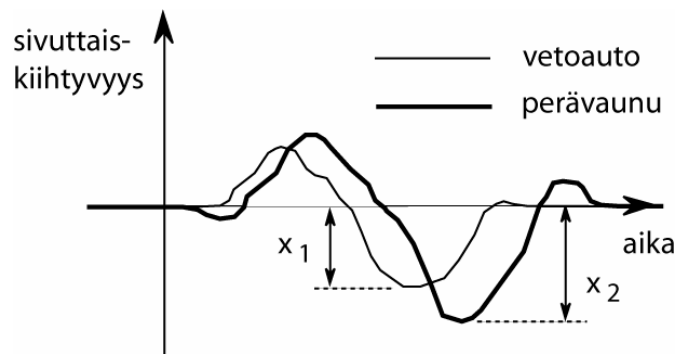
4.2 Sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskerroin

Ajoneuvoyhdistelmien rakenteesta johtuen kuljettajan tekemien nopeiden ohjausliikkeiden seurauksena perävaunu kokee vetoautoa suurempia sivuttaisliikkeitä. Sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskerroin, RA-arvo (*Rearward Amplification*), kuvaa sitä, kuinka paljon perävaunun liike vahvistuu vetoauton liikkeeseen verrattuna tietyn ohjausherätteen seurauksena.

RA-arvolla mitataan ajoneuvoyhdistelmän pakotettujen sivusuuntaisten värähtelyjen ominaisuuksia. RA-arvo voidaan määrittää ajoneuvoyksiköiden sivuttaiskiihtyvyyksien tai pystykier-
tymän kulmanopeuksien perusteella. Tässä tutkimuksessa RA-arvo määritetään molemmille perävaunuyksiköille, dollylle ja puoliperävaunulle, vetoauton etuakselin ja dollyn sekä puoli-
perävaunun takimmaisen akselin sivuttaiskiihtyvyyksien perusteella seuraavasti

$$RA = \frac{|x_2|}{|x_1|}, \quad (2)$$

jossa x_1 ja x_2 ovat vetoauton ja perävaunun tutkittavan suureen maksimiarvot ajokokeen aikana. Maksimiarvojen määrittämistä on havainnollistettu kuvassa 8. RA-arvolla kuvataan perävaunun ollessa yli yhden perävaunun liikkeitä vahvistuvat vetoauton liikkeisiin verrattuna. Jos esimerkiksi sivuttaiskiihtyvyyden RA-arvo ajoneuvoyhdistelmälle on 2,0 ja maksimi sivuttaiskiihtyvyys vetoauton etuakselilla kokeen aikana on 2 m/s^2 , niin perävaunun takimmaisen akselin kokema suurin sivuttaiskiihtyvyys on 4 m/s^2 .



Kuva 8. Sivuttaiskiihtyvyyden RA-arvon määrittäminen.

Ajoneuvoyhdistelmän käyttäytymistä kuvaava sivuttaiskiihtyvyyden RA-arvo riippuu käytetyn ohjausherätteen taajuussisällöstä, joten erilaisilla ajokokeilla määritetyt RA-arvot ovat erisuuruisia. RA-arvo riippuu käytettävän ohjausherätteen muodon lisäksi voimakkaasti ajonopeudesta.

4.3 Sivuttainen painonsiirtymäkerroin

Ajoneuvoyhdistelmän kallistumisstabiilisuutta mitataan sivuttaisen painonsiirtymäkertoimen LTR (*Load Transfer Ratio*) avulla. LTR-arvo määritellään transienttilanteessa ajoneuvon toiselta puolelta toiselle siirtyneen painon suhteena staattiseen akselikuormitukseen kaavalla

$$LTR = \frac{\Delta F_z}{F_{1z,static} + F_{2z,static}}, \quad (3)$$

jossa F_{1z} ja F_{2z} ovat renkaiden pystykuormitukset ja akselikohtaisesti puolelta toiselle siirtynyt paino kaistanvaihdon aikana

$$\Delta F_z = \max(F_{2z} - F_{1z}). \quad (4)$$

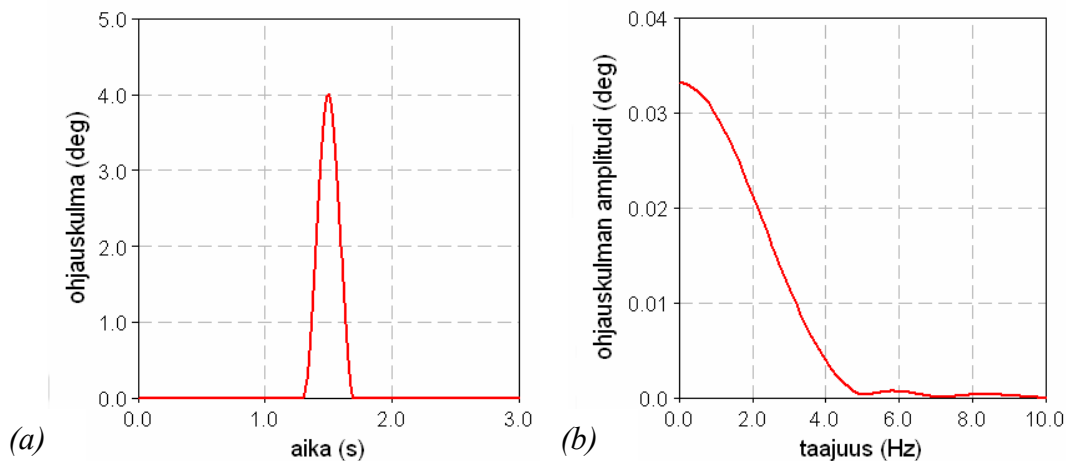
Kun painonsiirtymäkerroin saa arvon 1, toisen puolen renkaiden kontakti tien katoaa ja ajoneuvo on kaatumisrajalla. Tässä työssä painonsiirtymäkerroin määritetään akseli tai telikoh- taisesti kaikille ajoneuvoyksiköille.

5 SIMULOITAVAT TAPAUKSET

Tässä tutkimuksessa ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuuden määrittämiseksi käytetään sekä avoimen- (*open-loop*) että suljetun tyyppin (*closed-loop*) kokeita. Avoimen tyyppin simuloinnis- sa käytetään ajan suhteen ennalta määrättyä ohjausherätettä. Tällöin kuljettajan vaikutusta ei huomioida, joten arviointi perustuu puhtaasti ajoneuvoyhdistelmän ominaisuuksiin. Suljetun tyyppin simuloinnissa vetoauton ohjauskulmaa säädetään siten, että ajoneuvoyhdistelmä kulkee pitkin ennalta määrättyä ajouraa. Tällöin tarkastellaan ajoneuvon ja kuljettajan muodostaman kokonaisuuden käyttäytymistä.

5.1 Pulssiohjausheräte

Pulssiherätteen avulla määritetään vapaasti värähtelevän ajoneuvoyhdistelmän kiertoheilahte- luja kuvaava vaimennuskerroin. Tässä avoimen tyyppin kokeessa käytetty ohjausherätepulssi ja sen amplitudispektri on esitetty kuvassa 10. Pulssin maksimiarvo 4,0 deg ja kesto 0,4 s. Käy- tetyn ohjauspulssin taajuussisältö kattaa ajoneuvoyhdistelmälle ominaisen sivusuuntaisen vä- rähtelyn taajuusalueen ja saa siten aikaan sivusuuntaisen vapaan värähtelyn. Simuloinnit suo- ritetaan tasaisella alustalla ajonopeudella 80 km/h. Renkaan ja tien välinen kitkakerroin $\mu = 0,5$.



Kuva 9. Kiertoheilahtelun vaimennuskertoimen määrittämisessä käytetty (a) ohjausherätepulssi ja (b) ohjausherätepulssin amplitudispektri.

5.2 Sinimuotoinen ohjausheräte

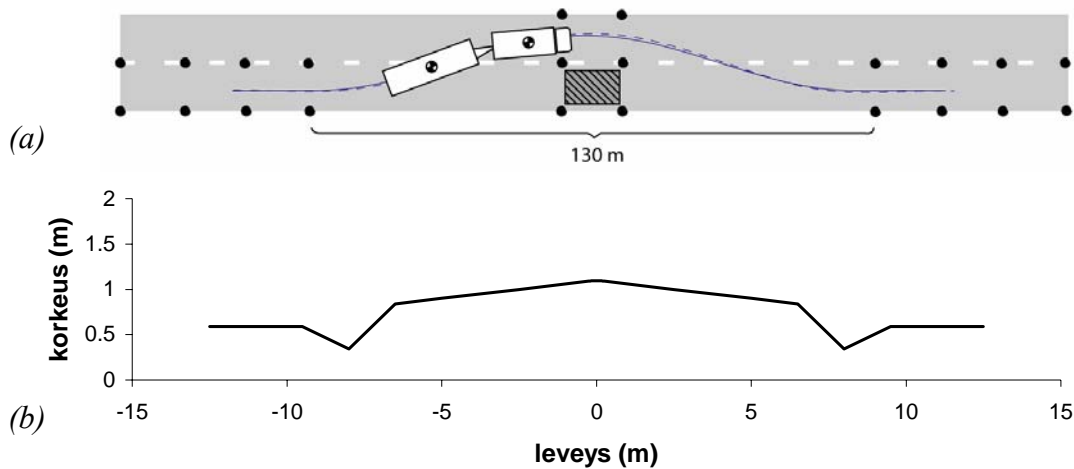
Ajoneuvoyhdistelmän sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskertoimien taajuusvaste määritetään avoimen tyypin kokeella. Käyttämällä eri taajuussisältöisiä sinimuotoisia ohjausherätteitä saadaan määrättyä ajoneuvoyksiköiden sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskertoimet ohjausherätteen taajuuden funktiona. Ohjausherätteenä käytetyn jatkuvan sinisignaalin amplitudi on 3,0 deg. Simuloinnit suoritetaan tasaisella alustalla ajonopeudella 80 km/h. Renkaan ja tien välinen kitkakerroin $\mu = 0,5$.

5.3 Kaksoiskaistanvaihtokoe

Suljetun tyypin kokeessa ajoneuvoyhdistelmää ohjataan pitkin haluttua ajouraa. Tämä suoritetaan simuloimalla ajoneuvoyhdistelmän käyttäytymistä takaisinkytkettyä kuljettajasäädintä käyttämällä. Tällöin tarkastellaan ajoneuvon ja kuljettajamallin muodostaman kokonaisuuden käyttäytymistä. Käytännössä tässä simulointitapauksessa tutkitaan erilaisilla kuormaustavoilla varustetun ajoneuvoyhdistelmän käyttäytymistä kaikissa tapauksissa identtisen kuljettajan käsittelyssä. Tutkittu kuljettajasäädin reagoi vetoauton liiketilan perusteella eikä mukautu ajotyylään ajoneuvoyhdistelmän ominaisuuksien mukaan.

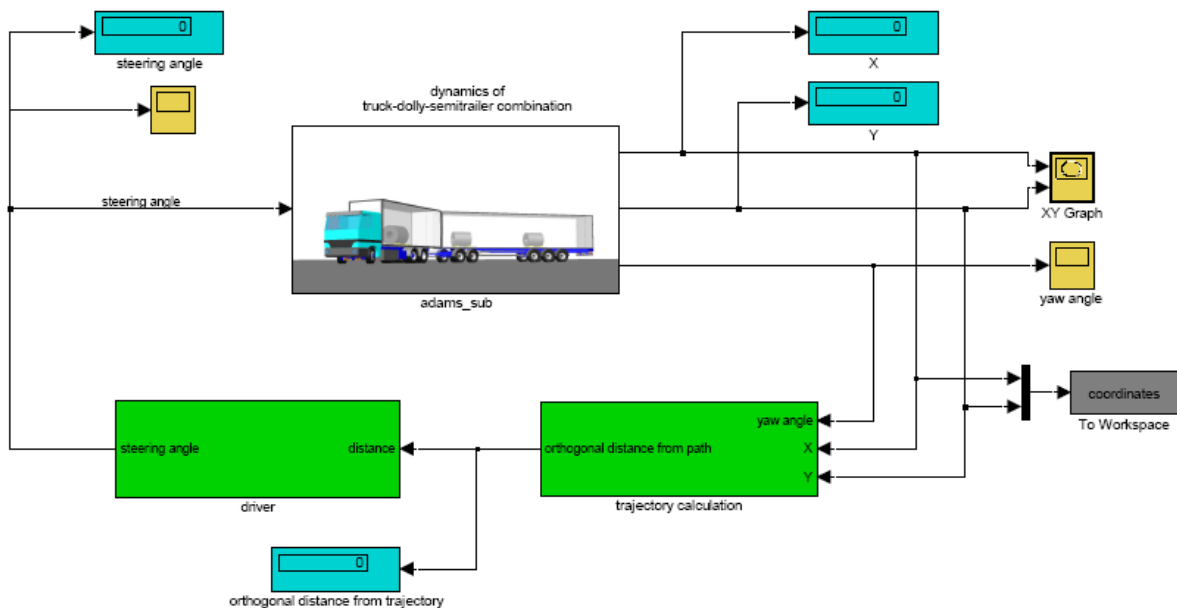
Kaksoiskaistanvaihtokoe on yleisesti käytetty ajoneuvojen käyttäytymistä selvittävä suljetun tyypin koe. Kaksoiskaistanvaihtokokeessa ajoneuvoyhdistelmällä väistetään estettä viereiselle kaistalle, jonka jälkeen palataan takaisin omalle kaistalle. Tässä tutkimuksessa käytetyn kaksoiskaistanvaihtokokeen ajoura sekä tien poikkileikkausprofiili on esitetty kuvassa 10. Kokeessa väistö suoritetaan 130 m:n matkalla liukkaalla tiellä, jossa renkaan ja tien välinen kitkakerroin $\mu = 0,5$. Tien sivuttaiskallistus on 4 % (2,3 deg). Ajouran sivuttainen siirtymä on 3,5 m. Suljetun tyypin kaistanvaihto koe suoritetaan ajonopeudella 60 km/h. Koska tien ja renkaan välinen kitka on suhteellisen alhainen ja lisäksi mukana on tien kaltevuus, on tutkittu väistökoetta raskaalle ajoneuvoyhdistelmälle hyvin raju. Tästä johtuen tutkittua kaistanvaihto-

koetta on helpotettu verrattuna lähinnä henkilöautoille tarkoitettuun ISO 3888 -normin mukaiseen kokeeseen, jossa väistö suoritetaan 90 m:n matkalla.



Kuva 10. Tutkitun suljetun tyypin kaksoiskaistanvaihtokokeen (a) ajoura sekä (b) tien poikkeileikkausprofiili.

Suljetun tyypin kokeessa käytetään kuljettajamallina yksinkertaista lineaarista takaisinkytkettyä rataseuraaajaa, joka ohjaa vetoautoa pitkin haluttua ja ennalta määrättyä ajouraa. Kuljettajamalli on toteutettu Matlab/Simulink-ohjelmistolla. Ajoneuvo-kuljettajamallin kaavio kuva on esitetty kuvassa 11. Kaistanvaihdon simulointi suoritetaan yhdistettynä laskentana. Kuljettajasäädin saa mekaniikkamallista vetoauton sijainnin (x- ja y-koordinaatit). Ennalta määrätyn ajouran ja vetoauton sijainnin perusteella kuljettajasäädin laskee ohjaukskulman arvon, joka syötetään mekaniikkamalliin vetoauton etupyörien kääntökulmaksi. Vetoauton ohjausjärjestelmän dynamiikkaa kuvataan mekaniikkamallissa toisen kertaluvun siirtofunktiolla.



Kuva 11. Kaaviokuva takaisinkytketystä ajoneuvo-kuljettaja-simulointimallista.

Kuljettajamallina käytettävä säädin on ensimmäisen kertaluvun systeemi. Säättösuurena on ohjauskulma ja erosuurena on ajoneuvon keskilinjalla 10 m ajoneuvon etupuolella olevan havainnointipisteen etäisyys halutusta ajourasta. Kuljettajamallin säätölaki on

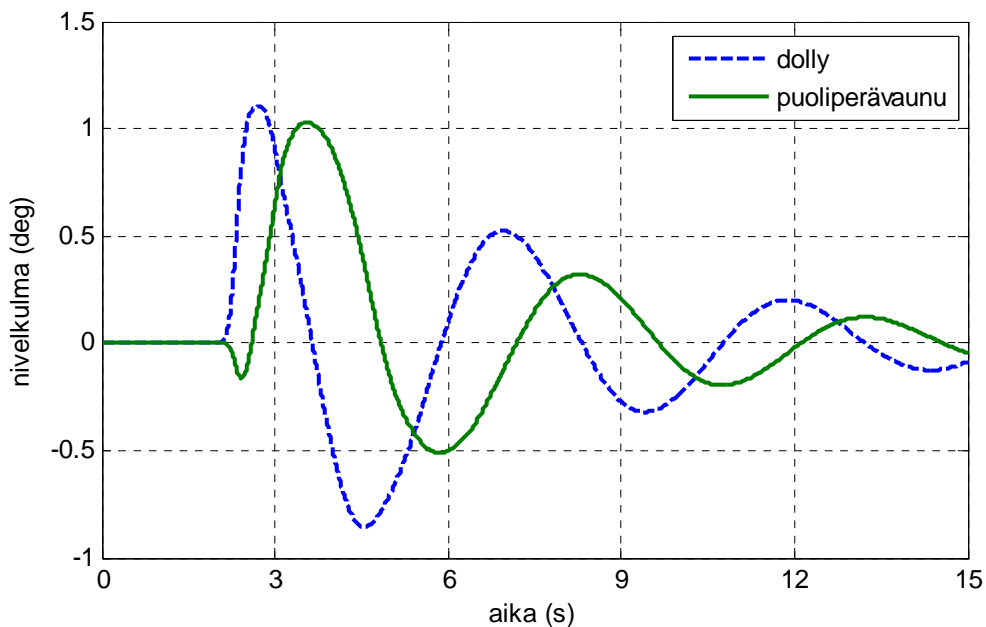
$$\tau\dot{\delta}(t) + \delta(t) = -K_d d, \quad (5)$$

missä δ on ohjauskulma, τ on mallin viive, K_d vahvistuskerroin sekä d vetoauton etupuolella olevan havainnointipisteen poikkeama halutulta ajouralta [5].

6 SIMULOINTI TULOKSET

6.1 Kiertoheilahtelun vaimennuskerroin

Kiertoheilahtelun vaimennuskerroin määritetään pulssiohjauseräteen aiheuttamista nivelkulmien vasteista. Nivelkulmat mitataan ajoneuvoyksiköiden nivelpisteistä pituusakseleiden väliltä. Tuloksissa dollyn nivelkulmalla tarkoitetaan vetokytkimeen vetoauton ja dollyn pituusakseleiden välille syntyvää kulmaa ja puoliperävaunun nivelkulmalla vetopöytään dollyn ja puoliperävaunun pituusakseleiden välille syntyvää kulmaa. Kuvassa 12 on esitetty nivelkulmien vasteet ajan funktiona pulssimaisella ohjauseräteen seurauksena kuormaustavalla 1.



Kuva 12. Nivelkulmat pulssimaisella ohjauseräteellä kuormaustavalla 1.

Taulukossa 3 on esitetty eri kuormaustavoilla määritetyt vaimennuskertoimien arvot, jotka ovat laskettu kaavan (1) mukaisesti nivelkulmavasteista. Vaimennuskertoimen perusteella

kuormaustapa 1 on vakain. Tällöin vaimennuskertoimen arvo dollylle on 12 % ja puoliperävaunulle 18 %. Kuormaustavassa 2 perävaunun painopiste on taempaa verrattuna kuormaustapaa 1. Tällöin vaimennuskertoimet pienenevät arvoon 8 %. Kuormaustavalla 3 vaimennuskertoimien arvot sekä dollylle että puoliperävaunulle ovat 6 %. Tällöin perävaunun painopiste on taempaa sekä korkeammalla kuin kuormaustavalla 1. Kuormaustavalla 4 kuormanpainopiste on huomattavan takana. Vaimennuskertoimien arvot ovat dollylle 9 % ja puoliperävaunulle 11 %.

Taulukko 3. Kiertoheilahtelun vaimennuskertoimet tutkituilla kuormaustavoilla.

kuormaustapa	1	2	3	4
dolly	12 %	8 %	6 %	9 %
semitrailer	18 %	8 %	6 %	11 %

On todettava, että kaikki vaimennuskertoimien arvot ovat suhteellisen pieniä. Tämä johtuu suhteellisen pienestä renkaan ja tien pinnan välisestä kitkakertoimesta ($\mu = 0,5$). Tutkituissa kuormaustapauksissa dollyn vaimennuskerroin on pienempi tai yhtäsuuri kuin puoliperävaunun vaimennuskerroin. Tähän vaikuttaa osaltaan se, että vetokytkimessä ei ole vaimennusvoimaa. Tulosten perusteella voidaan todeta, että kuorman painopisteen siirtäminen taemmaksi ja korkeammalle pienentää sekä dollyn että puoliperävaunun vaimennuskertoimen arvoa. Tällöin dollyn ja puoliperävaunun sivuttaisvärähtely vaimenee hitaammin, jolloin ajoneuvoyhdistelmän käyttäytyminen muuttuu rauhattomammaksi.

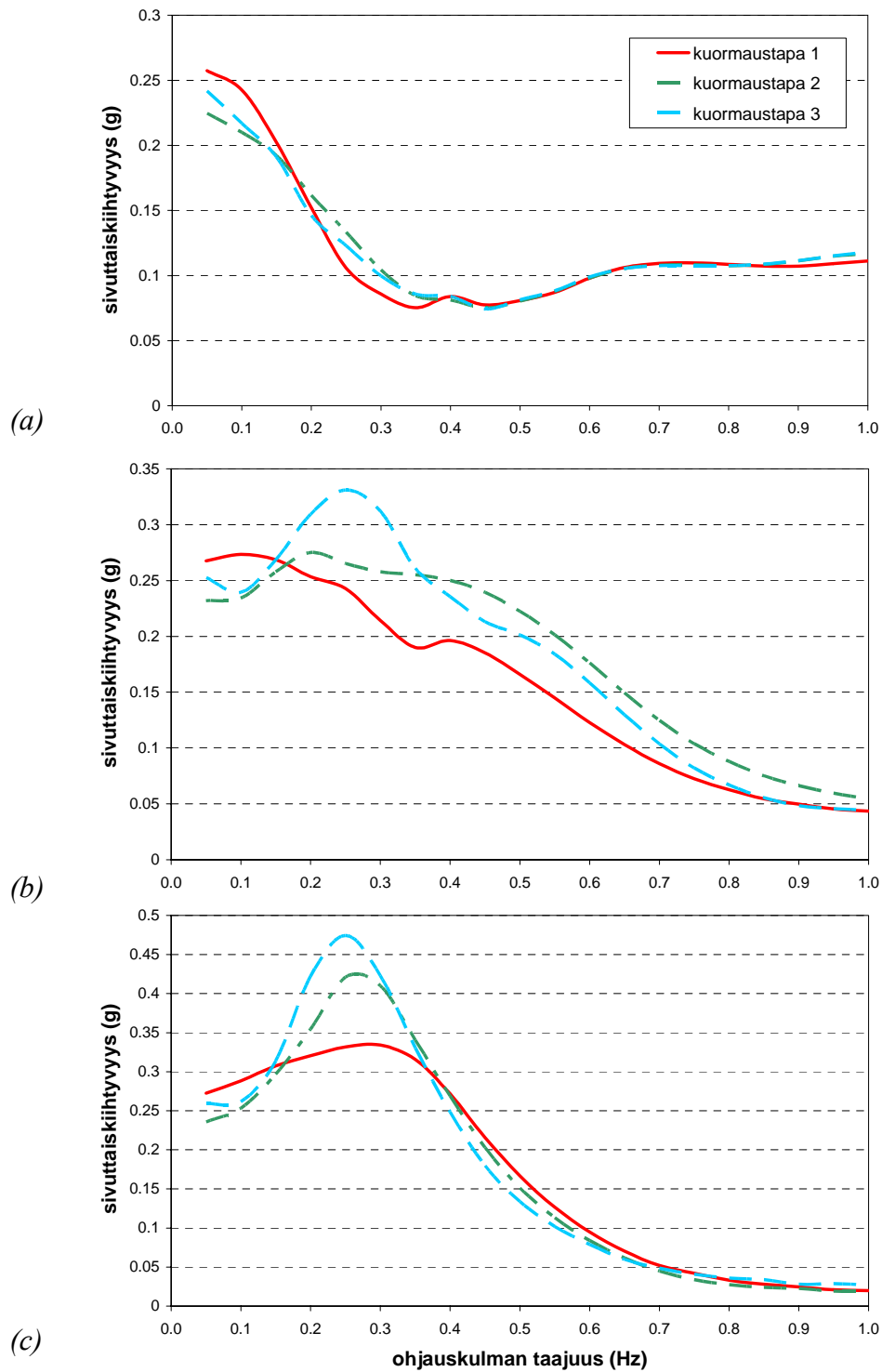
6.2 Sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskertoimen taajuusvaste

Kuvassa 13 on esitetty sivuttaiskiihtyvyyden maksimi-arvot vetoauton etuakselille, dollyn takimmaiselle akselille ja puoliperävaunun takimmaiselle akselille ohjauskulman taajuuden funktiona. Kuvan 13 (a) kohdasta havaitaan, että eri kuormaustavoilla vetoauton etuakselin sivuttaiskiihtyvyyden arvoissa on poikkeamia alle 0,4 Hz:n taajuuksilla. Tämä tarkoittaa sitä, että perävaunun kuormaus ja käyttäytyminen vaikuttaa myös vetoauton käyttäytymiseen. Alle 0,2 Hz:n taajuuksilla vetoauton etuakselin sivuttaiskiihtyvyys kuormaustavalla 1 on suurempi kuormaustavalla 2 tai 3. Tämä tarkoittaa, että ajoneuvoyhdistelmä reagoi voimakkaammin kyseisiin ohjausherätteen taajuuksiin.

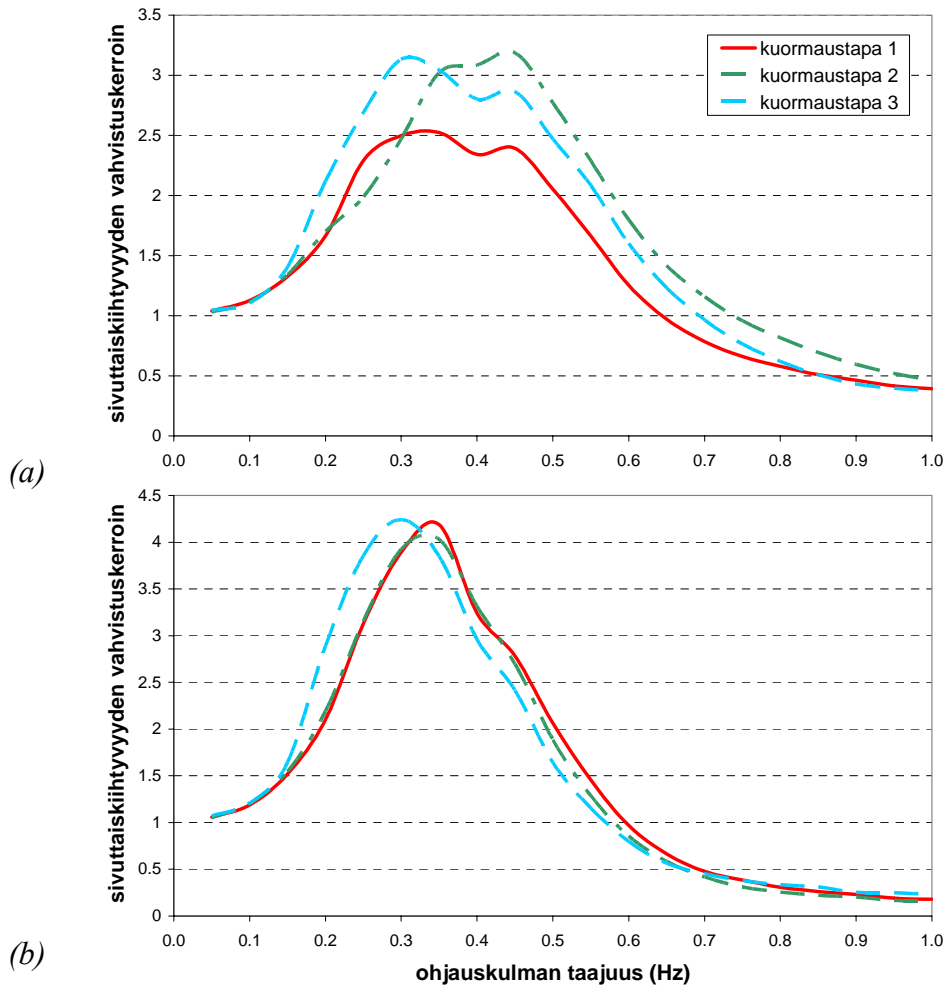
Dollyn ja puoliperävaunun osalta sivuttaiskiihtyvyyden maksimi-arvojen havaitaan riippuvan selvästi kuormaustavasta. Pienimmät sivuttaiskiihtyvyydsarvot saavutetaan kuormaustavalla 1. Erityisesti tuloksista havaitaan puoliperävaunun kohdalla huomattava maksimi-arvon kasvu. Kuormaustavalla 2 sivuttaiskiihtyvyyden maksimi-arvon kasvu on 32 % ja kuormaustavalla 3 kasvu on 48 % verrattuna kuormaustapaa 1.

Kuvassa 14 on esitetty sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskerroin dollylle ja puoliperävaunulle ohjauskulman taajuuden funktiona. Vahvistuskerroin määritetään kaavan (2) avulla vetoauton etuakselin ja dollyn takimmaisesta akselin sekä puoliperävaunun takimmaisesta akselin sivuttaiskiihtyvyyden maksimi-arvojen suhteena. Verrattaessa sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskertoimien kuvaajia tutkituille kuormaustavoille (kuva 14) havaitaan, että käytännön kannalta merkityksellisimmällä taajuusalueella erot ovat suhteellisen suuria. Esimerkiksi puoliperä-

vaunun tapauksessa kuormaustavalla 3 ja taajuudella 0,2 Hz sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskertoimen on 3,0 ja vastaavasti kuormaustavoilla 1 ja 2 vahvistuskertoimen arvo on 2,0. Käytännön ajotilanteissa ohjausherätteen sisältämät taajuudet painottuvat alle 0,4 Hz arvoihin.



Kuva 13. Sivuttaiskiihtyvyydet ohjauskulman taajuuden funktiona tutkituilla kuormaustavoilla (a) vetoauton etuakselilta, (b) dollyn takimmaiselta akselilta ja (c) puoliperävaunun takimmaiselta akselilta mitattuna.



Kuva 14. Sivuttaiskiikityvyyden vahvistuskerroin (RA) ohjauskulman taajuuden funktiona tutkituilla kuormaustavoilla vetoauton etuakselin sekä (a) dollyn takimmaisena akselin ja (b) puoliperävaunun takimmaisena akselin suhteen.

Sivuttaiskiikityvyyden vahvistuskertoimien maksimi-arvot tutkituilla kuormaustavoilla on esitetty taulukossa 4. Tarkasteltaessa ainoastaan vahvistuskertoimen maksimi-arvoa havaitaan taulukon 4 perusteella, että perävaunun kuormaustavalla ei ole merkittävää vaikutusta sivuttaiskiikityvyyden vahvistuskertoimen maksimi-arvojen suuruuteen. Ainoastaan dollyn osalta havaitaan, että vahvistuskertoiminta suurentaa perävaunun kuorman painopisteen siirtäminen taaksepäin.

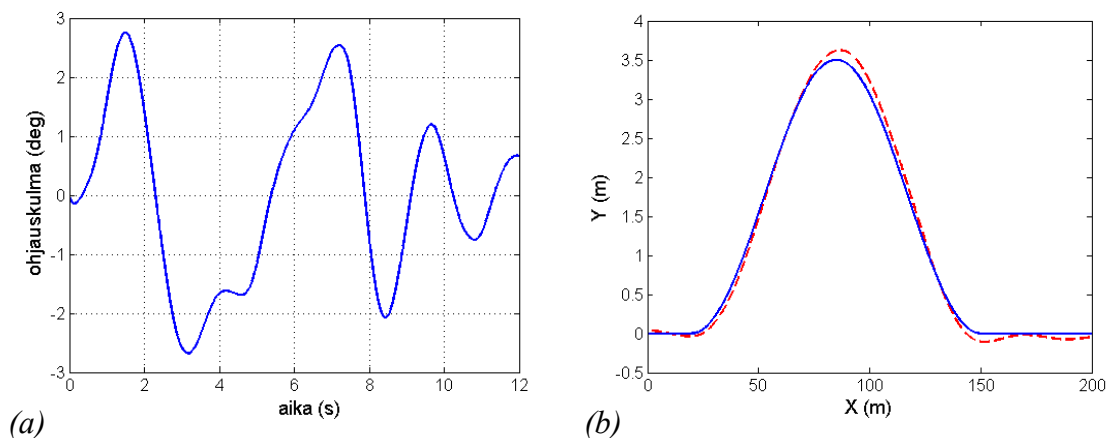
Taulukko 4. Sivuttaiskiikityvyyden vahvistuskertoimien (RA) maksimi-arvot tutkituilla kuormaustavoilla.

Kuormaustapa	1	2	3	4
Dolly	2.52	3.19	3.13	5.26
Semitrailer	4.19	4.03	4.24	5.41

Edellisessä vahvistuskertoimen taajuusvasteanalyysissä on esitetty vain täyden kuorman tapaukset. Kuormaustapa 4 on jätetty kuvaajista pois, koska taajuusvastelaskennassa dollyn renkaat menettävät kontaktin tiehen taajuuden 0,20 Hz jälkeen. Tämän seurauksena sivuttaiskiihtyvyyssarvoihin tuli suuria piikkejä ja vahvistuskertoimen järkevä määrittäminen oli mahdotonta. Taulukossa 4 on esitetty myös kuormaustavalla 4 määritetyt sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskertoimen maksimi-arvot, jotka eivät kuitenkaan ole täysin vertailukelpoisia muiden kuormaustapojen kanssa.

6.3 Kaksoiskaistanvaihtokoe

Kuvassa 15 on esitetty kuljettajasäätimellä suoritetun kaistanvaihtokokeen ohjauskulma, haluttu ajoura sekä simuloimalla saatu ajoneuvon etuakselin keskikohdan kulkema ajoura kuormaustavalla 1. Kuvan perusteella havaitaan, että vetoauton kulkema ajoura on hieman leveämpi kuin haluttu ajoura. Lisäksi omalle kaistalle palaamisen jälkeen esiintyy pientä kuljettajasäätimen värähtelyä. Tämä johtuu siitä, että omalle kaistalle palaamisen jälkeen perävaunun hitaasti vaimeneva sivuttaisliike vaikuttaa myös vetoauton kulkusuuntaan. Tällöin kuljettajasäädin pyrkii stabiloimaan perävaunun liikettä jatkuvilla ohjausliikkeillä.



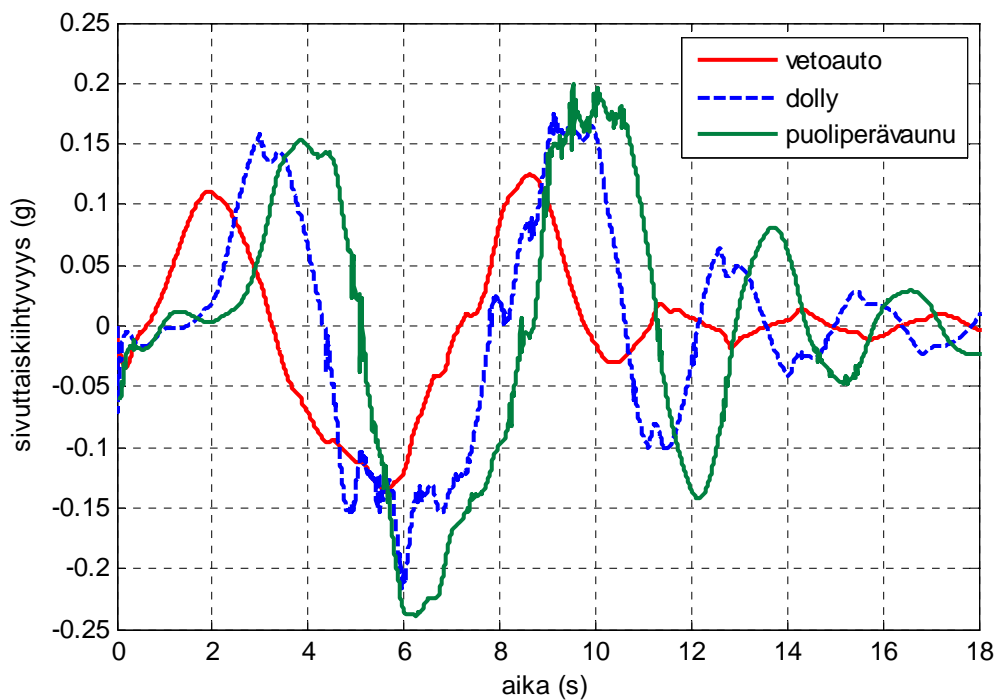
Kuva 15. Ajajamallilla suoritettu kaistanvaihto kuormaustavalla 1: (a) ohjausheräte ajan funktiona sekä (b) haluttu ajoura (yhtenäinen viiva) ja etuakselin keskikohdan kulkema ajoura (katkoviiva).

Kuvassa 18 on esitetty sivuttaiskiihtyvyydet kaistanvaihdon aikana vetoauton etuakselille sekä dollyn ja puoliperävaunun takimmaisille akseleille kuormaustavalla 3. Kuvasta 18 havaitaan, että suurimmat sivuttaiskiihtyvyydet saavutetaan hetkellä, jolloin ajoneuvoyhdistelmä on viereisellä kaistalla ($t = 6$ s). Tämä pätee myös muilla tutkituilla kuormaustavoilla. On kuitenkin huomattava, että vaihe, jossa sivuttaiskiihtyvyyden maksimi-arvot saavutetaan, on riippuvainen myös käytetystä ajotavasta, siis tässä tapauksessa kuljettajasäätimen toiminnasta. Käytännössä kaistanvaihtokoe on mahdollista sopivalla ohjausliikkeellä ajaa siten, että suurimmat sivuttaiskiihtyvyyden arvot saavutetaankin vasta siinä vaiheessa, kun palataan takaisin omalle kaistalle.

Taulukossa 5 on esitetty sivuttaiskiihtyvyyden maksimi-arvot kaistanvaihtokokeen aikana eri kuormaustavoilla. Näiden arvojen perusteella määritetyt sivuttaiskiihtyvyyden RA-arvot on

esitetty taulukossa 6. Sivuttaiskiihtyvyyden maksimiarvot kaistanvaihdon aikana perävaunussa ovat 0,20 – 0,25 g, joten sivuttaispidon menettäminen ei vielä uhkaa ($\mu = 0,5$). Simulointien perusteella todetaan, että suurin vaikutus puoliperävaunun kuormaustavalla on dollyn sivuttaiskiihtyvyyksiin. Taulukosta 5 havaitaan, että kuorman painopisteen korottaminen nostaa myös dollyn sivuttaiskiihtyvyyksiä. Puoliperävaunun sivuttaiskiihtyvyyksiin kuormaustapa ei simulointien perusteella merkittävästi vaikuta.

On kuitenkin huomattava, että käytännön ajotilanteessa perävaunun kuormauksen vaikutus ajoneuvoyhdistelmän ajodynamiikkaan ei ole välttämättä näin selvä. Tässä analyysissä kuljettajamalli on hyvin yksinkertainen eikä pysty jäljittelemään oikean kuljettajan ominaisuuksia. Tutkittu kuljettajamalli toimii aina samojen periaatteiden mukaan eikä pysty aistimaan ajoneuvoyhdistelmän ominaisuuksia ja siten muuttamaan ajotapaansa. Käytännössä kuljettaja mukauttaa ajotyylinsä ajoneuvoyhdistelmän käyttäytymisestä saamansa palautteen perusteella, jolloin tilanne voi muuttua.



Kuva 16. Sivuttaiskiihtyvyydet kaistanvaihdon aikana kuormaustavalla 3 vetoauton etuakselilta, dollyn takimmaiselta akselilta ja puoliperävaunun takimmaiselta akselilta mitattuna.

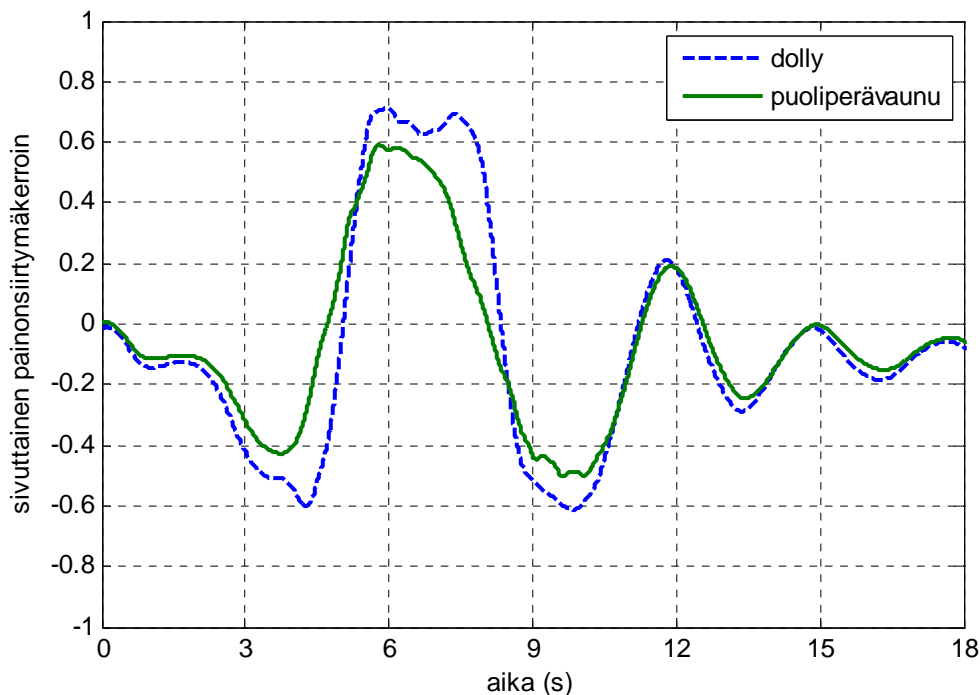
Taulukko 5. Sivuttaiskiihtyvyydet (g) kaistanvaihtokokeessa tutkituilla kuormaustavoilla.

Kuormaustapa	1	2	3	4
Etuakseli	0.13	0.13	0.14	0.13
Dolly	0.20	0.18	0.22	0.21
Puoliperävaunu	0.23	0.23	0.24	0.24

Taulukko 6. Sivuttaiskiikhiytyyden RA-arvot dollylle ja puoliperävaunulle kaksoiskaistanvaihtokokeessa tutkituilla kuormaustavoilla.

Kuormaustapa	1	2	3	4
Dolly	1.50	1.33	1.58	1.67
Puoliperävaunu	1.77	1.73	1.73	1.86

Kuvassa 17 on esitetty LTR-arvot kaistanvaihdon aikana dollylle ja puoliperävaunulle kuormaustavalla 3. Suurin arvo saavutetaan dollyssä ($LTR = 0,71$). Tämä tarkoittaa, että 71 % dollyn renkaiden kantamasta kokonaiskuormasta on vasemmalla puolella. Puoliperävaunun osalta maksimiarvo kaistanvaihdon aikana on 59 %. Simuloitu suljetun tyypin kaistanvaihtokoe on suhteellisen raju huolimatta verrattain alhaisesta ajonopeudesta (60 km/h). Ajonopeudella 70 km/h simulointi onnistui kuormaustavoilla 1 ja 2, mutta kuormaustavalla 3 perävaunu kaatui vasemmalle kyljelleen omalle kaistalle palaamisen yhteydessä. Simulointien perusteella voidaan todeta, että kyseisissä olosuhteissa ajoneuvoyhdistelmän hallittavuuden kannalta oleellista on kallistumisstabiilisuus.



Kuva 17. Dollyn ja puoliperävaunun painonsiirtymäkertoimet (LTR) kaistanvaihdon aikana kuormaustavalla 3.

LTR-kertoimen maksimiarvot kaikille kuormaustavoille on esitetty taulukossa 7. Simulointien perusteella todetaan, että perävaunun LTR-arvo riippuu voimakkaasti kuorman painopisteen korkeudesta. Tämän vuoksi kuormaustapa 2 saa pienimmät LTR-arvot ja kuormaustapa 3 vastaavasti suurimmat. Lisäksi havaitaan, että perävaunun kuorman painopisteen siirtäminen taaksepäin huonontaa LTR-arvoa dollyn osalta ja kuorman painopisteen nostaminen huonontaa LTR-arvoa sekä dollyn että puoliperävaunun osalta. Tutkituista tapauksista huonoin tilan-

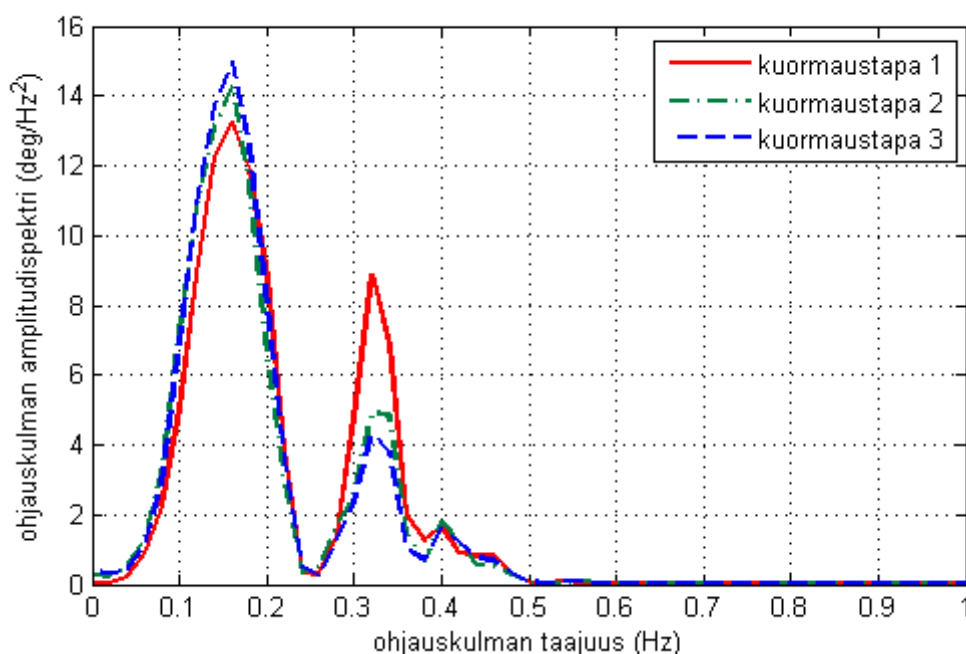
ne saavutettiin kuormaustavalla 4, jolla dollyn renkaat menettävät kontaktin tiehen kaistanvaihdon aikana (LTR = 1,00). Perävaunun kuorman painopiste on kuitenkin verrattain matalalla, joten perävaunu pysyy pystyssä. Tämä aiheuttaa kuitenkin suuria sivuttaiskiihtyvyyssarvoja sekä dollylle että puoliperävaunulle.

Vetoauton LTR-arvoihin puoliperävaunun kuormauksella ei ole vaikutusta, koska vetokytkin ei välitä kallistumismomenttia perävaunusta vetoautoon. Tämä tarkoittaa sitä, että tutkitun moduuliyhdistelmän rakenteen vuoksi perävaunun liiketila ei välity selvästi vetoautoon kuljettajan aistittavaksi.

Taulukko 7. Sivuttaiset painonsiirtymäkertoimet (LTR) tutkituilla kuormaustavoilla kaistanvaihtokokeessa.

		Kuormaustapa	1	2	3	4
Vetoauto	Etuakseli		0.51	0.51	0.53	0.51
	Vetävä akseli		0.28	0.27	0.27	0.26
Perävaunu	Dolly		0.38	0.48	0.71	1.00
	Puoliperävaunu		0.51	0.36	0.59	0.35

Kuvassa 18 on esitetty simuloituissa kaistanvaihtokokeissa saatujen ohjauseräkkeiden amplitudispektrit tutkituilla kuormaustavoilla. Amplitudispektri kuvaa ohjauseräkkeen amplitudin jakaumaa taajuuden suhteen. Kuvan 18 perusteella havaitaan, että kuljettajamallin tekemien ohjausliikkeiden taajuussisältö kaistanvaihtokokeen aikana riippuu kuormaustavasta.



Kuva 18. Ohjauseräkkeen amplitudispektrit kaistanvaihtokokeessa tutkituilla kuormaustavoilla.

Kaikissa tapauksissa taajuusvasteesta erottuu kaksi selvää piikkiä, joista ensimmäinen on taajuudella 0,15 Hz ja toinen taajuudella 0,33 Hz. Nämä taajuudet ovat samansuuruiset kuor-

maustavasta riippumatta ja ne ovat ominaisia ajoneuvoyhdistelmän ja kuljettajasäätimen muodostamalle systeemille. Kuitenkin kuvasta 18 havaitaan, että kuormaustavalla 1 korkeammat taajuudet korostuvat selvästi muihin kuormaustapoihin verrattuna. Tämä tarkoittaa sitä, että kuormaustavalla 1 kuljettajasäätimen täytyy käyttää huomattavasti enemmän korkeampia ohjauskulman taajuuksia saadakseen ajoneuvoyhdistelmän kulkemaan pitkin haluttua ajouraa.

Tämä tulos selittää osin sitä, miksi erot sivuttaiskiihtyvyyksissä kuormaustapojen välillä eivät ole yhtä selviä kuin avoimen tyypin kokeen perusteella. Esimerkiksi kuormaustavalla 3 sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuminen oli avoimen tyypin kokeella selvästi suurempaa kuin kuormaustavoilla 1 ja 2, mutta suljetun tyypin kokeessa erot olivat vähäiset. Tämä johtuu siitä, että kuormaustavalla 1 korkeat taajuudet (0,3 Hz) korostuvat suljetun tyypin kaistanvaihtokokeessa, jolloin erot sivuttaiskiihtyvyyksissä pienenevät verrattuna muihin kuormaustapoihin.

Toisaalta tämä analysointitapa osoittaa sen, että avoimen ja suljetun tyypin kokeet mittaavat olennaisesti eri asioita. Avoimen tyypin kokeessa mitataan ajoneuvoyhdistelmän vastetta tiettyyn herätteeseen ja suljetun tyypin kokeessa taas ajoneuvoyhdistelmän ja kuljettajan muodostaman systeemin vastetta tiettyssä ajotilanteessa.

7 POHDINTA

Raskaan ajoneuvoyhdistelmän ajodynaamisen käyttäytymisen mallintaminen ja simulointi on erittäin vaativa tehtävä. Simulointimalliin liittyy useita epävarmuustekijöitä, jotka johtuvat niin komponenttien todellisten arvojen puuttumisesta, toiminnan yksinkertaistamisesta kuin mallien verifiointien vähäisyydestä. Vaikka simulointimallin toimintaa ei ole verifioitu todellisella ajoneuvoyhdistelmällä tehdyillä mittauksilla, ovat eri kuormaustavoilla saadut tulokset kuitenkin vertailukelpoisia ja antavat kuvan kuormauksen vaikutuksesta stabiilisuuteen ja ajodynaamiikkaan.

Tässä tutkimuksessa käytettiin ajoneuvoyhdistelmän stabiilisuuden analysoinnissa kahta analysointitapaa. Avoimen tyypin kokeilla tutkittiin ajoneuvoyhdistelmien vastetta samanlaisiin ennalta määrättyihin ohjauksikäskyihin erilaisilla kuormaustavoilla ajettaessa. Suljetun tyypin kokeella tutkittiin erilaisilla kuormaustavoilla varustetun ajoneuvoyhdistelmän vastetta saman ”kuljettajan” antamiin ohjauksikäskyihin ennalta määrättyä ajouraa ajettaessa. Molemmilla lähestymistavoilla on oma käyttötarkoituksensa ja ne mittaavat eri asioita. Avoimen tyypin kokeella selvitetään ajoneuvon ominaisuuksia ja suljetun tyypin kokeella taas ajoneuvon ja kuljettajan ominaisuuksia.

Ajoneuvoyhdistelmän sivuttaisdynaamisia värähtelyominaisuuksia kuvaava vaimennuskerroin mittaa ajoneuvoyhdistelmän kykyä vaimentaa syntynyt sivusuuntainen värähtely. Vaimennuskerroin mittaa ajoneuvoyhdistelmälle ominaista ”sisäistä” stabiilisuutta. John Aurellin mukaan suuri vaimennuskerroin ei kuitenkaan välttämättä takaa hyvää dynaamista stabiilisuutta [6]. Tämä havaitaan myös tässä tutkimuksessa. Kuormaustavalla 1 vaimennuskertoimen arvo on selvästi suurin, joten ajoneuvoyhdistelmä on näin mitattuna rauhallisimmin käyttäytyvä. Kaistanvaihtokokeen perusteella tilanne ei kuitenkaan ole niin selvä, vaan erot kuormaustapojen välillä ovat tasoittuneet. Vaimennuskerroin liittyy ajoneuvoyhdistelmän vapaaseen sivusuuntaiseen värähtelyyn, kun taas kaistanvaihtokokeessa kyse on pakotetusta värähtelystä. Vaimennuskerroin riippuu rakenteellisesti perävaunun kallistusjäykkyydestä ja siten akseliston jousitustyyppistä ja tuennasta. Ilmajousitteisella perävaunulla vaimennuskerroin on yleensä pienempi kuin mekaanisella jousituksella varustetulla perävaunulla [7]. Painopisteen noustessa kallistumisliike voimistuu, jolloin akselikohtaisesti laskettu renkaiden kehittämä kokonaissivuttaisvoima pienenee. Tällöin myös sivuttaisliikkeen vaimeneminen hidastuu.

Vaimennuskertoimella mitattuna kuormaustapa 1 on vakain. Tällöin vaimennuskertoimen arvo on 18 %. Kuormaustavoilla 2 ja 3 perävaunun kuorman painopiste on taempana, jolloin vaimennuskertoimen arvo pienentyy arvoihin 8 % ja 6 %. Tulosten perusteella voidaan sanoa, että puoliperävaunun pituussuuntaisen sekä korkeussuuntaisen painopisteen sijainti vaikuttaa merkittävästi vaimennuskertoimen arvoon.

Perävaunun absoluuttisiin sivuttaiskiihtyvyyksiin kuormaustapa vaikuttaa simulointien perusteella suhteellisen voimakkaasti. Sinimuotoisen ohjausherätteen seurauksena syntyneistä sivuttaiskiihtyvyyksisarvoista havaitaan, että perävaunun kuormaustapa vaikuttaa myös vetoauton käyttäytymiseen. Tämä johtuu vetoauton ja perävaunun massojen eroista (vetoauton massa 25 tonnia, perävaunun massa 35 tonnia) sekä siitä, että vetokytkin sijaitsee kaukana vetoauton painopisteestä.

Laskettaessa sivuttaiskiihtyvyyden RA-arvon taajuusvaste havaittiin, että puoliperävaunun kuormaustavalla on suhteellisen merkittävä vaikutus sekä dollyn että puoliperävaunun sivuttaiskiihtyvyyden vahvistumiseen taajuusalueella 0,2...0,4 Hz. Sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskertoimen maksimiarvoissa erot kuormaustapojen välillä eivät sen sijaan olleet suuria. Ainoastaan dollyn vahvistuskertoimen maksimiarvoa kuorman painopisteen siirtäminen taaksepäin suurensi.

Suljetun tyypin kaistanvaihtokokeella jäljiteltiin ajoneuvoyhdistelmän käyttäytymistä käytännön ajotilanteessa. Simulointien perusteella havaittiin, että tutkitulla ajonopeudella (60 km/h) ja tien ja renkaan välinen kitkakertoimella ($\mu = 0,5$) ratkaisevinta ajoneuvoyhdistelmän hallittavuuden kannalta on kallistumisstabiilisuus. Siten suurin vaikutus käyttäytymiseen on kuorman painopisteen korkeudella, joka vaikuttaa voimakkaasti kallistumisstabiilisuuteen. Toisaalta erityisesti perävaunun kuorman painopisteen siirtäminen taaksepäin kasvatti sivuttaista painonsiirtymää dollyn osalta. Tutkitun moduuliyhdistelmän (sekä varsinaisten perävaunujen) rakenteen ongelma on se, että perävaunun liiketila ei välity selvästi vetoautoon kuljettajan aistittavaksi. Tutkitussa moduuliyhdistelmässä dollyn ja puoliperävaunun kallistumismomentti ei välity vetoautoon, koska vetokytkin pääsee kiertymään pituusakselinsa ympäri.

Dynaamisen stabiilisuuden mittaamiseen käytetään LTR- ja RA-arvoja, jotka ovat selvästi toisiinsa verrannollisia. Näistä RA-arvo on välillinen suure, joka kertoo suureen (esimerkiksi sivuttaiskiihtyvyyden) vahvistumisen vetoauton ja perävaunun välillä [8]. RA-arvo on hyvin yleisesti käytetty ajoneuvoyhdistelmien stabiilisuuden mittari. Sen suosio perustuu paljolti sen helppoon mitattavuuteen käytännössä. Toisaalta sen käyttöä puoltaa se, että RA-arvo ja LTR-arvo korreloivat voimakkaasti, joten RA-arvo mittaa myös LTR-arvoa. Vaikka yleisesti oleellista ajoneuvoyhdistelmän hallittavuuden kannalta on kallistumisstabiilisuus, jota LTR-arvo mittaa suoraan, voidaan RA-arvon perusteella arvioida erityisesti ajoneuvoyhdistelmän dynaamista tilantarvetta. Tämä voi olla kriittinen perävaunun renkaiden joutuessa ulos ajoradalta.

Simulointien perusteella voidaan sanoa, että tasapainoisesti kuormatun puoliperävaunun kanssa tutkittu moduuliyhdistelmä käyttäytyy rauhallisemmin, koska sivusuuntainen värähtely vaimenee nopeammin. Pakotetun värähtelyn tapauksessa, siis esimerkiksi väistötilanteessa, ei tällaisen yhdistelmän käyttäytyminen ole kuitenkaan välttämättä selvästi parempi. Erityisesti tutkituista kuormaustapauksista erottui takapainoisesti puolikuormattu perävaunu, joka käyttäytyi kaistanvaihtotilanteessa erityisen huonosti. Dollyn renkaat kävivät ilmassa jo verrattain alhaisella ajonopeudella (60 km/h). Lisäksi sivuttaiskiihtyvyydsarvot olivat suuria.

8 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tutkimuksen tavoitteena oli mallinnuksen ja simulointien avulla määrittää, vaikuttaako puoliperävaunun kuormaustapa tutkitun moduuliyhdistelmän stabiilisuuteen. Simulointien perusteella voidaan todeta seuraavaa.

Kuormaustavan vaikutus ajoneuvoyhdistelmän kiertoheilahtelujen vaimenemisominaisuuksia kuvaavaan vaimennuskertoimeen on suhteellisen merkittävä. Kuormaustapa 1 on stabiilein. Ajoneuvoyhdistelmä on stabiili myös kuormaustavoilla 2 ja 3, mutta tällöin ajoneuvoyhdistelmän kyky vaimentaa syntynyt sivusuuntainen värähtely on heikompi verrattuna kuormaustapaan 1. Tulosten perusteella havaitaan, että perävaunun kuorman painopisteen siirtäminen taaksepäin tai ylöspäin pienentää vaimennuskerrointa.

Kuormaustavan vaikutus ajoneuvoyhdistelmän sivuttaiskiihtyvyyden RA-arvoon sekä dollyn että puoliperävaunun osalta on suhteellisen merkittävä käytännön ajotilanteissa esiintyvällä ohjauserätteen taajuusalueella 0,2...0,4 Hz. Sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskertoimen maksimiarvoissa erot kuormaustapojen välillä eivät olleet suuria. Puoliperävaunun kuorman painopisteen siirtäminen sekä taaksepäin että ylöspäin suurentaa sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskerrointa. Suurin vaikutus kuorman painopisteen sijainnilla oli dollyn sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskertoimeen. Absoluuttisia sivuttaiskiihtyvyyksiä tarkasteltaessa havaitaan, että pienillä ohjauserätteen taajuuksilla perävaunun kuormaustapa vaikuttaa myös vetoauton käyttäytymiseen.

Suljetun tyypin kaistanvaihtokokeen perusteella havaitaan, että perävaunun kuorman painopisteen nostaminen kasvattaa sivuttaista painonsiirtymää kuvaavaa LTR-arvoa. Perävaunun kuorman painopisteen siirtäminen taaksepäin kasvattaa dollyn LTR-arvoa, jolloin stabiilisuusmarginaali dollyn osalta pienenee. Kaistanvaihtokokeiden perusteella havaitaan, että kriittistä ajoneuvoyhdistelmän hallittavuuden kannalta on kallistumisstabiilisuus. Vasta pienemmän kitkan olosuhteissa pidon menetyksen riski korostuu ja muuttuu ajoneuvoyhdistelmän hallittavuuden kannalta keskeiseksi.

Rakenteellisesti tärkeimmät ajoneuvoyhdistelmän dynaamiseen stabiilisuuteen vaikuttavat mitoitustekijät ovat vetokytkimen takaylitys ja perävaunun pituus. Vetokytkimen takaylityksen kasvattaminen tai perävaunun akselivälin lyhentäminen pienentävät vaimennuskerrointa ja suurentavat sivuttaiskiihtyvyyden vahvistuskerrointa. Toisaalta tässä tutkimuksessa tehtyjen simulointien perusteella havaitaan, että myös perävaunun kuormauksella voidaan vaikuttaa merkittävästi ajoneuvoyhdistelmän sivuttaisvärähtelyominaisuuksiin. Huolellisella kuormaustavalla ajoneuvoyhdistelmän käyttäytyminen on rauhallisempaa, jolloin ajoneuvoyhdistelmän hallittavuus on helpompaa, ja kuljettaja tarvitsee vähemmän korjaavia ohjausliikkeitä. Kuitenkin rajussa ajotilanteessa, esimerkiksi väistötilanteessa, erilaisten kuormaustapojen aiheuttamat erot ajoneuvoyhdistelmän ominaisuuksiin eivät välttämättä ole suuria. Tällaisissa tilanteissa kuljettajan ohjausliikkeiden nopeus ja jouhevuus vaikuttavat merkittävimmin ajoneuvoyhdistelmän hallittavuuteen ja stabiilisuuteen.

9 KIRJALLISUUSLUETTELO

- [1] Mercedes-Benz kuorma-autot. <http://www.mercedes-benz.de>
- [2] BPW-akselitot. <http://www.bpw.de>
- [3] *Akselistot ja alustanosat. Luettelo 01.11.2001.* H.Kraatz Oy.
- [4] William T Thompson. *Theory of Vibration with Applications 3rd Edition.* Prentice-Hall 1993.
- [5] Genta Giancarlo. *Motor Vehicle Dynamics. Modeling and Simulation.* World Scientific, 1997.
- [6] Aurell John, Wadman Thomas. *Impact of European Size and Weight Policies on the Characteristics of Heavy Vehicles.* 1995.
- [7] Roaduser Systems Pty Ltd. *Stability and on-road performance of multi-combination vehicles with air suspension systems.* National Road Transport Commission Australia 2002.
- [8] Roaduser Systems Pty Ltd. *Performance-Based Controls for Truck and Dog Trailer Combinations.* National Road Transport Commission Australia 1999.