

REPUBLIKA E SHQIPËRISË
UNIVERSITETI POLITEKNIK I TIRANËS
FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE

DISERTACION

Paraqitur nga

Mr.Sc. Visar BAXHUKU

PËR MARRJEN E GRADËS SHKENCORE

DOKTOR

NË FUSHËN E INXHINIERISË MEKANIKE

***Tema: “OPTIMIZIMI I PARAMETRAVE NDIKUES NË STABILITETIN E
AUTOMJETEVE TË UDHËTARËVE GJATË LËVIZJES NË KTHESË”***

Udhëheqës Shkencor

Prof.As. Odhisea Koça

Tiranë, 02 Mars 2019

HYRJE

Zhvillimi i industrisë së automobilave dhe infrastrukturës rrugore për qarkullimin e automjeteve, në vetvete përmbanë rreziqet dhe pasojat e përdorimit. Përveç zhvillimit të dominimit në tregjet botërore, kërkesa për siguri gjatë përdorimit të automjeteve ka filluar të vihet në pah edhe si kërkesë nga konsumatorët.

Numri i aksidenteve nga përdorimi i automjeteve është rritur në mënyrë intensive nga fillimi i shfaqjes së automjeteve, në një shkallë të tillë sa plagosjet dhe vdekjet nga këto aksidente kanë arritur të rradhitën ndër shkaqet më të shpeshta të humbjes së jetës njerzore. Format dhe mënyrat e aksidenteve janë të ndryshme si për nga mënyra e ndodhjes ashtu edhe nga pasojat:

- mospërshtatje e shpejtsësisë së automjetit,
- kthim majtas i pasigurt,
- mosmbajtje e distancës së sigurisë,
- ndërrim korsie të qarkullimit në mënyrë të pasigurt,
- drejtim i automjetit nën ndikim alkooli,
- përdorimi i celularit gjatë drejtimit të automjetit, etj.

Sipas hulumtimeve llogaritet se të gjitha aksidentet e ndodhura shkaktohen nga faktorët:

- njeri,
- automjet,
- ambient.

Nga këta faktorë, faktori njeri llogaritet të jetë shkaktar aksidentesh në mbi 90% të rasteve (ka mendime të ndryshme që llogarisin deri 90-97 %). Manifestimi i pasojave të aksidenteve është i ndryshëm dhe nuk është në proporcion me numrin e aksidenteve të ndodhura. Pasojat më të mëdha llogariten në rastet kur aksidentet shkaktohen si rezultat i mospërshtatjes së shpejtësisë, ndërrimit të korsive në mënyrë të pasigurt, drejtimi i automjetit nën ndikim alkooli e kështu me radhë.

Lëvizja e automjetit në kthesë, në rastet kur humb stabiliteti i automjetit manifestohet me rrëshqitje të automjetit duke u shmangur nga trajektorja dhe në varësi të shpejtësisë së realizuar dhe si fazë e dytë shfaqet rrokullisja e automjetit, e cila në aspektin e pasojave shoqërohet me pasojat të rënda.

Të dhëna sipas NHTSA janë bazuar në studimet e viteve 2001 – 2003¹ (programi i testimit MY 2004 dhe raporti vitit 2017)², ku 10 000 persona kanë humbur jetën në aksidente të trafikut si rezultat i rrokullisjes. Sipas këtyre studimeve, vetëm 3% e automjeteve të udhëtarëve kanë pësuar aksident me pasojë rrokullisje, kurse 1/3 e personave që kanë humbur jetën në aksidente trafiku, janë si pasojë e aksidentit të trafikut ku automjetet janë rrokullisur. Në automjete të udhëtarëve kanë pësuar rreth 15% e numrit të përgjithshëm të personave të vdekur.

¹Characteristics of Fatal Rollover Crashes (April 2002)

²Trends and Rollover Reduction Effectiveness of Static Stability Factor in Passenger Vehicles (NHTSA August 2017)

Këto shifra tregojnë për pasojat në pjesëmarrësit me rastin e rrokullisjes së automjetit. Për këtë arsye NHTSA, në vitin 2000, i propozoi NCAP³, që informacionin mbi rrezikun e rrokullisjes, ta përfshijë në modelin 2001, për klasifikimin e automjeteve të reja.

Duke u bazuar në këto të dhëna, hulumtimi i shkaqeve, pasojave dhe faktorëve që sjellin deri te rrokullisja, me fokus gjatë lëvizjes së automjetit në kthesë, është e një rëndësie të veçantë.

Në kuadër të këtij punimi kjo problematikë është shqyrtuar me qëllim të gjetjes së vlerave optimale të parametrave ndikues në stabilitetin e automjeteve të udhëtarëve gjatë lëvizjes në kthesë. Punimi është ndarë në kapitujt respektiv.

PROBLEMI, LËNDA DHE QËLLIMI I HULUMTIMIT

Zhvillimet e industrisë së automobilave kanë arritur të krijojnë mundësi të lëvizjes së automjeteve duke arritur përshejtime dhe shpejtësi të larta në funksion të kohës. Krahas këtyre zhvillimeve janë rritur pasojat në njerëz në rastet e aksidenteve, e posaqërisht kur aksidentet ndodhin gjatë lëvizjes së automjetit në kthesë, si shkak i rrëshqitjes dhe rrokullisjes së automjetit. Duke shtuar edhe faktorë dytësorë ndikues në pasojat e aksidentit (mosvendosja e rripit të sigurisë, mungesa e jastëkëve të ajrit), dëmtimet e personave në rast aksidenti gjatë lëvizjes në kthesë, sidomos në rastet e daljes nga rruga e automjetit, shoqërohen me pasoja të mëdha (lëndime të rënda trupore dhe vdekje). Rreziku që paraqitet gjatë lëvizjes në kthesë përfshin në vehvete tre faktorë ndikues në shkaktimin e aksidenteve – **njeri, infrastrukturë dhe automjet**. Ndër arsyet e hulumtit të kësaj problematike janë:

-hulumtimi i shpejtësisë kufitare të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë, duke hulumtuar shkaqet në veçanti (njeri, automjet, infrastrukturë),

-projektimi i infrastrukturës së rrugës, konkretisht kthesat duke u bazuar vetëm në pjesën e literaturës për pjesën gjeometrike, pa analizuar kompleksitetin e tre faktorëve ndikues në të njëjtën kohë,

-sinjalizim minimal në hyrje të kthesave, pa paraqitur shpejtësinë e rekomanduar dhe si e tillë e vlefshme për të gjitha gjendjet e sipërfaqes qarkulluese (të thatë, të lagësht dhe me ngrica). Poashtu pjesa përcjellëse e rrugës në skajet e saj nuk posedon mbrojtje adekuatë për mbajtjen e automjetit në rrugë apo zbutjen e pasojës në rast dalje nga rruga,

-shumë automjete në qarkullim për shkak të vjetërsisë nuk posedojnë sisteme elektronike të stabilitetit të automjetit,

-në rast aksidenti apo dalje nga rruga e automjetit gjatë lëvizjes në kthesë, pas rrëshqitjes, shumë lehtë shkohet deri të rrokullisja, me ç'rast pasojat njerëzore janë të mëdha,

-mungesa e analizës së komoditetit të drejtuesit dhe bashkudhëtarëve në automjet gjatë lëvizjes në kthesë, por vetëm vlera e shpejtësisë kufitare të automjetit,

³New Car Assessment Programme

HIPOTEZA SHKENCORE

Duke analizuar numrin e aksidenteve të automjeteve gjatë lëvizjes në kthesë në raport me pasojat e tyre, rezulton se për numër të vogël të aksidenteve pasojat janë të mëdha. Studimi i sjelles së drejtuesit të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë me automjet, apo infrastrukturës përfshin në vëhvetë problematikën e faktorëve të studiuar në mënyrë të ndarë dhe si të tillë gjenerojnë rezultate komplekse në mundësinë e zbatimit. Prandaj studimi i parametrave që ndërlidhë automjetin, njeriun dhe infrastrukturën gjeneron rezultatin më gjithëpërfshirës për stabilitetin e automjetit gjatë lëvizjes në kthesë. Për këtë qëllim jemi fokusuar në vlerat e nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë, duke krahasur vlerat e matura dhe të llogaritura. Me qëllim të përcaktimit të vlerave optimale të parametrave ndikues në stabilitetin e automjetit, janë realizuar matjet e nxitimit anësor të automjetit të udhëtarëve gjatë lëvizjes në kthesë. Parametrat gjeometrik të kthesave janë matur: rrezja, pjesërtësia tërthore e sipërfaqes qarkulluese si dhe është inspektuar gjendja e sipërfaqes qarkulluese duke aplikuar rrotën rrëshqitëse në përcaktimin e koeficientit të fërkimit edhe koeficientin tërthor të fërkimit në llogaritjen e nxitimit anësor.

Për matjen e nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë është përdorur paisja XL-meter Pro, e destinuar për matjen e parametrave të frenimit të automjetit dhe ngadalsimit gjatësor, anësor dhe vertikal.

Për sa më sipër, hipoteza shkencore e punimit është ***përcaktimi i vlerave optimale të parametrave ndikues në stabilitetin e automjeteve të udhëtarëve gjatë lëvizjes në kthesë, njëherit vlerat e nxitimit anësor duke përcaktuar zonat e lëvizjes stabile dhe komode, stabile dhe jostabile.***

-Hyrje. Janë përshkruar faktorët e aksidenteve rrugore dhe madhësia e tyre numerike dhe pasojat e disa shkaqeve me karakteristike. Kjo gjë paraqet argumentimin e punimit.

-Parametrat ndikues të konstruksionit të automjetit. Në kuadër të konstruksionit të automjetit është shqyrtuar ndikimi i dy parametrave konstruktiv, me ndikim në stabilitetin e automjetit gjatë lëvizjes në kthesë. Shqyrtimi i lartësisë së qendresë së rëndesës dhe gjërësisë së gjurmëve të automjetit, është përzgjedhur për shkak se ndryshimi i tyre arrihet vetëm me ndryshime në konstruksionin e automjetit, me ç’ka mund të llogarisim, se mbesin konstante gjatë shfrytëzimit.

-Parametrat teknik të konstruksionit të rrugës. Nga parametrat e konstruksionit të rrugës tre prej tyre janë me ndikim cilësues në stabilitetin e automjetit gjatë lëvizjes në kthesë: rrezja e kthesës, pjerrësia tërthore e rrugës dhe koeficienti i fërkimit të gomës dhe rrugës. Këta tre parametra kanë ndikimin më të madh në stabilitet. Rrezja e kthesës dhe pjerrësia e rrugës janë parametra konstruktiv të rrugës, kurse koeficienti i fërkimit varet nga sipërfaqja qarkulluese e rrugës. Në kuadër të kapitullit, janë shqyrtuar shprehjet dhe vlerat sipas kategorisë së rrugëve.

Parametrat kinematik të automjeteve të udhëtarëve gjatë lëvizjes në kthesë. Nga parametrat kinematik të automjeteve të udhëtarëve është shqyrtuar këndi i kthimit të rrotëve drejtuese të automjetit. Ndikimi i këtij parametri shtrihet fillimisht në ndjekjen e trajektores së dëshiruar të lëvizjes gjatë lëvizje stabile, kurse gjatë kushteve kufitare të lëvizjes ndikon në stabilitetin e automjetit. Për këtë qëllim janë shqyrtuar kushti kinematik i Ackermanit dhe ai trapezoidal.

Sistemet elektronike të kontrollit të automjetit. Sistemet elektronike të kontrollit dhe rregullimit të punës së automjetit aktualisht janë pjesë përbërse e automjeteve. Në kuadër të këtij kapitulli janë shqyrtuar duke filluar nga sistemi ABS deri te sistemi i kontrollit të shmangies apo kontrollit elektronik i stabilitetit. Janë paraqitur parimet bazë të funksionimit, algoritmet që rregullojnë punën e tyre si dhe mangësitë që i karakterizojnë.

Shpejtësia kufitare e rrëshqitjes gjatë lëvizjes së automjetit në kthesë. Përcaktimi i shpejtësisë kufitare të rrëshqitjes, njëherit paraqet kufirin e lëvizjes stabile të automjetit. Në shprehjet që përcaktojnë shpejtësinë kufitare të rrëshqitjes paraqiten parametrat të cilat ndikojnë. Si fazë e dytë pas rrëshqitjes, paraqitet rrokullisja dhe për këtë qëllim janë dhënë shprehjet për shpejtësinë kufitare të rrokullisjes. Në kuadër të këtij kapitulli, përveç vlerave numerike të parametrave ndikues, është paraqitur edhe varësia grafike e shpejtësisë kufitare të rrëshqitjes nga një dhedyparamtera njëkohësisht. Nga shprehjet që karakterizojnë shpejtësinë kufitare të rrëshqitjes, rezulton se nxitimi anësor është parametër me rëndësi për analizim, duke vërejtur ndikimin e madh që ka në stabilitetin e automjetit. Për këtë qëllim në kapitullin vijues është shqyrtuar ndikimi i nxitimit anësor.

Matjet e nxitimit anësor të automjetit. Në këtë kapitull fillimisht janë paraqitur vlerat e shpejtësisë projektuese dhe rrezes së kthesës sipas kategorisë së rrugës. Sipas vlerave tabelare, është llogaritur edhe nxitimi anësor për secilën kategori të rrugës. Me qëllim të krahasimeve të vlerave janë realizuar llogaritjet matematikore të nxitimit anësor, vlerat e fituara gjatë simulimeve përmes softwerit si dhe është realizuar matja e nxitimit anësor të automjetit për kushte të caktuara. Nga vlerat e fituara të nxitimit anësor përmes matjeve është caktuar vlera e nxitimit anësor ku fillon rrëshqitja e automjetit për kushte të rrugës së thatë dhe të shtruar me asfalt.

Nga vlerat e fituara me llogaritje dhe të paraqitura në formë grafike, është formuar fusha e vlerave të nxitimit anësor. Duke marrë për bazë vlerat e nxitimit anësor që ndikojnë në komoditet dhe siguri të drejtuesit dhe pasagjerëve – stabiliteti i automjetit, janë krijuar fushat e vlerave të nxitimit anësor:

-fusha e parë, me vlera të nxitimit anësor deri 3.5m/s^2 , ku kemi stabiliteti të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë dhe komoditet të drejtuesit dhe pasagjerëve,

-fusha e dytë, me vlera të nxitimit anësor nga 3.5m/s^2 deri 6.5m/s^2 , ku nuk ekziston më komoditeti i drejtuesit dhe pasagjerëve, kurse stabiliteti i automjetit është në vlera kufitare (në afërsi të vlerës 6.5m/s^2 të nxitimit anësor),

-fusha e tretë, me vlera të nxitimit anësor mbi $6.5m/s^2$, në këtë fushë të vlerave nuk kemi komoditet dhe as stabilitet të automjetit. Automjeti lëvizë përgjatë kthesës në mënyrë jo të rregullt dhe jo stabile.

Poashtu nga matjet e realizuara, nxjerrim se shpejtësia e lëvizjes së automjetit në kthesë pëson zvogëlim në përfundim të kthesës në varësi të rritjes së nxitimit anësor. Sa më e madhe shpejtësia në hyrje të kthesës, aq më i madh është dallimi në dalje të kthesës.

Të gjitha rezultatet e fituara gjatë matjeve dhe llogaritjeve janë paraqitur edhe në formë grafike.

Përfundim. Në këtë kapitull janë paraqitur përfundimet apo konkluzionet e arritura gjatë shqyrtimit të pjesës teorike, llogaritjeve e posaçërisht matjeve të realizuara.

Kapitulli 1

PARAMETRAT NDIKUES TË KONSTRUKSIONIT TË AUTOMJETIT

Në kuadër të parametrave ndikues të konstruksionit të automjetit në stabilitetin e automjetit, e njëkohësisht në shpejtësinë kufitare të rrëshqitjes dhe rrokullisjes gjatë lëvizjes në kthesa, do të kufizohemi vetëm në dy parametra me ndikimin më të madh. Këta parametra janë:

- Lartësia e qendrës së rëndesës së automjetit (h_{cg}),
- Gjërësia e gjurmëve të automjetit (w).

Në stabilitetin e automjetit ndikojnë edhe parametra të tjerë konstruktiv të tij, por ndikimet negative të tyre mund të eliminohen lehtë dhe mepak shpenzime (p.sh. gomat), kurse lartësia e qendrës së rëndesës dhe gjerësia e gjurmës së automjetit llogariten që në fazën e konstruktimit të tij.

Eliminimi i ndikimit të tyre pothuajse është i pamundur, përveç nëse intervenohet në strukturë të automjetit. Për këtë arsye u fokusuam në shqyrtimin e këtyre parametrave.

Në vazhdim do të shqyrtojmë veç e veç secilin nga këta parametra.

1.1. Lartësia e qendrës së rëndesës së automjetit

Pozicioni i qendrës së rëndesës së automjetit mund të përcaktohet në dy mënyra:

- analitike dhe
- eksperimentale

1.1.1. Mënyra analitike e përcaktimit të qendrës së rëndesës së automjetit

Kjo mënyrë e përcaktimit të qendrës së rëndesës bëhet në bazë të momentit statik të masës së përgjithshme në lidhje me një pikë të definuar më parë, i cili duhet të jetë i barabartë me momentin statik të masave të veçanta të agregateve të veçanata të automjetit.

Në fig.1.1 është paraqitur automjeti i ndarë në (i) masa me peshë përkatëse G_i dhe me koordinatat përkatëse në rrafshin vertikal (h_i dhe l_i).

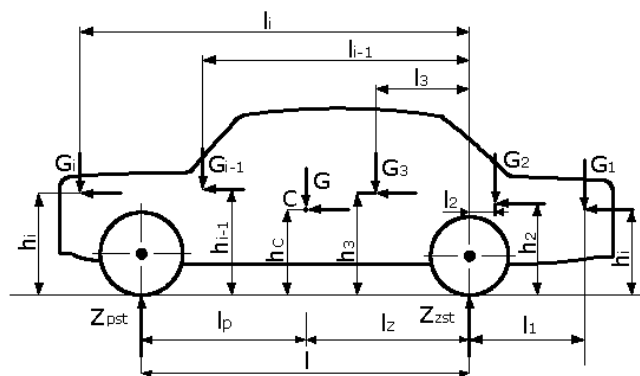


Fig.1.1. Peshat e masave të agregateve të automjetit

Pesha e përgjithshme e automjetit sipas fig.1.1 mund të definohet me shprehjen:

$$G = \sum_{i=1}^n G_i$$

Momenti i peshës së përgjithshme të automjetit me pikën e caktuar është i barabartë me shumën e momenteve të peshave të elementeve (agregateve) me të njëjtën pikë.

$$G l_p = \sum_{i=1}^n G_i l_i, \text{ respektivisht}$$

$$l_p = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot l_i}{G} \quad [1.1]$$

$$l_z = l - l_p \text{ gjegjësisht } h_{cg} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot h_i}{G} \quad [1.2]$$

Mënyra analitike në shikim të parë duket e thjeshtë, mirëpo në praktik nëse qendra e rëndesës definohet në këtë mënyrë është shumë e komplikuar dhe kjo mënyrë përdoret vetëm gjatë rikonstruktimit ose gjatë projektimit të automjetit të ri.

1.1.2.Caktimi eksperimental i qendrës së rëndesës së automjetit

Kjo metodë e definimit të qendrës së rëndesës së automjetit përdoret për automjetet e prodhuara tashmë. Kjo mënyrë e definimit të qendrës së rëndesës realizohet duke përcaktuar së pari reaksionet statike në urën e përparme dhe të prapme Z_{pst} dhe Z_{zst} sipas fig.1.2 ndërsa pastaj me llogaritje definohen gjatësitë l_p dhe l_z .

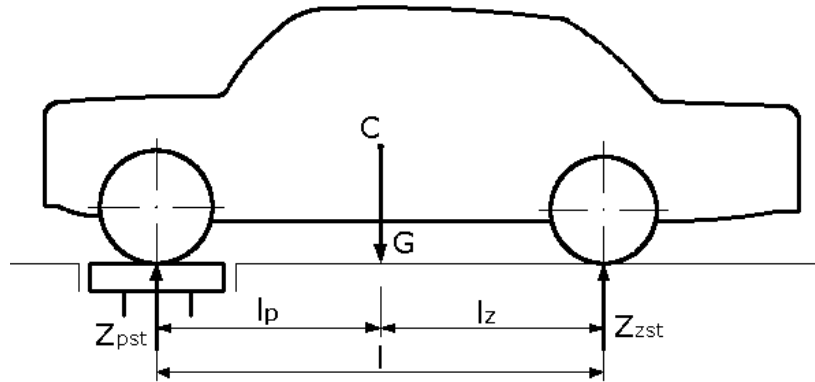


Fig. 1.2. Matja e reaksioneve statike

$$G = Z_{pst} + Z_{zst}$$

$$l_p = \frac{Z_{zst}}{G} \cdot l \quad [1.3]$$

$$l_z = \left(1 - \frac{Z_{zst}}{G}\right) \cdot l \quad [1.4]$$

Në mënyrë të njëjtë mund të caktohet edhe koordinata b_i e qendrës së rëndesës në rrafshin ballor dhe në këtë rast maten në mënyrë të veçantë reaksionet në dy rrotat e majta dhe të djathta.

Lartësia e qendrës së rëndesës mund të definohet nga fig.1.3.

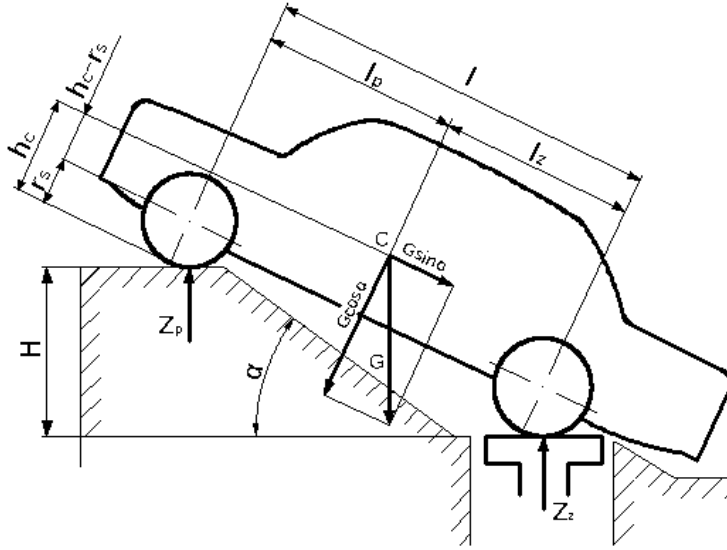


Fig. 1.3. Metoda eksperimentale e caktimit të qendrës së rëndesës

Automjeti me rrota e pasme vendoset në peshorë, ndërsa rrotat e përparme mbështeten në rrafshin e ngritur në lartësinë e njohur H , ku pastaj lehtë mund të definohet këndi α . Nga kushti i ekuilibrit të momenteve të forcave në lidhje me pikën A kemi:

$$G \cdot l_p \cdot \cos \alpha + G \cdot (h_{cg} - r_s) \cdot \sin \alpha - Z_z \cdot l \cdot \cos \alpha = 0 \quad [1.5]$$

duke shfrytëzuar ekuacionin [1.3]: $l_p = \frac{Z_{zst}}{G} \cdot l$

ekuacionin [1.5] merr formën:

$$Z_{zst} \cdot l + G \cdot (h_{cg} - r_s) \cdot \tan \alpha - Z_z \cdot l = 0 \quad [1.6]$$

nga ekuacioni [1.6] kemi:

$$h_{cg} = r_s + \frac{l}{G} \cdot \frac{Z_z - Z_{zst}}{\tan \alpha} \quad [1.7]$$

përfundimisht

$$h_{cg} = r_s + l_p \cdot \left(\frac{Z_z}{Z_{zst}} - 1 \right) \cdot ctg \alpha \quad [1.8]$$

1.2. Gjerësia e gjurmëve të automjetit

Në kuadër të parametrave ndikues të konstruksionit të automjetit pa dyshim rëndësi të veçantë zë gjerësia e gjurmëve të automjetit. Vlera e këtij parametri ka ndikim të drejtpërdrejt në stabilitetin statik të automjetit në rrokullisje dhe stabilitetin dinamik – rrëshqitje dhe rrokullisje.

Gjerësia e gjurmëve të automjetit paraqet distancën e matur prej mesit të gjurmës së njëjës rrotë e deri në mesin e gjurmës së rrotës tjetër në të njëjtin bosht. Për secilin lloj të automjeteve kemi vlera të ndryshme të gjerësisë së gjurmëve të rrotëve . Vlerë më të madhe ky parametër ka tek automjetet e transportit të mallërave (kamionët) dhe ato të udhëtarëve (kombibus dhe autobusë).

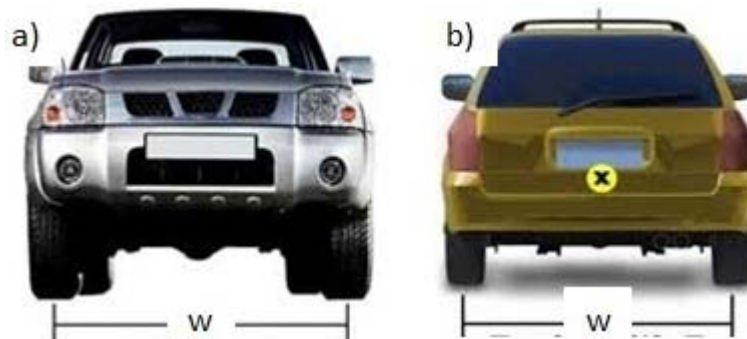


Fig.1.4.Gjerësia e gjurmëve të automjeteve

Matja e gjerësisë së gjurmëve bëhet prej mesit të njëjës gjurmë deri te mesi i gjurmës tjetër (fig.1.4.a), kurse në rastet kur kemi të vendosura rrotë të dyfishtë (kamionët, autobusë), matja bëhet prej mesit të hapsirës në mes rrotave e deri tek mesi i hapsirës së rrotëve në anën e kundërt (fig 1.4.b).

Gjerësia në mes gjurmëve të automjeteve të udhëtarëve përveç matjeve, në shumicën e rasteve jepet edhe në kuadër të karakteristikave të automjetit.

1.3. FAKTORI I STABILITETIT STATIK (FSS)

Stabiliteti statik në rrokullisje shprehet përmes **Faktorit të Stabilitetit Statik** (SSF – Static Stability Factor). Faktori i Stabilitetit Statik përkufizohet nëpërmjet raportit ndërmjet gjerësisë së gjurmëve të automjetit dhe dyfishit të vlerës së lartësisë së qendrës së rëndesës së automjetit:

$$FSS = \frac{w}{2 \cdot h_{cg}} \quad [1.9]$$

Në kuadër të Stabilitetit Dinamik – gjërësia e gjurmëve të automjetit bëhete e rëndësishme sidomos gjatë lëvizjes së automjetit në rrugë me pjerrësi tërthore të theksuar.

Përveç FSS, ekzistojnë edhe teste të tjera si këndi i rrëshqitjes anësore (Tilt Table Angle), shpejtësia kritike e rrëshqitjes dhe raporti i tërheqjes anësore.

NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration), si rezultat i shumë matjeve dhe analizave, për të përcaktuar probabilitetin e rrokullisjes merr për bazë Faktorin e Stabilitetit Statik (Static Stability Factor) për dy arsye:

- është shumë i thjeshtë në interpretim ndaj përdoruesve të automjeteve dhe
- matjet janë të thjeshta dhe të sakta.

Qysh prej vitit 2011 NHTSA në informacionin mbi rrokullisjen e ka përfshirë në klasifikimin e programit mbi vlersimin e automjeteve të reja – NCAP (New Car Assessment Program). Si rezultat, primare në vlerësimin e rrezikut të rrokullisjes së automjetit, NHTSA ka vendosur FSS, si rezistencë të automjetit ndaj rrokullisjes.

Këto të dhëna të NHTSA janë bazuar në studimet e viteve 2001 – 2003, ku mbi 10 000 persona kanë humbur jetën në aksidente të trafikut si rezultat i rrokullisjes. Sipas këtyre studimeve, vetëm 3% e automjeteve të udhëtarëve kanë pësuar aksident me pasojë rrokullisje, kurse 1/3 e personave që kanë humbur jetën në aksidente trafiku, janë si pasojë e aksidentit të trafikut ku automjetet janë rrokullisur. Në automjete të udhëtarëve kanë pësuar rreth 15 % e numrit të përgjithshëm të personave të vdekur.

Këto shifra tregojnë për pasojat në pjesëmarrësit me rastin e rrokullisjes së automjetit. Për këtë arsye NHTSA në vitin 2000 i propozoi NCAP, që informacionin mbi rrezikun e rrokullisjes, ta përfshijë në modelin e vitit 2001, për klasifikimin e automjeteve të reja. Informacioni mbi rrezikun e rrokullisjes, mund të ndikoj te klientët që të porosisin/blejnë automjete me rrezik të ulët të rrokullisjes si dhe të shtyjë prodhuesit e automjeteve që të prodhojnë automjete me rrezik të vogël të rrokullisjes. Kjo mund të ndikojë në uljen e numrit të personave të lënduar dhe vdekur në aksidentet e trafikut.

Vlerat e FSS ($w/2h_{cg}$) tregojnë edhe rrezikun e rrokullisjes:

- sa më të vogla të jenë vlerat, aq më i madh rreziku i rrokullisjes dhe
- sa më të mëdha të jenë vlerat aq më i vogël rreziku i rrokullisjes.

Vlerat e FSS për të gjitha llojet e automjeteve sillen në rangun 1.0 deri 1.5. Shumica e automjeteve të udhëtarëve kanë vlerën e FSS në rangun 1.3 deri 1.5.

Duke zhvilluar procedurat e testimit, lineare dhe regresive logjike, u punua në drejtimin e përcaktimit dhe verifikimit të lidhshmërisë (raportit), në mes FSS dhe rrokullisjes. U arrit në përfundimin se lidhshmëria e FSS me rrokullisjen në një aksident me pasojë rrokullisjen, është fuqimisht e përjashtuar për një hapsirë/fushë komplekse siç është rrokullisja. Për këtë qëllim, u rekomandua që nga viti 2004, të përfshihet në procedurën e NCAP edhe një test dinamik për përcaktimin e lidhshmërisë në mes FSS dhe rrokullisjes.

Pra nga viti 2004 NCAP, përveç FSS përfshihet edhe një test dinamik mbi rrokullisjen për klasifikimin e automjeteve.

Në këto teste përfshihet ngarkesa (4 pasagjer) dhe serbatori i karburantit i mbushur. Në këto kondita realizohet lëvizja e automjetit duke aplikuar ndryshime të drejtimit (kthesa J “fishhook”, rrethore etj).

Pra, duke filluar nga viti 2004 në klasifikimin e rrezikut të rrokullisjes së automjete, përveç FSS përfshihen edhe testet dinamike. NCAP me qëllim të thjeshtëmit të vlerave të llogaritura, rezultat e klasifikimit i paraqet përmes simboleve së yjeve.

Tabela në vijim tregon vlerën e llogaritur të yjeve:

	Rreziku i rrokullisjes më i vogël se 10%
	Rreziku i rrokullisjes 10% – 20 %
	Rreziku i rrokullisjes 20% - 30%
	Rreziku i rrokullisjes 30% - 40%
	Rreziku i rrokullisjes më i madhe 40%

Tablea 1.1. Skema e klasifikimit të automjeteve sipas rrezikut të rrokullisjes

Duhet pasur në konsideratë se rreziku i rrokullisjes apo probabiliteti i rrokullisjes përpilohet vetëm për informacion të përdoruesve/klientëve dhe nuk ka asnjë implikim ligjor-rregullativ të prodhuesit të automjeteve.

Kapitulli 2

PARAMETRAT TEKNIK TË KONSTRUKSIONIT TË RRUGËS

Gjatë shqyrtimit të shpejtësisë kufitare të rrëshqitjes dhe rrokullisjes gjatë lëvizjes së automjetit në kthesë, si parametra ndikues të konstruksionit të rrugës do të shqyrtohen:

- Rrezja e kthesës (R) dhe
- Pjerrësia tërthore e rrugës (i)

Në vazhdim do të japim definicionet dhe karakteristikat e këtyre parametrave.

2.1.Rezja e kthesës (R)

Gjatë projektimit dhe konstruktimit të rrugëve hasim në pengesa të ndryshme, si të terrenit ashtu nga faktorë tjerë, të cilat na kushtëzojnë me përrhyerjen e trasesë, d.m.th. ndryshimin e drejtimit si në bosht ashtu edhe në nivelet të rrugës. Të gjitha këto përrhyerje realizohen me forma gjeometrike të caktuara – kthesat¹, si p.sh. në fig. 2.1.

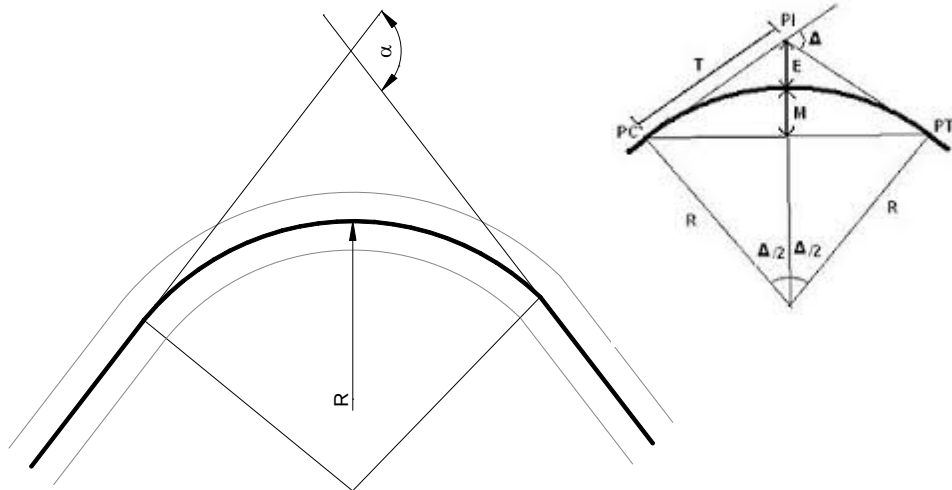


Fig.2.1 Kthesa simmetrike

2.1.1.Rrezja minimale e kthesës (R_{min})

Llogaritja e rrezes minimale të kthesës horizontale bazohet nga tre faktorë:

- Shpejtësia llogaritëse (V_H),
- Pjerrësia tërthore e rrugës (i),
- Koeficienti tërthor i fërkimit (μ_t).

¹.Inxh.Ismet SEJDIU “Rrugët dhe objektet e komunikacionit”, Prishtinë, 2000

Vlera e rrezes minimale $R_{\min}$ është edhe pikënisje për llogaritjen dhe realizimin e kthesës horizontale. Për shkak të ndikimeve në stabilitetin e automjetit gjatë lëvizjes në kthesën horizontale me rreze minimale – forca centrifugale është mbizotëruese nëse kemi vlera maksimale për pjerrësinë tërthore të rrugës dhe koeficientin tërthor të fërkimit.

Në rastin kur vlera e rrezes së kthesës është më e madhe se vlera e rrezes minimale stabiliteti i automjetit gjatë lëvizjes në kthesë nuk është i rrezikuar edhe nëse e reduktojmë vlerën për pjerrësi tërthore të rrugës dhe koeficientin tërthor të fërkimit nga vlera e tyre maksimale.

Duke shfrytëzuar shprehje të njohura për forcën centrifugale dhe shprehjen për stabilitet të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë, fitojmë shprehjen për rrezen minimale të kthesës horizontale:

$$R_{\min} = \frac{v_{ll}^2}{127 \cdot \left(\frac{i_{\max}}{100} + \mu_{t \max} \right)} [m] \quad [2.1]$$

këtu kemi shënuar me:

$R_{\min}$ [m]- rrezja minimale e kthesës horizontale,

V_{ll} [km/h]– shpejtësia llogaritëse,

$i_{\max}$ [%] – pjerrësia tërthore e rrugës e shprehur në përqindje,

$\mu_{t \max}$ - koeficienti tërthor i fërkimit.

Kjo shprehje na jep mundësi që të llogarisim rrezen minimale për kthesë horizontale duke u bazuar në shpejtësinë llogaritëse, pjerrësinë tërthore të rrugës dhe koeficientin tërthor të fërkimit.

2.1.2 Rrezja kufitare e kthesës (R_k)

Rrezja kufitare e kthesës R_k varet nga rrezja minimale $R_{\min}$, pjerrësia tërthore e llogaritur dhe pjerrësisë tërthore minimale e rrugës:

$$R_k = R_{\min} \cdot \frac{i_l}{i_{\min}} [m] \quad [2.2]$$

Rrezja kufitare e kthesës është me rëndësi për dimensionimin e kthesave horizontale. Me llogaritjen e rrezes kufitare sipas shprehjes së lartëpërmendur, caktohet kufiri prej të cilit pjerrësia tërthore e rrugës varet nga rrezja e kthesës R .

Për të gjitha rastet kur $R > R_k$ menjëherë dihet vlera për pjerrësinë tërthore, sepse $i = i_{\min}$ dhe nuk duhet të llogaritet.

Pjerrësia tërthore në kthesë me rreze për rastet kur $R_{\min} < R < R_k$ caktohet prej kushtit që ndarja e forcës centrifugale në pjerrësinë tërthore e rrugës dhe koeficientin tërthor të fërkimit të jenë në proporcion sikurse tek kthesa me rreze $R_{\min}$.

Rrezja kufitare e kthesës paraqet vlerën të cilën projektuesi duhet ta njohë. Në kthesat me rreze prej $R_{\min}$ deri në R_k , veprimet dinamike në automjete janë shumë të mëdha dhe ndikojnë në formimin e trasesë. Për të siguruar vozitje të përshtatshme këto rreze duhet t'i harmonizojmë, d.m.th. përafërsisht të jenë me vlera të njëjta e në dëm të rritjes së punëve tokësore në krahasim me trasenë e përshtatur të terrenit duke përdorur rrezet $R_{\min}$ dhe pak më të mëdha.

Përkundrazi, në kthesat me rreze më të mëdha se R_k ndikimet dinamike janë më të vogla. Këto rreze mund ti përdorim me qëllim që krejtësisht traseja t'i përgjigjet terrenit duke pasur kujdes që me formimin e boshtit të rrugës të realizohen përshtypje të mira psikologjike si dhe efektet vizuale tek drejtuesit dhe udhëtarët.

2.1.3. Rrezja maksimale e kthesës (R_{max})

Rrezja maksimale e kthesës R_{max} si dhe gjatësia e drejtimit nuk kanë kufizim nga kushtet dinamike të drejtimit të automjetit, nga aspekti i veprimit të forcave anësore. Nga këtu mund të konkludojmë që është i mundshëm përdorimi i të gjitha rrezeve të cilat janë më të mëdha se R_{min} .

Mirëpo ky përfundim është në kundërshtim me konkludimet praktike, të cilat na tregojnë që R_{max} duhet të kufizohet në atë masë tek e cila drejtuesi i mjetit e humb përshtypjen e kthesës. Është vërtetuar se kthesat shumë të buta (vlera të mëdha për R) krijojnë përshtypjen e drejtimit të çrregullt. Kjo veçanërisht vlen për kthesa me rreze $R \geq 10.000 \text{ m}$.

Për këtë arsye në rrethana normale, kur ka mundësi për zgjidhjen e lirë të rrezës së kthesës, për vlerë maksimale rekomandohet $R_{max}=5.000 \text{ m}$.

Gjendja objektive fitohet prej relacionit R_{max}/R_{min} , nëse problemi i vlerave kufitare shikohet si interval i parametrave të kthesës, të cilat në kombinacionet ndërmjet tyre formojnë forma të harmonizuara. Është vërtetuar se këto efekte arrihen në relacionin: $\frac{R_{max}}{R_{min}} = 6 \text{ d.m.th.}$

$$R_{max} = 6 \cdot R_{min}.$$

Përfundim nga ky raport i rrezeve mund të bëhet vetëm në terrenet malore ku kemi serpentina.

2.2 Pjerrësia tërthore e rrugës (i)

Pjerrësia tërthore, në pjesët ku nuk kemi kthesa aplikohet për largimin e ujit nga sipërfaqja e rrugës. Në varësi nga pozicioni i terrenit bëhet orientimi i pjerrësisë tërthore- në njërin anë ose në të dy anët e rrugës duke filluar nga mesi.

Si vlerë pjerrësia tërthore e rrugës paraqet raportin mes ndryshimit të lartësisë në skajet e rrugës dhe gjerësisë së rrugës shikuar në prerjen e njëjtë (Fig.2.2).

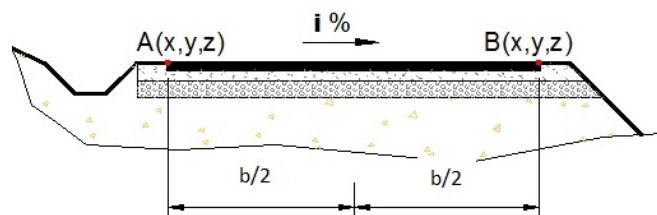


Fig.2.2 Pjerrësia tërthore e rrugës

$$i = \frac{Z_A - Z_B}{b} \cdot 100 [\%] \quad [2.3]$$

$Z_A [m]$ – koordinata z e pikës A ,

$Z_B [m]$ – koordinata z e pikës B ,

$b [m]$ – gjerësia e rrugës.

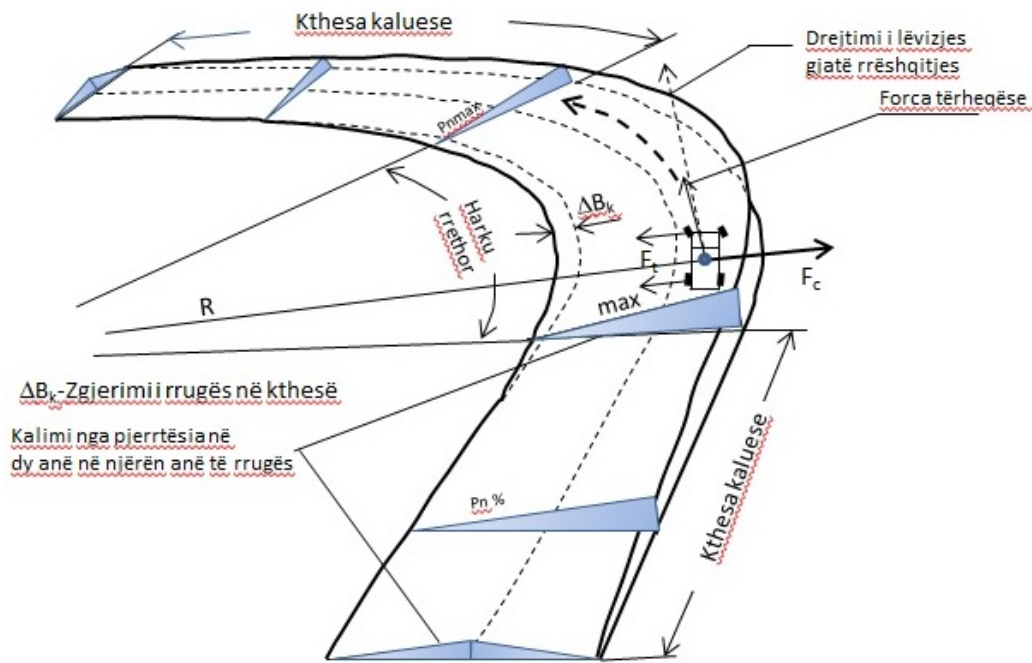


Fig.2.3.Konstruksioni i kthesës horizontale

2.3.Koefiçienti i fërkimit ndërmjet gomës dhe rrugës

Shqyrtojmë rrotën ngasëse (udhëzuese) fig.2.4 në të cilën përveç ngarkesës normale (G) dhe momentit të rrotulimit M_m , vepron edhe forca anësore S_y . Për shkak të veprimit të momentit M_m , përkatësisht të forcës periferike, në pikën e kontaktit të rrotës me rrugën paraqitet X_t -reaksioni tangjencial i tokës dhe momenti i rezistencës në rrokullisje M_r . Për shkak të forcës anësore S_y , paraqitet reaksioni anësor i tokës Y_t , kurse për shkak të ngarkesës normale (G) paraqitet reaksioni normal i tokës Z_t (F_n).

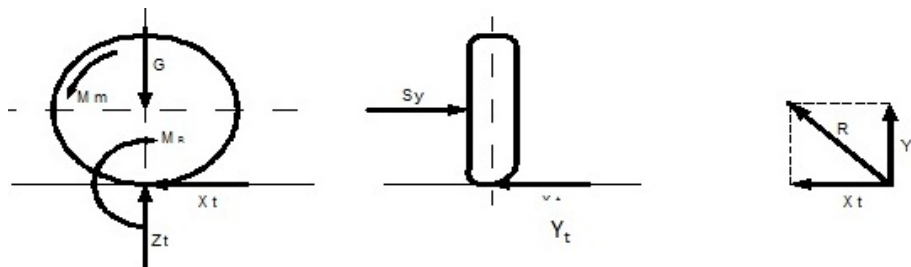


Fig.2.4. Forcat dhe momentet që veprojnë në rrotën ngasëse

Reaksioni resultant i tokës në rrafshin e kontaktit është:

$$R = \sqrt{X_t^2 + Y_t^2} \quad [2.1]$$

Vlera maksimale e mundshme e reaksionit rezultat në rrafshin e tokës është caktuar me prodhimin $Z_t \cdot \mu = F_N \cdot \mu = G \cdot \mu$, përkatësisht:

$$(\sqrt{X_t^2 + Y_t^2})_{\max} = R_{\max} = Z_t \cdot \mu = F_N \cdot \mu = G \cdot \mu \quad [2.2]$$

ku μ – është koeficienti i fërkimit,

F_N – reaksioni normal i tokës,

X_t – reaksioni tangjencial,

Y_t – reaksioni anësor.

Kur reaksioni rezultat R arrin vlerën $Z_t \cdot \mu$ lajmërohet rrëshqitja e rrotës. Tek rrëshqitja e automjeteve nuk do të vihet nëse plotësohet kushti:

$$R = \sqrt{X_t^2 + Y_t^2} < Z_t \cdot \mu \quad [2.3]$$

Në bazë të kësaj mund të definohet koeficienti i fërkimit μ .

Koeficienti i fërkimit është raporti ndërmjet reaksionit rezultat maksimal të tokës $R_{\max}$, gjatë së cilit fillon rrëshqitja, dhe reaksionit normal të tokës Z_t :

$$\mu = \frac{(\sqrt{X_t^2 + Y_t^2})_{\max}}{Z_t} = \frac{R_{\max}}{Z_t} \quad [2.4]$$

Për rastin kur nuk kemi forca anësore ($Y_t=0$), koeficienti i fërkimit ndërmjet rrotës dhe rrugës definohet me shprehjen:

$$\mu = \frac{(X_t)_{\max}}{Z_t} \quad [2.5]$$

Me rritjen e koeficientit të fërkimit rritet stabiliteti i ngasjes, pasi që në çdo çast mund të sigurohet reaksion shtesë në rrafshin e tokës, me të cilin do të ekuilibrohet forca eventuale e çrregullimit.

Madhësia e koeficientit të fërkimit varet nga një numër i madh i faktorëve, siç janë:

- lloji, gjendja dhe forma e rrugës,
- materiali dhe konstruksioni i pneumatikut,
- shpejtësia e ngasjes, temperatura e rrugës dhe pneumatikut,
- karakteri i rrokullisjes, etj.

Koeficienti i fërkimit nuk është në tërësi i njëjtë tek rrëshqitja e rrotës përpara, prapa, anash, me dhe pa rrokullisje, mirëpo ka të bëjë me ndryshime shumë të vogla të cilat mund të neglizhohen gjatë shqyrtimit praktik të problemit.

Në bazë të rezultateve të një numri të madh hulumtimesh, koeficienti i fërkimit arrin vlerën e vet maksimale $\mu_{\max}$ përafërsisht gjatë vlerës maksimale të rrokullisjes me rrotullim të pjesshëm në vend për shkak të deformimit ($\lambda=0.25$), fig.4.2.

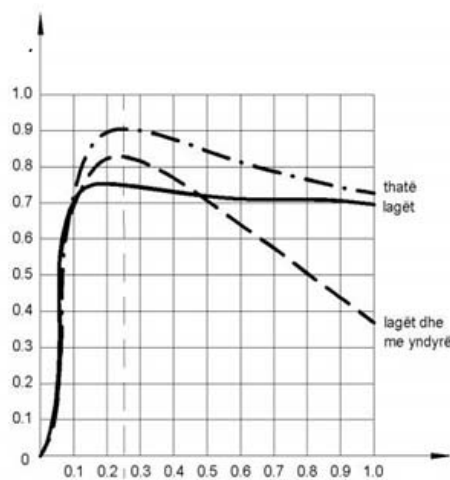


Fig.2.5 Diagrama e koeficientit të fërkimit μ në raport me rrëshqitjen λ

Nga figura 2.5. shihet se koeficienti i fërkimit vlerën më të madhe e ka kur rruga është e thatë, pak më të ulët kur rruga është e lagur, kurse vlerën më të ulët e ka kur rruga është e lagët dhe me yndyrë (vajra).

Gjithashtu ndikim të madh ka edhe lloji i pneumatikut, goma diagonale ka koeficient fërkimi më të madh se goma radiale (figura 2.6).

Në figurën 2.6. është treguar diagram e vlerave mesatare të koeficientit të fërkimit të gomave diagonale dhe radiale në varësi të shpejtësisë së automjetit sipas rrugës së asfaltuar të thatë dhe të lagët. Vlerat e larta të fushës së hijëzuar i përgjigjen gomave diagonale e të ulëtat, gomave radiale dhe me rritjen e shpejtësisë së automjetit zvogëlohen vlerat e koeficientit të fërkimit.

Gjithashtu shihet se ndryshimi i këtij koeficienti te gomat e ndryshme është më i madh në rastin e rrugës së lagur, kurse më i vogël te rasti i rrugës së thatë (terur).

Në bazë të hulumtimeve të bëra koeficienti i fërkimit μ në varësi të shpejtësisë v mund të jepet me këtë shprehje:

$$\mu = 0.214 \cdot \left(\frac{V}{100}\right)^2 - 0.640 \cdot \left(\frac{V}{100}\right) + 0.615, \quad [2.6]$$

ku V – është dhënë në $[km/h]$.

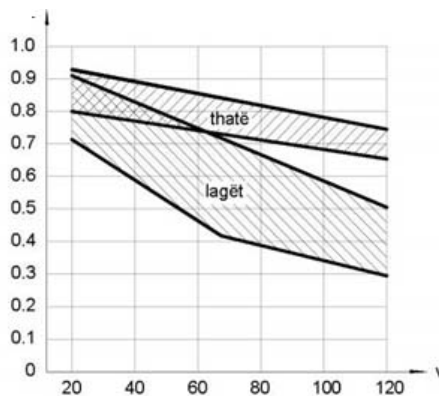


Fig.2.6. Diagrama e vlerave të koeficientit të fërkimit në varësi të shpejtësisë për rrugë të lagur dhe të thatë, llojin e gomave radiale dhe diagonale

Vlera e koeficientit të fërkimit μ është për rastin e lëvizjes drejtvizore të automjetit. Gjatë lëvizjes nëpër kthesë në sipërfaqen kontaktuese në mes të gomës dhe rrugës paraqiten reaksionet tangjenciale X_t dhe anësore Y_t , të treguara në fig. 2.7.

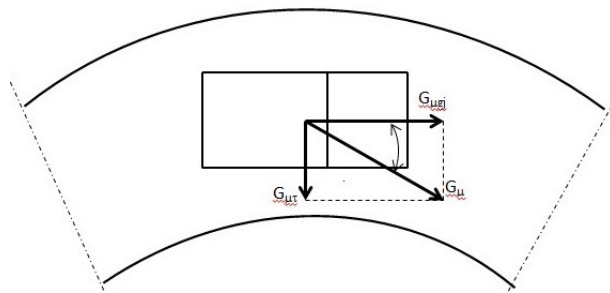


Fig.2.7 Veprimi i forcave në rrotë gjatë lëvizjes së automjetit në kthesë

Gjatë lëvizjes së automjetit nëpër kthesë, duhet të plotësohet kushti [2.7]:

$$X_{\mu}^2 = X_{\mu gj}^2 + X_{\mu t}^2 \text{ respektivisht} \quad [2.7]$$

$$(Z_t \cdot \mu)^2 = (Z_t \cdot \mu_{gj})^2 + (Z_t \cdot \mu_t)^2$$

dhe për rastin kur $Z_t = G$ kemi

$$(G \cdot \mu)^2 = (G \cdot \mu_{gj})^2 + (G \cdot \mu_t)^2 \text{ përkatësisht}$$

$$\mu = \sqrt{\mu_{gj}^2 + \mu_t^2}$$

ku këtu kemi:

μ_{gj} – koeficientin tangjencial të fërkimit

μ_t – koeficientin anësor të fërkimit (radial sipas lakores së rrugës).

Raporti në mes të koeficientit tangjencial μ_{gj} të fërkimit dhe koeficientit anësor (radial) μ_t të fërkimit varet nga shpejtësia e ngasjes v . Për shpejtësitë më të vogla se $v=123\text{km/h}$ $\mu_{gj} > \mu_t$ e për shpejtësinë $v=123\text{km/h}$ – $\mu_{gj} = \mu_t$, kurse për shpejtësitë më të vogla se $v=123\text{km/h}$ – $\mu_{gj} < \mu_t$ p.sh. për $v=25\text{km/h}$ nga fig.4.5 shihet se vlera e koeficientit gjatësor të fërkimit është $\mu_{gj} = 1.18$, ndërsa vlera e koeficientit tërthor të fërkimit është $\mu_t = 0.97$.

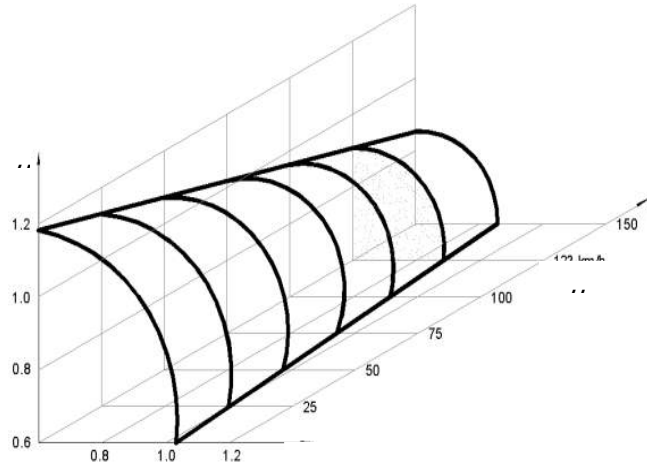


Fig.4.5. Dallimet e koeficientit tangjencial dhe radial të fërkimit për shpejtësi të ndryshme

Në bazë të kësaj mund të vendoset raporti:

$$\frac{\mu_{t \max}}{\mu_{gj \max}} = 0.925 \quad [2.8]$$

Ky raport i përgjigjet automjeteve me goma radiale dhe ngarkesës së rrotës prej $Z_t=2000\text{N}$. Raporti ndërmjet koeficientit tangjencial dhe radial të fërkimit mund të caktohet sipas formulave së paraqitura më poshtë (2.9 dhe 2.10):

$$\frac{\mu_{gj}}{\mu_{t \max}} = \sqrt{1 - \left(\frac{\mu_t}{\mu_{t \max}}\right)^2}, \text{ përkatsisht: } \frac{\mu_t}{\mu_{t \max}} = \sqrt{1 - \left(\frac{\mu_{gj}}{\mu_{gj \max}}\right)^2} \quad [2.9]$$

Çfarë madhësie të fërkimit anësore (radiale) mund të angazhohet (për përvetësimin e forcave centrifugale, forcën e erës, etj.), varet se nën çfarë kushtesh do ta shpejtojmë ose ngadalësojmë automjetin në drejtimin gjatësor.

Në bazë të disa normave është lejuar shfrytëzimi 60% të fërkimit radiale, kështu që për fërkimin tangjencial (që të përvetësohen forcat në drejtim të lëvizjes) mbetet 80%, përkatësisht:

$$\frac{\mu_t}{\mu_{t \max}} = 60\%, \quad \text{atëherë kemi:} \quad \frac{\mu_{gj}}{\mu_{gj \max}} = 80\% \quad [2.10]$$

Sipas figurës 2.7, mund të shkruajmë relacionin:

$$\vec{G} \cdot \mu = \vec{G} \cdot \mu_{gj} + \vec{G} \cdot \mu_t \text{ ose } \mu = \sqrt{\mu_{gj}^2 + \mu_t^2}$$

Bazuar në fig 4.4 mund të shkruajmë varësinë në mes koeficientit tërthor dhe gjatësor të fërkimit dhe koeficientit total të fërkimit:

$$\mu_{gj} = \mu \cdot \cos \psi$$

$$\mu_t = \mu \cdot \sin \psi$$

*Me hulumtime të shumta është vërtetuar se $\psi \approx 22^\circ$, prandaj kemi:

$$\cos \beta = \cos 22^\circ = 0.93; \quad \mu_{gj} = 0.93 \cdot \mu$$

$$\sin \beta = \sin 22^\circ = 0.37; \quad \mu_t = 0.37 \cdot \mu$$

2.4. Caktimi i vlerës së koeficientit tërthor të fërkimit (μ_t)

Në fig.2.9 janë dhënë vlera të koeficientit tërthor të fërkimit bazuar në llojin dhe gjendjen e sipërfaqes së rrugës. Duhet theksuar se në zgjedhjen e vlerës së koeficientit tërthor të fërkimit μ_t , ndikojnë shumë elemente, siç janë: këndi i kthimit, shpejtësia e lëvizjes, përvoja e drejtuesit etj.

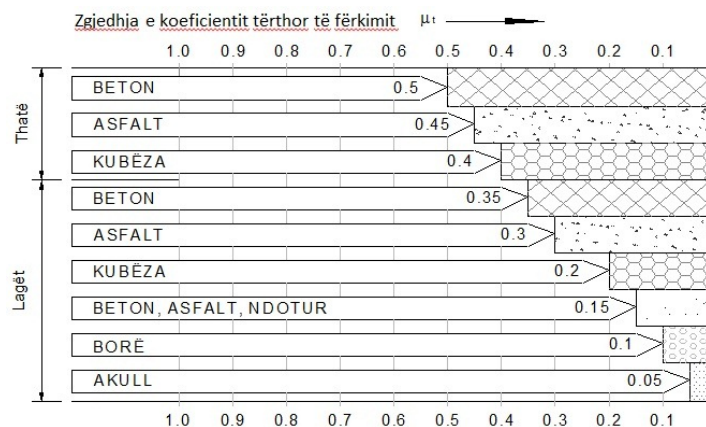


Fig.2.9.Histograma e përcaktimit të vlerës së koeficientit tërthor të fërkimit²

²Dr. Franko ROTIM "Elementi Sigurnosti Cestovnog Prometa", Zagreb, 1997

Kapitulli III

PARAMETRAT KINEMATIK TË AUTOMJETEVE TË UDHËTARËVE GJATË LËVIZJES NË KTHESË

3.1. Këndi i kthimit të rrotave drejtuese

Drejtueshmëria e automjetit, apo këndi i kthimit të rrotës drejtuese gjatë lëvizjes së automjetit, trajtohet në forma dhe mekanizma përbërës të ndryshëm. Po ashtu rrotë drejtuese mund të jenë rrota e përparme (aksi ipërparëm), rrota e pasme, apo në rastet e automjeteve të veçanta kthimi realizohet nga rrotat e të dy akseve. Tek automjetet transportuese me më shumë se dy akse, kthimi mund të realizohet përmes rrotës të disa akseve. Tek automjetet e udhëtarëve, zakonisht kthimi realizohet përmes rrotës së përparme.

Kthimi i rrotës është i nevojshëm për përcjelljen e trajektorës së dëshiruar, me çka mund të konsiderojmë si lëvizje në kthesë. Për shqyrtim do të marrim sistemin Ackerman të rrotëve të kthimit. Sipas këtij sistemi të kthimit të rrotëve drejtuese, duhet të merret në konsideratë kushti kinematik në mes të rrotës së jashtme dhe të brendshme, që mundëson kthimin pa rrëshqitje. Kushti quhet **kusht i Ackermanit**¹, dhe paraqitet me shprehjen:

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l}$$

ku kemi: δ_o – këndi i kthimit të rrotës së jashtme
 δ_i – këndi i kthimit të rrotës së brendshme

Këndet e kthimit të rrotës së brendshme dhe të jashtme, janë përcaktuar, sipas qendrës O.

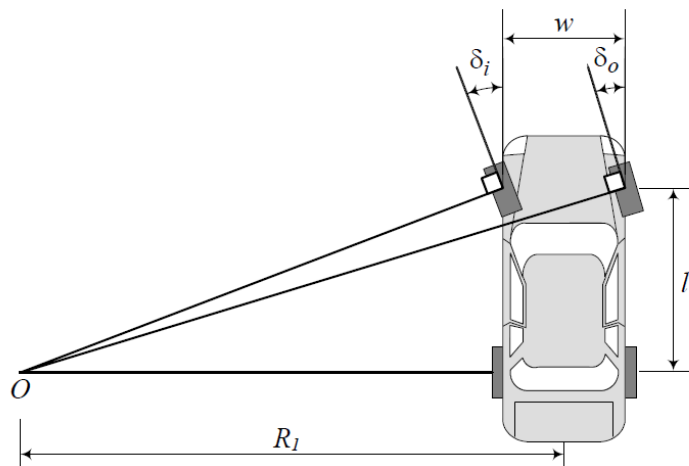


Fig.3.1. Automjeti me rrotët drejtuese të përparme dhe kushti i Ackerman-it

¹Ackerman, 2010, "Steering

Dynamics" http://www.idsc.ethz.ch/Courses/vehicle_dynamics_and_design/11_0_0_Steering_Theory.pdf

Distanca në mes akseve të rrotave drejtuese shënohet me w dhe quhet gjurmë-trajektore, kurse distanca në mes aksit drejtues të përparëm dhe atij të pasëm shënohet me l dhe quhet distanca midis akseve (wheelbase).

Gjurma w dhe wheelbase l , konsiderohen si gjerësi dhe gjatësi kinematike të automjetit.

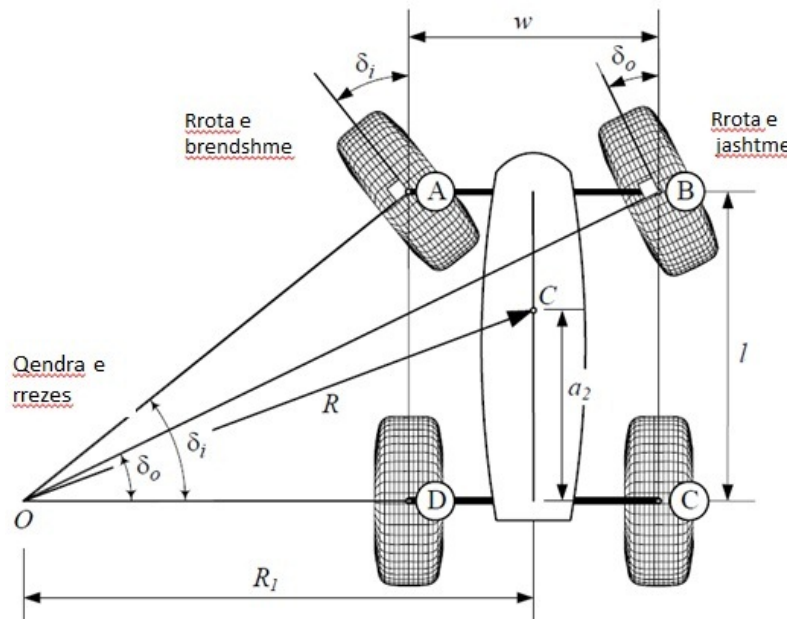


Fig.3.2. Automjeti me rrotën e përparme drejtuese dhe këndi i jashtëm dhe brendshëm i kthimit²

Qendra e masës së automjetit lëvizë sipas një trajektore në formë rrethore me rreze R :

$$R = \sqrt{a_2^2 + l^2 \cot^2 \delta}$$

ku δ – është mesatarje aritmektike e këndeve δ_o dhe δ_i .

Këndi δ është i njëjtë edhe për modelin e mjetit një-gjurmësh, biçikletës, nëse l dhe R janë të njëjtë.

Për të vërtetuar shprehjet e mësipërme, bazohemi në kushtin e Ackermanit: të gjitha vijat normale me rrotën e automjetit, duhet të priten në një pikë, për të realizuar kthimin e dëshiruar.

Bazuarnë fig.3.2 mund të shkruajmë shprehjet:

Sipas trekëndëshave OAD dhe OBC, kemi

$$\tan \delta_i = \frac{l}{R_1 - \frac{w}{2}}$$

$$\tan \delta_o = \frac{l}{R_1 + \frac{w}{2}}$$

duke eliminuar R_1

²Reza N. Jazar, Vehicle Dynamics:Theory and Applications, 2008

$$R_1 = \frac{w}{2} + \frac{l}{\tan \delta_i} = -\frac{w}{2} + \frac{l}{\tan \delta_0}$$

fitojmë shprehjen për kushtin e Ackermanit, që është një lidhje direkte ndërmjet δ_0 dhe δ_1 :

$$\cot \delta_0 - \cot \delta_i = \frac{w}{l}$$

Për të definuar rrezën e kthimit të automjetit, marrim për bazë modelin e kthimit të biçikletës (fig.3.3).

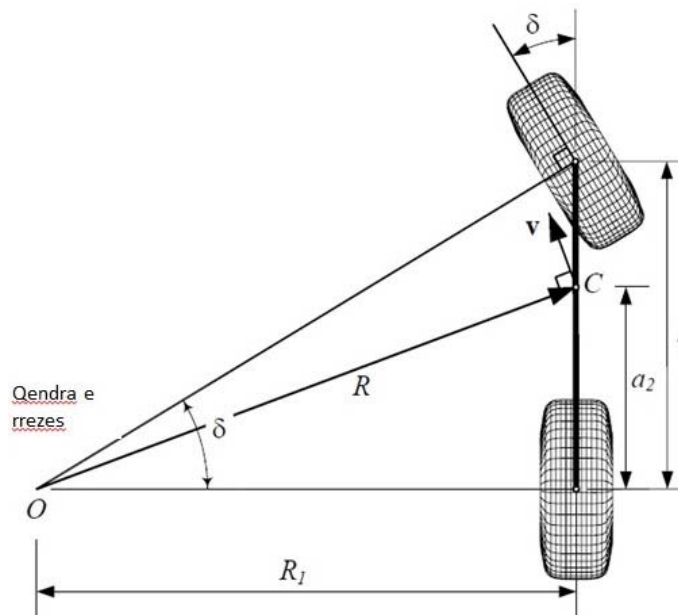


Fig.3.3. Modeli ekuivalent i biçikletës për automjetin me rrotën e përparme të kthimit

Rrezja e kthimit është normale me vektorin e shpejtësisë së qendrës së masave të automjetit. Duke shfrytëzuar gjeometrinë, kemi:

$$R^2 = a_2^2 + R_1^2$$

$$\cot \delta = \frac{R_1}{l} = \frac{1}{2}(\cot \delta_i + \cot \delta_0)$$

ku

$$R = \sqrt{a_2^2 + l^2} \cot \delta$$

Kushti i Ackerman-it, ndryshe quhet kushti kinematik i drejtimit, për shkak se në këtë kusht nuk kemi të bëjmë me balancim të forcave gjatësore dhe centrifugale. Po ashtu për shkak të shpejtësisë së vogël, këndet e rrëshqitjes së rrotëve janë zero.

Paisja që mundëson drejtimin sipas kushtit të Ackerman-it, quhet mekanizmi i Ackermanit, drejtimi i Ackermanit ose gjeometria e Ackermanit.

Në figurën në vijim fig.3.4 janë paraqitur vlerat e këndeve të kthimit të rrotëve drejtuese, për vlera të ndryshme të raportit w/l . Në këtë figurë shihet se me zvogëlimin e vlerës së raportit w/l , vlerat e këndeve të kthimit i afrohen njëra tjetrës.

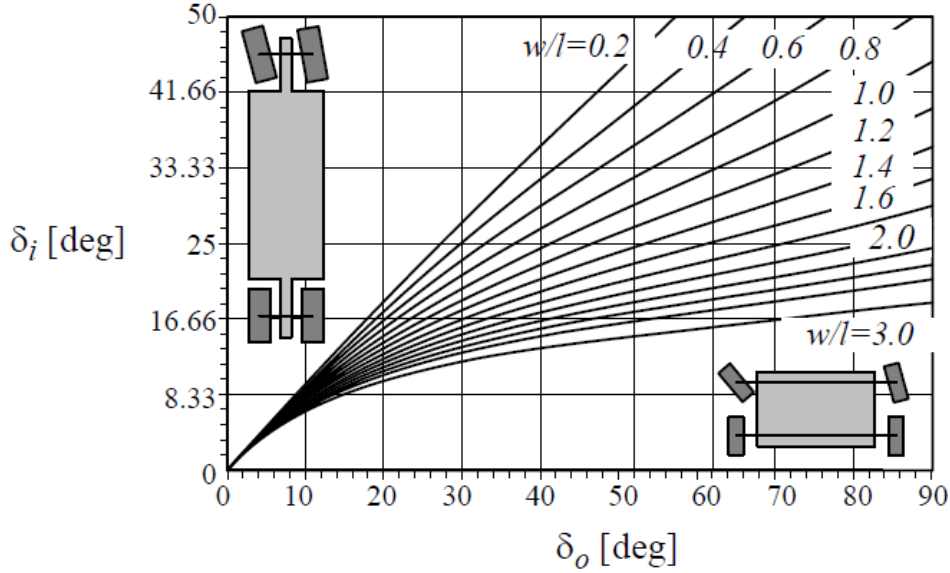


Fig.3.4. Ndikimi i raportit w/l , në kushtin e Ackermanit për automjetin me rrotët e përparme drejtuese

Shumica e automjeteve kanë vlera të ndryshme të gjurmëve në aksin e përparëm dhe të pasëm. Në kushtin kinematik të kthimit, gjithmonë i referohemi gjurmës së përparme, pasi që gjurma e pasme nuk ka efekt, tek automjetet me rrotë drejtuese të përparme.

3.1.1. Hapësira e nevojshme e kthimit

Njësoj sikurse këndet e kthimit të rrotëve që dallojnë i brendshëm nga i jashtëmi, ashtu kemi edhe diferencën e rrezes së kthimit. Rrezja R në kushtin kinematik i referohet rrezes që përshkruan qendra e masës së automjetit. Përmes gjeometrisë së Ackerman-it, mund të përcaktojmë hapsirën e nevojshme të kthimit, apo rrezën e jashtme dhe të brendshme të kthimit.

$$R_{Max} = \sqrt{(R_{min} + w)^2 + (l + g)^2}.$$

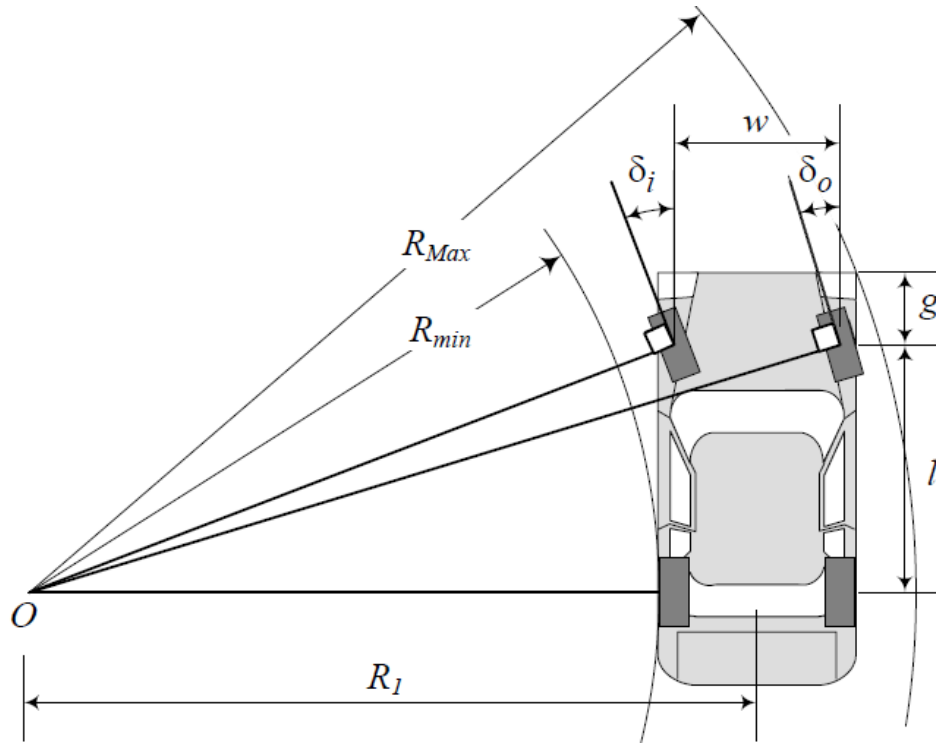


Fig.3.4 Hapsira e nevojshme e kthimit të automjetit me rrotë drejtuese të përparme

Hapsira e nevojshme për kthimin e automjetit, është një brez rrethi me gjerësi ΔR , i cili është në funksion të gjeometrisë së automjetit:

$$\begin{aligned}\Delta R &= R_{Max} - R_{min} \\ &= \sqrt{(R_{min} + w)^2 + (l + g)^2} - R_{min}\end{aligned}$$

ΔR , mund të llogaritet edhe sipas këndit të kthimit të rrotëve, duke zëvendësuar R_{min} :

$$R_{min} = R_1 - \frac{w}{2} = \frac{l}{\tan \delta_i} = \frac{l}{\tan \delta_o} - w$$

dhe fitojmë

$$\begin{aligned}\Delta R &= \sqrt{\left(\frac{l}{\tan \delta_i} + 2w\right)^2 + (l + g)^2} - \frac{l}{\tan \delta_i} \\ &= \sqrt{\left(\frac{l}{\tan \delta_o} + w\right)^2 + (l + g)^2} - \frac{l}{\tan \delta_o} + w.\end{aligned}$$

Në këtë shprehje është supozuar se gjerësia e gjurmës dhe gjerësia e automjetit janë të njëjta. Gjithmonë gjerësia e automjetit w_v , është më e madhe se gjerësia e gjurmës w :

$$w_v > w$$

3.1.2 Sistemi trapezoidal i kthimit të rrotëve drejtuese

Sistemi trapezoidal i kthimit të rrotëve drejtuese, përbëhet nga katër shufra simmetrike të lidhura midis tyre. Parametrat karakteristik të sistemit trapezoidal janë: këndi β dhe gjatësia e zhvendosjes së krahut d .

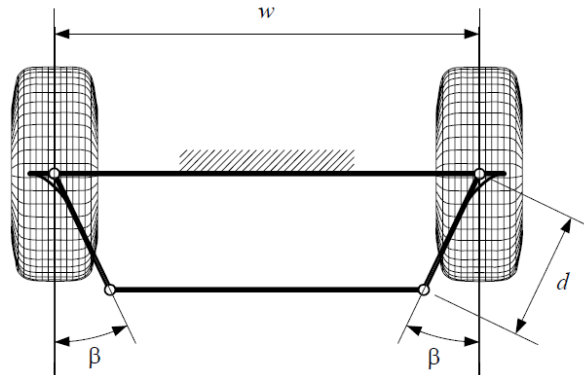


Fig.3.5 Mekanizmi trapezoidal i drejtimit

Paraqitja e mekanizmit të drejtimit trapezoidal në fig.3.6, paraqet këndet e kthimit të rrotëve δ_o dhe δ_i . Relacioni në mes këndit të brendshëm dhe të jashtëm të kthimit të mekanizmit trapezoidal, është:

$$\sin(\beta + \delta_i) + \sin(\beta - \delta_o) = \frac{w}{d} + \sqrt{\left(\frac{w}{d} + 2 \sin \beta\right)^2 - (\cos(\beta - \delta_o) - \cos(\beta + \delta_i))^2}$$

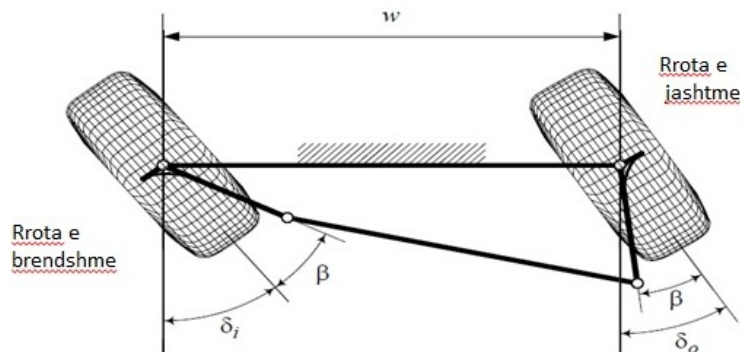


Fig.3.6 Konfiguracioni i drejtimit të mekanizmi trapezoidal të drejtimit

Për të provuar këtë shprehje, shfrytëzojmë gjeometrinë nga fig.3.7

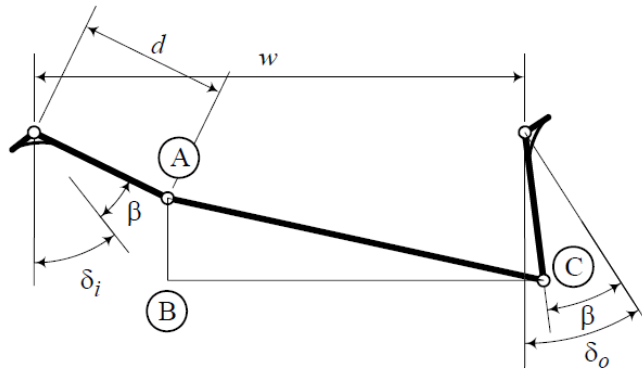


Fig.3.7 Trekëndëshi trapezoidal i drejtimit ABC

$$(w - 2d \sin \beta)^2 = (w - d \sin(\beta + \delta_i) - d \sin(\beta + \delta_o))^2 + (d \cos(\beta - \delta_o) - d \cos(\beta + \delta_i))^2$$

Për të patur një pasqyrim më real të sistemeve të drejtimit, në vijim do të paraqesim krahasimin midis gjeometrisë së Ackermanit dhe gjeometrisë trapezoidale.

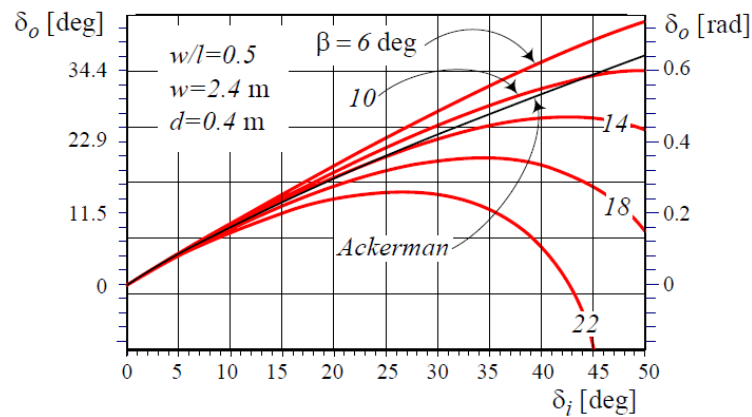


Fig.3.8. Krahasimi i mekanizmit trapezoidal të drejtimit me atë të Ackermanit

Kapitulli IV

SISTEMET ELEKTRONIKE TË KONTROLLIT TË AUTOMJETIT

4.1. Sistemi elektronik i kontrollit të frenimit (ABS)

ABS (Anti Lock Braking System), është krijuar dhe zhvilluar me qëllim të parandaloj bllokimin e rrotëve të automjetit gjatë frenimit të vullshëm – intensiv. Sistemet moderne të ABS jo vetëm që mundsojnë të parandalojnë rrotët nga bllokimi, por gjenerojnë forcë maksimale të frenimit në rrotë duke parandaluar rrëshqitjen gjatësore nga kalimi i vlerave optimale.

Bllokimi i rrotëve gjatë frenimit redukton forca e frenimit të gjeneruar në rrotë dhe zgjat kohën e ndaljes së automjetit. Po ashtu bllokimi i rrotëve të përparme pamundëson drejtuesin të mbajë drejtimin e lëvizjes derisa ai të ndalet plotësisht.

Për të kuptuar ndikimin e rrëshqitjes gjatësore në forcën e frenimit, marrim parasysh karakteristikat e forcave në rrota sipas figurës (4.1). Sipas figurës, rezultatja e forcave gjatësore në rrota rritet në mënyrë lineare me rrëshqitjen për rrëshqitje të vogla. Arrin maksimumin për vlerat e rrëshqitjes në mes 0.1 dhe 0.15. Pas këtyre vlerave të rrëshqitjes, rezultatja e forcave në rrota zvoglohet dhe vazhdon në vlera konstante.

Nëse drejtuesi shtyp frenin me forcë, rrotët do të ngadalsojnë në mënyrë të konsiderueshme më shpejt se automjeti, çka rezulton me një vlerë të lartë të rrëshqitjes. Megjithatë, sipas përshkrimit të mëposhtëm, vlerat më të larta se ato optimale të rrëshqitjes, rezultojnë me reduktim të forcës së frenimit. Automjeti i nevojitet më tepër kohë për ndalje, nëse vlerat e rrëshqitjes kalojnë vlerat optimale. Zgjidhja ABS është për të parandaluar krijimin e “përdredhjes “ së tepruar në rrotë gjatë frenimit, me ç’rast rrëshqitja nuk kalon vlerën optimale. Kjo gjë po ashtu parandalon ose vonon bllokimin e rrotëve duke rritur drejtueshmërinë e automjetit gjatë frenimit.

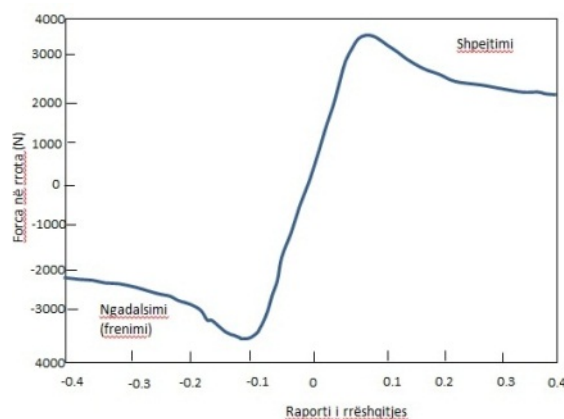


Fig.4.1. Ndryshimi i rrëshqitjes

Diagramet e simulimit në vazhdim demonstrojnë konsekuencat negative të frenimit të vullshëm. Figurat 4.2 dhe 4.3 paraqesin shpejtësinë e automjetit dhe rrëshqitjen gjatë frenimit të vullshëm. Siç shihet në figurën 4.3, rrotët bllokohen gjatë frenimit dhe se vlera e rrëshqitjes -1, arrihet vetëm 1sek pas inicimit të frenimit. Përderisa rrotët ndalen brenda 1sek, automjeti nuk ndalet, por vetëm arrihet reduktim i shpejtësisë nga 30 m/s në 13 m/s gjatë 12 s.

Figurat 4.3 dhe 4.4 paraqesin rrëshqitjen dhe shpejtësin e automjetit gjatë frenimit të reduktuar – në kufirin e bllokimit të rrotëve. Siç shihet në figurën 4.3 rrëshqitja është mbajtur në vlerën 0.09, e cila është afër vlerës optimal 0.1. Rrotët nuk bllokohen, figura 4.4, çka mundëson drejtimin e automjetit gjatë frenimit. Poashtu, shpejtësia e automjetit reduktohet nga 30 m/s në 2 m/s brenda 12s. Kështu reduktimi i konsiderueshëm në shpejtsinë e automjetit fitohet duke kufizuar madhësinë e përdredhjes në frenim e cila ushtrohet në rrota.

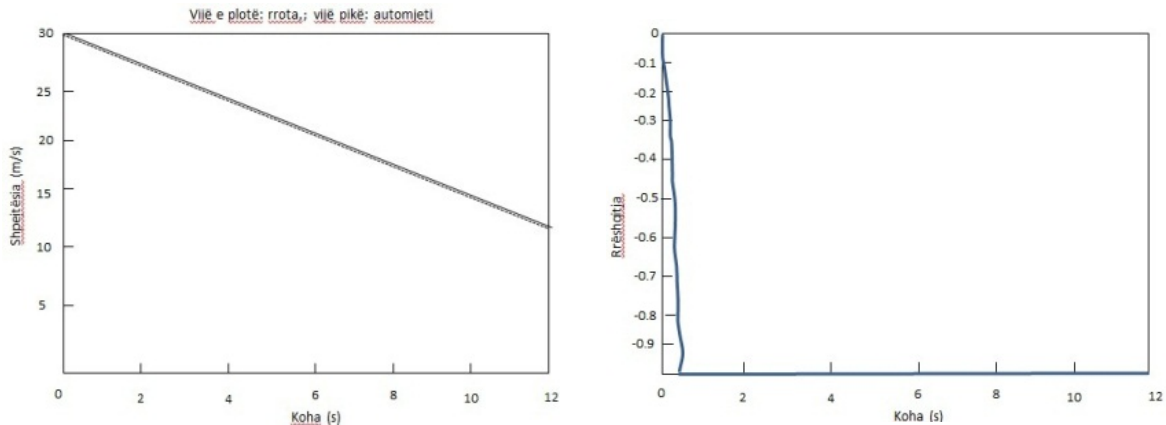


Fig.4.2 Shpejtësia e automjetit dhe rrotës së automjetit, Fig.4.3.Paraqitja e rrëshqitjes

4.1.1.Funksionimi i ABS

Qëllimi themelor i ABS është të mbajë ose të lirojë presionin e frenimit në rrota nëse ka një rrezik që rrotat të bllokohen. Në të njëjtën kohë, ABS duhet të lejojë përsëri frenimin, pasi që rreziku i bllokimit të rrotave është shmangur. Sistemi ABS mundet gjithashtu të mbajë ose të lëshojë presionin e frenimit në mënyrë që të mbajë rrëshqitja e rrotave të mos kalojë vlerën optimale.

Varësisht nga numri i rrotave që kontrollon, ABS mund të jetë i përbër nga katër transmetime- katër sensor, tre transmetime – tre sensor ose një transmetim – një sensor. Çdo transmetim që kontrollohet nga ABS, ka një valvulë. Varësisht nga pozicioni i valvulës, presioni i frenimit në rrotë, mund të mbahet, lëshohet ose kontrollohet nga drejtuesi:

- kur valvula është hapur, presioni nga cilindri kalon drejtëpërdrejtë te frenat. Kjo lejon drejtuesin të kontrollojë frenat, duke lejuar madhësinë e dëshiruar të presionit të frenimit të ushtruar mbi frenat.

- kur valvula është e mbyllur ose bllokuar, freni është i izoluar prej cilindrit kryesor. Kjo gjë mundëson mbajtjen e presionit të frenimit dhe ndalon atë që të rritet edhe nëse drejtuesi shtyp pedalën e frenave më tepër.

- kur valvula është në pozicion shkarkimi (lirimi i fluidit), presioni në frena shkarkohet. Në këtë pozicion, jo vetëm që freni është i izoluar nga ndonjë veprim tjetër frenimi nga drejtuesi, por edhe madhësia e presionit të frenimit në rrota, reduktohet në mënyrë aktive.

Një problem madhor i sitemit ABS është se rrëshqitja e rrotave nuk mund të matet me sensor të lirë në një automjet të udhëtarëve. Shpesh here të vetmet matje të mundshme për

sistemin ABS, janë matjet e shpejtësive individuale të rrotës tek të katër rrotat. Algoritmet që përshtatin këto matje të shpejtësisë së rrotës për të parashikuar nëse rrotat do të bllokohen dhe për të parashikuar nëse rreziku i bllokimit është shmangur, duhet të përdoren.

4.1.2. Algoritmet bazuar në pragun e ngadalsimit

Një nga algoritmet më të shpeshta të ABS, është algortmi i bazuar në pragun e ngadalsimit (Bosch Automotive Handbook, 2000). Sinjali i ngadalsimit të rrotës është përdorur të parashikoj nëse rrota është afër bllokimit. Ngadalsimi i rrotës është definuar si prodhim i ngadalsimit këndor dhe rrezes efektive të rrotës.

Versioni më i shpeshtë i algoritmit të pragut të ngadalsimit, është përmbledhur në figurat 4.4 (Kienke & Nielsen, 2000 dhe Bosch Handbook, 2000).

Le të jetë a_R ngadalsimi i rrotës i definuar:

$$a_R = r_{ef} \omega_r,$$

ku,

- r_{ef} është rezja efektive e rrotës,
- ω_r ngadalsimi këndor i rrotës.

Le të jenë a_1 , a_2 , a_3 dhe a_4 vlerat e pragut të ngadalsimit, të gjitha këto pozitive. Kur drejtuesi shtyp pedalën e frenave, nëse ngadalsimi është më i vogël se a_1 (p.sh. $a_R > -a_1$), atëherë veprimi i frenimit nga drejtuesi kalon direkt në frena. Kur ngadalsimi kalon vlerën a_1 për herë të parë (p.sh. $a_R < -a_1$), veprimi i frenimit nga drejtuesi nuk kalon direkt te frenat. Në vend të kësaj presioni i frenimit është mbajtur konstant, në vlerën e arritur kur ngadalsimi kalon a_1 . Nëse ngadalsimi i rrotës vazhdon të rritet më tutje dhe kalon vlerën a_2 (p.sh. $a_R < -a_2$), atëherë presioni i frenimit në rrotë është zvogëluar. Kjo gjë do të parandalojë rritjen e mëtejshme të ngadalsimit dhe eventualisht fitimin e shpejtësisë nga rrota (nxitimi). Nëse ngadalsimi i rrotës në valvulë a_2 (p.sh. $a_R > -a_2$), ulja e presionit ndërpritet.

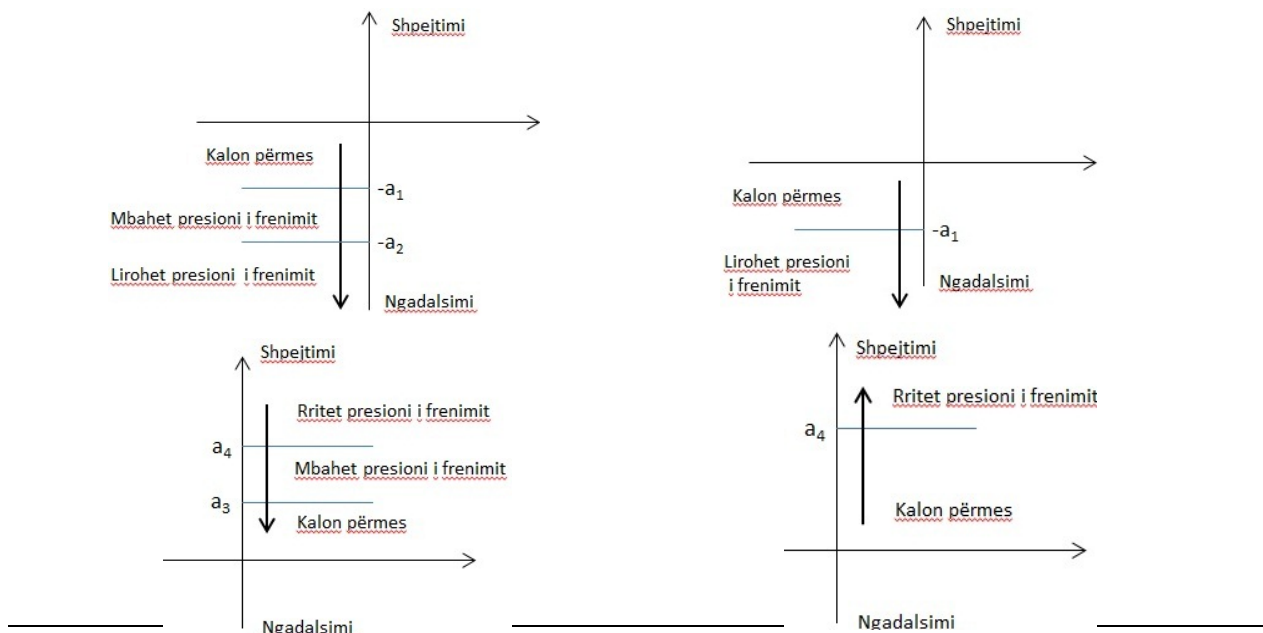


Figura 4.4. Parimi i ndryshimit të ngadalsimit

4.2. Sistemi mbajtës së automjetit brënda korsis (LKS, LDA)

Ndërrimet e korsis së lëvizjes, është shkaktari numër 1 në aksidentet me pasoja fatale në SHBA, dhe numërojnë 39% të aksidenteve me pasoja fatale. Sipas NHTSA, rezulton se më shumë se 1,575,000 aksidente në vit shkaktohen nga drejtuesit e hutuar, ku një përqindje e lartë i takon ndërrimit të korsis në mënyrë të pasigurt. Ndërrimi i korsis gjithashtu është indentifikuar nga NHTSA edhe shkak i rrokullisjes për automjete sportive dhe kamionë të lehtë.

Janë zhvilluar tre sisteme në industrinë automobilistike, që adresojnë problemin e ndërrimit të korsis:

- sistemi i paralajmërimit të ndërrimit të korsis (Lane Departure Warning System –LDWS),
- Sistemi i mbajtjes së automjetit në korsin (Lane Keeping System LKS) dhe
- Sistemi i kontrollit të stabilitetit të shmangies.

Numër i konsiderueshëm i hulumtimeve nga hulumtues universitar janë realizuar rreth këtyre sistemeve.

4.2.1 Sistemi i paralajmërimit të ndërrimit të korsis (LANE DEPARTURE WARNING SYSTEM –LDWS)

Sistemi LDW është system që monitoron pozicionin e automjetit në raport me korsin e qarkullimit dhe ofron paralajmërimin në rast se ndërrohet korsia. Shëmbull i LDW sistemit është AutoVue LDW zhvilluar nga “Iteris” inc., i paraqitur në figurën vijuese.

Paisja AutoVue është e vogël, njësi e integruar e përbërë nga një kamerë, kompjuter dhe softuerin, e cila vendoset në xhamin e përparëm, tabelën e instrumenteve ose në pjesën e sipërme (tavani). Sistemi është programuar të identifikojë dallimin në mes rrugës dhe shënimeve në rrugë (vijat e sinjalizimit). Kamera identifikon vijat e shiritit dhe procedon informacionin te njësia e kompjuterit, e cila kombinon të dhënat me shpejtësinë e automjetit. Duke shfrytëzuar softuerin për njohje të imazheve dhe algoritmet përkatëse, kompjuteri mund të parashikojë kur një automjet fillon të kryejë veprimin e ndërrimit të korsis (daljes nga korsia) në mënyrë të paparashikuar (duke mos pasur qëllim ndërrimin apo daljen nga korsia). Kur ky veprim ndodhë, njësia kontrolluese zakonisht emiton një efekt zanor, duke paralajmëruar drejtuesin për të bërë korektimin e lëvizjes së automjetit.

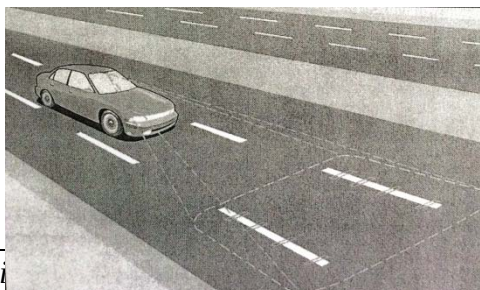


Figura 4.5. Parimi i funksionimit të LDW



Fig.4.6 Përbërja e sistemit AutoVogue

Sistemi AutoVue është publikuar që funksionon në mënyrë efektive gjatë ditës dhe natës si dhe pothuajse në të gjitha kushtet atmosferike kur vijat e shënimit të korsis janë të dukshme. Duke përdorur sinjalin e kthimit, sistemi është njoftuar se kthimi është i parashikuar dhe alarmi nuk aktivizohet. LDW i krijuar nga “Iteris” Inc. është duke u përdorur nga prodhuesit e kamionëve Mercedes dhe Freightliner. Poashtu përmes AssitWare dhe SafeTrac kanë arritur që të bëjnë si paisje opcionale në kamionët Kenworth.

4.3.1. Sistemi i kontrollimit të shmangjes (YAW ANGLE /YAW RATE)

Sistemet e kontrollit të automjetit që parandalojnë rrëshqitjen dhe sjelljen e automjetit janë zhvilluar dhe komercializuar nga prodhuesit e automjeteve. Sistemet e kontrollit të automjetit shpesh i referohen si sistemi i kontrollit të shmangies apo sistemi i kontrollit elektronik të stabilitetit.

Figura 4.7 në mënyrë skematike tregon funksionin e sistemit të kontrollit të shmangies. Në këtë figurë lakorja e poshtme tregon trajektoren që automjeti mund të ndjekë si përgjigje nga drejtimi i drejtuesit, nëse rruga është e thatë dhe ka koeficient të lartë fërkimi. Në këtë rast koeficienti i lartë i fërkimit mundëson forca gjatësore të nevojshme për të kaluar rrugën e lakuar (kthesë). Nëse koeficienti i fërkimit është i vogël ose shpejtësia e automjetit shumë e lartë, automjeti nuk do të mund ta përcjellë trajektoren e lëvizjes së kërkuar nga drejtuesi i automjetit- do të përshkruaj rrugën me një rreze të madhe të kthesës.

Funksioni i sistemit të kontrollit të shmangies, është të kthejë shpejtësinë këndore të automjetit për aq sa është e mundur në lëvizjen e parashikuar nga drejtuesit. Nëse koeficienti i fërkimit është i vogël, ndodh që nuk është e mundur që plotësisht të përcillet lëvizja e automjetit, sikurse në rastin kur lëvizë në koeficient të lartë të fërkimit, edhe përkundër aktivizimit të sistemit të kontrollit të shmangies.

Në këtë rast , sistemi pjesërisht e modifikon këndin e shmangies sa më afër të atij të pritur me drejtimin e dëshiruar të lëvizjes (lakorja e mesit në figurën 4.7).

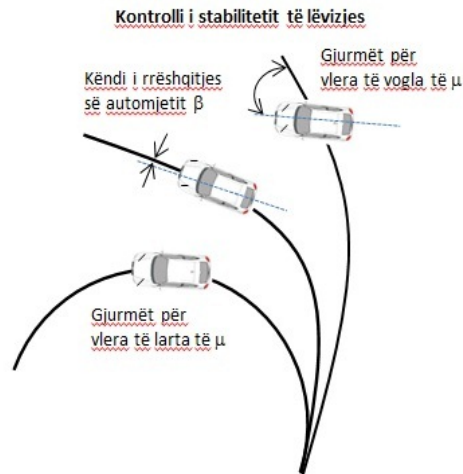


Figura 4.7. Funksionimi i kontrollit të shmangies

Shumë kompani prodhuese të automjeteve kanë analizuar dhe zhvilluar sistemet e kontrollit të shmangies, gjatë dhjetëvjeçarit të fundit, nëpërmjet simulimeve dhe automjeteve eksperimentale. Disa prej këtyre tipeve janë bërë pjesë e automjeteve të prodhuara. BMW ka përfshirë sistemin DSC3 (Leffler, 1998), Mercedes ka përfshirë, që është prezantuar në vitin 1995, Cadillac ka përfshirë Stabilitrack (Jost, 1996) dhe Chevrolet ka përfshirë sistemin Corvette Active Handling system (Hoffman, 1998).

Tre tipe të kontrollit të stabilitetit janë propozuar dhe zhvilluar për kontrollin e shmangies:

- Sistemi i Frenimit diferencial (Differential Braking), i cili rregullon sistemin e frenave ABS në automjet të mundësojë frenim diferencial në mes rrotëve të majta dhe djathta, për të kontrolluar momentin e shmangies,

- Sistemi Drejtimi sipas Telave (Steer-by-Wire), i cili modifikon këndin e drejtimit të dhënë nga drejtuesi, duke korrigjuar këndin e kthimit në rrota,

- Sistemi i shpërndarjes aktive të ngarkesës (Active Torque Distribution), i cili rregullon frenimin aktiv diferencial dhe teknologjinë e drejtimit të të gjitha rrotëve, në mundsinë e shpërndarjes së ngarkesës në secilën rrotë në mënyrë të pavarur, me ç'rast ofron kontroll aktiv për tërheqje dhe shmangie.

Sistemet e frenimit diferencial, më së shumti kanë tërhequr vëmendjen e hulumtuesve dhe janë implementuar nga shumë prodhues automjetesh. Sistemet Drejtimi-përmes-Telit kanë tërhequr vëmendjen e qarqeve akademike (Ackermann, 1994,1997). Sistemi aktiv i shpërndarjes së ngarkesës ka tërhequr vëmendjen e hulumtuesve dhe prodhuesve të automjeteve. Sipas ecurive, do të jenë sistemet e përfshira në automjetet e prodhuara.

4.4. Sistemi elektronik i kontrollit të stabilitetit (ESP)

Programi Elektronik i Stabilitetit të automjetit (Electronic Stability Programe), mund të gjindet me emërtime të ndryshme, por funksioni i tij është i njëjtë:

- kontrolli dhe mbajtja e vlerave brenda kufijëve
- këndit të rrëshqitjes së rrotëve dhe madhësisë së rrëshqitjes (Slip anle and slip ratio),
- madhësia e shmangies (yaw rate).

Mënyra e kontrollimit të këtyre parametrave, realizohet në tre forma, sikurse që realizohet frenimi, pasi që reagimi i ESP është i lidhur me sistemin e frenimit- ABS.

Për të pasur një pasqyrë sa më qartë, do të shqyrtojmë tre format e frenimit, duke filluar nga modeli i lëvizjes së automjetit (Rajesh Rajamni, 2008).

4.4.1. Sistemi i frenimit diferencial

Sistemi i frenimit diferencial zakonisht përdor solenoid (bobinë) të bazuar në modulatorët hidraulik për ndryshimin e presionit të frenimit në katër rrotët. Krijimi i frenimit diferencial duke rritur presionin në rrotët e majta në raport me rrotët e djathta, krijon momentin rreth aksit vertikal të automjetit, në kahun e kundërt të akrepave të orës. Gjithashtu, krijimi i frenimit diferencial duke rritur presionin në rrotët e djathta në raport me rrotët e majta, krijon momentin rreth aksit vertikal, në kahun e akrepave të orës.

Grupi i sensorëve të përdorur nga sistemi i frenimit diferencial, zakonisht përbëhet nga:

- katër sensorë të shpejtësisë së rrotëve,
- senori i madhësisë së shmangies,
- senzori i këndit të kthimit,
- akselerometër gjatësor, dhe
- senzori i presionit të frenimit.

4.4.1.1 Modeli i automjetit

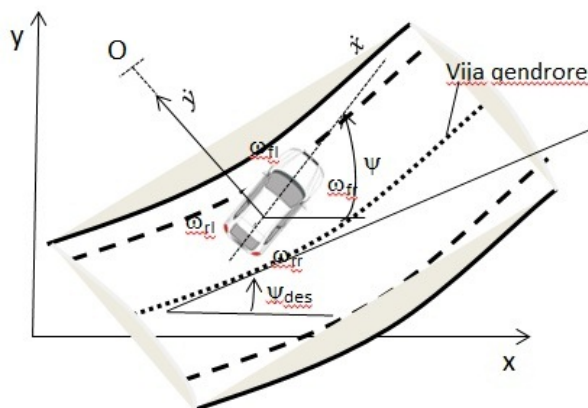


Fig 4.8. Modeli i automjetit të frenimi diferencial

Modeli i automjetit i përdorur për studimin e frenimit diferencial në aspektin e kontrollit të shmangies (stabilitetit të shmangies), zakonisht ka shtatë shkallë lirie (trup me shtatë shkallë lirie). Tre shkallë lirie paraqesin komponentet e shpejtësisë (gjatësore dhe tërthore) dhe madhësia e shmangies. Shpejtësia e katër rrotëve të automjetit, paraqet edhe katër shkallë lirie të trupit.

4.4.2. Ekuacionet e modelit të automjetit

Le të jetë δ , këndi i kthimi të rrotëve të përparme. F_{xfl} , F_{xfr} , F_{xrl} , dhe F_{xrr} , forcat gjatësore në rrota. F_{yfl} , F_{yfr} , F_{yrl} , dhe F_{yrr} , forcat tërthore në rrota. Tani mund të shtrojmë ekuacionet e lëvizjes së automjetit:

$$m \cdot \ddot{x} = (F_{xfl} + F_{xfr}) \cdot \cos \delta + F_{xrl} + F_{xrr} - (F_{yfl} + F_{yfr}) \cdot \sin \delta + m \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{y} \quad [4.1]$$

$$m \cdot \dot{y} = F_{yrl} + F_{yrr} + (F_{xfl} + F_{xfr}) \cdot \sin \sigma + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cdot \cos \sigma - m \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{x} \quad [4.2]$$

$$I_z \cdot \ddot{\psi} = l_f \cdot (F_{xfl} + F_{xfr}) \cdot \sin \sigma + l_f \cdot (F_{yfl} + F_{yfr}) \cdot \cos \sigma + \frac{l_w}{2} \cdot (F_{xrr} - F_{yrr}) + \\ + \frac{l_w}{2} \cdot (F_{xfr} - F_{xfl}) \cdot \cos \sigma + \frac{l_w}{2} \cdot (F_{xrr} - F_{xrl}) + \frac{l_w}{2} \cdot (F_{yfl} - F_{yfr}) \cdot \sin \sigma \quad [4.3]$$

Gjatësitë l_f dhe l_r paraqesin distancat nga qendra e gravitetit të automjetit deri te rrotët e përparme respektivisht të pasme, kurse l_w paraqet gjatësinë tërthore të automjetit – gjerësinë e gjurmëve të automjetit.

4.4.2.1. Këndi dhe madhësia e rrëshqitjes

Përcaktimi i këndit të rrëshqitjes së rrotëve të përparme realizohet si në vijim:

$$\sigma_f = \sigma - \frac{\dot{y} + l_f \cdot \dot{\psi}}{\dot{x}} \quad [4.4]$$

$$\sigma_r = \sigma - \frac{\dot{y} + l_r \cdot \dot{\psi}}{\dot{x}} \quad [4.5]$$

Madhësia e rrëshqitjes gjatësore, për secilën rrotë (4 rrotët), përcaktohet sipas ekuacioneve në vijim:

$$\sigma_x = \frac{r_{eff} \cdot \omega_w - \dot{x}}{\dot{x}} \quad \text{gjatë frenimit (ngadalsimit)} \quad [4.6]$$

$$\sigma_x = \frac{r_{eff} \cdot \omega_w - \dot{x}}{r_{eff} \cdot \omega_w} \quad \text{gjatë përsheptimit} \quad [4.7]$$

Përcaktimi i madhësisë së rrëshqitjes, për secilën rrotë përcaktohet përmes σ_{fl} , σ_{fr} , σ_{rl} dhe σ_{rr} .

4.4.2.2. Ekuacionet e kombinuara tërthore- gjatësore të modelit të rrotës

Modeli i rrotës, IDuggof, mund të përdoret për përcaktimin e forcave në rrota. Le të shënojmë me C_α , ngurtësinë e secilës rrotë dhe C_σ ngurtësinë gjatësore të rrotës. Atëherë forca gjatësore për secilën rrotë mund të llogaritet sipas formulës së Dugoff (Dugoff dhe të tjerë, 1969):

$$F_x = C_\sigma \cdot \frac{\sigma}{1+\sigma} \cdot f(\lambda) \quad [4.8]$$

kurse forca tërthore, jepet me shprehjen

$$F_y = C_\alpha \cdot \frac{\tan \alpha}{1+\sigma} \cdot f(\lambda) \quad [4.9]$$

ku λ , jepet me shprehjen

$$\lambda = \frac{\mu \cdot F_z \cdot (1+\sigma)}{2 \cdot \{(C_\sigma \cdot \sigma)^2 + (C_\alpha \cdot \tan \alpha)^2\}^{1/2}} \quad [4.10]$$

dhe

$$f(\lambda) = (2 - \lambda) \cdot \lambda \text{ nese } \lambda < 1 \quad [4.11]$$

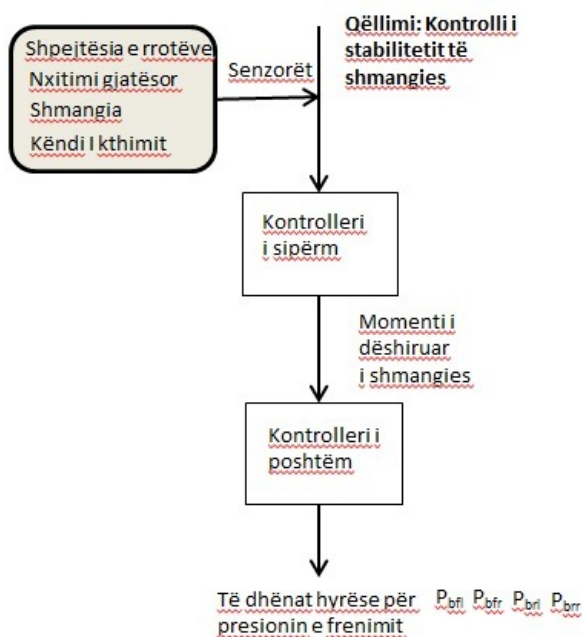
$$f(\lambda) = 1, \text{ nese } \lambda \geq 1 \quad [4.12]$$

F_z është forca vertikale në rrotë, kurse μ është koeficienti fërkimit rrotë – rrugë.

Duke shfrytëzuar ekuacionet (4.8), (4.9), (4.10), (4.11) dhe (4.12) mund të llogariten forcat gjatësore F_{xfl} , F_{xfr} , F_{xrl} , dhe F_{xrr} , dhe forcat tërthore F_{yfl} , F_{yfr} , F_{yrl} , dhe F_{yrr} . Duhet pasur në konsideratë që llogaritja e këndit të rrëshqitjes dhe madhësisë së rrëshqitjes për secilën rrotë duhet llogaritur sipas forcës gjatësore dhe tërthore për rrotën koresponduese.

4.4.2.3 Arkitektura e kontrollit

Arkitektura e sistemit të kontrollit të shmangies është e ndërtuar në formë hierarkike (figura 4.9). Kontrolleri i sipërm ka si objektiv të sigurojë kontrollin e stabilitetit të shmangies



dhe supozohet se mund të komandojë/realizojë vlerat e dëshiruara të momentit të shmangies. Kontrolleri i sipërm shfrytëzon të dhënat nga sensorët e shpejtësisë së rrotëve, sensorin e shmangies, akselerometri gjatësor dhe sensorin e këndit të kthimit të rrotëve. Shfrytëzimi i këtyre të dhënave dhe një rregulli të kontrollit, llogaritet vlera e dëshiruar e momentit të shmangies. Kontrolleri i poshtëm, siguron që vlerat e përcaktuara nga kontrollori i sipërm, janë arritur nga sistemi i frenimit diferencial. Kontrollori i poshtëm rregullon dinamikën e rrotëve dhe kontrollon presionin në çdo rrotë, me qëllim të arritjes së vlerës së dëshiruar të momentit të shmangies për automjetin.

Figura 4.9. Arkitektura e kontrollerit të shmangies

4.4.2.4 Vlera e dëshiruar e madhësisë së shmangies

Këndi i kthimit të rrotëve të automjetit, për kalimin e rrugës rrethore me rreze R , përcaktohet me shprehjen:

$$\delta_{ss} = \frac{l_f + l_r}{R} + K_v \cdot a_y \quad [4.13]$$

K_v , është gradient i nëndrejtimimit (understeer), dhe jepet me shprehjen:

$$K_v = \frac{l_r \cdot m}{2 \cdot C_{\alpha f} \cdot (l_f + l_r)} - \frac{l_f \cdot m}{2 \cdot C_{\alpha r} \cdot (l_f + l_r)}$$

ku $C_{\alpha f}$ dhe $C_{\alpha r}$ janë ngurtësitë e rrotave të përparme dhe pasme gjatë lëvizjes në kthesë.

Prandaj, qëndron relacioni në mes këndit të kthimit të rrotëve dhe rrezes së trajektores së automjetit:

$$\delta_{ss} = \frac{l_f + l_r}{R} + \left(\frac{m \cdot l_r \cdot C_{\alpha r} - m \cdot l_f \cdot C_{\alpha f}}{2 \cdot C_{\alpha f} \cdot C_{\alpha r} \cdot (l_f + l_r)} \right) \cdot \frac{V^2}{R} \quad [4.14]$$

dhe rrezja mund të paraqitet në varësi të këndit të kthimit:

$$\frac{1}{R} = \frac{\delta_{ss}}{l_f + l_r + \frac{m \cdot V^2 \cdot (l_r \cdot C_{\alpha r} - l_f \cdot C_{\alpha f})}{2 \cdot C_{\alpha f} \cdot C_{\alpha r} \cdot L}} \quad [4.15]$$

$L = l_f + l_r$, paraqet gjatësinë në mes aksit të përparëm dhe atij të pasëm.

Vlera e dëshiruar e madhësisë së shmangies për automjetin mund të përcaktohet nga këndi i kthimit të rrotëve, shpejtësia e automjetit dhe parametrave të automjetit, si në vijim:

$$\Psi_{des} = \frac{\dot{x}}{R} = \frac{\dot{x}}{l_f + l_r + \frac{m \cdot \dot{x}^2 \cdot (l_r \cdot C_{\alpha r} - l_f \cdot C_{\alpha f})}{2 \cdot C_{\alpha f} \cdot C_{\alpha r} \cdot L}} \cdot \sigma \quad [4.16]$$

$C_{\alpha f}$ dhe $C_{\alpha r}$ nga ekuacioni [4.16], paraqesin ngurtësinë në kthesë për secilën rrotë, duke pasur parasysh që në pjesën e përparme dhe të pasme kemi nga dy rrota. Në rast se ngurtësia në kthesë është e njëjtë për rrotët e përparme dhe pasme, atëherë kemi: $C_{\alpha f} = C_{\alpha r} = C_{\alpha}$.

4.4.2.5. Vlera e dëshiruar e këndit të rrëshqitjes anësore

Shprehja që paraqet gabimin e këndit të shmangies gjatë lëvizjes në kthesë është:

$$e_{2_{ss}} = -\frac{l_r}{R} + \frac{l_f}{2 \cdot C_{\alpha r} \cdot (l_f + l_r)} \cdot \frac{m \cdot V^2}{R} = -\frac{l_r}{R} + \alpha_r \quad [4.17]$$

dhe këndi i rrëshqitjes është:

$$\beta = -e_{2_{ss}} \text{ose}$$

$$\beta = \frac{l_r}{R} - \frac{l_f}{2 \cdot C_{\alpha r} \cdot (l_f + l_r)} \cdot \frac{m \cdot V^2}{R} \quad [4.18]$$

Kjo shprehje e këndit të rrëshqitjes anësore, është e bazuar në shpejtësinë e automjetit dhe rrezen e trjektores së lëvizjes. Kjo shprehje mund të shkruhet edhe në bazë të këndit të kthimit të rrotëve.

Nga ekuacioni [4.18], kemi:

$$\delta_{ss} = \frac{l_f + l_r}{R} + \left(\frac{m \cdot l_r \cdot C_{\alpha r} - m \cdot l_f \cdot C_{\alpha f}}{2 \cdot C_{\alpha f} \cdot C_{\alpha r} \cdot (l_f + l_r)} \right) \cdot \frac{V^2}{R},$$

prandaj rrezja e kthesës mund të shprehet

$$\frac{1}{R} = \frac{\delta_{ss}}{l_f + l_r + \frac{m \cdot V^2 \cdot (l_r \cdot C_{\alpha r} - l_f \cdot C_{\alpha f})}{2 \cdot C_{\alpha f} \cdot C_{\alpha r} \cdot L}}$$

Nga kombinimi i ekuacioneve [4.17] dhe [4.18], kemi:

$$\beta = \frac{1}{R} \cdot \left(l_r - \frac{l_f}{2 \cdot C_{\alpha r} \cdot (l_f + l_r)} \cdot m \cdot V^2 \right) \text{ose}$$

$$\beta = \frac{\sigma_{ss}}{l_f + l_r + \frac{m \cdot V^2 \cdot (l_r \cdot C_{\alpha r} - l_f \cdot C_{\alpha f})}{2 \cdot C_{\alpha f} \cdot C_{\alpha r} \cdot L}} \cdot \left(l_r - \frac{l_f}{2 \cdot C_{\alpha r} \cdot (l_f + l_r)} \cdot m \cdot V^2 \right),$$

ku pas thjeshtësimit, fitojmë shprehjen

$$\beta = \frac{l_r - \frac{l_f \cdot m \cdot V^2}{2 \cdot C_{\alpha r} \cdot (l_f + l_r)}}{l_f + l_r + \frac{m \cdot V^2 \cdot (l_r \cdot C_{\alpha r} - l_f \cdot C_{\alpha f})}{2 \cdot C_{\alpha f} \cdot C_{\alpha r} \cdot L}} \cdot \sigma_{ss} \quad [4.19]$$

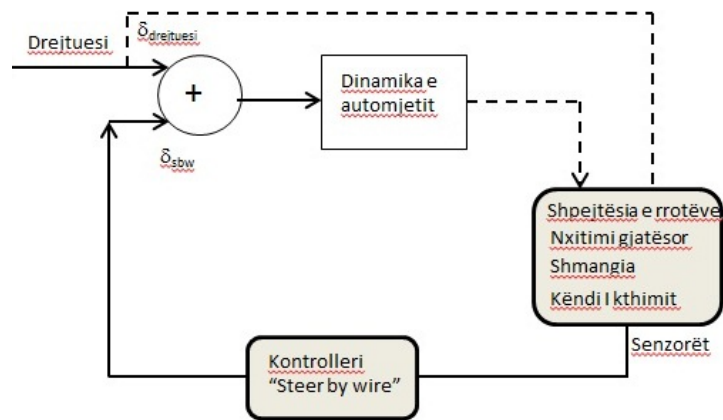
Në këtë shprehje supozohet se ngurtësia në kthesë e secilës rrotë të përparme është $C_{\alpha f}$ dhe secilës rrotë të pasme është $C_{\alpha r}$.

Ekuacioni [4.19] përshkruan vlerën e dëshiruar të rrëshqitjes anësore të automjetit në funksion të këndit të kthimit të rrotëve nga drejtuesi, shpejtësisë gjatësore dhe parametrave të automjetit.

4.4.3. Sistemi i drejtimit “ME TEL”

Në përdorimin e sistemit drejtimi-me-tel për kontrollin e stabilitetit të shmangies, këndi i kthimit të rrotëve të përparme është përcaktuar si shumë e dy komponenteve. Një komponent është përcaktuar direkt nga drejtuesi përmes timonit. Komponenta tjetër është vendosur nga

kontrolleri i “drejtimit-me-tel”, paraqitur në figurën 4.10. Me fjalë tjera kontrolleri i drejtimit-me-tel modifikon komandën e drejtimit të drejtuesit, me qëllim të parandalojë rrëshqitjen ose për të realizuar kontrollin e rrëshqitjes. Kjo duhet të realizohet në atë mënyrë që të mos ndërhyjë në reagimin e automjetit në përshkrimin e trajektores së dëshiruar nga drejtuesi.



Puna e rëndësishme në projektimin e sistemit drejtimi-me-tel për kontrollin e stabilitetit të automjetit është dokumentuar nga Ackerman dhe bashkëpunorët (Ackerman 1997 dhe Ackerman 1994).

Nënseksionet në vazhdim, përmbledhin sistemin e kontrollit drejtimi-me-tel, për automjetet me rrotët e përparme drejtuese, projektuar nga Ackerman (1997)

Figura 4.10 Sistemi i kontrollit “me tel”

4.4.3.1. Zgjedhja e rezultateve për zbërthim



Figura 4.11. Përcjellja e shtegut

Ashtu sic është përshkruar në Ackerman (1997), detyra primare e drejtuesit është “përcjellja e shtegut”. Në përcjelljen e shtegut (rrugës), automjeti konsiderohet si një pike e vetme me masë m në shtegun e dëshiruar të lëvizjes. Realizimi arrihet duke aplikuar nxitim tërthor a_{yp} të dëshiruar në masën m , me qëllim të riorientimit të vektorit të shpejtësisë së automjetit, i cili mbetet tangjent në shtegun e dëshiruar.

Drejtuesi i automjetit ka edhe një detyrë sekondare – “zbutjen e pengesave”. Kjo detyrë rezulton nga fakti që automjeti nuk është realisht një pikë me masë m , por ka një shkallë të dytë lirie, që është lëvizja e shmangies së automjetit. Le të jetë I_z – moment i inercisë së shmangies. Madhësia e shmangies së automjetit është kaluar jo vetëm nga nxitimi tërthor i dëshiruar ngadredjtuesi, por edhe nga moment i pengesave M_{zd} . Madhësia e shmangies e tejkaluar nga nxitimi tërthor është i pritshëm nga drejtuesi.

Prandaj, pengesat, siç janë goma e shfryrë dhe koeficient antimetrik i fërkimit në mes rrotëve të majta dhe djathta, shkakton momentin e pengesave M_{zd} , i cili krijon shmangie të lëvizjes të cilën drejtuesi nuk e parashikon.

Zakonisht drejtuesi duhet të kompensojë këto pengesa duke përdorur timonin. Kjo është detyrë e vështirë për drejtuesin, i cili nuk është i aftësuar për këtë kundërveprim, edhe po ashtu nga fakti që nuk ka matje të madhësisë së pengesave që shkakton shmangia e papritur, dhe si rezultat kemi vonesë në reagim. Shpesh herë duhet kohë që drejtuesi të kuptojë situatën dhe nevojën për reagim.

Në sistemin elektronik të kontrollit të stabilitetit Ackerman (1997), është përcaktuar që sistemi të kryejë këtë detyrë – zbutjen e pengesave, me çka drejtuesi është i koncentruar në detyrën e tij primare – “përcjelljen e shtegut”. Për këtë është e nevojshme të zërthehet dinamika e zbutjes së pengesave sekondare, në atë mënyrë që të mos ndikojë në dinamikën primare – të “përcjelljes së shtegut”. Sistemi automatik i kontrollit të madhësisë së shmangies nuk interferon me detyrën e përcjelljes së shtegut nga drejtuesi.

Në termat e sistemit të kontrollit kjo nënkupton që madhësia e shmangies Ψ , është e pavërejtur nga nxitimi tërthor a_{yp} . Dinamika e madhësisë së shmangies do të vazhdojë të varet nga nxitimi tërthor a_{yp} . Drejtuesi mund të kontrollojë automjetin në shtegun e dëshiruar, derisa automjeti të ketë madhësinë e shmangies për të përcjellur shtegun. Megjithatë madhësia e shmangies është e kontrolluar nga drejtuesi vetëm në mënyrë indirekte përmes nxitimit tërthor a_{yp} . Formalisht drejtuesi në mënyrë direkte është i penguar vetëm nga nxitimi tërthor. Të gjitha këto këto variojnë në varësi të shpejtësisë së automjetit dhe gjendjes së sipërfaqes së rrugës.

Për të sqaruar këtë zërrëthim, duhet gjetur përgjigjen: “në cilën pikë të automjetit, nxitimi tërthor mund të përdoret si rezultat.

Nxitimi tërthor në çdo pike të automjetit, gjëndet me shprehjen:

$$a_{yp} = a_{y_{cg}} + l_p \cdot \ddot{\Psi} \quad [4.20]$$

Ku $a_{y_{cg}}$ është nxitimi tërthor në qendrën e gravitetit të automjetit dhe l_p është distanca gjatësore nga pika P në drejtim të qendrës gravitetit të automjetit.

Derisa $a_{y_{cg}} = \frac{F_{yf} + F_{yr}}{m}$, kemi:

$$a_{yp} = \frac{1}{m} \cdot (F_{yf} + F_{yr}) + l_p \cdot \ddot{\Psi} \quad [4.21]$$

ose

$$a_{yp} = \frac{1}{m} \cdot (F_{yf} + F_{yr}) + l_p \cdot \frac{1}{l_z} \cdot (l_f \cdot F_{yf} - l_r \cdot F_{yr})$$

ose

$$a_{yp} = F_{yf} \cdot \left(\frac{1}{m} + \frac{l_p \cdot l_f}{l_z} \right) + F_{yr} \cdot \left(\frac{1}{m} - \frac{l_p \cdot l_r}{l_z} \right) \quad [4.22]$$

Zgjedhim pozicionin për rezultatin:

$$l_p = \frac{l_z}{m \cdot l_r} \quad [4.23]$$

Kjo zgjedhje e pozicionit të nxitimit tërthor siguron që nxitimi është i pavarur nga forca gjatësore e pasme F_{yr} . Këto paqartësi janë të shoqëruara me disa abstrahime të forcave në rrota dhe mund të fitohet ende zërrëthim i fuqishëm.

Me zëvendësimet nga ekuacionet (4.21) dhe (4.22) fitojmë:

$$a_{yp} = F_{yf} \cdot \left(\frac{1}{m} + \frac{l_f}{m \cdot l_z} \right)$$

$$a_{yp} = F_{yf} \cdot \left(\frac{l_r + l_f}{m \cdot l_r} \right) = \frac{L}{m \cdot l_r} \cdot F_{yf} \quad [4.24]$$

4.4.4 Kontrolli aktiv i transferimit të momentit në të gjitha rrotat

Sistemet e fundit të të gjitha rrotëve tërheqëse është i tillë, ashtu që transferimi i momentit në secilën rrotë mund të kontrollohet në mënyrë të pavarur. Moment i friksionit dysh-çift me ndikime diferenciale janë zhvilluar në vazhdimësi nga industria automobilistike, në të cilin momenti mund të transferohet në pjesën e jashtme dhe brendshme të rrotës me një shumëllojshmëri të raporteve diferenciale, sipas kërkesës nga një sistem aktiv i kontrollit (Sawasw dhe San,1999; Osborn dhe Shim, 2004).

Transferimi i momentit në mes rrotëve të përparme dhe të pasme mund të kontrollohet në mënyrë të ngjashme aktive duke përdorur një diferencial qëndror në rastin e transferimit. Duke kontrolluar në mënyrë aktive transferimin e momentit për të gjitha rrotët në mënyrë të

pavarur, mund të arrihet kontrolli i tërheqjes dhe stabilitetit i shmangies.

Kontrolli i stabilitetit të shmangies mund të arrihet gjatë nxitimit të automjetit, pa pasur nevojë të aktivizimit të frenimit diferencial, i cili do të rezultojë me uljen e nxitimit.

Figura 4-12 tregon tre tipe të ndryshme të sistemeve të kontrollit të stabilitetit të shmangies që mund të përdoren gjatë nxitimit të automjetit dhe karakteristikat respektive.

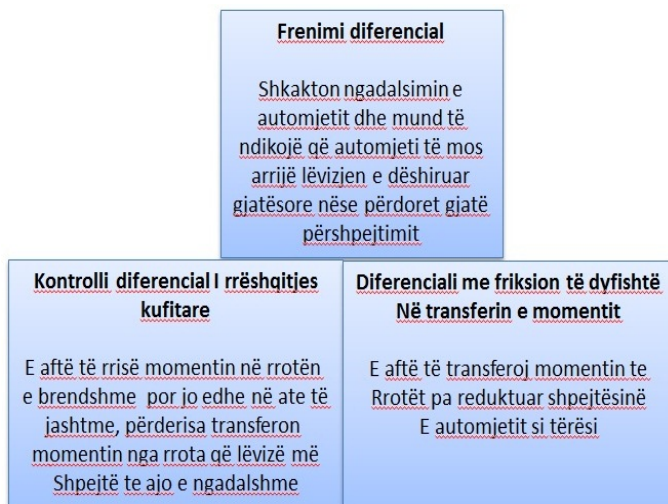


Fig.4.12. Tipet e kontrollit të stabilitetit

Kapitulli V

SHPEJTËSIA KUFITARE E RRËSHQITJES GJATË LËVIZJES SË AUTOMJETIT NË KTHESË

5.1 Koncepte kryesore

Gjatë lëvizjes në kthesë përveç forcave të cilat janë të njohura gjatë lëvizjes drejtëvizore, në automjet veprojnë edhe forcat tërthore të ashtuquajtura forca centrifugale.

Intensiteti i veprimit të kësaj force është në proporcion të drejtë me katrorin e shpejtësisë, ndërsa në proporcion të zhdrejtë me rrezen e kthesës. Kjo do të thotë se, nëse shpejtësia e lëvizjes është më e madhe, atëherë forca do të jetë dukshëm më e madhe ose, nëse kthesa është më e ashpër, forca gjithashtu do të jetë më e madhe.

Stabiliteti i automjeteve gjatë lëvizjes në kthesa studiohet nën kushtet e:

-mundësisë së rrokullisjes dhe

-mundësisë së rrëshqitjes së automjetit anash, d.m.th. automjeti shkëputet nga rruga.

Shumica e automjeteve personale janë të konstruara në atë mënyrë që momenti i stabilitetit dhe jostabilitetit është i tillë që automjeti më parë rrëshket se sa të rrokulliset. Tek automjetet e rënda, posaçërisht tek ato tek të mbingarkuara në lartësi, momenti i jostabilitetit mund të mbizotërojë momentin e stabilitetit dhe mund të vijë deri te rrokullisja.

Me qëllim të përmirësimit të kushteve të stabilitetit, rrugët në kthesa lëshohen (kanë pjerrësi) kah brendia e kthesës, ndërsa kjo pjerrësi tërthore e rrugës e rrit stabilitetin gjatë lëvizjes së automjetit.

Nëse forcat tërthore janë të mëdha, ndërsa forcat e fërkimit në sipërfaqe të rrugës të pamjaftueshme, siç ndodhë p.sh. në rrugën e rrëshqitshme, ato mund të mbizotërohen nga forca tërheqëse me ç'rast vihet deri te rrëshqitja tërthore e automjetit.

Rregullisht deri te rrëshqitja nuk vijnë në të dy boshtet njëkohësisht, ndërsa kjo në masë të madhe varet nga shpërndarja e peshës së automjetit, mënyrës së tërheqjes, gjëndjes së pneumatikëve dhe faktorëve tjerë. Sipas mënyrës së veprimit në kthesa dallohen disa raste karakteristike të rrëshqitjes së automjeteve gjatë lëvizjes në kthesë.

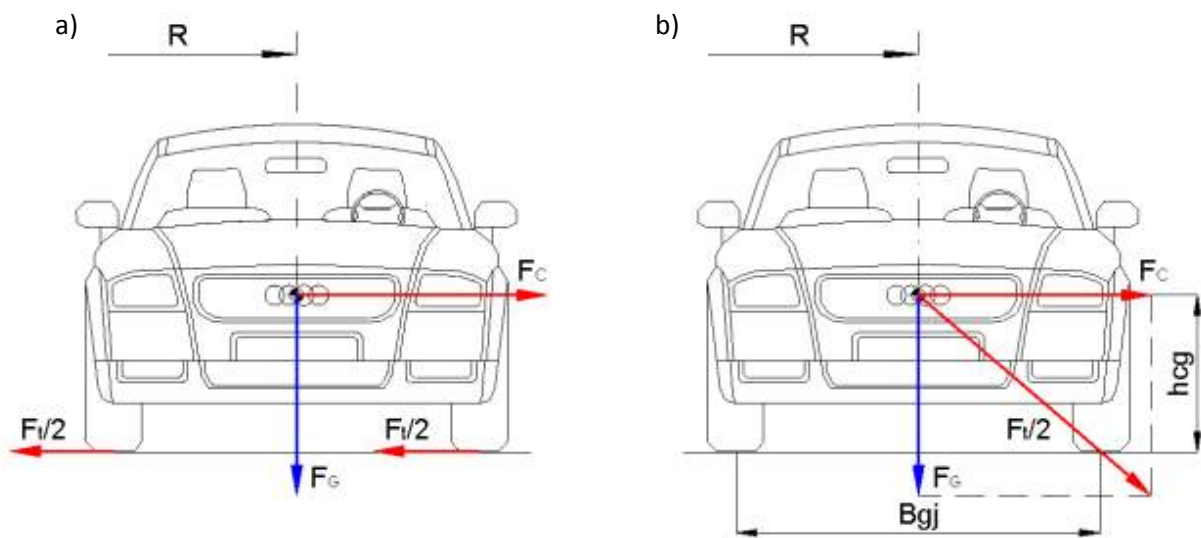
Rasti fillestar përfshinë ato automjete të cilat fillimisht vjen deri te rrëshqitja e boshtit të parë edhe atë në momentin e hyrjes në kthesë. Këto janë të gjitha ato automjete të cilat qendra e rëndesës është e zhvendosur para, pra ato të cilat kanë forcën tërheqëse me rrotat e para. Këto automjete janë jostabile gjatë hyrjes në kthesë, deri sa në brendi dhe në dalje të kthesës fitojnë stabilitet.

Nëse vjen deri te rrëshqitja e boshtit të parë, është e nevojshme që timoni të kthehet kah brendia e kthesës. Me rritjen e nxitimit automjeti me forcën tërheqëse në rrotën e parë në kthesë rrëshqet me pjesën e parë nga cepi i kthesës. Rregullisht, automjetet me forcën tërheqëse në rrotat e para kanë një stabilitet relativ, edhe pse ngasësi nuk ndërmerr kurrfarë drejtimi korrektues (nxitim apo ngadalësim).

Nëse automjeti ka motorin para, ndërsa forcën tërheqëse në rrotat e pasme, gjatë hyrjes me shpejtësi në kthesë (kryesisht në hyrje) shpesh vihet deri te rrëshqitja e boshtit të parë, ndërsa gjatë daljes deri te rrëshqitja e boshtit të pasëm. Kjo rrëshqitje rritet nëse i shtohet forca edhe në mënyrë të vullshme ndërrohet shpejtësia e lëvizjes.

Në këtë rast forcat tërheqëse dhe të frenimit në urën e pasme rezultojnë me humbjen e forcës tërheqëse të urës së pasme, me tendencë të rrëshqitjes në drejtim të cepit të jashtëm të kthesës.

Kjo e largon automjetin nga drejtimi i dëshiruar i lëvizjes dhe nevojitet një eksperiencë e madhe e drejtuesit në mënyrë që të stabilizojë automjetin. Sipas kësaj automjeti nuk do të dalë nga rruga nëse forca centrifugale gjatë shpejtësisë së caktuar në kthesë është më e vogël se forca e fërkimit e cila paraqitet ndërmjet pneumatikëve dhe sipërfaqes së rrugës (fig.5.1.a).



a) Forcat që veprojnë në automjet gjatë lëvizjes në kthesë – rasti i përqijthshëm

b) Forcat që veprojnë në automjet gjatë lëvizjes në kthesë – pika kritike

Fig.5.1.Lëvizja e automjetit në kthesë

Shpejtësia kufitare gjatë së cilës ende nuk ka rrëshqitje fitohet nga vlerat e forcës radiale të inercisë (centrifugale) dhe forcës së fërkimit. Nëse forca e inercisë për kthesë të caktuar është më e madhe se forcat anësore të fërkimit, automjeti nuk ka mundësi të lëvizë nëpër trajektoren e caktuar, mirëpo në mënyrë kontinue rrëshqet në drejtim të pjesës së jashtme të kthesës.

5.2 Caktimi i shpejtësis kufitare të lëvizjes së automjetit në kthesës në varësi nga mundësia e rrokullisjes

Automjetet me qendrën e lartë të rëndesës lehtë mund të rrokullisen në kthesa, pasi që forca centrifugale e inercisë do të rrokullisë automjetin rreth pikës kontaktuese. Kjo mund të ndodhë atëherë kur rezultantja e forcës së rëndesës dhe forcës centrifugale vepron jashtë pikës kontaktuese të rrotës dhe rrugës (fig.2.b).

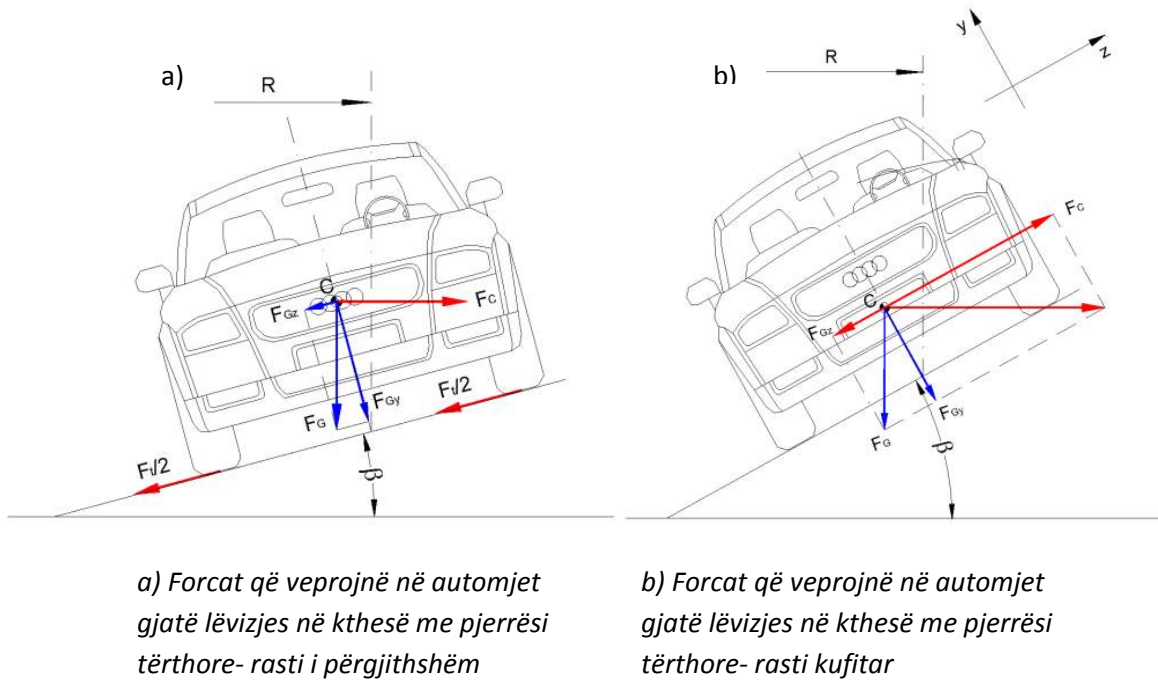


Fig.5.2.Lëvizja e automjetit në kthesë me pjerrësi

5.3. Lëvizja e automjetit në kthesës me pjerrësi tërthore të rrugës në varësi nga rrëshqitja dhe rrokullisja

Që automjeti të ndodhet në kufijtë e stabilitetit duhet që forca e fërkimit të jetë e barabartë me shumën e forcave anësore. Ndërsa, për të mos pasur rrëshqitje anësore në drejtim të rrezes së kthesës, duhet që shumta e forcave në drejtim të boshtit z me qenë më e vogël ose e barabartë me forcën e fërkimit.

$$\sum F_z = F_{c_z} - G_z - F_t = F_c \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta - F_t \leq 0 \quad [5.3]$$

$$F_c \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta \leq F_t$$

përkatesisht

$$Fc \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta \leq \mu_t \cdot (G \cdot \cos \beta + Fc \cdot \sin \beta) \quad [5.4]$$

$$\frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta \leq \mu_t \cdot \left(G \cdot \cos \beta + \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \cdot \sin \beta \right)$$

ku janë:

$$Fc_z = Fc \cdot \cos \beta = m \cdot a_n \cdot \cos \beta = m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \cos \beta = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \cos \beta \quad - \text{komponenta e forcës}$$

centrifugale në drejtim të boshtit z ,

$$Fc_y = Fc \cdot \sin \beta = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R} \cdot \sin \beta \quad - \text{komponenta e forcës centrifugale në drejtim të boshtit } y,$$

$$G_z = G \cdot \sin \beta \quad - \text{komponenta e peshës në drejtim të boshtit } z,$$

$$G_y = G \cdot \cos \beta \quad - \text{komponenta e peshës në drejtim të boshtit } y,$$

$$\beta \quad - \text{këndi i pjerrtësisë së rrugës},$$

$$\mu_t \quad - \text{koeficienti tërthor i fërkimit në mes të rrugës dhe rrotave}.$$

Nëse ekuacionin e fundit e pjesëtojmë me G dhe e shumëzojmë me g do të fitohet:

$$\frac{v^2}{R} \cdot \cos \beta - g \cdot \sin \beta \leq \mu_t \cdot \left(g \cdot \cos \beta + \frac{v^2}{R} \cdot \sin \beta \right) \quad [5.5]$$

Në vijim shumëzojmë me R dhe pjesëtojmë me $\cos \beta$

$$v^2 - g \cdot R \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \beta} \leq \mu_t \cdot \left(g \cdot R + v^2 \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \beta} \right) \quad [5.6]$$

$$\text{Pasi që } \frac{\sin \beta}{\cos \beta} = \operatorname{tg} \beta, \text{ ndërsa për paraqitjen e pjerrësisë së rrugës në përqindje përdorim}$$

$$\text{formulën } \operatorname{tg} \beta = \frac{P}{100}, \text{ ku } (P[\%]),$$

atëherë ekuacioni i mësipërm do të jetë:

$$v^2 - g \cdot R \cdot \operatorname{tg} \beta \leq \mu_t \cdot (g \cdot R + v^2 \cdot \operatorname{tg} \beta) \quad [5.7]$$

$$v^2 - g \cdot R \cdot \frac{P}{100} \leq \mu_t \cdot \left(g \cdot R + v^2 \cdot \frac{P}{100} \right) \quad [5.8]$$

Nga dy ekuacionet e fundit mund të nxjerrim shpejtësinë e automjetit për rrëshqitje për rastin kur është dhënë pjerrësia e rrugës përmes këndit të pjerrtësisë β si dhe për rastin kur është dhënë pjerrësia e rrugës në përqindje ($P[\%]$).

$$v_{resh} = \frac{V}{3.6} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\mu_t + tg\beta}{1 - \mu_t \cdot tg\beta}} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\mu_t + \frac{P}{100}}{1 - \mu_t \cdot \frac{P}{100}}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad [5.9]$$

Nëse rruga në kthesë është pa pjerrësi tërthore (këndi $\beta = 0$ dhe $P = 0\%$) atëherë shpejtësia e rrëshqitjes do të jetë:

$$v_{resh} = \frac{V}{3.6} = \sqrt{g \cdot R \cdot \mu_t} \left[\frac{m}{s} \right]^1 \quad [5.10]$$

Pasi që prodhimi $\varphi_2 \cdot tg\beta = \mu_t \cdot \frac{P}{100} \approx 0$ është shumë i vogël, atëherë në zgjidhjen e problemeve të kësaj natyre nuk e marrim parasysh, prandaj formula për shpejtësinë kufitare (maksimale) të hyrjes së automjetit në kthesa do të jetë:

- për rastin kur pjerrësia e rrugës është dhënë me këndin e pjerrtësisë β :

$$v_{resh} = \frac{V}{3.6} = \sqrt{g \cdot R \cdot (\mu_t + tg\beta)} \left[\frac{m}{s} \right] \quad [5.11]$$

- për rastin kur pjerrësia e rrugës është dhënë në përqindje ($P[\%]$).

$$v_{resh} = \frac{V}{3.6} = \sqrt{g \cdot R \cdot \left(\mu_t + \frac{P}{100} \right)} \left[\frac{m}{s} \right] \quad [5.12]$$

Shpejtësia kufitare e lëvizjes së automjetit në kthesë horizontale me rreze të njohur R dhe pjerrësi tërthore β , caktohet sipas shprehjes:

$$v_{resh} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\sin \beta + \mu_t \cdot \cos \beta}{\cos \beta - \mu_t \cdot \sin \beta}} \left[\frac{m}{s} \right]^2 \quad [5.13]$$

Shprehjen e lartshënuar mund ta paraqesim edhe në një formë tjetër:

$$v_{resh} = 3.13 \cdot \sqrt{\frac{R \cdot (tg\beta + \mu_t)}{1 - \mu_t \cdot tg\beta}} \left[\frac{m}{s} \right], \text{ respektivisht} \quad [5.14]$$

^{1,2}Dr. Franko ROTIM, Elementi Sigurnosti Cestovnog Prometa", Zagreb, 1997

$$v_{resh} = 11.27 \cdot \sqrt{\frac{R \cdot (tg\beta + \mu_t)}{1 - \mu_t \cdot tg\beta}} \text{ [km/h]} \quad [5.15]$$

Gjatë lëvizjes në kthesë automjeti nuk do të rrëshqasë nëse $ctg\beta$ është i barabartë ose më i madh se koeficienti tërthor i fërkimit μ_t . Shpejtësia kufitare e lëvizjes së automjeteve në kthesë, në varësit të rrokullisje përcaktohet nga shprehja në vijim (shih fig.5.3), duke plotësuar kushtin: momenti i forcës centrifugale të jetë më i vogël ose i barabartë se momenti i peshës së automjetit në lidhje me pikën B të kontaktit të rrotës me rrugën:

$$F_c \cdot \cos\beta \cdot h_{cg} - F_c \cdot \sin\beta \cdot \frac{B_{gj}}{2} \leq G \cdot \cos\beta \cdot \frac{B_{gj}}{2} + G \cdot \sin\beta \cdot h_{cg}$$

$$F_c \cdot (\cos\beta \cdot h_{cg} - \sin\beta \cdot \frac{B_{gj}}{2}) \leq G \cdot (\cos\beta \cdot \frac{B_{gj}}{2} + \sin\beta \cdot h_{cg}),$$

pas zëvendësimit të forcës centrifugale, fitojmë:

$$\frac{v^2}{g \cdot R} \cdot (\cos\beta \cdot h_{cg} - \sin\beta \cdot \frac{B_{gj}}{2}) \leq \cos\beta \cdot \frac{B_{gj}}{2} + \sin\beta \cdot h_{cg},$$

shprehjen e fituar e shumëzojmë me $g \cdot R$ dhe e pjesëtojmë me $\cos\beta$ dhe fitojmë:

$$v^2 \cdot (h_{cg} - tg\beta \cdot \frac{B_{gj}}{2}) \leq g \cdot R \cdot \frac{B_{gj}}{2} + g \cdot R \cdot tg\beta \cdot h_{cg}$$

$$v_{rrok} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (B_{gj} + 2h_{cg} \cdot tg\beta)}{2h_{cg} - B_{gj} \cdot tg\beta}} \text{ [m/s]} \quad [5.16]$$

ose

$$v_{rrok} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (\frac{B_{gj}}{2h_{cg}} + tg\beta)}{1 - \frac{B_{gj}}{2h_{cg}} \cdot tg\beta}} \text{ [m/s]}$$

Ekziston β_{min} - këndi i pjerrësisë tërthore për të cilin automjeti vihet në pozicionin kufitar të rrokullisjes me shpejtësi të caktuar të lëvizjes. Me rritjen e vlerës të këndit të pjerrësisë tërthore vihet deri te pjerrësia tërthore e rrugës në të cilën automjeti nuk do të rrokulliset edhe në kushte të lëvizjes me shpejtësi të madhe.

Vlerën kufitare të këndit e caktojmë përmes shprehjes:

$$tg\beta = \frac{2h_{cg}}{B_{gj}} \quad [5.17]$$

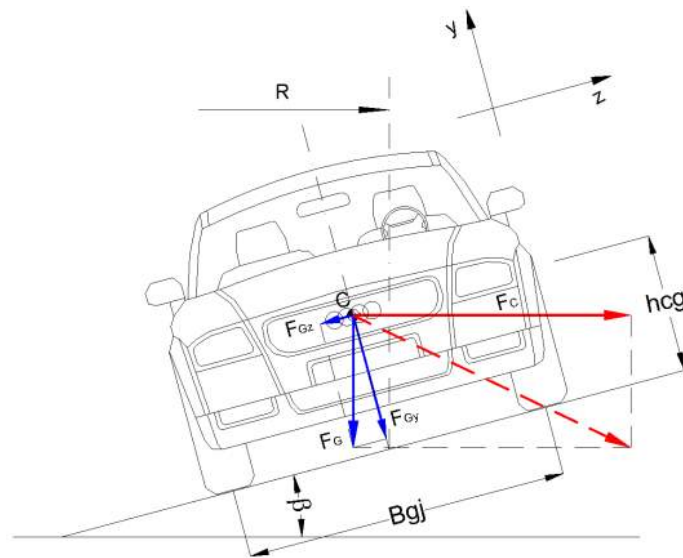
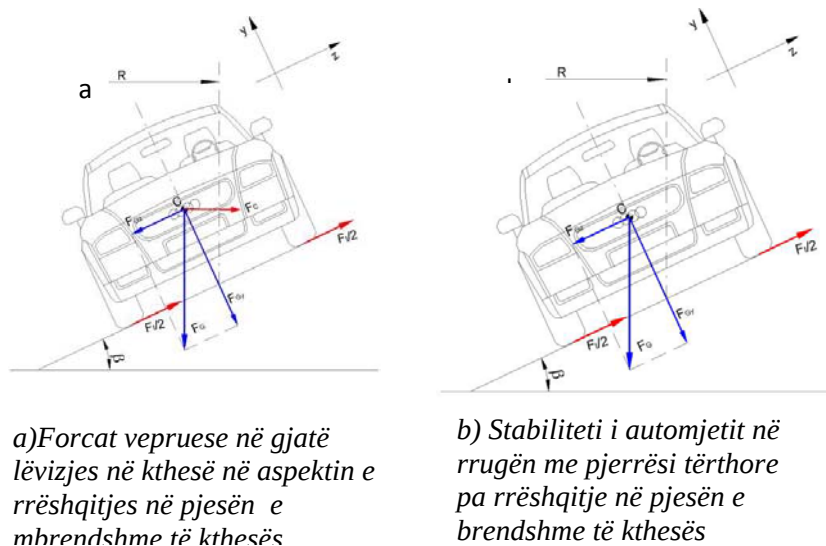


Fig.5.3 Shpejtësia kufitare e lëvizjes së automjetit në aspektin e rrokullisjes

Siç shihet vlerat kufitare të këndit varen nga distanca e gjurmëve të rrotave dhe nga lartësia e qendrës së rëndimit. Për llogaritje të sakta duhet të merret parasysh pozicioni i qendrës së veprimit të peshës (lartësia dhe distanca tërthore) pasi në përgjithësi nuk është konstante.

5.4. Shpejtësia kufitare e lëvizjes së automjetit në kthesën horizontale në varësi nga rrëshqitja në anën e brëndshme të kthesës



a) Forcat vepruese në gjatë lëvizjes në kthesë në aspektin e rrëshqitjes në pjesën e mbrendshme të kthesës

b) Stabiliteti i automjetit në rrugën me pjerrësi tërthore pa rrëshqitje në pjesën e brëndshme të kthesës

Nuk do të vijë deri te rrëshqitja e automjetit përgjatë pjesës së brëndshme të kthesës nëse forca e fërkimit tërthore është e mjaftueshme të mbajë automjetin në rrugë edhe të përballojë ndikimet e forcës centrifugale të inercisë.

Fig.5.4 Mbartja e automjetit përgjatë pjesës së brëndshme të kthesës

Shpejtësinë minimale kufitare të lëvizjes së automjetit në varësi nga rrëshqitja (mbartja) përgjatë pjesës së brëndshme të kthesës e caktojmë nëpërmjet shprehjes:

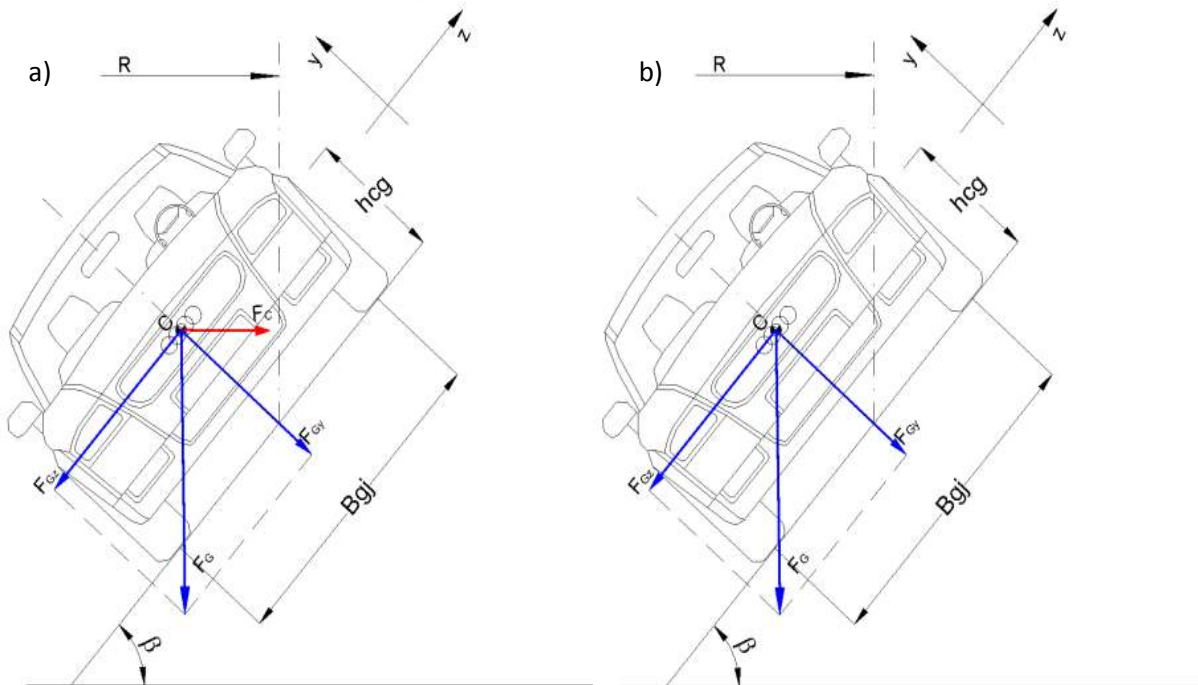
$$v_{resh.min} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (tg\beta - \mu_t)}{1 + \mu_t \cdot tg\beta}} [m/s] \quad [5.18]$$

Gjatë lëvizjes së automjetit në kthesë, nuk do të vijë deri te rrëshqitja përgjatë pjesës së brendshme të kthesës, nëse vlen barazimi:

$$\mu_t \geq tg\beta \quad [5.19]$$

5.5. SHpejtësia minimale kufitare e lëvizjes së automjetit në kthesën horizontale në varësi nga rrokullisja në anën e brëndshme të kthesës

Në kthesat me pjerrësi tërthore ekziston mundësia e rrokullisjes përgjatë brendisë (pjesës së brendshme) së kthesës gjatë shpejtësive të vogla.



a) Forcat vepruese në automjet gjatë lëvizjes në kthesë në aspektin e rrokullisjes përgjatë pjesës së brendshme të kthesës

b) Vlera kufitare e këndit të pjerrësisë tërthore, në rastin kur automjeti është në qetësi, në aspektin e rrokullisjes

Fig.5.5 Rrokullisja e automjetit përgjatë brendësisë së kthesës

Shpejtësia minimale –kufitare e automjetit ndaj rrokullisjes përgjatë brendësisë (pjesës së brendshme) së kthesës, përcaktohet përmes shprehjes:

$$v_{rrak} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (tg\beta - \frac{w}{2h_{cg}})}{\frac{w}{2h_{cg}} \cdot tg\beta + 1}} [m/s] \quad 3 \quad [5.20]$$

Në rastin kur automjeti gjendet në qetësi, këndi kufitar përgjatë të cilit vihet deri te rrokullisja e automjetit në rrugën me pjerrësi tërthore, përcaktohet përmes shprehjes:

$$tg\beta = \frac{w}{2h_{cg}} \quad [5.21]$$

Në rastin kur $tg\beta$ është më e madhe se shprehja $\frac{w}{2 \cdot h_{cq}}$, automjeti në qetësi nuk do të rrokulliset.

Siç shihet, gjatë lëvizjes së automjetit në kthesa ekzistojnë dy shpejtësi kufitare që përcaktojnë rrëshqitjen (mbartjen) e automjetit përgjatë pjesës së jashtme dhe brendshme të kthesës.

Këto janë $v_{\min}$ dhe $v_{\max}$ për pjerrësinë tërthore përgjegjëse të rrugës.

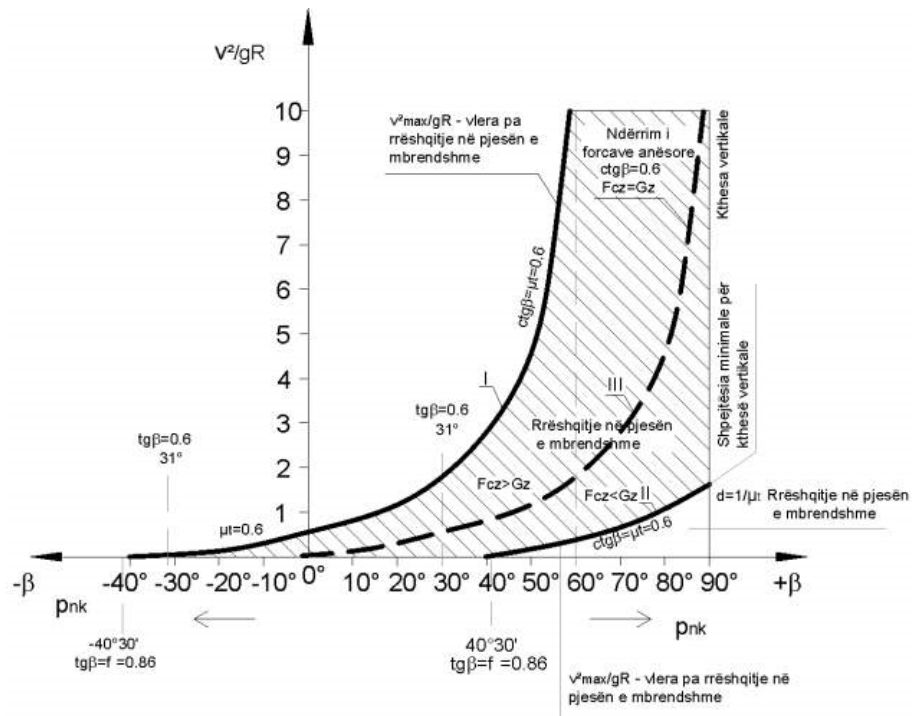


Fig.5.6 Lakorja kufitare në aspektin e lëvizjes së automjetit në kthesë me pjerrësi tërthore.

Me mbartjen e të dhënave në diagramë, fitojmë fushën në të cilën automjeti nuk do të rrëshkasë (mbartet) gjatë lëvizjes në kthesa. Nëse automjeti lëvizë më shpejt se shpejtësia kufitare, vihet deri te rrëshqitja – mbartja përgjatë pjesës së jashtme të kthesës, kurse në rastin e

³Dr. Franko ROTIM, *Elementi Sigurnosti Cestovnog Prometa*, Zagreb, 1997

lëvizjes së ngadalshme mund të vihet deri te rrëshqitja (mbartja) përgjatë pjesës së brendshme të kthesës.

Lakorja kufitare I ende siguron lëvizje të automjetit pa rrëshqitje – mbartje përgjatë pjesës së jashtme të kthesës me shpejtësi $v_{\max}$ edhe për vlerën:

$$\operatorname{ctg} \beta = \mu_t \quad [5.22]$$

Shpejtësia më e vogël e rrëshqitjes – mbartjes përgjatë pjesës së brendshme të kthesës mund të shihet në lakoren II për vlerë të koeficientit tërthor të fërkimit $\mu_t = 0.6$, në vlerën bazë $\operatorname{tg} \beta = \mu_t$.

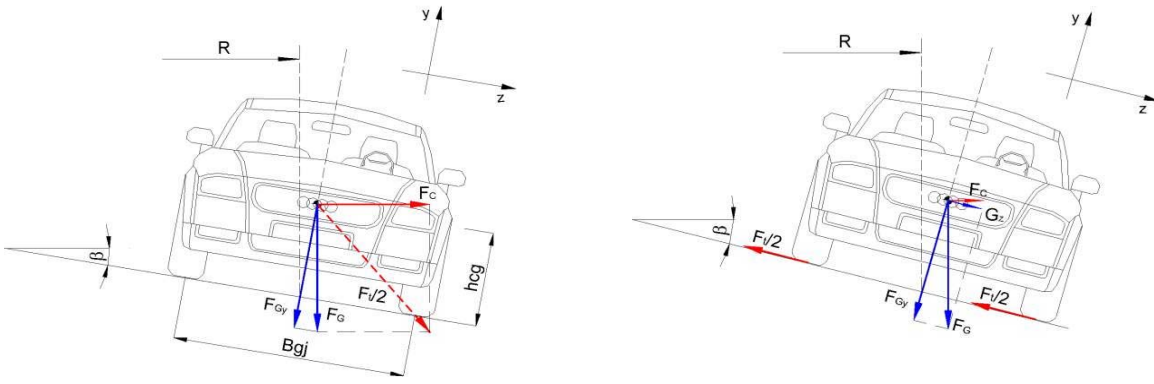


Fig.5.7 Lëvizja e automjetit në kthesë me pjerrësi tërthore negative. a) Forcat që veprojnë në automjet gjatë lëvizjes në kthesë- pika kritike e rrëshqitjes, b) Forcat që veprojnë në automjet gjatë lëvizjes në kthesë – pika kritike e rrokullisjes

5.6 SHpejtësia kufitare e lëvizjes së automjetit në kthesë me pjerrësi tërthore negative

Shpejtësia kufitare e lëvizjes së automjetit në kthesë me pjerrësi tërthore negative ndaj rrëshqitjes – mbartjes, përcaktohet përmes shprehjes:

$$v_{rresh} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\mu_t - \operatorname{tg} \beta}{1 + \mu_t \cdot \operatorname{tg} \beta}} \quad [m/s] \quad [5.23]$$

Shpejtësia kufitare e lëvizjes së automjetit në kthesë me pjerrësi tërthore negative ndaj rrokullisjes, përcaktohet përmes shprehjes:

$$v_{rrok} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot \left(\frac{B_{gj}}{2h_t} - \operatorname{tg} \beta\right)}{1 + \frac{B_{gj}}{2h_{cg}} \cdot \operatorname{tg} \beta}} \quad [m/s] \quad [5.24]$$

5.7 Caktimi i shpejtësisë kufitare të lëvizjes së automjetit në kthesë në mënyrë të shpejtë dhe të përafërt

Shprehja themelore e cila mundëson vlerën maksimale të shpejtësisë gjatë lëvizjes në kthesë, është:

$$v_{resh} = 11.27 \cdot \sqrt{R \cdot \frac{\mu_t + \tan \beta}{1 - \mu_t \cdot \tan \beta}} \quad [5.25]$$

Në vazhdim (fig.5.8 dhe 5.9) është dhënë diagrama për përcaktimin e shpejtësisë, e cila mund të realizohet gjatë lëvizjes në kthesë, në varësi të rrezes së kthesës – R, koeficientit tërthor të fërkimit - μ_t dhe pjerrësisë tërthore të rrugës - β .

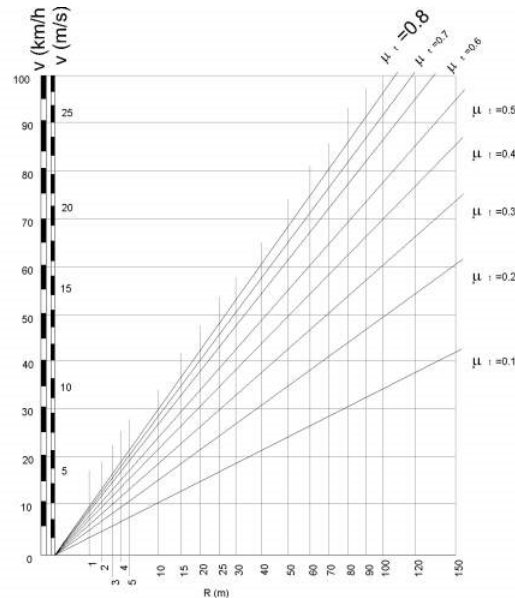


Fig.5.8 Diagrama për përcaktimin e shpejtësisë së lëvizjes së automjetit në kthesë

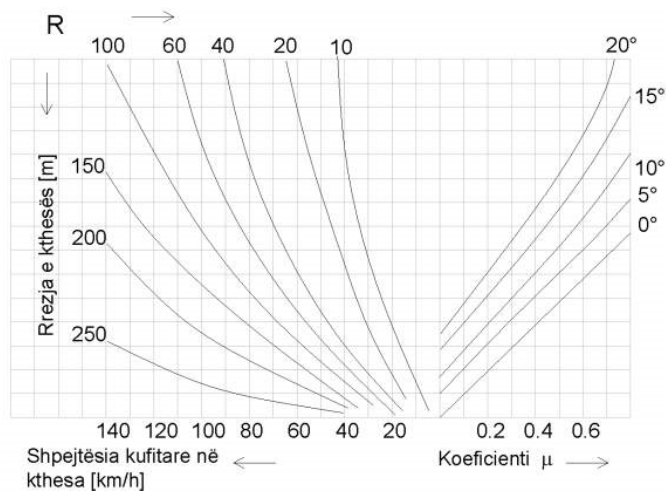


Fig.5.9 Diagrama për përcaktimin e shpejtësisë së lëvizjes së automjetit në kthesë

Nëse e anashkalojmë pjerrësinë tërthore të rrugës, shpejtësinë kufitare të lëvizjes në kthesë mund ta përcaktojmë përmes vlerës së koeficientit tërthor të fërkimit μ_t dhe vlerës së rrezës së kthesës, përmes njërës nga shprehjet e poshtëshënuara [5.26] dhe [5.27]:

$$v_{rresh} = 3.13 \cdot \sqrt{\mu_t \cdot R} = \sqrt{a_t \cdot R} \text{ [m/s]} \quad [5.26]$$

ose

$$V_{rresh} = 11.27 \cdot \sqrt{\mu_t \cdot R} = 3.6 \cdot \sqrt{a_t \cdot R} \text{ [km/h]}. \quad [5.27]$$

Nëse kemi të bëjmë me pjerrësinë tërthore të rrugës në kthesë, atëherë koeficienti tërthor i fërkimit i tërësishëm (plotë), përcaktohet përmes shprehjes:

$$\mu_{tt} = \mu_t + \tan \beta = \mu_t + 0.01 \cdot p_t \quad [5.28]$$

μ_{tt} – koeficienti tërthor i puthitjes i tërësishëm

p_t – pjerrtësia tërthore e rrugës [%]

5.8. Paraqitja grafike e varësis së shpejtësisë së rrëshqitjes dhe rrokullisjes nga parametrat ndikues

Duke njohur modelin analitik (shprehjet) për shpejtësinë kufitare të rrëshqitjes dhe rrokullisjes, mund të paraqesim edhe grafikisht varësin e shpejtësisë kufitare të rrëshqitjes dhe rrokullisjes nga parametrat ndikues.

Këtu do të paraqesim vetëm për një përfytyrim më real, pasi që paraqitjen grafike më hollësisht do të shqyrtojmë në kapitullin (6).

Paraqitjet grafike do të jenë në sistemin dydimensional dhe tredimensional.

5.8.1. Paraqitja grafike e shpejtësisë kufitare të rrëshqitjes nga parametrat ndikues

- Paraqitja grafike dydimensionale (varësia nga një parametër)

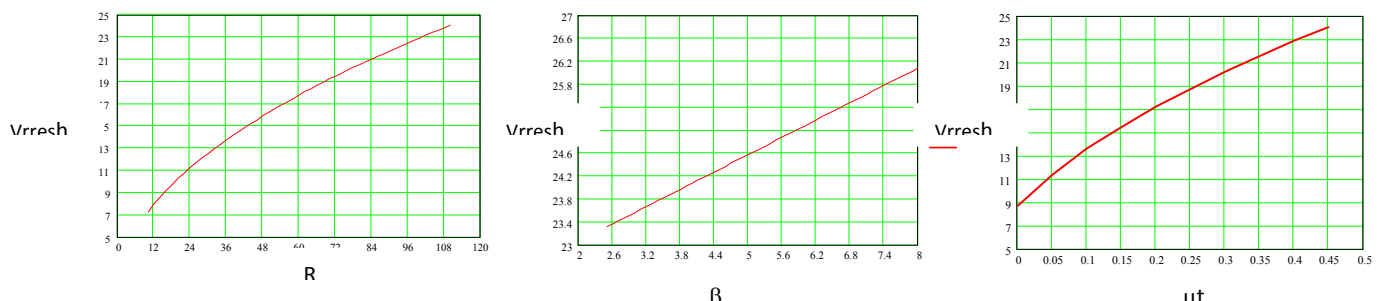


Fig.5.10 Paraqitja grafike e varësisë së V_{rresh} nga parametrat ndikues R, β, μ_t

- Paraqitja grafike tre dimensionale (varësia nga dy parametra)

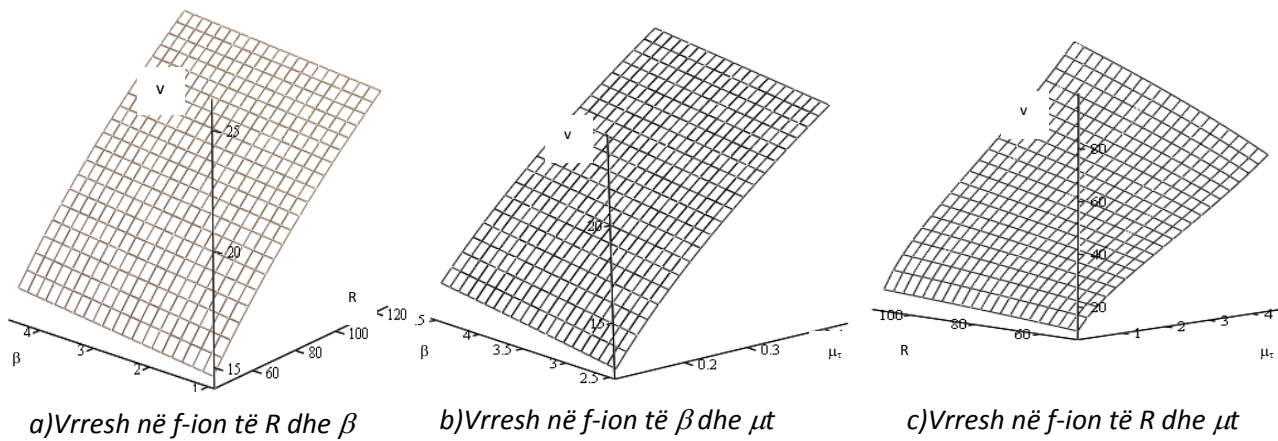


Fig.5.11 Paraqitja grafike e varësisë së V_{rresh} nga parametrat ndikues – tredimensionale

Kapitulli VI

ANALIZA E STABILITETIT TË AUTOMJETIT NË KTHESË BAZUAR NË VLERAT E NXITIMIT ANËSOR

6.1. Argumentimi i analizës -harta e rrezikut rrugor sipas kritereve të EuroRAP

Vlersimi i rrezikshmërisë së rrjetit rrugor mund të bëhet në sipas disa protokolleve të vlersimit. Fillestari apo ndër të parët që është aplikuar për vlersimin e rrezikshmërisë në rrugë duke krijuar hartat e rrezikut rrugor është protokoli sipas EuroRap (*Europaen Road Assessment Programme*).

Sipas EuroRAP¹, rreziku në rrugë paraqitet përmes:

Harta e rreziku individual: paraqet mundësinë e involvimit në një aksident me pasoja fatale apo lëndime serioze në raport me kilometrat e kaluara nga shfrytëzuesi,

Harta e rrezikut kolektiv: mënyra më e thjeshtë e paraqitjes së hartës së rrezikut kolektiv është densiteti apo numri i përgjithshëm i aksidenteve në një rrugë në raport gjatësinë e asaj rruge.

Me qëllim të krijimit të hartave të rrezikut rrugor, rruga ndahet në segmente:

-Ndarja tipike e segmenteve rrugore bëhet në 20 km distancë, të ndara në nyje apo kryqëzime. Këto segmente duhet të kenë volum të madh të trafikut brenda 24 h,

-Për segmentet me gjatësi më të shkurtër (deri 5 km) apo dhe nyjeve e udhëkryqeve, me volum të vogël të trafikut numri i aksidenteve varion vit pas viti, prandaj kriteret e vlerësimit të rrezikut duhet të ndryshohen pas çdo periode.

Pas ndarjes së segmenteve të rrugës, përcaktohen kriteret për vlerësimin e rrezikut dhe klasifikimi i rrjetit rrugor. Sipas kritereve të përcaktuara në vitin 2010, vlerësimi i rrjetit rrugor bëhej sipas tabelës së mëposhtme:

¹ The European Road Assessment Programme

Niveli i rrezikut 2010		Niveli i rrezikut 2020	
Niveli	Pragu i vlerave	Niveli	Pragu i vlerave
High	>28.40	High	>14.20
Med-high	16.71-28.40	Med-high	8.36-14.20
Med risk	9.71-16.70	Med risk	4.86-8.35
Low-med	2.41-9.70	Low-med	1.21-4.85
Low	0-2.40	Low	0-1.20

Fig.6.1. Kriteret e vlerësimit të nivelit të rrezikut në rrugë sipas EuroRAP (2010 dhe 2020)

Sipas kriterëve të vlerësimit të rrezikut rrugor nga EuroRAP në vitin 2010, rruga Nacionale N.25.2 (Prishtinë - Gjilan), për pjesën që shtrihet në rajonin e Prishtinës, kategorizohet në nivelin mesatar të rrezikut. Në përfundim të vitit 2017, sipas kriterëve të parapara për vlerësin në vitin 2020 nga EuroRAP, kjo pjesë e rrugës i ekspozohet nivelit të rrezikut të lartë (Tabela 6.1).

Tabela 6.1. Niveli i rrezikut rrugor në rrugën N.25.2 sipas kriterëve të viteve 2010 dhe 2020² (EuroRAP).

Rruga (emërtimi)	Gjatësia e rrugës [km]	Numri i aksidentëve (3 vite)	Raporti i rrezikut	Niveli i rrezikut kriteret e vitit 2010	Niveli i rrezikut kriteret për vitin 2020
N9- Prishtinë -Pejë	32.3	381	11.80	Mesatar	Mesëm lartë
N2-Ferizaj-Mitrovicë	33.7	291	8.64	Ulët mesatar	Mesëm lartë
N25.2 - Prishtinë-Gjilan	30.7	483	15.73	Mesatar	Lartë
N25- Prishtinë - Podujevë	41.4	876	21.16	Mesëm lartë	Lartë

Nëse i analizojmë kriteret dhe ndryshimin e niveleve të rrezikut, rezulton se në këtë pjesë të rrugës N.25.2 kemi rritje 2 nivele të rrezikut rrugor. Në vazhdim do të paraqiten në mënyrë skematike hartat e rrezikut rrugor sipas kriterëve të viteve 2010 dhe 2020 vlerësuar nga EuroRAP :

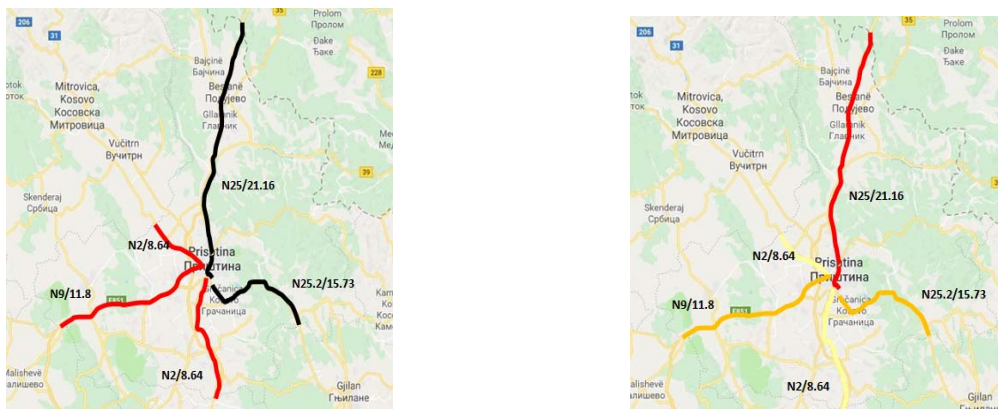


Fig.6.2. Harta e rrezikut rrugor sipas kriterëve EuroRAP (2010 dhe 2020). Rruga N.25.2

²World Health Organisation "Decade of Action for Road Safety 2011–2020"

Bazuar në këtë vlerësim kemi zgjedhur këtë pjesë të rrugës nacionale për analizë duke u bazuar në vlerat e nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë.

6.2. Lokacioni përzgjedhur për analizë

Pjesa e rrugës nacionale N.25.2 që shtrihet në rajonin e Prishtinës karakterizohet me kthesa të shumta, sidomos në pjesën e mesme të gjatësisë së saj. Aksidentet janë të shpeshta si dhe pasojat posaçërisht në kthesa. Në bazë të këtyre treguesve, kemi përzgjedhur dy kthesa për analizë, fillimisht duke bërë matjet topografike të dimensioneve të kthesave.



Fig.6.3. Lokacioni i kthesave të analizuara në rrugën nacionale Rruga N.25.2



Fig.6.4 Të dhënat e kthesave të analizuara në rrugën nacionale Rruga N.25.2

Në vijim do të paraqiten të dhënat e kthesave dhe karakteristikave të tyre.

6.2.1.Kthesa e parë

Drejtimi: Prishtinë -Gjilan



Drejtimi: Gjilan - Prishtinë

Kthesa e analizuar gjendet në rrugën rajonale që lidh Prishtinën me Gjilanin, pikërisht në intervalin e rrugës në mes fshatrave Mramor dhe Slivovë. Për shkak të përthyerjeve të terrenit rruga shtrihet përgjatë rrjedhës lumore.

Kthesa e analizuar ka dimensionet karakteristike:

- Rrezja e kthesës: $R=110$ [m],
- Gjerësia e rrugës në kthesë: $b=7.0$ [m] dhe
- Pjerrësia tërthore e rrugës: $i=6.14$ %.

Gjendja e sipërfaqes qarkulluese e rrugës është mesatare e përcjellur me plasaritje gjatësore në pjesën lidhëse në mes korsive qarkullues. Kthesa është e pajisur me sinjalizim horizontal dhe vertikal të mjaftueshëm për sinjalizimin dhe informimin e shfrytëzuesve të rrugës dhe garden elastike (mbrojtës anësor). Kthesat gjenden në mes kilometrave të 20 dhe 23 nga drejtimi i Prishtinës. Kufizimi i shpejtësisë së lëvizjes është 80 km/h.



Gjendja e sipërfaqes së rrugës dhe orientimi i pjerrësisë tërthore

6.2.2.Kthesa e dytë

Drejtimi: Prishtinë - Gjilan



Drejtimi: Gjilan - Prishtinë

Kthesa e analizuar gjendet në rrugën rajonale që lidh Prishtinën dhe Gjilanin, pikërisht në hyrje të fshatit Slivovë.

Kthesa e analizuar ka dimensionet karakteristike:

- Rrezja e kthesës: $R=130$ [m],
- Gjerësia e rrugës në kthesë: $b=6.50$ [m] dhe
- Pjertërsai tërthorë e rrugës: $i=4.75$ %.

Gjendja e sipërfaqes qarkulluese e rrugës është mesatare e përcjellur me plasaritje gjatësore në pjesën lidhëse në mes të shiritave qarkullues. Poashtu në sipërfaqe vërehet konsumimi i sipërfaqes qarkulluese, si rezultat i ngarkesës së rritur. Kthesa është e pajisur vetëm me sinjalizim horizontal. Kthesa është e pajisur në të dy anët me mbrojtëse anësore (garden elastik). Kufizimi i shpejtësisë së lëvizjes është 80 km/h.



Gjendja e sipërfaqes së rrugës dhe orientimi i pjerrësisë tërthore

6.3. Matjet e nxitimit anësorë të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë

Me qëllim të optimizimit të vlerave të parametrave ndikues në stabilitetin e automjetit gjatë lëvizjes në kthesë, janë realizuar matjet e nxitimit anësor. Matjet janë realizuar me ndihmën e paisjes XL Meter Pro Gama³, i destinuar për matjen e performancës së frenimit dhe nxitimit të automjetit.

Vlerat negative dhe positive të nxitimit anësor janë varësi të orientimit të aksit y dhe drejtimit të matjeve. Njëherit për të njëjtën kthesë kemi vlera negative dhe pozitive të nxitimit anësor, që paraqesin lëvizjen në pjesën e brendshme dhe të jashtme të kthesës.

Gjatë matjeve, vlerat e nxitimit anësor rritet në formë të lakuar (grada e dytë), ku maksimumin e arrin në kulmin e kthesës. Poashtu nxitimi gjatësor pëson ndryshim, ku deri në kulm të kthesës kemi një ulje të lehtë, e cila shprehet edhe përmes zvogëlimit të shpejtësisë së lëvizjes së automjetit në dalje të kthesës (shpejtësia e lëvizjes konstante, por në dalje të kthesës është më e vogël).

Vlerat e nxitimeve të matura me paisjen XL Meter Pro Gama, mund të paraqiten në formë grafike gjatë leximit të dhënave nga softueri XL Vision. Për dy kthesat e matura nxitimet do të paraqiten në formë diagrame në funksion të kohës së lëvizjes.



Table 7

Technical data of XL Meter™

General features	
Number of measurements:	3–8 ⁵
Measurement storage capacity (200 Hz)	1x80 s + 2x40 s (5x40 s + 3x80 s) ⁹
Display:	16x2 character PLED or LCD with backlight
PC interface:	RS-232, USB ¹⁰
Dimensions (HxWxD):	50x97x110 mm
Acceleration Measurement	
Longitudinal direction - (a_x)	Longitudinal direction - (a_x)
Range:	-5.0...+5.0m/s ² to -20.0...+20.0m/s ²
Resolution:	0.0021m/s ²
Acquisition Frequency:	200 Hz to 25 Hz
Lateral directions - (a_y)	
Range:	-5.0...+5.0m/s ² to -20.0...+20.0m/s ²
Resolution:	0.002m/s ²
Acquisition Frequency:	200 Hz to 25 Hz
Power-supply	
External supply:	6-18V DC
Battery:	4 AA type

Fig.6.5.XL Meter dhe specifikimi teknik

³<https://www.inventure-automotive.com/>

Për matjet e realizuara është përdorur automjeti VW Passat model 3BG, vitprodhimi 2002, i paisur me sistemin ESP (Electronic Stability Program).

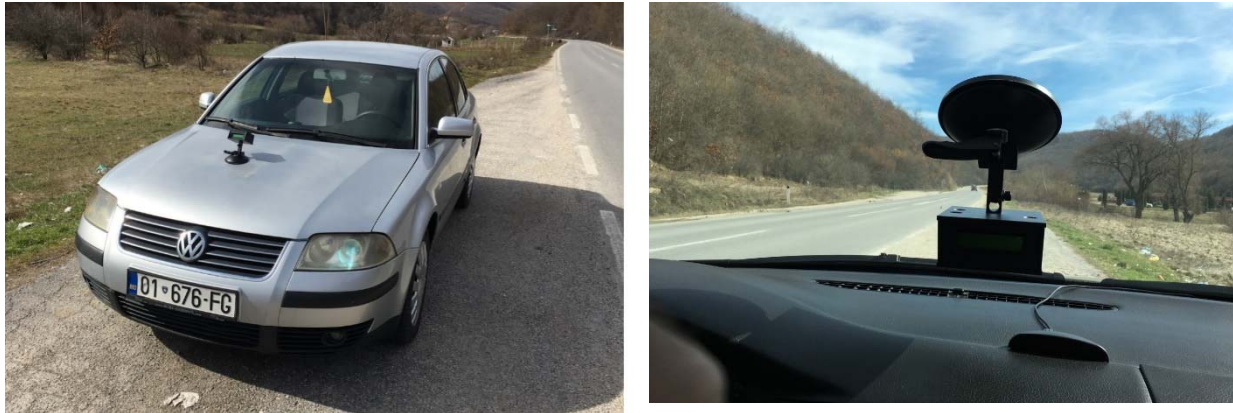


Fig.6.6.Automjeti i përdorur për matjet e nxitimit anësor dhe vendosja e paisjes XL Meter në automjet

Lloji i automjeteve të pëdorura në teritorin e Kosovës është VW dhe për këtë arsye gjatë matjeve është përdorur një lloj i tillë. Karakteristikat e automjetit VW Passat, të përdorur për matje janë paraqitur në tabelën 6.2.

Tabela 6.2.Karakteristikat e automjetit VW Passat⁴

Lloji, Modeli, Gjenerata	Volkswagen Passat (B6)
Modifikimi (Motori)	1.9 TDI (105 Hp)
Dyer	4
Fuqia	105 hp/4000 rpm.
Shpejtësia maksimale	188 km/h
Pëshpejtimi 0 - 100 km/h	12.1 sec
Vëllimi i serbatorit	70 l
Viti i futjes në prodhim	2002 year
Tipi	Limuzinë
Ulëset	5
Gjatësia	4765 mm.
Gjerësia	1820 mm.
Lartësia	1472 mm.
Wheelbase	2710 mm.
Gjurma e përparme	1552 mm.

⁴<https://www.auto-data.net/en/volkswagen-passat-b6-1.9-tdi-105hp-8879>

Gjurma e pasme	1551 mm.
Vëllimi minimal i bagazhit	565 l
Pozita e motorit	Para, tërthor
Zhvnedosja e motorit	1896 cm³
Rrotët tërheqëse	Rrotët e përparme
Numri i shpejtësive (transmisioni)	5
Frenat e përparëm	Disk i ajrosur
Frenat e pasëm	Disk
ABS	Po
Tipi i sistemit drejtimit	Trapeziodal
Rrezja minimale e kthimit	11.4 m
Pesha neto	1422 kg
Pesha maksimale	2030 kg
Madhësia e gomave	<u>205/55 R16</u>
Madhësia e disqeve të gomave	6.5J x 16

Lloji i gomave të vendosura në automjet është “SAVA 205/55 R16 91T”, që janë në harmoni me karakteristikat e paraqitura në tabelë. Sipërfaqja kontaktuese e gomës me sipërfaqen e rrugës është në gjendje të mirë dhe thellësia e “sharave” është e mjaftueshme.



Fig.6.7. Lloji i gomave të përdorura në automjetin VW Passat

6.3.1. Vlerat e parametrave ndikues sipas kategorisë së rrugës

Me qëllim të përcaktimit të vlerave kufitare dhe optimale të nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë, do të paraqesim në formë tabelare të ndara sipas kategorisë së rrugës vlerat e rrezes, shpejtësisë projektuese dhe pjerrësisë tërthore në kthesë.

Tabela 6.3. Vlerat e shpejtësisë projektuese, rrezes së kthesës dhe pjerrësisë tërthore

Kategoria e rrugës	Shpejtësia projektuese V_p [km/h]	Rrezja e kthesës R_{min} [m]	Pjerrësia tërthore në kthesë [%]
Autorrugë	80-120	250-750	6
Kategoria I	70-100	180-450	
Kategoria II	60-100	120-450	
Kategoria III	50-90	80-350	
Kategoria IV	40-80	50-250	
Kategoria V	40-70	50-180	

Sipas kategorive të rrugës mund të përcaktojmë vlerat e nxitimit anësor për secilën kategori, duke marrë në konsideratë se për vlerat e para të shpejtësisë projektuese, i përgjigjet vlera e parë e rrezes së kthesës. Në rastin kur marrim në konsideratë vlerën e parë të rrezes së kthesës dhe atë të fundit të shpejtësisë, duke aplikuar edhe vlerat e pjerrësisë tërthore të rrugës, fitojmë vlerën maksimale të nxitimit anësor që vepron në automjet, në atë kategori të rrugës.

Tabela 6.4. Vlerat e fituara të nxitimit anësor të automjetit sipas kategorisë së rrugës

Kategoria e rrugës	Shpejtësia projektuese V_p [km/h]	Rrezja e kthesës R_{min} [m]	Brezi i vlerave të nxitimit anësor a_t [m/s ²]	Vlera maksimale e nxitimit anësor a_t [m/s ²] të automjetit
Autorrugë	80-120	250-750	0.658-4.45	4.45
Kategoria I	70-100	180-450	0.549-4.28	4.28
Kategoria II	60-100	120-450	0.326-4.28	4.28
Kategoria III	50-90	80-350	0.259-7.52	7.52
Kategoria IV	40-80	50-250	0.203-6.17	6.17
Kategoria V	40-70	50-180	0.203-7.55	7.55

Me qëllim të zgjedhjes së saktë të vlerave të shpejtësisë projektuese dhe rrezes së kthesës, kemi realizuar matjen e nxitimit anësor të automjetit në nivelin e fillimit të rrëshqitjes. Matja është realizuar për kushte të rrugës me asfalt të thatë dhe sipërfaqe të pastër. Fillimi i rrëshqitjes është zbuluar me rastin e aktivizimit të sistemit të stabilitetit të automjetit ESP. Automjeti posedon këtë paisje, e cila është aktive në momentin e paraqitjes së rrezikut (paraqitje e rrëshqitjes e cila tenton të sjell automjetin rreth aksit vertikal- paraqitet momenti). Shpejtësia e

lëvizjes së automjetit ka qenë konstante dhe gjatë përsëritjes janë marrë vlera të ndryshme. Për shpejtësi më të vogla është zgjedhur trajektore më e ashpër e kthimit.

Vlera e arritur e nxitimit anësor të arritur për aktivizimin e ESP është $a_t=6.5 \text{ [m/s}^2\text{]}$

Për validitet matja është përsëritur dhe në pragun e njëjtë të vlerës së nxitimit anësor është paraqitur rrëshqitja që rrezikon stabilitetin e automjetit. Prandaj, për efekt analize ky prag i rrëshqitjes do të merret për bazë për krijimin e fushës së vlerave të nxitimit anësor.

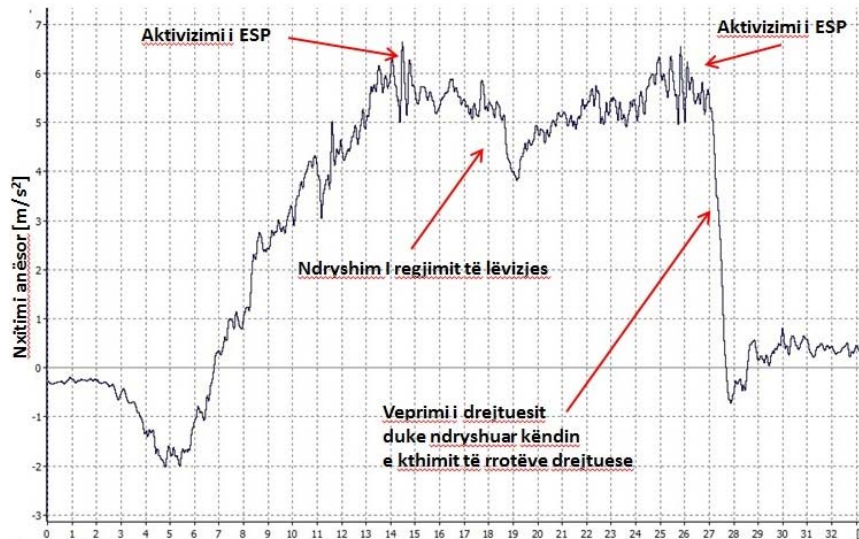


Fig. 6.8. Vlerat e nxitimit anësor për të cilat paraqitet rrëshqitja

6.3.2. Matjet e nxitimit anësor të gjatë lëvizjes së automjetit në kthesën e parë

Kthesa e parë e analizuar ka këto të dimensione karakteristike: -rrezja e kthesës $R=110 \text{ m}$, gjerësia e rrugës $b=7.0 \text{ m}$ ($2 \times 3.5 \text{ m}$), pjerrësia tërthore e rrugës $i=6.1\%$.

Shpejtësia kufitare e rrëshqitjes e llogaritur gjatë lëvizjes në kthesën e parë është:

-Sipërfaqja e rrugës është e thatë

$$V_{\text{resh}}(\mu) := \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\sin\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \mu \cdot \cos\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{\cos\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) - \mu \cdot \sin\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}}, \quad V_{\text{max}}(\mu) = 24.068 \text{ [m/s]}, \quad V_{1\text{max}}(\mu) = 86.646 \text{ [km/h]}$$

-Sipërfaqja e rrugës është e lagësht

$$V_{resh}(\mu) := \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\sin\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \mu \cdot \cos\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{\cos\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) - \mu \cdot \sin\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}}, \quad V_{max}(\mu) = 20.193 \text{ [m/s]}, \quad V_{1max}(\mu) = 72.693 \text{ [km/h]}$$

-Siperfaqja e rrugës është e mbuluar me akull dhe borë

$$V_{resh}(\mu) := \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\sin\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \mu \cdot \cos\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{\cos\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) - \mu \cdot \sin\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}}, \quad V_{max}(\mu) = 13.589 \text{ [m/s]}, \quad V_{1max}(\mu) = 48.92 \text{ [km/h]}$$

Gjatë observimit të lëvizjes së automjeteve të udhëtarëve në këtë kthesë është matur shpejtësia e lëvizjes së automjeteve me qëllim të krahasimit me shpejtësinë kufitare të rrëshqitjes të llogaritur për rrugë të thatë.

Vlerat e shpejtësive të matura rezultojnë:

Shpejtësia e lëvizjes [km/h]	Σ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	Shpejtësia minimale [km/h]	Shpejtësia mesatare [km/h]	Shpejtësia maksimale [km/h]
Lloji i mjetit																			
Udhëtarëve	j	48	58	45	65	76	67	50	58	52	53	55	61	60	65	64	45.00	61.47	76.00
	b	51	70	55	54	61	48	56	60	51	62	44	52	48	58	68	44.00	58.80	70.00
Kamion	j	57	53	55	50	57											53	54.4	57
	b	52	50	48	55	49											48	50.8	55
Autobus	j	52	50	45	48	51											45	49.2	52
	b	53	65	56	63	66											53	60.6	66
Kombibus	j	61	58	49	49	48											48	53	61
	b	59	61	55	54	50											54	55.8	61

Shpejtësitë karakteritike të matura paraqiten sipas ndarjes në vijim:

-pjesa e jashtme e kthesës:

- shpejtësia minimale 44 km/h,
- shpejtësia mesatare 58.80 km/h,
- shpejtësia maksimale 70.00 km/h

-pjesa e brendshme e kthesës:

- shpejtësia minimale 45 km/h,
- shpejtësia mesatare 61.47 km/h,

-shpejtësia maksimale 76.00 km/h.

Bazuar në vlerat e shpejtësive të matura të lëvizjes së automjeteve, matja e nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë është realizuar për tre shpejtësi të ndryshme: 50, 60 dhe 70 km/h. Matja është realizuar në pjesën e jashtme dhe të brendshme të kthesës. Vlerat e matura të nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesën e parë janë paraqitur në tabelën 6.5.

Tabela 6.5. Vlerat e nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesën e parë

Kthesat	Kthesa I		
v [km/h]	50	60	70
a_t (kthesa e jashtme)	2.07	2.66	3.87
Diferenca		0.59	1.21
a_t (kthesa e brendshme)	1.77	2.58	3.66
Diferenca		0.81	1.08

Me qëllim të hulumtimit të rritjes së nxitimit anësor të automjetit me rritjen e shpejtësisë, është paraqitur dhe diferenca e rritjes sipas rritjes së shpejtësisë së lëvizjes. Shihet se rritja nuk është lineare. Poashtu për rritje të njëjtë të shpejtësisë nuk kemi rritje të njëjtë të nxitimit anësor (rritja e shpejtësisë së lëvizjes nga 50 km/h në 60 km/h dhe në 70 km/h). Kjo mund të jetë subjekt i hulumtimit të përcaktimit të ndryshimit të nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë në raport me ndryshimin e shpejtësisë.

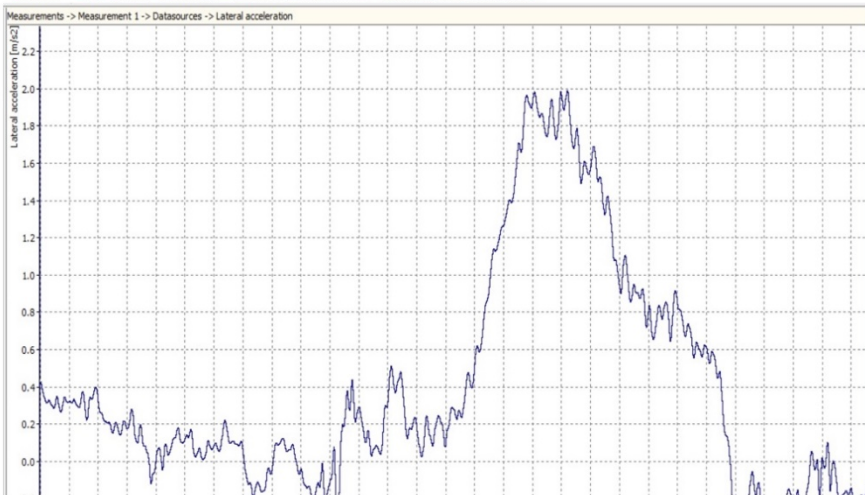
Matjet e nxitimit anësor të automjetit të automjetit gjatë lëvizjes në kthesën e parë do të paraqiten edhe në formë grafike.

6.3.2.1. Paraqitja grafike e nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesën e parë

6.3.2.1.a. Pjesa e jashtme e kthesës

-shpejtësia e lëvizjes së automjetit 50 km/h

Kthesa e I-rë; Pjesa e jashtme e kthesës; shpejtësia e lëvizjes së automjetit v=50 [km/h].

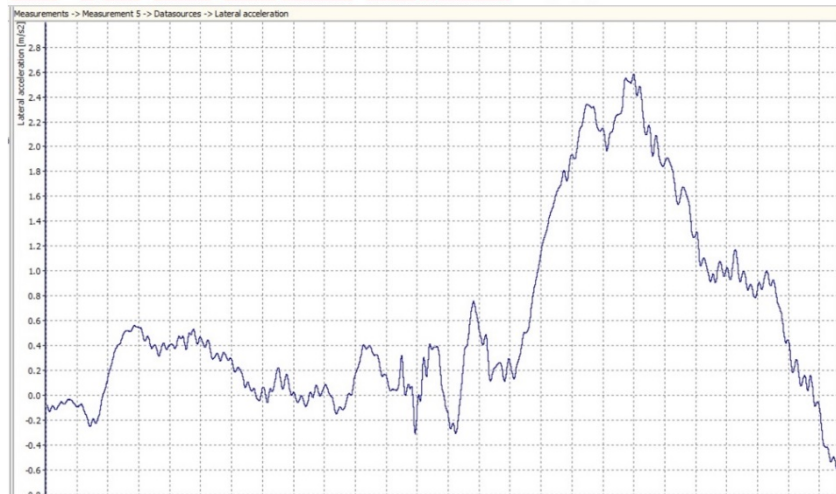


Kthesa e I-rë
Pjesa e jashtme
V=50 [km/h]

Measurements -> Measurement 1 -> Datasources	
Longitudinal acceleration	
Minimum	-0.63
Maximum	0.83
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Lateral acceleration	
Minimum	-0.61
Maximum	2.07
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Brake trigger	
Minimum	0.00
Maximum	1.00
Frequency	200
Dimension	

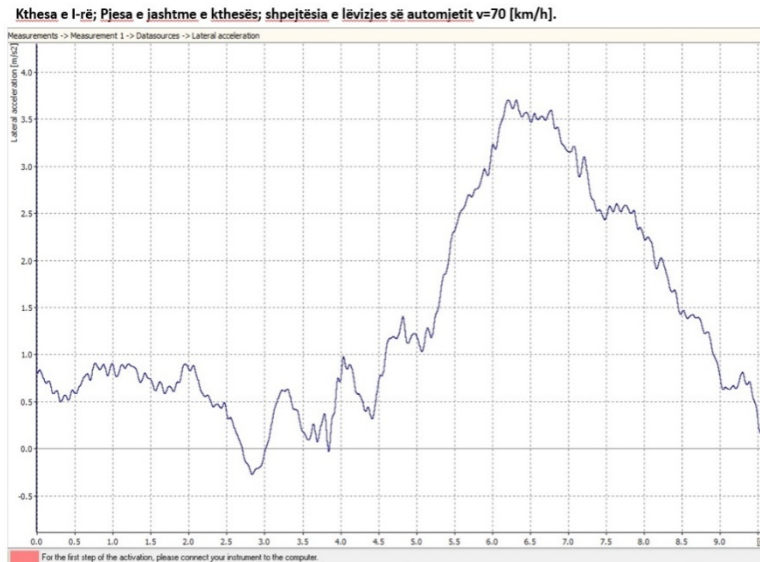
-shpejtësia e lëvizjes së automjetit 60 km/h

Kthesa e I-rë; Pjesa e jashtme e kthesës; shpejtësia e lëvizjes së automjetit v=60 [km/h].



Kthesa e I-rë
Pjesa e jashtme
V=60 [km/h]

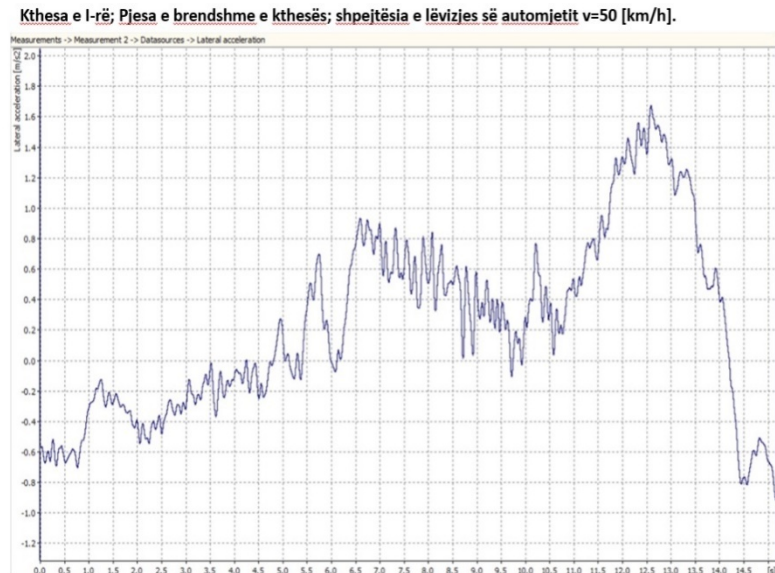
Measurements -> Measurement 5 -> Datasources	
Longitudinal acceleration	
Minimum	-0.60
Maximum	0.92
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Lateral acceleration	
Minimum	-0.74
Maximum	2.66
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Brake trigger	
Minimum	0.00
Maximum	1.00
Frequency	200
Dimension	

-shpejtësia e lëvizjes së automjetit 70 km/h

Kthesa e l-rë
Pjesa e jashtme
V=70 [km/h]

Measurements -> Measurement 1 -> Datasources	
Longitudinal acceleration	
Minimum	-0.36
Maximum	1.21
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Lateral acceleration	
Minimum	-0.41
Maximum	3.87
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Brake trigger	
Minimum	0.00
Maximum	1.00
Frequency	200
Dimension	

6.3.2.1.b. Pjesa e brendshme e kthesës

-shpejtësia e lëvizjes së automjetit 50 km/h

Kthesa e l-rë
Pjesa e brendshme
V=50 [km/h]

Measurements -> Measurement 2 -> Datasources	
Longitudinal acceleration	
Minimum	-0.53
Maximum	0.36
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Lateral acceleration	
Minimum	-1.01
Maximum	1.77
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Brake trigger	
Minimum	0.00
Maximum	1.00
Frequency	200
Dimension	

-shpejtësia e lëvizjes së automjetit 60 km/h

Kthesa e I-rë; Pjesa e brendshme e kthesës; shpejtësia e lëvizjes së automjetit v=60 [km/h].



Kthesa e I-rë
Pjesa e brendshme
V=60 [km/h]

Longitudinal acceleration	
Minimum	-1.07
Maximum	0.74
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Lateral acceleration	
Minimum	-2.58
Maximum	0.42
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Brake trigger	
Minimum	0.00
Maximum	1.00
Frequency	200
Dimension	

-shpejtësia e lëvizjes së automjetit 70 km/h

Kthesa e I-rë; Pjesa e brendshme e kthesës; shpejtësia e lëvizjes së automjetit v=70 [km/h].



Kthesa e I-rë
Pjesa e brendshme
V=70 [km/h]

Measurements -> Measurement 8 -> Datasources	
Longitudinal acceleration	
Minimum	-0.87
Maximum	1.13
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Lateral acceleration	
Minimum	-3.66
Maximum	0.85
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Brake trigger	
Minimum	0.00
Maximum	1.00
Frequency	200
Dimension	

6.3.3. Matjet e nxitimit anësor të gjatë lëvizjes së automjetit në kthesën e dytë

Kthesa e dytë e analizuar ka këto të dimensione karakteristike: -rrezja e kthesës $R=130$ m, gjërësia e rrugës $b=6.5$ m (2×3.25 m), pjerrësia tërthore e rrugës $i=4.75\%$.

Shpejtësia kufitare e rrëshqitjes e llogaritur gjatë lëvizjes në kthesën e dytë është:

-Sipërfaqja e rrugës është e thatë

$$V_{resh}(\mu) := \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\sin\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \mu \cdot \cos\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{\cos\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) - \mu \cdot \sin\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}}, \quad V_{max}(\mu) = 26.012 \text{ [m/s]}, \quad V1_{max}(\mu) = 93.643 \text{ [km/h]}$$

-Sipërfaqja e rrugës është e lagësht

$$V_{resh}(\mu) := \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\sin\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \mu \cdot \cos\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{\cos\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) - \mu \cdot \sin\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}}, \quad V_{max}(\mu) = 21.56 \text{ [m/s]}, \quad V1_{max}(\mu) = 77.617 \text{ [km/h]}$$

-Sipërfaqja e rrugës është e mbuluar me akull dhe borë

$$V_{resh}(\mu) := \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\sin\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \mu \cdot \cos\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{\cos\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) - \mu \cdot \sin\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}}, \quad V_{max}(\mu) = 13.636 \text{ [m/s]}, \quad V1_{max}(\mu) = 49.091 \text{ [km/h]}.$$

Gjatë observimit të lëvizjes së automjeteve të udhëtarëve në këtë kthesë është matur shpejtësia e lëvizjes së automjeteve me qëllim të krahasimit me shpejtësinë kufitare të rrëshqitjes të llogaritur.

Shpejtësia e lëvizjes [km/h]	Σ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	Shpejtësia minimale [km/h]	Shpejtësia mesatare [km/h]	Shpejtësia maksimale [km/h]
Lloji i mjetit																			
Udhëtarëve	j	47	76	80	65	76	60	56	59	77	84	63	61	45	67	65	47.00	68.53	84.00
	b	60	70	48	54	50	40	58	50	56	60	50	53	65	61	50	48.00	58.20	80.00
Kamion	j	44	51	54	48	54											44	50.2	54
	b	54	56	51	54	55											51	54	56
Autobus	j	50	43	55	52	54											43	50.8	55
	b	50	48	46	53	51											53	49.6	46
Kombibus	j	65	59	57	60	54											54	59	65
	b	60	48	47	59	50											47	52.8	60

Vlerat e shpejtësive të matura rezultojnë:

Shpejtësitë karakteritike të matura paraqiten sipas ndarjes në vijim:

-pjesa e jashtme e kthesës:

- shpejtësia minimale 47 km/h,
- shpejtësia mesatare 68.53 km/h,
- shpejtësia maksimale 84.00 km/h

-pjesa e brendshme e kthesës:

- shpejtësia minimale 48 km/h,
- shpejtësia mesatare 58.20 km/h,
- shpejtësia maksimale 80.00 km/h.

Bazuar në vlerat e shpejtësive të matura të lëvizjes së automjeteve, matja e nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë është realizuar për tre shpejtësi të ndryshme: 50, 60 dhe 70 km/h. Matja është realizuar në pjesën e jashtme dhe të brendshme të kthesës.

Vlerat e matura të nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesën e parë janë paraqitur në tabelën 6.6.

Tabela 6.6. Vlerat e nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesën e parë

Kthesat	Kthesa II		
v [km/h]	50	60	70
a_t (kthesa e jashtme)	1.86	2.13	2.38
Diferenca		0.27	0.25
a_t (kthesa e brendshme)	1.75	2.58	3.19
Diferenca		0.83	0.61

Me qëllim të hulumtimit të rritjes së nxitimit anësor të automjetit me rritjen e shpejtësisë, është paraqitur dhe diferenca e rritjes sipas rritjes së shpejtësisë së lëvizjes. Shihet se rritja nuk është lineare. Poashtu për rritje të njëjtë të shpejtësisë nuk kemi rritje të njëjtë të nxitimit anësor (rritja e shpejtësisë së lëvizjes nga 50 km/h në 60 km/h dhe në 70 km/h). Kjo mund të jetë subjekt i hulumtimit të përcaktimit të ndryshimit të nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë në raport me ndryshimin e shpejtësisë. Matjet e nxitimit anësor të automjetit të automjetit gjatë lëvizjes në kthesën e parë do të paraqiten edhe në formë grafike.

6.3.3.1. Paraqitja grafike e nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesën e dytë

6.3.3.1.a. Pjesa e jashtme e kthesës

-shpejtësia e lëvizjes së automjetit 50 km/h

Kthesa e II-të; Pjesa e jashtme e kthesës; shpejtësia e lëvizjes së automjetit v=50 [km/h].

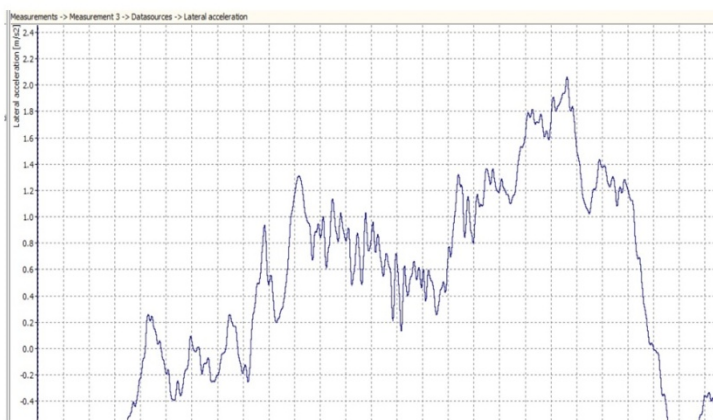


Kthesa e II-të
Pjesa e jashtme
V=50 [km/h]

Measurements -> Measurement 1 -> Datasources	
Longitudinal acceleration	
Minimum	-0.35
Maximum	0.33
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Lateral acceleration	
Minimum	-1.86
Maximum	0.60
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Brake trigger	
Minimum	0.00
Maximum	1.00
Frequency	200
Dimension	

-shpejtësia e lëvizjes së automjetit 60 km/h

Kthesa e II-të; Pjesa e jashtme e kthesës; shpejtësia e lëvizjes së automjetit v=60 [km/h].

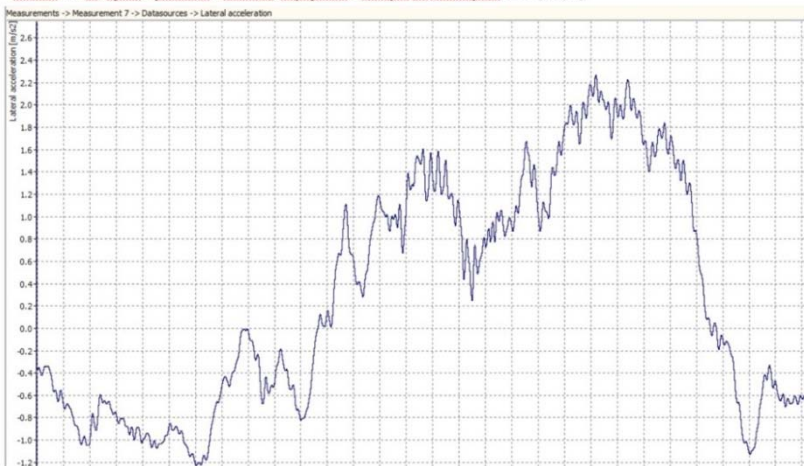


Kthesa e II-të
Pjesa e jashtme
V=60 [km/h]

Measurements -> Measurement 3 -> Datasources	
Longitudinal acceleration	
Minimum	-0.61
Maximum	0.81
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Lateral acceleration	
Minimum	-1.04
Maximum	2.13
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Brake trigger	
Minimum	0.00
Maximum	1.00
Frequency	200
Dimension	

-shpejtësia e lëvizjes së automjetit 70 km/h

Kthesa e II-të; Pjesa e jashtme e kthesës; shpejtësia e lëvizjes së automjetit v=70 [km/h].



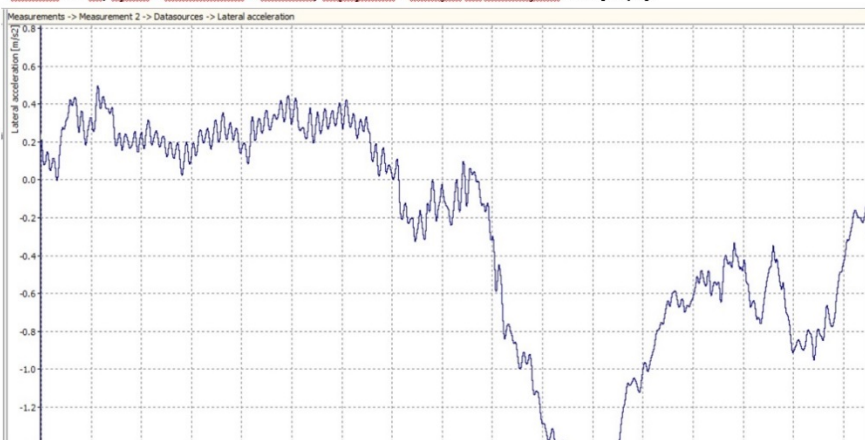
Kthesa e II-të
Pjesa e jashtme
v=70 [km/h]

Measurements -> Measurement 7 -> Datasources	
Longitudinal acceleration	
Minimum	-0.79
Maximum	0.97
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Lateral acceleration	
Minimum	-1.28
Maximum	2.38
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Brake trigger	
Minimum	0.00
Maximum	1.00
Frequency	200
Dimension	

6.3.3.1.b. Pjesa e brendshme e kthesës

-shpejtësia e lëvizjes së automjetit 50 km/h

Kthesa e II-të; Pjesa e brendshme e kthesës; shpejtësia e lëvizjes së automjetit v=50 [km/h].

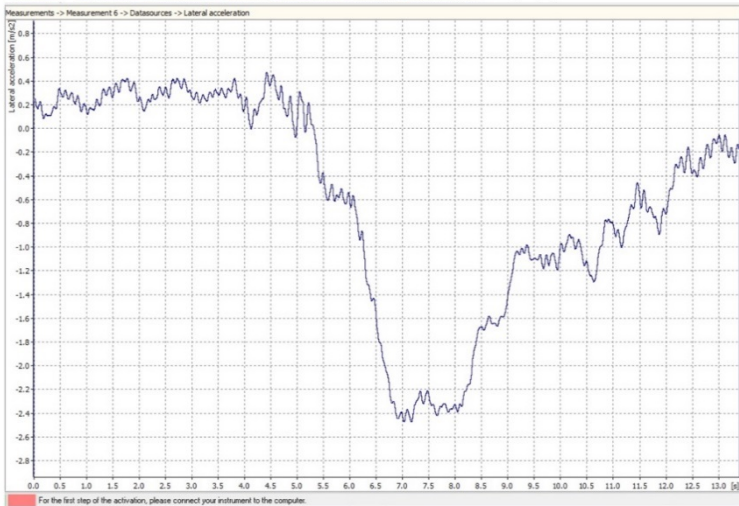


Kthesa e II-të
Pjesa e brendshme
v=50 [km/h]

Measurements -> Measurement 2 -> Datasources	
Longitudinal acceleration	
Minimum	-0.68
Maximum	0.55
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Lateral acceleration	
Minimum	-1.75
Maximum	0.58
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Brake trigger	
Minimum	0.00
Maximum	1.00
Frequency	200
Dimension	

-shpejtësia e lëvizjes së automjetit 60 km/h

Kthesa e II-të; Pjesa e brendshme e kthesës; shpejtësia e lëvizjes së automjetit v=60 [km/h].

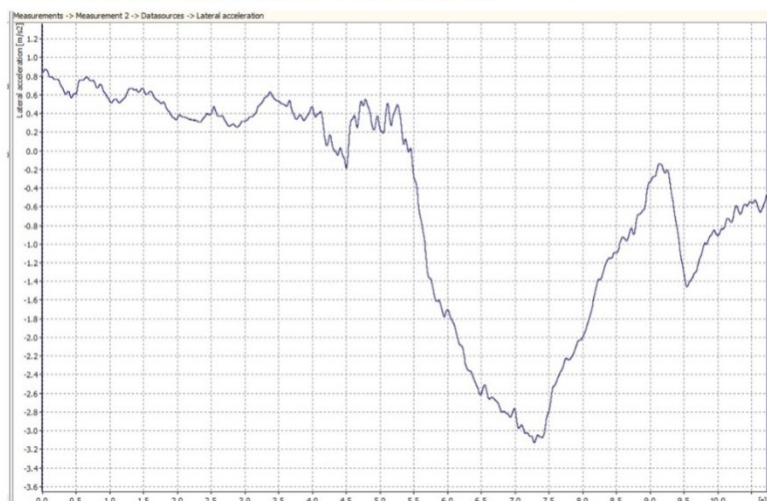


Kthesa e II-të
Pjesa e brendshme
V=60 [km/h]

Measurements -> Measurement 6 -> Datasources	
Longitudinal acceleration	
Minimum	-0.44
Maximum	0.99
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Lateral acceleration	
Minimum	-2.58
Maximum	0.59
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Brake trigger	
Minimum	0.00
Maximum	1.00
Frequency	200
Dimension	

-shpejtësia e lëvizjes së automjetit 70 km/h

Kthesa e II-të; Pjesa e brendshme e kthesës; shpejtësia e lëvizjes së automjetit v=70 [km/h].



Kthesa e II-të
Pjesa e brendshme
V=70 [km/h]

Measurements -> Measurement 2 -> Datasources	
Longitudinal acceleration	
Minimum	-0.43
Maximum	0.87
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Lateral acceleration	
Minimum	-3.19
Maximum	0.95
Frequency	200
Dimension	m/s ²
Range Min.	-14.00
Range Max.	14.00
Brake trigger	
Minimum	0.00
Maximum	1.00
Frequency	200
Dimension	

Gjatë realizimit të matjeve, shpejtësia e lëvizjes së automjetit ka qenë konstante, pa nxitim gjatësor. Duke analizuar matjet dhe rezultatet, kemi hasur se shpejtësia e lëvizjes së automjetit është më e vogël në dalje të kthesës. Për ruajtje të shpejtësisë në vlerë të njëjtë, është i nevojshëm nxitimi gjatësor.

Me qëllim të analizimit të zvogëlimit të shpejtësisë në hyrje dhe dalje të kthesës, është simuluar lëvizja e automjetit në kthesë me shpejtësi të ndryshme. Në formë grafike janë paraqitur ndryshimi i shpejtësisë dhe nxitimit për shpejtësi të ndryshme të lëvizjes.

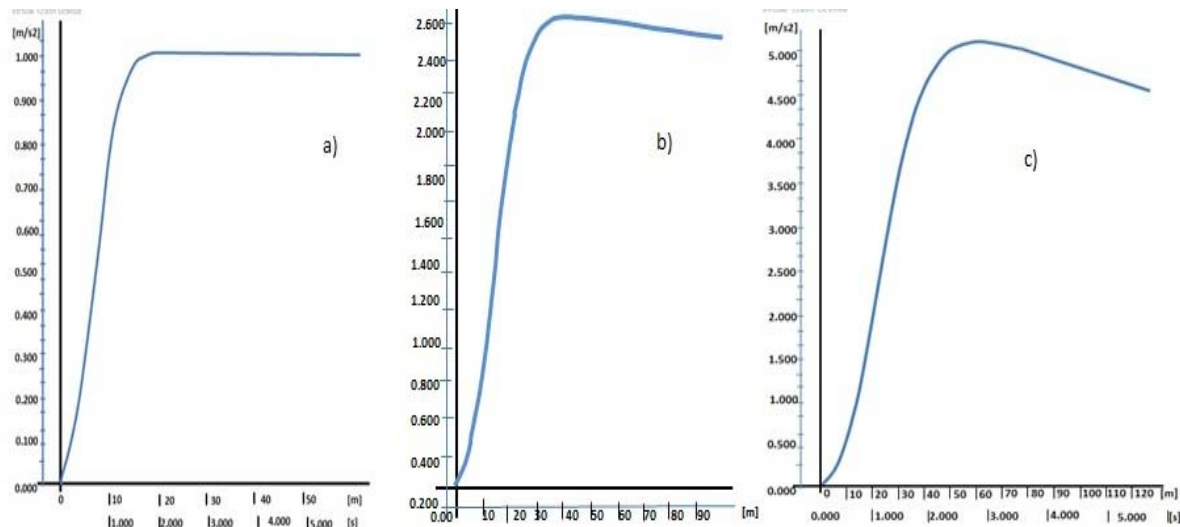


Fig.6.8.Ndryshimi i nxitimit anësor për shpejtësi të ndryshme të lëvizjes

Duke analizuar formulën për përcaktimin e shpejtësisë kufitare të rrëshqitjes, varësia është e gradës së dytë, me çka vërehet edhe në lakoren e ndryshimit të nxitimit anësor për shpejtësi të ndryshme. Rritja e shpejtësisë së lëvizjes rrit edhe vlerën e nxitimit anësor.

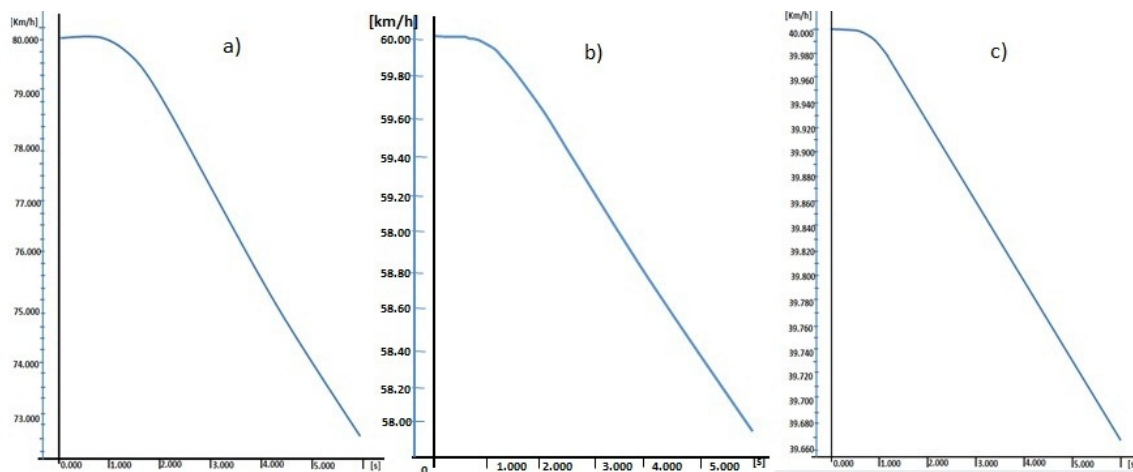


Fig.6.9.Ndryshimi i shpejtësisë së lëvizjes së automjetit gjatë lëvizjes në kthesë

Sipas lakoreve të fituara ndryshimi është linear. Madhësia e ndryshimit të shpejtësisë së lëvizjes apo masa e zvogëlimit të shpejtësisë së automjetit nga hyrja në kthesë deri në dalje të kthesës varet nga shpejtësia e lëvizjes. Sa më e madhe shpejtësia e lëvizjes në hyrje të kthesës, aq

më i madh dallimi. Nëse krahasohet me ndryshimin e nxitimit anësor, vërehet se me rritjen e nxitimit anësor, rritet diferenca e shpejtësisë në hyrje dhe dalje të kthesës.

Sipas llogaritjeve të varësia e nxitimit anësor nga rrezja e kthesës dhe shpejtësia e lëvizjes mund të paraqitet me lakoret përkatëse dhe fushën e vlerave, për varësinë nga dy parametrat.

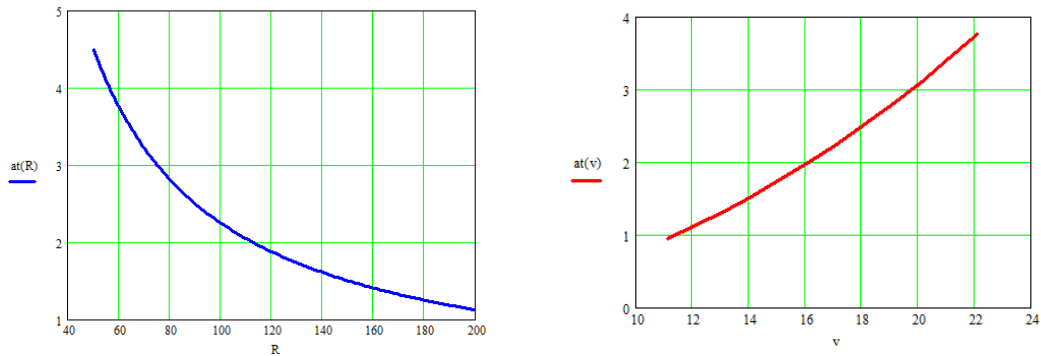


Fig.6.10. Varësia e nxitimit anësor nga a) rrezja e kthesës dhe b) shpejtësia e lëvizjes

Për të fituar një pasqyrim më të plotë mbi varësinë e nxitimit anësor të automjetit gjatë lëvizjes në kthesë, paraqesim varësinë nga rrezja e kthesës dhe shpejtësia e lëvizjes me këtë rast krijohet fusha e vlerave të nxitimit anësor.

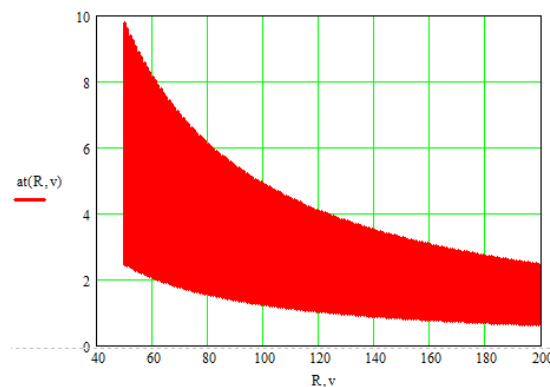


Fig.6.11. Varësia e nxitimit anësor nga rrezja e kthesës dhe shpejtësia e lëvizjes-fusha e vlerave

Duke u bazuar në fig.6.11, mund të paraqesim brezat e vlerave të nxitimit anësor në raport me stabilitetin e automjetit dhe komoditetin e udhëtarëve:

-brezi i vlerave të nxitimit anësor deri $a_t = 3.5 \text{ m/s}^2$, ku stabiliteti i automjetit dhe komoditeti i udhëtarëve janë të ruajtura (nuk janë të rrezikuara)⁵,

⁵An Experimental Study on Lateral Acceleration of Cars in Different Environments in Sichuan, Southwest China”

Jin Xu,¹ Kui Yang,² YiMing Shao,¹ and GongYuan Lu²

-brezi i vlerave të nxitimit anësor $a_t=3.5-6.5 \text{ m/s}^2$, ku komoditeti i udhëtarëve nuk është në nivelin e duhur, por stabiliteti i automjetit afrohet në vlera kufitare për vlera të sipërme të nxitimit anësor,

-brezi i vlerave të nxitimit anësor $a_t > 6.5 \text{ m/s}^2$, ku automjeti lëvizë në mënyrë jo-stabile.

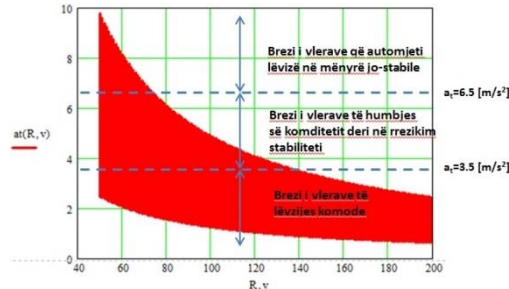


Fig.6.11. Brezi i vlerave optimale të shpejtësisë dhe rrezes së kthesës

6.4. Optimizimi i vlerave të parametrave ndikues në stabilitet

Duke përdorur paketën Solver të MS Excel, për kategori të rrugës sipas të dhënave në tabelën 6.2, kemi përcaktuar vlerat optimale të rrezes së kthesës R , sipas vlerave të nxitimit anësor duke ndarë në fushën e vlerave:

- lëvizje stabile e automjetit dhe ruajtje e komoditetit të drejtuesit e bashkudhëtarëve dhe
- lëvizje stabile e automjetit dhe humbje e komoditetit të drejtuesit dhe bashkudhëtarëve.

Vlera e shpejtësisë së lëvizjes, duke u bazuar në tendencën që të lëvizet me shpejtësi më të madhe duke kursyer në kohën e lëvizjes, do të merret në vlerat e sipërme të shpejtësisë projektuese.

Tabela 6.7. Vlerat optimale të rrezes së kthesës

Kategoria e rrugës	Shpejtësia projektuese V_p [km/h]	Rrezja e kthesës R_{min} [m]	Brezi i vlerave të nxitimit anësor a_t [m/s^2]	Fushave e vlerave të nxitimit anësor [m/s^2]	Vlerat optimale të R [m] në raport me shpejtësinë projektuese V_p
Autorrugë	80-120	250-750	0.658-4.45	0-3.5	317.94
			Kufitare	6.5	170.91

¹College of Traffic and Transportation, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 610031, China

²School of Transportation and Logistics, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China

Kategoria I	70-100	180-450	0.549-4.28	0-3.5	220.49
			Kufitare	6.5	118.72
Kategoria II	60-100	120-450	0.326-4.28	0-3.5	220.49
			Kufitare	6.5	118.72
Kategoria III	50-90	80-350	0.259-7.52	0-3.5	178.57
			Kufitare	6.5	90.16
Kategoria IV	40-80	50-250	0.203-6.17	0-3.5	141.06
			Kufitare	6.5	75.95
Kategoria V	40-70	50-180	0.203-7.55	0-3.5	107.97
			Kufitare	6.5	58.14

Për rastet e kthesave të matura në teren, vlerat optimale të rrezes janë:

Kthesa I

0-3.5 [m/s²] vlera optimale e rrezes duhet të jetë R=141 m, kurse ajo kufitare R=76 m.

Për vlerën e rrezes së matur R=110 m, shpejtësia e lëvizjes duhet të kufizohet në 70 km/h.

Kthesa II

0-3.5[m/s²] vlera optimale e rrezes duhet të jetë R=141 m, kurse ajo kufitare R=76 m.

Për vlerën e rrezes së matur R=130 m, shpejtësia e lëvizjes duhet të kufizohet në 76 km/h.

Në të dy rastet shpejtësia e lejuar e lëvizjes në këto kthesa gjeneron nxitim anësor që kalon përtej zonës ku automjeti lëviz në mënyrë stabile dhe komode për drejtuesin dhe bashkudhëtarët.

Prandaj, nëdy kthesat duhet të vendosen shenjat e kufizimit të shpejtësisë më të vogla se ajo aktuale e lejuar (80 km/h).

7. PËRFUNDIME

Në kuadër të tezës fillimish janë shtjelluar shkaqet apo arsyet e qasjes në këtë problematikë. Pjesa teorike përfshin literaturën nga fusha e dinamikës së automjetit dhe sigurisë së drejtuesit me pasagjerët duke analizuar shkaqet dhe epasojat e aksidenteve të ndodhura gjatë lëvizjes së automjeteve në kthesë. Duke analizuar shprehjet matematikore, matjet e realizuara dhe simulimet kompjuterike, në kuadër të këtij punimi, kemi arritur në përfundimet:

- parametrat ndikues të rrugës gjatë lëvizjes së automjetit në kthesë: rrezja e kthesës dhe pjerrësia tërthore e rrugës kanë ndikim të shprehur përmes nxitimit anësor apo forcës centrifugale,

- vlerat e nxitimit anësor shprehur në varësi të rrezes së kthesës, shpejtësisë së lëvizjes dhe pjerrësisë së rrugës krijojnë lakore të gradës së dytë,

- varësia e nxitimit anësor nga të gjithë parametrat krijon brezin e vlerave të nxitimit anësor-vlerat miniale dhe maksimale,

- shpejtësia e lëvizjes në kthesë ndryshon nga hyrja në dalje të kthesës. Në dalje të kthesës shpejtësia është më e vogël se në hyrje, edhe pse tendenca është lëvizje me shpejtësi konstante,

- dallimi i shpejtësisë së lëvizjes në hyrje dhe dalje të kthesës rritet me rritjen e shpejtësisë së lëvizjes së automjetit,

- nxitimi anësor arrin vlerën maksimale në kulmin e kthesës,

- vlerat optimale të parametrave ndikues shtrihen në lakoren konstante të nxitimit anësor në kufirin e ngasjes komode të automjetit (3.5 m/s^2),

- nën këtë lakore , të gjitha vlerat e parametrave, të cilët në funksionin e tyre nuk rrisin vlerën e nxitimit anësor mbi 3.5 m/s^2 , janë vlera që mundësojnë rritjen e komoditetit të drejtuesit dhe pasagjerëve.

- për kthesat e analizuar sipas shpejtësive respektive:

- 50 km/h, në dy rastet sipas vlerave të nxitimit anësor të automjetit është ruajtur komoditeti i udhëtarëve dhe stabiliteti i automjetit,

- 60 km/h, në dy rastet sipas vlerave të nxitimit anësor të automjetit është ruajtur komoditeti i udhëtarëve dhe stabiliteti i automjetit,

- 70 km/h, në dy rastet sipas vlerave të nxitimit anësor të automjetit është ruajtur stabiliteti i automjetit por jo edhe komoditeti i udhëtarëve.

8.LITERATURA

1. "Critical Speed Yaw Analysis and Testing" **John Daily**

Jackson Hole Scientific Investigations, Inc.Box 2206
Jackson, WY 83001

2. "Development of madymo-based model for simulation of laboratory rollover test modes"

Clifford C. Chou and Fubang Wu Passive Safety Research and Development Research and
advanced engineering Ford Motor Company

3. "Design of an Electronic Stability Program for vehicle simulation software"

B.J.S. van Putten DCT 2008.138

Eindhoven University of Technology, Department of mechanical engineering, Automotive
Engineering Science
Eindhoven, November 2008

4. "Benefit potencial of ESP in Real accident situation involving cars and trucks"

Klaus Langwieder, Johan Gwehenberg, Thomas Hummel, Jeno Bende

GDV, Institut for Vehicle Safety Munich

18th International Thecnical Conference on the Enhanced Safety of Vehicle,
Nagoya, Japan, May 19-22, 2003

5. "Comparative Accident Rates of Vehicles Equipped with Stability Control – Field Experience"

P. Thomas

Vehicle Safety Research Centre,
Loughborough University,
UK

6. "Vehicle Traction Control And its Applications"

Kachroo, Pushkin; Tomizuka, Masayoshi

Research Reports, California Partners for Advanced Transit and Highways (PATH), Institute of
Transportation Studies (UCB), UC Berkeley, 1994

7. "Transitional controller design for adaptive cruise control systems"

Zeeshan Ali

BEng Mechanical Engineering

Thesis submitted to the University of Nottingham

for the degree of Doctor of Philosophy

December 2010

8. "Determination of vehicle limit and safe tractive velocity using lte network in vehicle
telemetry"

**MUNIR SAYYAD, SANJAY NALBALWAR , JAGDISH BAKAL ABHISHEK
DEBNATH**

Munir Sayyad et al. / International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST)

ISSN : 0975-5462 Vol. 3 No. 4 April 2011

9. "Investigation of vehicle stability on road curves in winter conditions"

Kristina Kemzuraite, SaugirdasPukalskas, GintautasBureika

Faculty of Transport Engineering, Vilnius, Lithuania

Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 4 2011

10. "Stability measurement of high-speed vehicles"

Steven C. Peters* and Karl Iagnemma

Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, USA

Vehicle System Dynamics

Vol. 47, No. 6, June 2009

11. "Roll rate based stability control - the roll stability control system"

Jianbo Lu, Dave Messih, Albert Salib

Ford Motor Company

United States

12. "Safety and Performance Enhancement:The Bosch Electronic Stability Control (ESP)"

E. K. Liebemann, K. Meder, J. Schuh, G. Nenninger

Robert Bosch GmbH

Germany

Paper Number 05-0471

13. "Steering and Turning Vehicles – 2"

Prof. R.G. Longoria

The University of Texas at Austin, 2013

14. "Steering Dynamics"

Ackerman, 2010

http://www.idsc.ethz.ch/Courses/vehicle_dynamics_and_design/11_0_0_Steering_Theroy.pdf

15. "Yaw Stability Control of an Automotive"

Vehicle via Generalized Predictive Algorithm

Sohel Anwar

2005 American Control Conference

June 8-10, 2005. Portland, OR, USA

16. "Optimal Vehicle Dynamics – Yaw Rate and Side Slip Angle Control Using 4-Wheel Steering"

NenadLazic

Department of Automatic Control

Lund Institute of Technology

October 2002

17. *Automotive Engineering II*

Lateral Vehicle Dynamics

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Henning Wallentowitz

INSTITUT FÜR KRAFTFAHRWESEN

AACHEN, GERMANY

18. *“Physics of Automobile Rollovers”*

L.David Roper

August 2003- USA

18. *“Risk of Fatality and Serious Injury to Occupants”*

NASS-CDS (National Automotive Sampling System – Crashworthiness Data System)

August 2005- USA

19. *“The Fleet and Accidents”*

NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)

October 2002-USA

20. *“Shpejtësiakufitare e rrëshqitjesdherrokullisjessëautomjetitgjatëlëvizjesnëkthesë”*

Mr.sc. VisarBaxhuku,

Punimmagjitrature

Tetor 2007

21. *“Trends in the Static Stability Factor of*

Passenger Cars, Light Trucks, and Vans”

NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)

June 2005

22. *“Vehicle stability on combined horizontal and vertical alignments”*

G. Furtado^A, S.M. Easa^B, and A.O. Abd El Halim^C

A Transportation Association of Canada, Ottawa, Canada

B Department of Civil Engineering, Ryerson University, Toronto, Canada

*C Department of Civil and Environmental Engineering, Carleton University, Ottawa, Canada
Montréal, Québec, Canada*

5-8 juin 2002 / June 5-8, 2002

23. *“The role of edge lines in curve driving”*

Cécile Coutton-Jean, Daniel R. Mestre, CédricGoulon, Reinoud J. Bootsma *

*UMR 6233 Institut des Sciences du Mouvement E.J. Marey, CNRS and Université de la
Méditerranée, Marseille, France*

24. *“Elementi SigurnostiCestovnogPrometa”*

Dr. Franko ROTIM

Zagreb, 1997

25. *“Rrugët dheobjektet e komunikacionit”*

Inxh.Ismet SEJDIU

Prishtinë, 2000

26.<https://www.auto-data.net/en/volkswagen-passat-b6-1.9-tdi-105hp-8879>

27.<http://www.eurorap.org/>

28. “Harat e Rrezikut Rrugor në regjionin e Prishtinës”

Mr.sc. Visar BAXHUKU, Msc. Alishukri SHKODRA

5th International Conference

“Road Safety Audit and Reduction of traffic accidents”

AMRKS, Prishtinë, Kosovë

29. “YAW RATE ERROR – A DYNAMIC MEASURE OF LANE KEEPING CONTROL PERFORMANCE FOR THE RETROSPECTIVE ANALYSIS OF NATURALISTIC DRIVING DATA”

Tim Gordon, Adam Blankespoor, Michelle Barnes, Dan Blower, Paul Green, Lidia Kostyniuk

University of Michigan Transportation Research Institute

Michigan, USA

Paper Number 09-0326

30. “Vehicle dynamics and control”

Rajamani, R

Springer, 2006

ISBN- 978-0-387-26396-0

31. “Calculating Radius of Turn from Yaw Rate”

Equipment RaceLogicVbox

Unit 10, Swan bussines Park, Buckingham, England

32. “Centrifugal force”

D.J.Dunn freestudy.co.uk

33. “Yaw Rate Estimation from Differential Wheel Speeds”

Christopher R. Carlson

34. “ESTIMATION OF THE LONGITUDINAL AND LATERAL VELOCITIES OF A VEHICLE USING EXTENDED KALMAN FILTERS”

Juan Camilo Alvarez

A PhD Thesis, Georgia Institute of Technology, December 2006

35. "Estimation of Vehicle Lateral Velocity"

Pierre Pettersson

Lunds University

36. "Fundamentals of Vehicle Dynamics"

Thomas D. Gillespie

Society of Automotive Engineers, Inc.

400 Commonwealth Drive

Warrendale, PA 15096-(XX)

37. "Nonlinear Vehicle Velocity Observer with Road-Tire Friction Adaptation"

HavardFjær Grip ° Lars Imsland Tor A. JohansenThor I. Fossen

SINTEF ICT, Applied Cybernetics

NO-7465 Trondheim, Norway

Jens C. KalkkuhlAvshalomSuissa

DaimlerChrysler Research and Technology

70456 Stuttgart, Germany

Proceedings of the 45th IEEE Conference on Decision & Control

Manchester Grand Hyatt Hotel

San Diego, CA, USA, December 13-15, 2006

38. "Longitudinal Dynamics of Vehicles"

Dr-HeningWallentovitz

INSTITUT FÜR KRAFTFAHRWESEN (ika) AACHEN, GERMANY

39. "Vehicle dynamics

- optimization of Electronic Stability Program for sports cars"

Johan Andersson

Luleå University of Technology

Department of Applied Physics and Mechanical Engineering

Division of Computer Aided Design

2008:010 HIP • ISSN: 1404 - 5494 • ISRN: LTU - HIP - EX - - 08/010 - - SE

40. "Model-Based Development of an Adaptive

Vehicle Stability Control System"

Rasmus Adler¹, Ina Schaefer² and Tobias Schuele³

¹ Fraunhofer Institute for Experimental Software Engineering (IESE)

Fraunhofer-Platz 1, 67663 Kaiserslautern, Germany

rasmus.adler@iese.fraunhofer.de

² Software Technology Group, Dept. of Computer Science, University of Kaiserslautern

P.O. Box 3049, 67653 Kaiserslautern, Germany

ina.schaefer@informatik.uni-kl.de

3 Embedded Systems Group, Dept. of Computer Science, University of Kaiserslautern
P.O. Box 3049, 67653 Kaiserslautern, Germany
tobias.schuele@informatik.uni-kl.de

41. "Vehicle Velocity Estimation using Modular Nonlinear Observers"

Lars Imsland*, **Tor A. Johansen***, †**Thor I. Fossen***, †

*SINTEF ICT, Applied Cybernetics

N-7465 Trondheim, Norway

Jens C. Kalkkuhl‡, **Avshalom Suissa**‡

‡DaimlerChrysler Research and Technology

70456 Stuttgart, Germany

42. "Vehicle Sideslip Modeling and Estimation"

Vu Trieu Minh

Tallinn University of Technology (Estonia)

trieu.vu@ttu.ee

43. "Practical Position and Yaw Rate Estimation with GPS and Differential Wheel Speeds"

Christopher R. Carlson,

Stanford University

Mechanical Engineering

Stanford, CA 94305-4021, USA

crcarlson@stanford.edu

J. Christian Gerdes

Stanford University

Mechanical Engineering

Stanford, CA 94305-4021, USA

gerdes@cdr.stanford.edu

J. David Powell

Stanford University

Aeronautics & Astronautics

Stanford, CA 94305-4035, USA

jdpowell@stanford.edu

44. "Vehicle dynamics"

Prof. Dr. Goerg Rill

University of Applied Science, Regensburg Germany

45. "U31: Vehicle Stability and Dynamics Electronic Stability Control"

Doug Pape, Michael Arant, Wayne Brock, Damon Delorenzis, Tim LaClair, Alvin Lim, Joseph Petrolino, Anthony Spezia

University Transportation Center

U.S. Department of Transportation Research and Innovative Technology

Administration (#DTRT-06-G-0043), 2011

46. "Vehicle Dynamics and Stability Analysis with Matlab and Adams Car"

N.Arborio, P.Munaretto, M.Velardocchia

Dipartimento di Meccanica Politecnico di Torino

C.so Duca degli Abruzzi, 24 – 10129 Torino Italy

Tel: +39 011 5646931; fax: +39 011 5646999; email: velardocchia@polito.it

N. Riva, E. Suraci

FIAT Auto - Direzione Tecnica Autotelaio

C.so Settembrini, 40 – 10135 Torino – Italy

47. "Comparative Accident Rates of Vehicles Equipped with Stability Control – Field Experience"

P. Thomas

Vehicle Safety Research Centre, Loughborough

University, UK

48. "Effectiveness of ESP and Electronic Stability Control Systems"

Royal Automotive Club of Victoria,

April 2004

49. "Vehicle Traction Control And its Applications"

Kachroo, Pushkin

Tomizuka, Masayoshi

Research Reports, California Partners for Advanced Transit and Highways (PATH), Institute of Transportation Studies (UCB), UC Berkeley

50. "The Development of Vehicle Stability Control at Ford"

Hongtei Eric Tseng, Behrouz Ashrafi, Member, IEEE, Dinu Madau,

Todd Allen Brown, and Darrel Recker, Member, IEEE

IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS, VOL. 4, NO. 3, SEPTEMBER 1999

51. "PRIORITIES FOR EU MOTOR VEHICLE SAFETY DESIGN"

European Transport Safety Council

Rue du Cornet 34

B-1040 Brussels

Brussels 2001

52. "An Experimental Study on Lateral Acceleration of Cars in Different Environments in Sichuan, Southwest China"

Jin Xu,¹ Kui Yang,² YiMing Shao,¹ and GongYuan Lu²

¹College of Traffic and Transportation, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 610031, China

²*School of Transportation and Logistics, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China*

Discrete Dynamics in Nature and Society
Volume 2015 (2015), Article ID 494130, 16 pages
<http://dx.doi.org/10.1155/2015/494130>
Research Article

53. "THE INFLUENCE OF THE LATERAL ACCELERATION ON VEHICLE VELOCITY MOVING ON CURVED ROAD"

Baxhuku Visar

54. University of Prishtina, Faculty of Mechanical Engineering, Prishtina, Kosovo

Koça Odhisea

Polytechnic University of Tirana, Faculty of Mechanical Engineering

Doçillir

University of Prishtina, Faculty of Mechanical Engineering, Prishtina, Kosovo

International Journal of Civil Engineering and Technology (IJCET)

Volume 8, Issue 11, November 2017, pp. 414–420, Article ID: IJCET_08_10_043

Available online at <http://http://www.iaeme.com/ijciet/issues.asp?JType=IJCET&VType=8&IType=11>

ISSN Print: 0976-6308 and ISSN Online: 0976-6316

© **IAEME** Publication **Scopus** Indexed

54. "The influence of the radius of the curve and the lateral slope on the safety of the vehicle"

Baxhuku Visar¹, Koca Odisea²

¹*Universtieti i Prishtinës, Fakulteti i Inxhinierisë Mekanike*

², *Universtieti Politeknik i Tiranës, Fakulteti i Inxhinierisë Mekanike*

UBT – Kosovë

INTERNATIONAL CONFERENCE ON CIVIL ENGINEERING, INFRASTRUCTURE AND ENVIRONMENT

27-29 Tetor 2017, Durrës, Shqipëri