



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ANALÝZA KINEMATIKY LICHOBĚŽNÍKOVÉHO ZAVĚŠENÍ

DOUBLE WISHBONE SUSPENSION KINEMATICS ANALYSIS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

David Nedoma

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	David Nedoma
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Analýza kinematiky lichoběžníkového zavěšení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Ačkoliv je konstrukce lichoběžníkového zavěšení poměrně jasně dána, umístěním jednotlivých kinematických bodů (kloubů) lze významně ovlivnit kinematické charakteristiky a tím i chování celého vozidla. Na základě dat získaných od vedoucího práce by měl student stanovit vliv polohy jednotlivých kinematických bodů na základní charakteristiky lichoběžníkového zavěšení.

Cíle bakalářské práce:

Základní popis lichoběžníkového zavěšení.

Detailní analýzy vlivu polohy bodů na kinematické charakteristiky.

Shrnutí poznatků z analýzy kinematiky lichoběžníkového zavěšení.

Seznam doporučené literatury:

DIXON, John. Tires, suspension and handling. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1996. 621 s. ISBN 1-56091-831-4.

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá analýzou kinematiky lichoběžníkového zavěšení. V úvodu se zabývá popisem tohoto typu zavěšení a popisem zkoumaných charakteristik. V druhé kapitole se práce zabývá vlivem změny polohy jednotlivých kinematických bodů na zkoumané charakteristiky. Na základě získaných výsledků byly vybrány body které nejvíce ovlivňují většinu kinematických charakteristik.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zavěšení, lichoběžníkové zavěšení, kinematický bod, analýza, kinematika

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the analysis of the kinematics of double wishbone suspension. The introduction deals with the description of this type of suspension and the investigated characteristics. In the second chapter, the work deals with the influence of change position of individual kinematic points on investigated characteristics. Based on this results, points that affect the majority of kinematics characteristics the most were selected.

KEYWORDS

Suspension, Double wishbone suspension, kinematic point, analysis, kinematics

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NEDOMA, David. *Analýza kinematiky lichoběžníkového zavěšení*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124186>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 51 s. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Hejtmánka, Ph.D a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2020

.....

David Nedoma

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za vedení a věcné připomínky a ochotu při tvorbě bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům a přátelům za podporu při studiu.

OBSAH

Úvod	9
1 popis lichoběžníkového zavěšení	10
1.1 Ramena	10
1.2 Uložení kola	10
1.3 uložení rejdového čepu	11
1.4 odpružení	11
1.5 střed klopení kola	13
1.6 Střed klonění	14
1.7 úhel odklonu kola	14
1.8 Příklon rejdové osy	15
1.9 poloměr rejdu	16
1.10 záklon rejdové osy a závlek	17
1.11 úhel sbíhavosti	17
1.12 Anti-dive efekt	18
1.13 Anti-lift efekt	19
2 Analýza kinematiky	20
2.1 odklon	21
2.2 sbíhavost	23
2.3 Posun středu kontaktu pneumatiky s vozovkou ve směru X	26
2.4 Posun středu kontaktu pneumatiky s vozovkou ve směru Y	28
2.5 Výška středu klopení kola	30
2.6 Převod tlumiče	32
2.7 Anti-dive	34
2.8 Anti-lift	35
2.9 Souhrn nejzásadnějších bodů a směrů jejich posunů	36
Závěr	40
Seznam použitých zkratek a symbolů	42
Seznam příloh	44

ÚVOD

Automobil je nejčastější dopravní prostředek dnešní doby. Jsou automobily sportovní, osobní i nákladní. Všechny tyto vozy vyžadují dobré jízdní vlastnosti, avšak mají různé požadavky na provedení zavěšení kola. U sportovního automobilu lze oželeť komfort výměnou za přesné vedení stopy, nákladní vůz pro změnu vyžaduje velkou nosnost a odolnost.

Lichoběžníkové zavěšení je často používaný způsob uchycení kola k rámu vozidla, Používá se jak u osobních a závodních vozidel tak i u autobusů či traktorů. Jelikož se toto zavěšení skládá z mnoha prvků, lze velmi snadno změnou polohy jednotlivých bodů (úchyťů) cíleně ovlivňovat různé vlastnosti. Geometrie zavěšení je důležitá pro správné vedení kola jak při přímé jízdě, tak při průjezdu zatáčkou tak aby kolo bylo co nejvíce v kontaktu s vozovkou. Každý automobil má jiné požadavky na průběh těchto vlastností a je nutné při návrhu vozidla dbát na vhodnou kinematiku náprav a celého vozidla. Špatně navržená geometrie má velký vliv na opotřebení pneumatik, spotřebu paliva, a jízdní vlastnosti, tedy komfort jízdy a ovladatelnost. Proto je důležité dát velký důraz na správné nastavení kinematiky náprav.

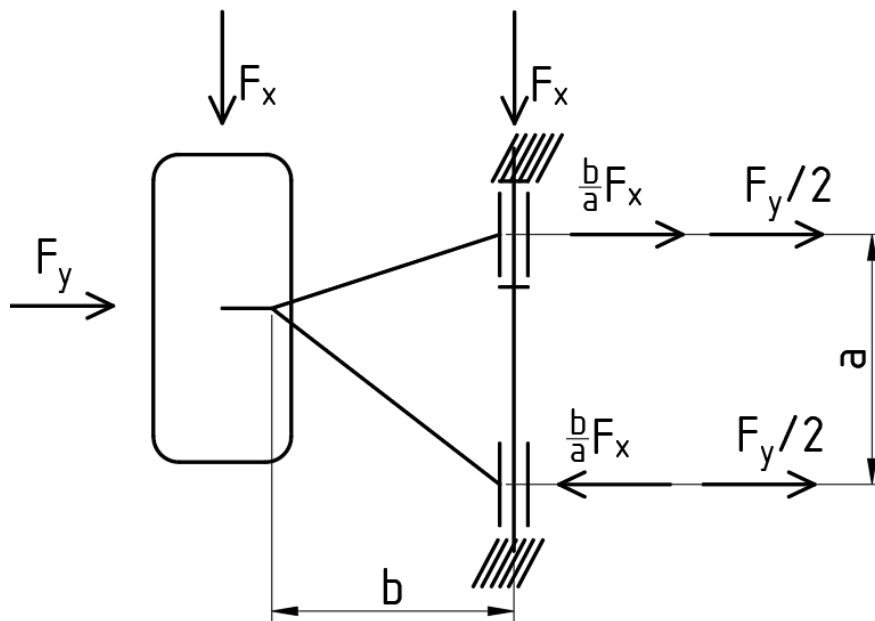
Nastavování je ovšem dílem kompromisů jelikož kinematické body mají vliv na několik charakteristik, zároveň je dobré vědět, jak moc který bod při svém posunutí ovlivní danou charakteristiku, tímto se zabývá tato práce.

1 POPIS LICHOBĚŽNÍKOVÉHO ZAVĚŠENÍ

Lichoběžníkové zavěšení je provedení nezávislého zavěšení kol, kde je těhlice kola připojena k rámu vozidla pomocí dvou ramen. Horního a spodního, přičemž horní rameno bývá zpravidla kratší než spodní a to z důvodu změny odklonu kola při průjezdu zatáčkou – tím lze dosáhnout lepšího kontaktu pneumatiky s vozovkou v průběhu zdvihu kola, než kdyby byla tato ramena stejně dlouhá. Pro správné vedení kola při jízdě je nutné jej udržovat v požadovaném směru k tomu slouží tyč řízení u řízené nápravy, nebo obdobný prvek dovolující pouze zdvih kola. [3]

1.1 RAMENA

Ramena lichoběžníkových náprav přenáší hlavně boční a obvodové síly od kola na karoserii. Jelikož rameno zachycuje dvě síly, je vhodné pro každé rameno dvě místa uchycení v rámu z tohoto důvodu je výhodné použít trojúhelníkový tvar ramen (*Obr. 1*). Protože spodní rameno leží blíže k působišti sil (vozovce) bývá více zatěžováno, proto se navrhuje masivnější než horní rameno. Díky dvěma místům uchycení ramene do rámu můžeme zachycovat momenty vznikající při brždění a akceleraci. [3]

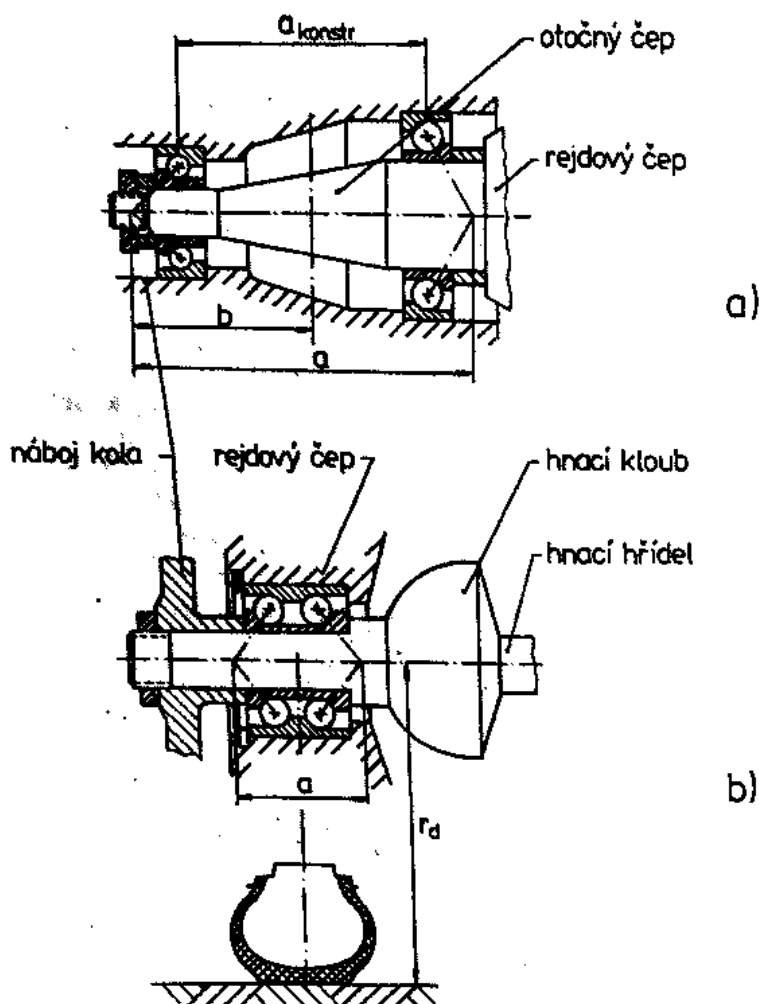


Obr. 1 rozložení sil na rameni

1.2 ULOŽENÍ KOLA

Aby se mohlo kolo odvalovat po vozovce, je potřebné, aby bylo k pevným částem uloženo, u řízených kol je třeba umožnit natáčení kol okolo rejdové osy. Toto všechno zajišťuje těhlice, která spojuje ramena, tyč řízení a ložiska kola, tak aby jim dovolovala jen ty pohyby, které jsou od těchto prvků vyžadovány. Kola bývají uložena pomocí valivých ložisek, čepy mohou být uloženy kluzně. Pro uložení kola se používají dva základní způsoby a to: dvěma navzájem předepnutými ložisky (*Obr. 2 a*) nebo dvouřadým ložiskem (*Obr. 2 b*). V prvním případě lze seřizovat ložiskovou vůli, avšak toto provedení je náročnější na zástavbový prostor. V případě osobních vozidel se namísto dvou radiálních ložisek používá jedno ložisko s děleným vnitřním kroužkem (ložisková jednotka 1. generace) Díky dělenému kroužku mají tyto jednotky větší únosnost. Jednotky první generace mívají zabudované těsnicí kroužky. Ložiskové jednotky druhé generace mají vnější kroužek v jednom kuse s přírubou kola to znamená úsporu dílů a

zjednodušení montáže. Třetí generace ložiskových jednotek obsahují přírubu i na vnitřním kroužku.[3]



Obr. 2 základní způsoby uložení kola[3]

1.3 ULOŽENÍ REJDOVÉHO ČEPU

V případě řízených kol je nutné umožnit kolu natáčet se okolo rejdivé osy (spojnice horního kulového a dolního kulového kloubu) Tyto klouby spojují ramena s těhlicí. Pouzdro s kulovou hlavicí bývá upevněno v rameni a kloub se upevňuje na těhlici. [3]

1.4 ODPRUŽENÍ

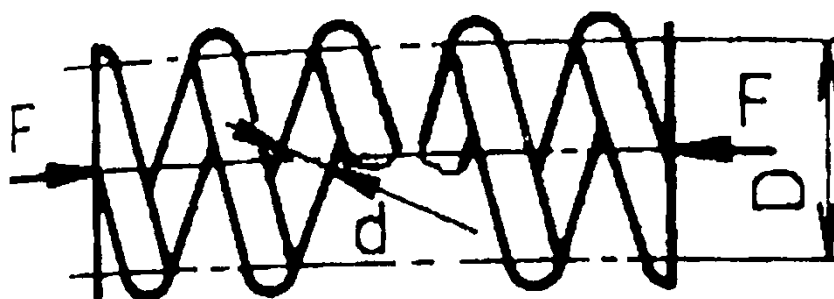
Díky odpružení se zmenšuje přenos kmitání náprav na rám a karoserii. Odpružení se snaží zajistit aby bylo zatížení kola co nejméně proměnné, jinak by mohlo dojít ke ztrátě ovladatelnosti vozidla. U lichoběžníkového zavěšení se nejčastěji setkáváme s odpružením řešeným pomocí vinutých pružin, v některých případech pomocí zkrutných (Opel Campo), pneumatických (Audi A6 allroad quattro), či hydro-pneumatických (Citroen C5) pružin. [3]

1.4.1 VINUTÉ PRUŽINY

Vinuté pružiny jsou výhodné, protože jsou bezúdržbové, na uchycení není potřeba kloubů a mají nízkou hmotnost, avšak nemohou přenášet podélné ani boční síly od kola. Stoupání vinutých pružin se volí takové, aby i při nejvíce stlačené pružině závity na sebe nedolehly, to by způsobovalo přenos rázů z vozovky na karoserii a hluk v interiéru. Na koncích pružiny se zhotovují takzvané závěrné závity pro lepší dosednutí k dalším dílům zavěšení a přenos sil. Tuhost vinuté pružiny vychází ze vztahu 1.1

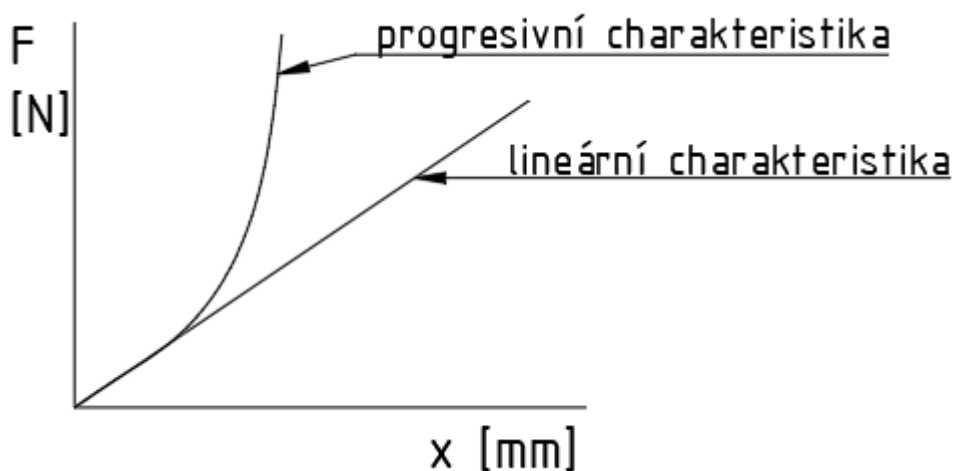
$$c = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad 1.1[3]$$

Kde d je průměr drátu pružiny, n je počet činných závitů, G je modul pružnosti ve smyku a D je roztečný průměr pružiny viz *Obr. 3*.



Obr. 3 vinutá pružina [3]

Deformační charakteristika takovéto pružiny je lineární, avšak někdy je výhodnější progresivní charakteristika, tedy že při zvětšujícím se zatížení deformace narůstá pomaleji, viz *Obr. 4*, toho lze dosáhnout několika způsoby. Proměnlivým stoupáním závitů, proměnlivým průměrem



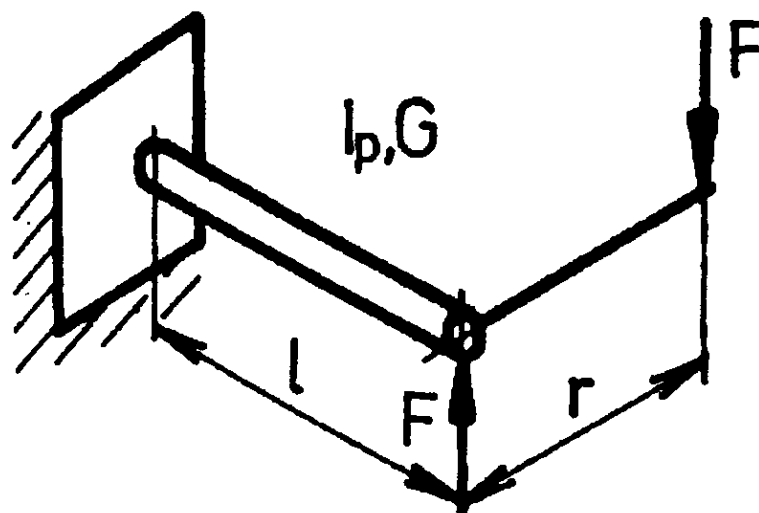
Obr. 4 závislost síly od pružiny na stlačení drátu, nebo kombinací obojího tedy kuželovým nebo soudečkovým tvarem pružiny. [3]

1.4.2 TORZNÍ PRUŽINY

Torzní pružiny (někdy též torzní či zkrutné tyče) jsou tyče obvykle kruhového průřezu na jedné straně uchycené pevně v rámu vozidla (pomocí drážkovaného, či čtverhranného konce) druhá strana pomocí ramene připojena ke kolo. Zdvih kola je pomocí ramene přenesen na tyč a ta se vlivem kroutícího momentu deformuje. Pro správnou funkčnost se zkrutné tyče montují s předpětím. Toto provádíme buď pomocí regulačního raménka na pevném konci nebo předsazením ramene na konci u kola. Tuhost zkrutné tyče vypočteme snadno podle vztahu 1.2

$$c = \frac{J_P \cdot G}{l \cdot r^2} \quad 1.2 [3]$$

Kde J_P je polární moment setrvačnosti, G je modul pružnosti ve smyku, l je délka tyče a r je rameno na kterém působí zatěžující síla viz *Obr. 5*. Torzní tyče jsou vhodné pro svoje malé zástavbové rozměry, snadnou seřiditelnost a nízkou náročnost na údržbu.[3]



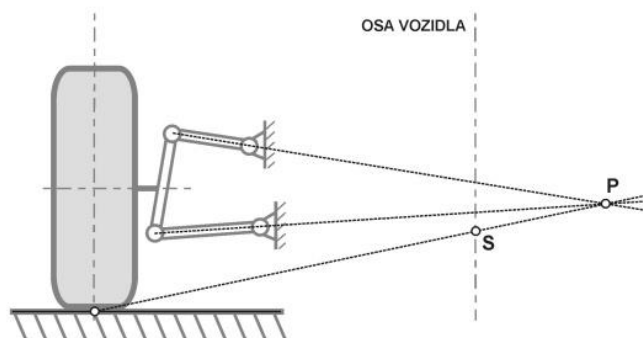
Obr. 5 schéma torzní pružiny [3]

1.5 STŘED KLOPENÍ KOLA

Pokud se bod P (pól klopení kola) nachází daleko od kola, potom změny rozchodu a odklonu vznikající při propružení jsou malé. Změna rozchodu pro malé výchylky se dá určit opsáním kružnice z bodu P do stopy pneumatiky. Změna odklonu vyplývá z okamžitého natočení kola kolem bodu P, viz *Obr. 6*. Poloha středu klopení karoserie (bod S) vyplývá z příčného sklonu ramen, a leží v průsečíku spojnice středu kontaktu pneumatiky s vozovkou a bodu P s osou symetrie vozidla. [2]

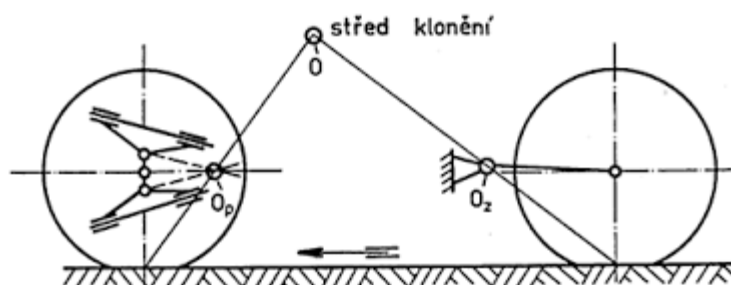
1.6 STŘED KLONĚNÍ

U lichoběžníkového zavěšení lze změnou polohy ramen ovlivnit jak výšku středu klopení, tak výšku středu klonění. Pól klonění kola je bod, kolem kterého se kolo otáčí v podélné rovině. Pól klonění nápravy je bod ležící v průsečíku roviny symetrie vozidla, roviny spodního a roviny



Obr. 6 poloha středu klopení karoserie a pólu klonění kola [2]

horního ramene. Na Obr. 7 je zobrazen střed klonění pro přední lichoběžníkovou nápravu (O_P) a zadní klikovou nápravu (O_Z). Abychom omezili předklánění, je nutné, aby byl střed klonění karoserie co nejvýše – proto přední a zadní úchyty ramen nebývají ve stejné výšce.[2]

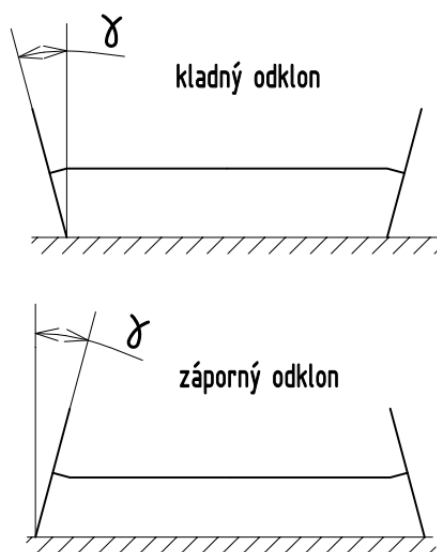


Obr. 7 střed klonění[3]

1.7 ÚHEL ODKLONU KOLA

Úhel odklonu kola (γ ang. camber) je úhel mezi rovinou kola a svislou osou vozidla za kladný jej považujeme, když se kolo na vrchní straně od této osy odklání. Jak lze vidět na Obr. 8.

Při průjezdu vozidla zatáčkou se karoserie díky odstředivé síle naklápí směrem na vnější stranu zatáčky. Vnitřní kola se od karoserie oddalují a vnější se naopak přibližují. Pro stabilní jízdu je nutné, aby změna odklonu vnějšího kola vyrovnávala naklopení karoserie, tak aby bylo kolo k vozovce v kolmé poloze a mohlo zachytávat co nejvíce boční sílu. Znamená to tedy, že je při propružení výhodnější záporný úhel odklonu. Pro vnitřní kolo, které se vyvšuje je naopak výhodnější kladný odklon. Proto je snaha nastavovat průběh odklonu tak, aby při vyvšení byl odklon kladný a při propružení záporný.[3], [8]



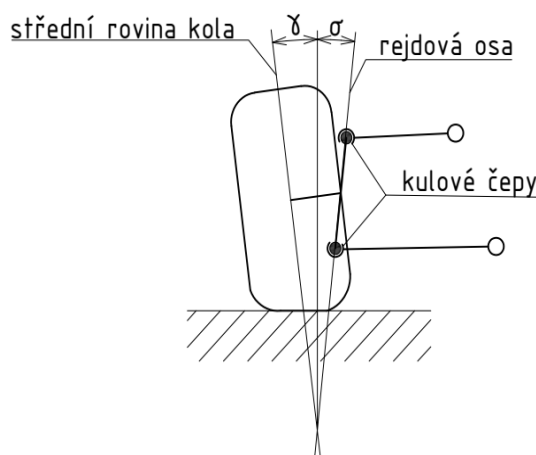
Obr. 8 odklon kola

Kolo se díky nestejně dlouhým ramenům při propružení naklápí a vlivem síly od pružiny a tlumiče se vytváří klopný moment způsobující naklopení karoserie. Zároveň vzniká díky gyroskopickému efektu kroutící moment vzhledem k rejdové ose. Tento moment musí být zachycován v řízení. Dále při propružení, tedy změně odklonu vzniká boční síla ve stopě pneumatiky tato síla zvyšuje namáhání zavěšení, rámu a zvyšuje opotřebení pneumatik. [3]

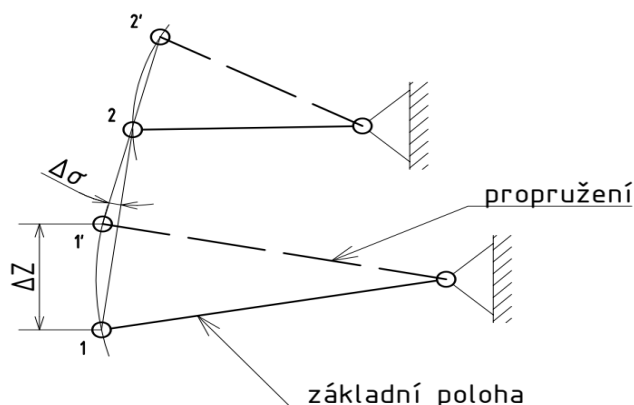
1.8 PŘÍKLON REJDOVÉ OSY

Příklon rejdové osy (σ) (Obr. 9) je průmětem úhlu mezi rejdovou osou a svislicí do rovnoběžné roviny s příčnou rovinou vozidla. Díky příklonu se řízená kola samočinně vrací do přímé polohy.

Při zdvihu kola dochází ke změně příklonu rejdové osy ta současně vyjadřuje i změnu odklonu kola. Změnu příklonu (odklonu) v závislosti na zdvihu kola zjistíme snadno graficky jak je tomu na Obr. 10. [3]



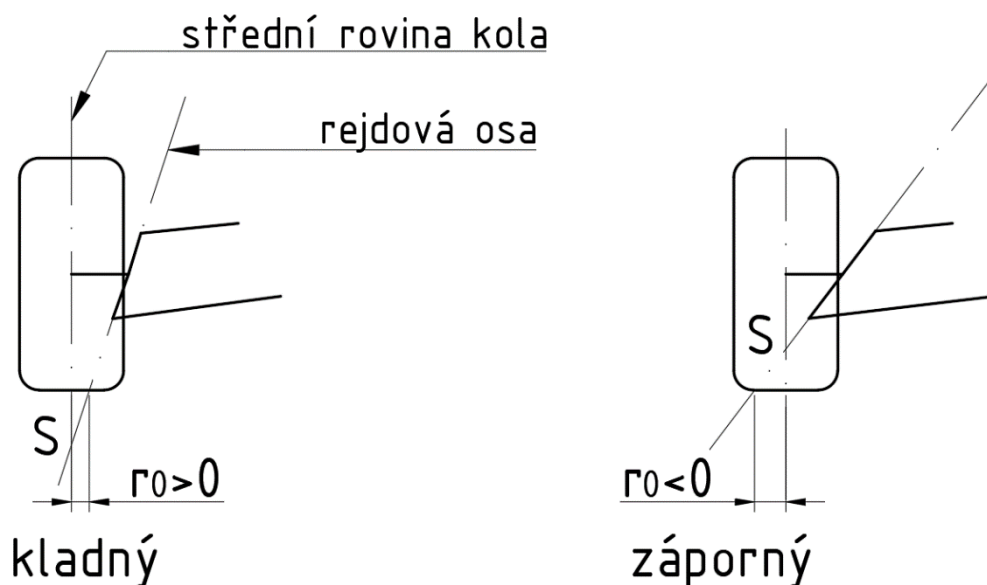
Obr. 9 příklon rejdové osy



Obr. 10 změna odklonu při zdvihu kola

1.9 POLOMĚR REJDU

Poloměrem rejdu r_0 (ang. Scrub radius,) označujeme vzdálenost mezi středem styku pneumatiky s vozovkou a průsečíkem rejdové osy s vozovkou (Obr. 11). Jestliže leží průsečík na vnější straně od středu kontaktu nazýváme poloměr rejdu záporným. Na velikosti poloměru rejdu je závislý vratný moment, který napřimuje kola do přímého směru. [3]

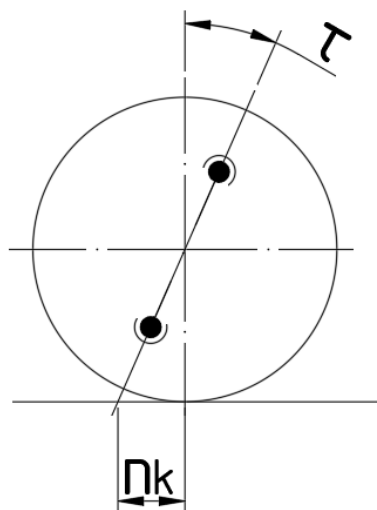


Obr. 11 poloměr rejdu

Při jízdě a při brždění jsou kola vlivem brzdících sil a valivých odporů stlačována do rozbíhavosti, zatímco hnací síly tlačí kola do sbíhavosti. Kladný poloměr by neměl být příliš velký (nejvíce 40mm u osobních a 60mm u nákladních vozidel). Protože při rozdílných odporech nebo brzdících silách musí řidič vyrovnávat směr jízdy. V případě záporného poloměru rejdu jsou kola nucena do sbíhavosti a při nesouměrném brždění se momenty od brzdících a bočních sil vyrovnávají a vozidlo se nestáčí okolo svislé osy, avšak díky vlivu bočních sil se vozidlo bočně posouvá směrem k hůře brzdící straně. [3]

1.10 ZÁKLON REJDOVÉ OSY A ZÁVLEK

Záklon rejdové osy (τ ang. caster) je úhel mezi rejdovou osou a svislicí promítnutý do podélné roviny vozidla. Pokud je rejdová osa nakloněná dozadu považujeme úhel τ za kladný. Závlek (n_k) je vzdálenost mezi středem dotyku pneumatiky s vozovkou a průsečíkem rejdové osy s vozovkou (Obr. 12). Jestliže se průsečík nachází před středem pneumatiky považujeme závlek za kladný. Díky sklonu rejdové osy dosáhneme při průjezdu zatáčkou různé naklopení kola, a

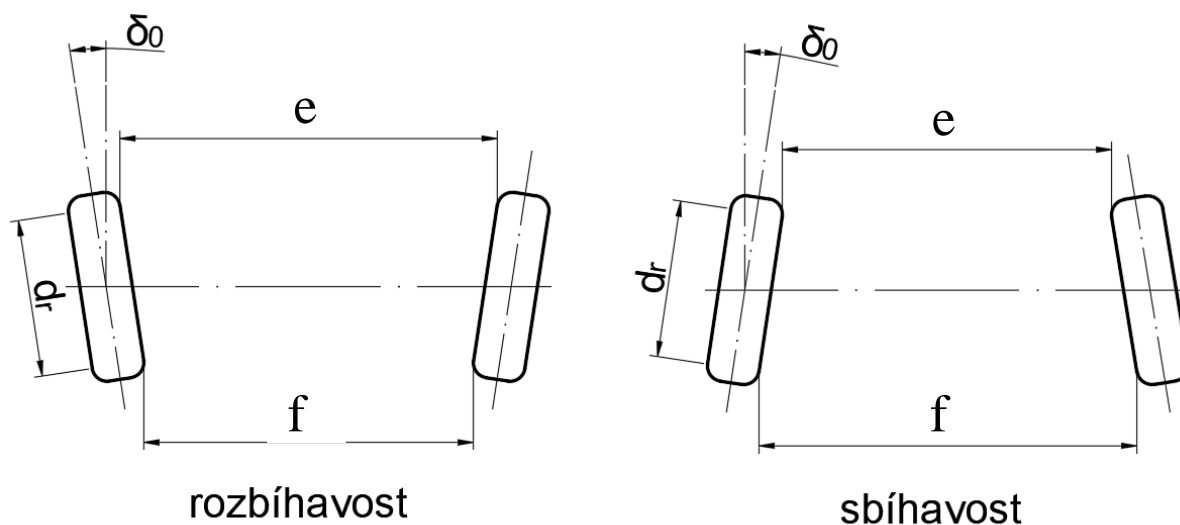


Obr. 12 závlek

vnější kolo získává negativní odklon a vnitřní kolo pozitivní. Na velikosti závleku je také závislá velikost vratného momentu, navracejícího kola do přímého směru. [3], [7]

1.11 ÚHEL SBÍHAVOSTI

Úhel sbíhavosti (δ_0 ang. toe angle) je úhel mezi střední rovinou kola a podélnou osou vozidla při pohledu shora. Pokud se kola v přední části od sebe oddalují tak se jedná o rozbíhavost, jestliže se k sobě přibližují jedná se o sbíhavost. Viz Obr. 13 úhel sbíhavosti. Při určování sbíhavosti mechanickým způsobem se měří vzdálenost mezi vnitřními okraji ráfků v rovině,



Obr. 13 úhel sbíhavosti

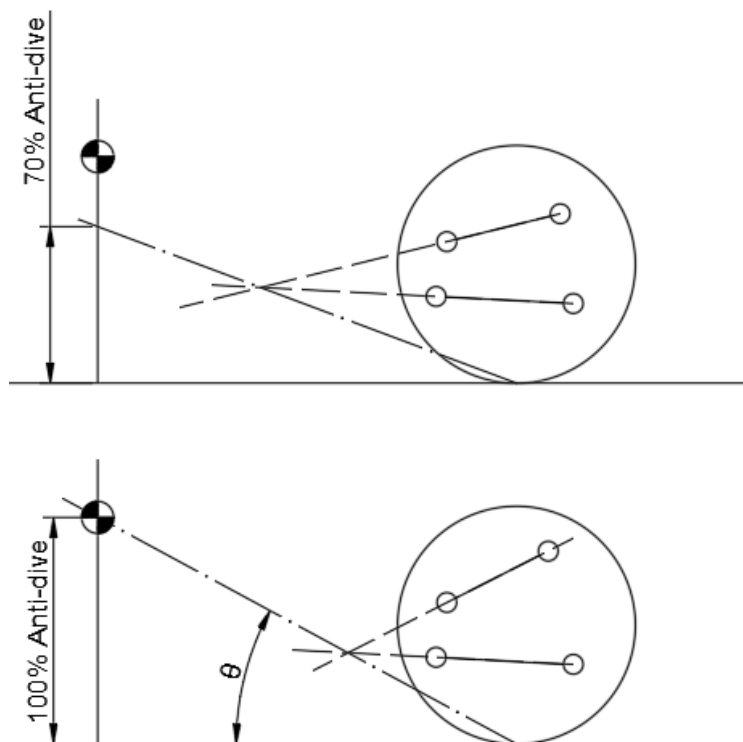
kteřá prochází středem kola. Jestliže jako d_r označíme průměr ráfku tak pro výpočet sbíhavosti platí vztah 1.3.

$$\delta_0 = \arcsin\left(\frac{f - e}{d_r}\right) \quad 1.3[3]$$

Sbíhavost může měnit chování vozidla. Díky sbíhavosti zadní nápravy můžeme omezit přetáčivost vozidla. Vlivem sbíhavosti vzniknou malé boční síly, které vytváří momenty k rejdovým osám a snaží se natáčet kola do přímého směru. Vlivem brzděné síly se kola natáčejí do rozbíhavosti, aby bylo dosaženo odvalování v přímém směru nastavují se kola do sbíhavosti díky tomu nedojde ke vzniku bočních sil. Sbíhavost a rozbíhavost také zvyšují valivý odpor, tedy zvyšují spotřebu paliva a opotřebenění pneumatik na vnější či vnitřní straně běhounu. Sbíhavost se nastavuje v rozmezí 0÷3 mm ($0^\circ \div 0^\circ 30'$) u osobních a 3÷8 mm u nákladních vozidel.[3], [7]

1.12 ANTI-DIVE EFEKT

Při brzdění se vlivem setrvačnosti přední část vozidla „potápí“ k vozovce. Tomu to lze zabránit vhodnou geometrií zavěšení. U lichoběžníkové nápravy toho docílíme podélným sklonem horního a spodního ramene tak aby střed klonění ležel co nejvýše viz *Obr. 14*. Pokud je hodnota anti-divu 100 % znamená to, že se vozidlo při brždění napředklání. Anti-dive efekt není závislý jen na geometrii nápravy ale také na rozdělení brzděné síly mezi nápravy, jak naznačuje vztah 1.4.



Obr. 14 anti-dive efekt

$$Anti - dive = \frac{\tan(\theta)}{\frac{h}{l_n} \cdot (\% \text{poměr brždění přední nápravou})} \cdot 100 \quad 1.4 [6]$$

Kde l_n je rozvor náprav a h je výška těžiště karoserie.

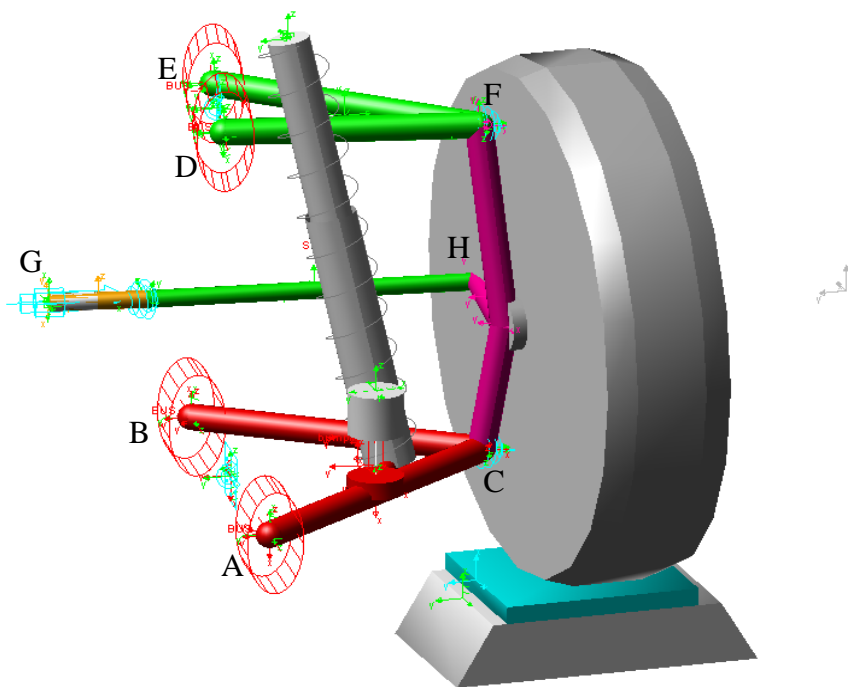
Při hodnotě anti-divu 100 % procent se předek vozidla nepředklání, v praxi se používají hodnoty mezi 0÷50% [5], [6]

1.13 ANTI-LIFT EFEKT

Při akceleraci se přední část vozidla zvedá. Tomuto jevu se dá zabránit obdobně jako v případě anti-divu, tedy podélným sklonem ramen. Když se střed klonění nachází ve stejné výšce jako těžiště vozidla tak se karoserie nebude zaklánět. Je důležité, aby se střed klonění nacházel výše než střed kol hnané nápravy jinak by docházelo k opačnému efektu tzv. pro lift [6]

2 ANALÝZA KINEMATIKY

Pro sledování závislostí jednotlivých veličin bylo vytvořeno 97 variant polohy každého bodu. Pro každý řešený bod bylo vytvořeno 12 variant posunutí (4 pro posun v ose x 4 pro posun v ose y a 4 pro posun v ose z). Je sledován vliv posunu jednotlivých bodů tudíž se nekombinují změny polohy více bodů zároveň. Na *Obr. 15* a v *Tabulka 1* jsou popsány kinematické body,



Obr. 15 použité pojmenování kinematických bodů [9]

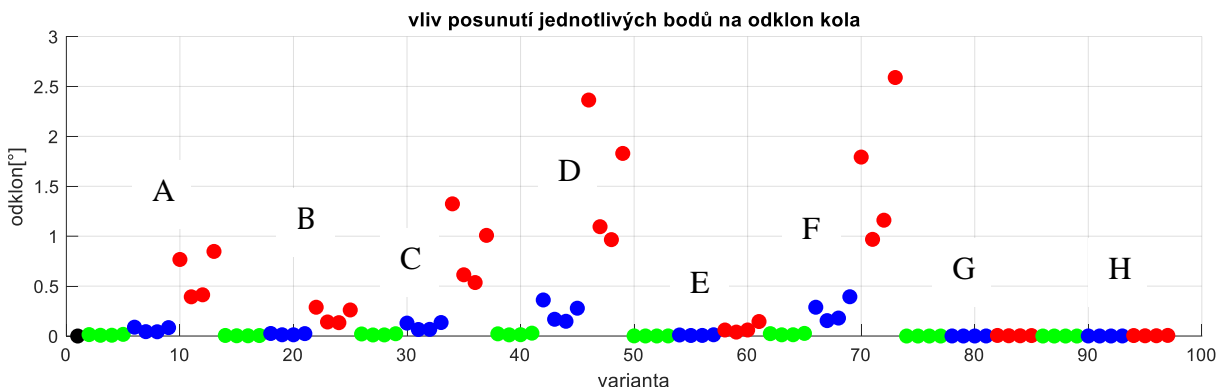
ve sloupcích jsou rozmezí variant, pro které platí posun v daném směru. Toto značení je použito po zbytek práce. Každá charakteristika je vykreslována zvlášť a je sledováno který bod danou charakteristiku při svém posunutí nejvíce ovlivní. V přílohách jsou vykresleny skutečné průběhy a velikosti daných charakteristik, avšak pro porovnání vlivu jednotlivých bodů je výhodnější průměrná změna počítaná z hodnot při zdvihu -50 a +50 mm.

Tabulka 1

		x	y	z
A	Spodní rameno, přední úchyt	2÷5	6÷9	10÷13
B	Spodní rameno, zadní úchyt	14÷17	18÷21	22÷25
C	Spodní rameno, úchyt na těhlici	26÷29	30÷33	34÷37
D	Horní rameno, přední úchyt	38÷41	42÷45	46÷49
E	Horní rameno, zadní úchyt	50÷53	54÷57	58÷61
F	Horní rameno, úchyt na těhlici	62÷65	66÷69	70÷73
G	Tyč řízení, úchyt na řízení	74÷77	78÷81	82÷85
H	Tyč řízení, úchyt na těhlici	86÷89	90÷93	94÷97

2.1 ODKLON

Na *Obr. 16* je vykreslen vliv jednotlivých bodů na odklon kola jedná se o průměrné hodnoty pro zdvih +50 a -50 mm. Již na první pohled je patrné, že body G a H nemají na odklon vliv, jelikož jejich hodnoty jsou prakticky konstantní.



Obr. 16 průměrná změna dosažená změnou polohy jednotlivých bodů

2.1.1 BOD A

Bod A (varianty 2 až 13). Při vyvěšení kola je patrná malá změna díky posuvům ve směru osy y. Změny polohy ve směru osy x negenerují prakticky žádnou změnu. Posuneme-li tento bod ve směru osy z dosáhneme výraznější změny.

2.1.2 BOD B

Z *přílohy 1* lze podobnou tendenci jako u bodu A sledovat i bodu B ale rozdíl mezi variantami je menší. Tato tendence je také patrná z *Obr. 16*.

2.1.3 BOD C

Také bod C má obdobné tendence jako bod A, tedy větší rozptyl mezi variantami při vyvěšení a menší rozptyl při propružení jak lze vidět v příloze. Největších změn dosáhneme opět posunutím v ose z. Zde oproti bodu A má větší vliv posunutí v kladném směru.

2.1.4 BOD D

Jestliže měníme polohu bodu ve směru osy y lze pozorovat změny a to při vyvěšení, při propružení jsou změny malé, viz *příloha 1*. Při posouvání bodu ve směru osy z lze pozorovat velké změny jak při vyvěšení tak při propružení. V tomto případě jsme schopni dosáhnout i kladného odklonu. Mezi křivkami ztvárňujícími změny polohy ve směru osy z lze pozorovat výrazné rozdíly.

2.1.5 BOD E

Tento bod závislost odklonu ovlivňuje pouze nepatrně a to pouze posuneme-li jej v ose z.

2.1.6 BOD F

opět jako u bodů A až E při posunutí ve směru osy x se nedočkáme prakticky žádné změny. Pouze v řádu setin stupně. Výraznější změny lze pozorovat, když bod F posuneme ve směru y.

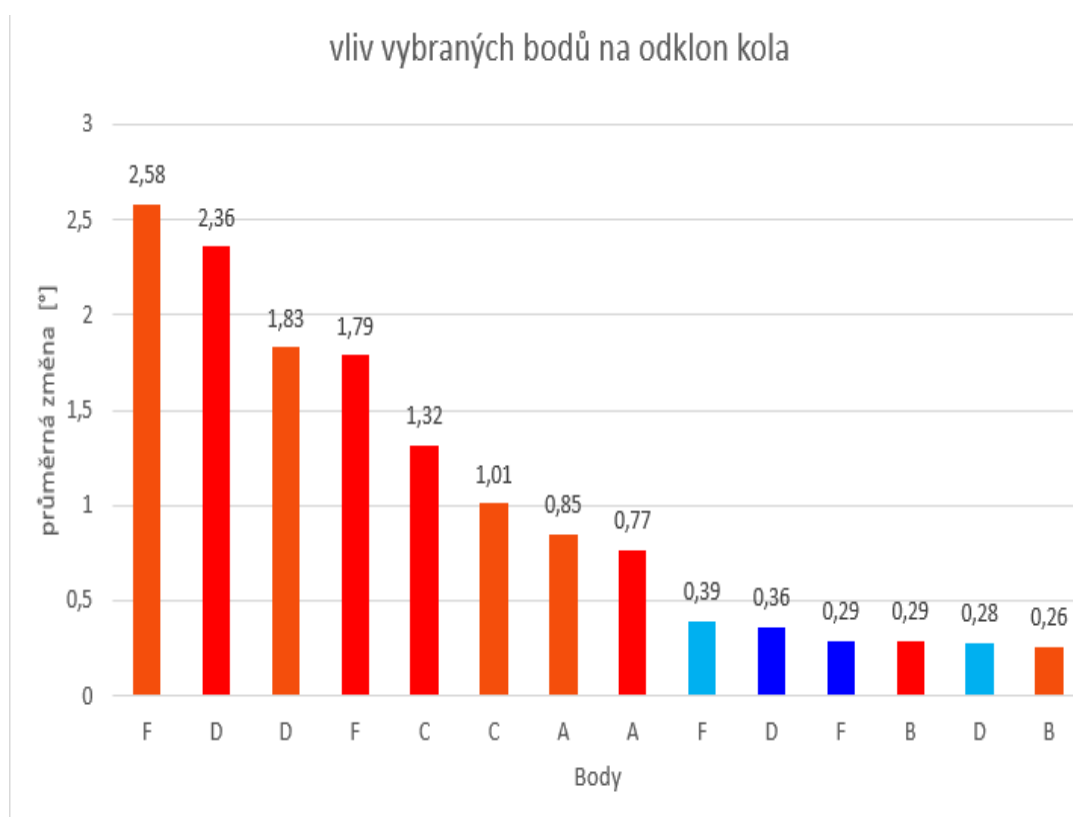
Značné změny dosáhneme posuneme-li tento bod ve směru z. Bod F reaguje „opačně“ oproti bodu D jak lze vidět na *Obr. 16* zde má větší vliv posunutí v záporném směru.

2.1.7 BODY G, H

Body uchycení tyče řízení nemají žádný vliv na závislost odklonu na zdvihu kola jak je vidět v *příloze 1*.

2.1.8 POROVNÁNÍ NEJVÝRAZNĚJŠÍCH ZMĚN

Pro porovnání výsledků slouží , kde jsou sestupně seřazeny hodnoty podle průměrné změny u každé hodnoty je uveden bod a směr kterým bylo posunuto. Z této tabulky vychází graf (viz *Obr. 17*), kde je již pouze barevně odlišen směr posunutí a hodnota průměrné změny z tabulky. Hodnoty průměrné změny vyjadřují velikost odchýlení se od původní varianty.



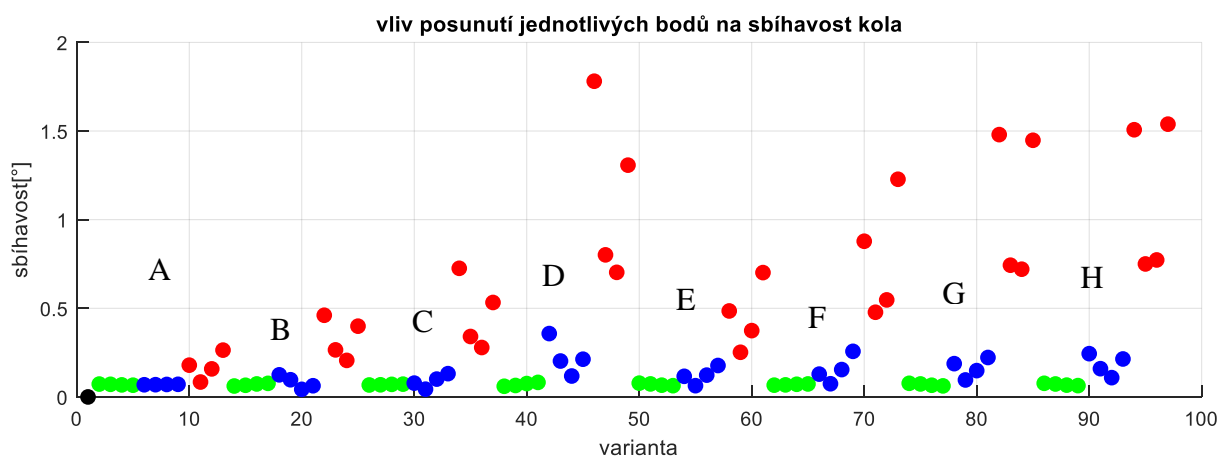
Obr. 17 graf zobrazující nejzásadnější body pro odklon

Tabulka 2

Průměrná změna [°]	bod	Posun (směr)	Průměrná změna [°]	bod	Posun (směr)
2,58	F	Z-20	0,77	A	Z+20
2,36	D	Z+20	0,39	F	Y-20
1,83	D	Z-20	0,36	D	Y+20
1,79	F	Z+20	0,29	F	Y+20
1,32	C	Z+20	0,29	B	Z+20
1,01	C	Z-20	0,28	D	Y-20
0,85	A	Z-20	0,26	B	Z-20

2.2 SBÍHAVOST

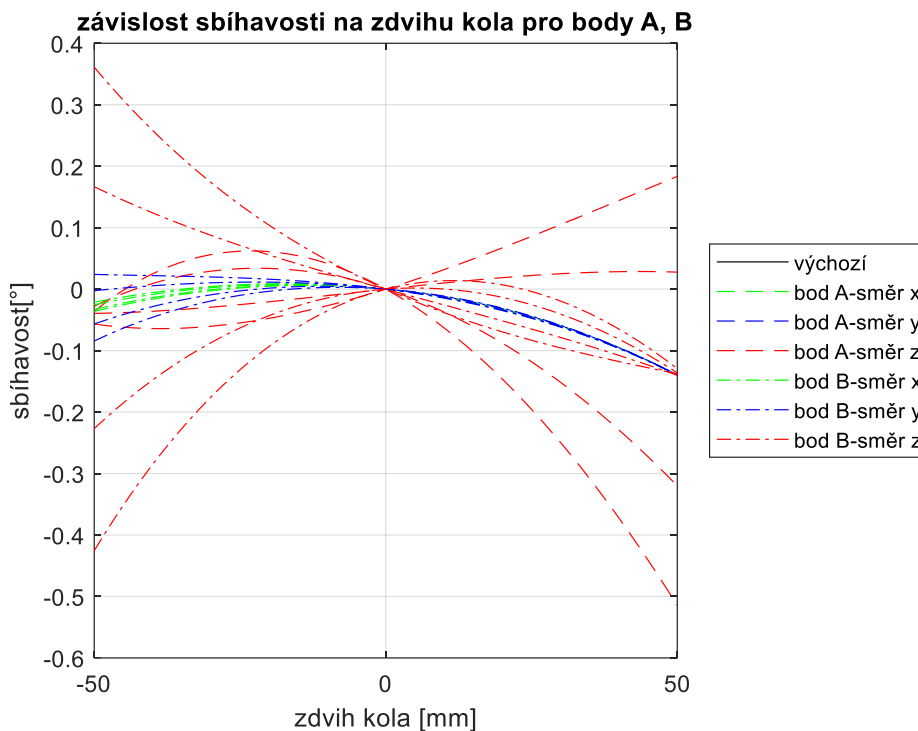
V příloze 2 a Obr.18 je vykreslena obdobným způsobem jako v případě odklonu závislost sbíhavosti na zdvihu kola. Na těchto grafech lze pozorovat, že velkou roli zde hraje poloha tyče řízení.



Obr. 18 průměrná změna dosažená změnou polohy jednotlivých bodů

BODY A, B

V příloze 2 je vidět že bod A při vyvěšení a bod B při propružení sbíhavost neovlivňují, ale tento pohled je dán zvolenými referenčními body -50mm, +50mm zdvihu na *Obr. 19* lze vidět, že v okolí zdvihu -50 se křivky závislostí protínají, tudíž tento bod není vhodný pro posouzení vlivu jednotlivých posunutí. Obdobně pro bod B ale při zdvihu +50mm, i tak lze říci že největších změn dosáhneme posuneme-li tyto body ve směru osy z. Bod B více ovlivňuje závislost při vyvěšení, bod A při propružení. Vliv těchto bodů není pro sbíhavost zásadní, jak lze také pozorovat na *Obr. 18*.



2.2.1 BODY C, F

V příloze 2 lze vidět, že tyto body ovlivňují sbíhavost stejným způsobem, avšak bod F s větším dopadem ($1,5^\circ$ vs 1° při vyvěšení o 50 mm a $1,2^\circ$ vs $0,7^\circ$ při propružení o 50 mm mluvíme-li o rozdílech vůči výchozí variantě).

2.2.2 BODY D, E

Přední úchyt horního ramene (bod D) má větší vliv na sbíhavost než zadní úchyt (E). Posunutí těchto bodů v ose x žádnou změnu na sbíhavosti nevytvoří. Posunutí v ose y ji ovlivňuje pouze při vyvěšení. Největších změn opět dosáhneme posuneme-li tyto body v ose z.

2.2.3 BODY G, H

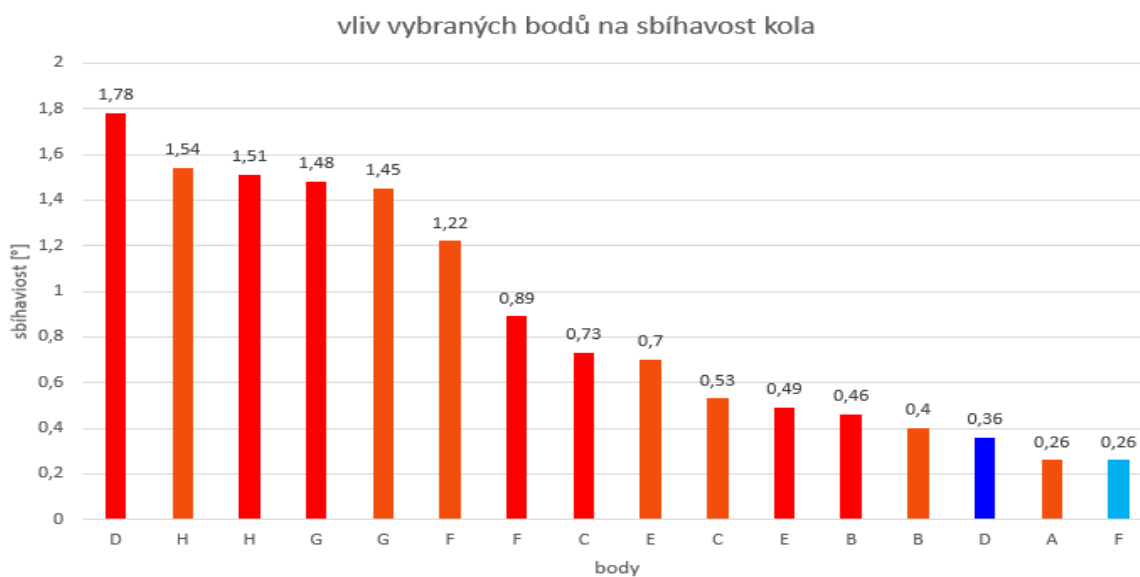
Poloha tyče řízení sbíhavost ovlivňuje nejvíce. Oba body sbíhavost ovlivňují více při propružení než při vyvěšení ale křivky závislostí mají opačné. Také zde je sbíhavost nejvíce citlivá na změny polohy těchto bodů ve směru osy z.

2.2.4 NEJVÝRAZNĚJŠÍ VARIANTY

obsahuje seznam nejlivnějších posunutí a bodů, u kterých toho bylo docíleno. Zde je jasně patrný největší vliv od úchyťů tyče řízení ale také si lze všimnout velkého vlivu bodu D a F což jsou úchyty na horním rameni (přední úchyt v rámu a úchyt na těhlici). Hodnotám této tabulky odpovídá graf, viz *Obr. 20*.

Tabulka 3

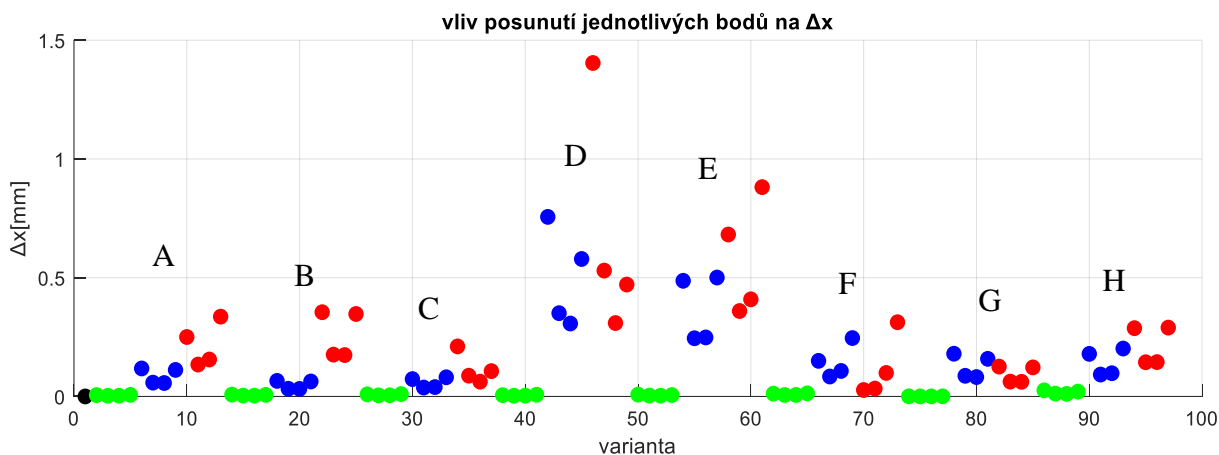
Průměrná změna [°]	bod	Posun (směr)	Průměrná změna [°]	bod	Posun (směr)
1,78	D	Z+20	0,73	C	Z+20
1,54	H	Z-20	0,70	E	Z-20
1,51	H	Z+20	0,53	C	Z-20
1,48	G	Z+20	0,49	E	Z+20
1,45	G	Z-20	0,46	B	Z+20
1,31	D	Z-20	0,40	B	Z-20
1,22	F	Z-20	0,36	D	Y+20
0,89	F	Z+20	0,26	A	Z-20



Obr. 20 graf znázorňující nezávadnější body a jejich posuny

2.3 POSUN STŘEDU KONTAKTU PNEUMATIKY S VOZOVKOU VE SMĚRU X

V příloze 3 jsou vykresleny změny polohy středu kontaktu pneumatiky ve směru X (dále Δx). Zde je jasně patrné, že majoritní změny opět vyvolává posun kinematických bodů ve směru osy z. Obr. 21 vyobrazuje dosažené průměrné změny Δx .



Obr. 21 průměrná změna dosažená změnou polohy jednotlivých bodů

2.3.1 BODY A, B

Posuneme-li úchyty spodního ramene ve směru osy x a y nedosáhneme prakticky žádné změny. Posunutí ve směru osy z mění závislost výrazně. Větší změnu vyvolá přední úchyt (5,7 mm vs 4,3 mm bereme-li hodnoty rozdílu vůči výchozí variantě)

2.3.2 BODY D, E

Úchyty horních ramen způsobují větší změny než úchyty spodních. Zde má vliv i posunutí těchto bodů ve směru osy y avšak tento vliv je patrný při vyvážení při propružení je tento vliv malý. Posuny ve směru Z způsobují změny největší. Opět má větší vliv přední úchyt oproti zadnímu (13,3 mm proti 9,4 mm opět rozdíly vůči V01)

2.3.3 BODY C, F

Úchyty ramen na těhlici se chovají stejně-tedy vliv od směru X a Y je menší v porovnání se směrem Z. Také zde vyvolává větší změny poloha horního úchyty.

2.3.4 BODY G, H

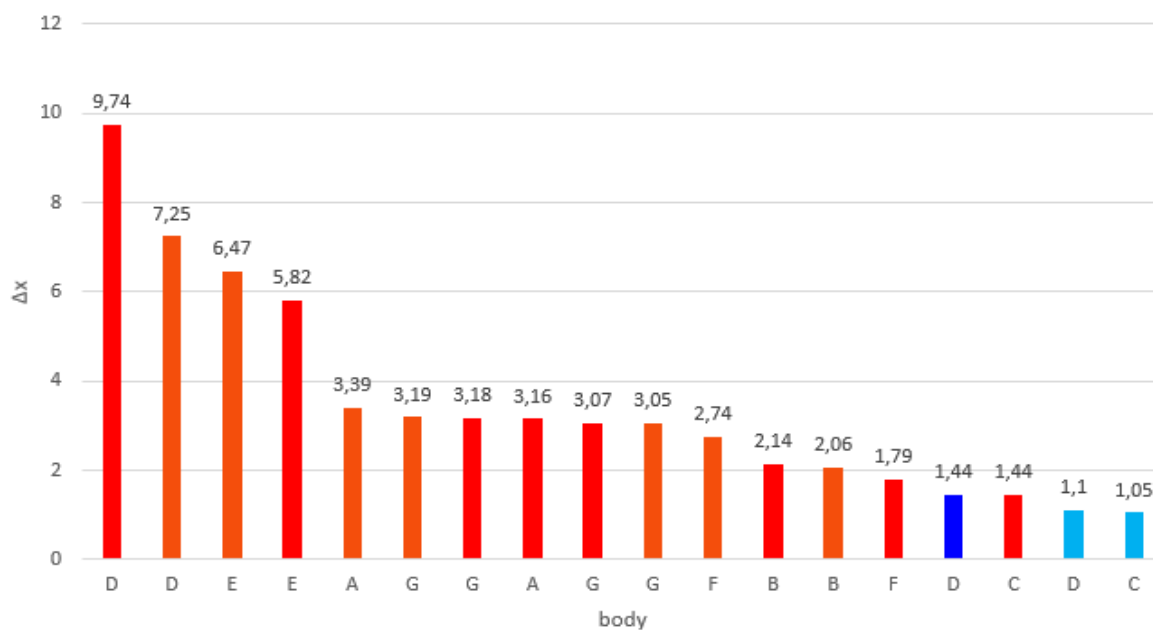
Tyto body vyvolávají přibližně stejně velké změny avšak při posunutí opačným směrem.

2.3.5 NEJVÝRAZNĚJŠÍ VARIANTY

V a jí odpovídajícím grafu na Obr. 22 jsou vypsány nejvýraznější změny, dosažené při posunu jednotlivých bodů. Zde mají největší „slovo“ úchyty horního ramene v rámu tedy body D a E. Srovnatelný vliv jako úchyty spodního ramene má úchyt spojovací tyče na těhlici (G).

Tabulka 4

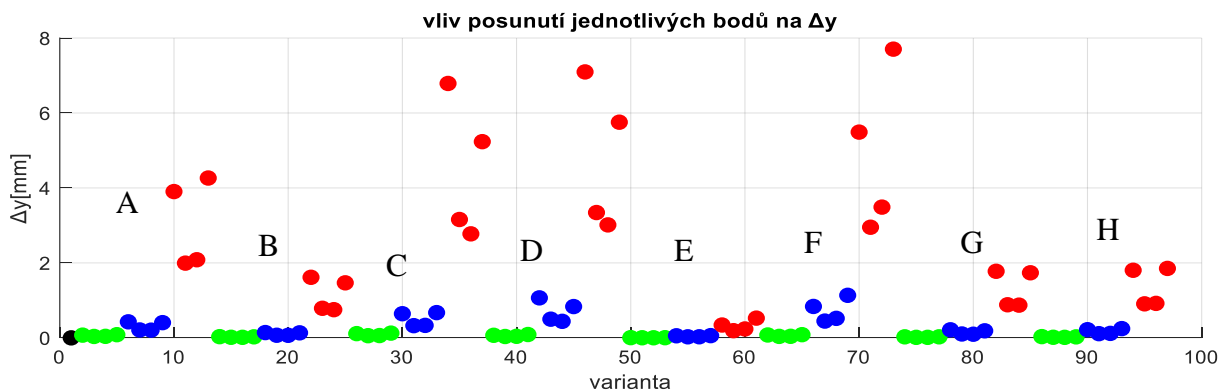
Průměrná změna [mm]	bod	Posun (směr)	Průměrná změna [mm]	bod	Posun (směr)
9,74	D	Z+20	3,05	G	Z-20
7,25	D	Z-20	2,74	F	Z-20
6,47	E	Z-20	2,14	B	Z+20
5,82	E	Z+20	2,06	B	Z-20
3,39	A	Z-20	1,79	F	Z+20
3,19	G	Z-20	1,44	D	Y+20
3,18	G	Z+20	1,44	C	Z+20
3,16	A	Z+20	1,10	D	Y-20
3,07	G	Z+20	1,05	C	Y-20

vliv vybraných bodů na Δx 

Obr. 22 graf znázorňující nejvýraznější posuny jednotlivých bodů

2.4 POSUN STŘEDU KONTAKTU PNEUMATIKY S VOZOVKOU VE SMĚRU Y

Při pohledu na přílohu 1 a přílohu 4 si lze všimnout, že Δ_y a odklon jsou na sobě závislé a to tak že stejné body ovlivňují odklon i Δ_y toto je patrné i z toho jak se odklon mění při zdvihu kola, zároveň se posouvá i střed kontaktu pneumatiky s vozovkou, Obr. 23 ukazuje průměrnou změnu dosaženou posunutím jednotlivých bodů.



Obr. 23 průměrná změna dosažená posunutím jednotlivých bodů

2.4.1 BOD A

Změny polohy bodu A ve směru osy x negenerují prakticky žádnou změnu. Avšak posuneme-li tento bod ve směru osy y dosáhneme jisté změny (0,7mm) při vyvěšení, při propružení je tato změna zanedbatelná. Největší vliv má změna polohy ve směru osy z a to jak při vyvěšení tak při propružení.

2.4.2 BODY C, D, F

Tyto body způsobují přibližně stejný efekt. Ve směru osy z jsou změny nejmarkantnější (až 10mm při vyvěšení o 50mm a až 8mm při propružení)

2.4.3 BODY B, G, H

Také tyto body způsobují přibližně stejnou závislost Δ_y na zdvihu kola při vyvěšení je tato změna přibližně poloviční než u bodů C, D, E

2.4.4 BOD E

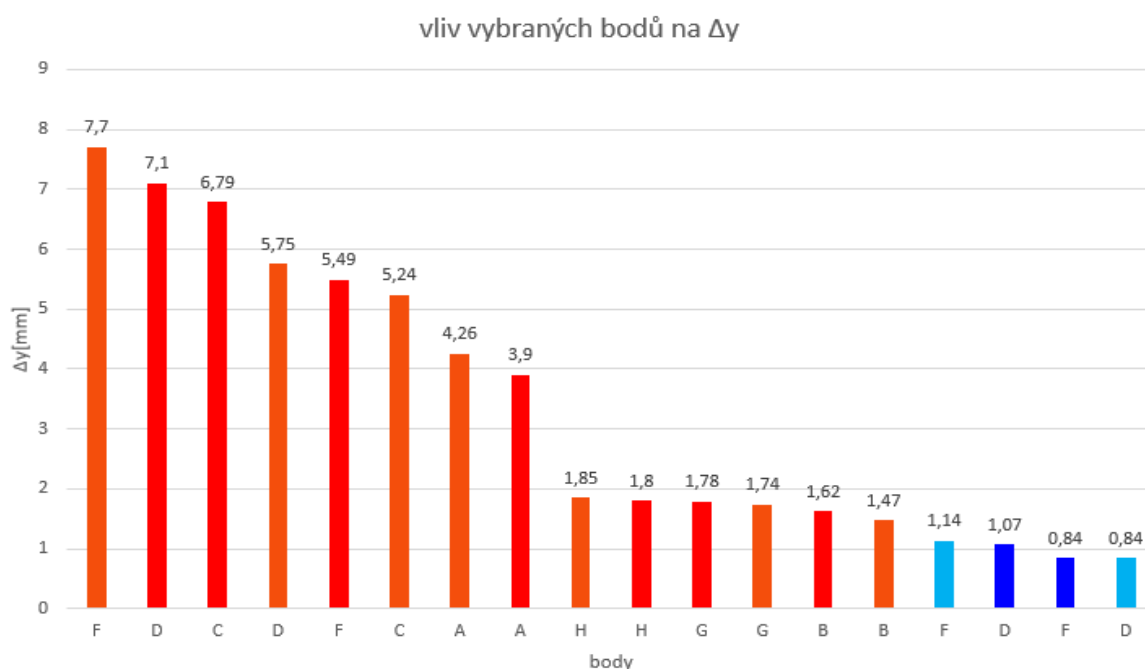
Z přílohy 4 je patrné, že bod E má ze všech kinematických bodů na závislost Δ_y nejmenší vliv to je dáno tím že i vliv na odklon je malý

2.4.5 NEJVÝRAZNĚJŠÍ VARIANTY

ukazuje body s největším vlivem na Δ_y , této tabulce odpovídá graf na Obr. 24 Z této tabulky a grafu lze vidět velký vliv od bodů F, D, C a A.

Tabulka 5

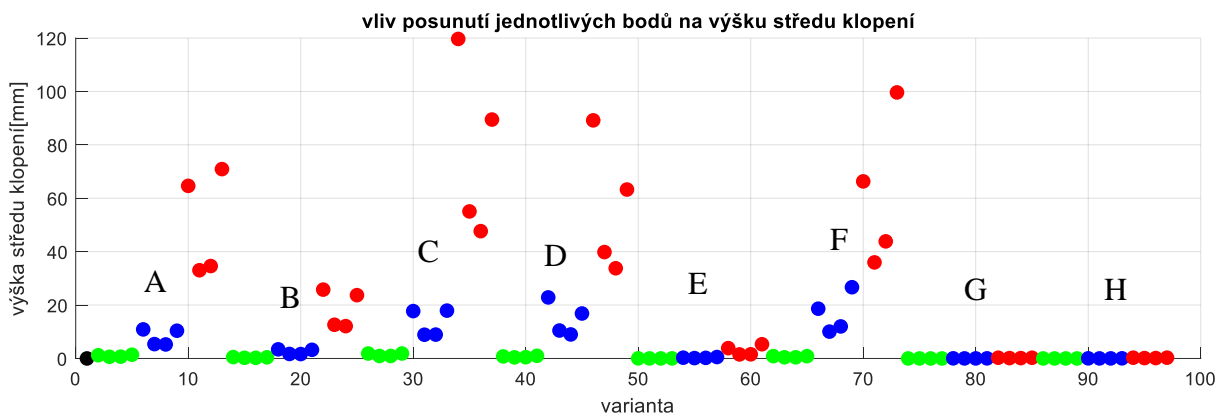
Průměrná změna [mm]	bod	Posun (směr)	Průměrná změna [mm]	bod	Posun (směr)
7,70	F	Z-20	1,80	H	Z+20
7,10	D	Z+20	1,78	G	Z+20
6,79	C	Z+20	1,74	G	Z-20
5,75	D	Z-20	1,62	B	Z+20
5,49	F	Z+20	1,47	B	Z-20
5,24	C	Z-20	1,14	F	Y-20
4,26	A	Z-20	1,07	D	Y+20
3,90	A	Z+20	0,84	F	Y+20
1,85	H	Z-20	0,84	D	Y-20



Obr. 24 význam jednotlivých bodů a směrů jejich posunů

2.5 VÝŠKA STŘEDU KLOPENÍ KOLA

Také zde hrají hlavní roli tytéž body jako v případě odklonu, tudíž poloha tyče řízení výšku středu klopení kola neovlivňuje a tato vlastnost je závislá pouze na poloze ramen. Také zde má největší vliv poloha úchyty ramen na těhlici. Skutečné průběhy a hodnoty výšky středu klopení při hodnotách zdvihu -50 mm a +50 mm vyobrazuje *příloha 5*. Průměrné změny ukazuje *Obr. 25*.



Obr. 25 průměrná změna od výchozí varianty dosažená u jednotlivých bodů

2.5.1 BODY B, C, D

Charakter kterým tyto body ovlivňují výšku středu klopení kola je stejný avšak s tím rozdílem, že diference jsou u jednotlivých bodů rozdílné.

2.5.2 BODY A, F

Charakter těchto bodů je opačný proti bodům B, C, D, tedy pokud bod C posuneme ve směru Z o -20 mm změní se výška středu klopení stejným způsobem jako kdybychom posunuli například bod A ve směru Z o +20mm.

2.5.3 BOD E

Tento bod vykazuje zvláštní chování, posuny ve směru X a Y jsou vzhledem k výšce středu klopení neutrální. Výraznější změny dosáhneme pokud tento bod posuneme ve směru osy z tento vliv se však výrazněji projevil až při posunutí o 20mm.

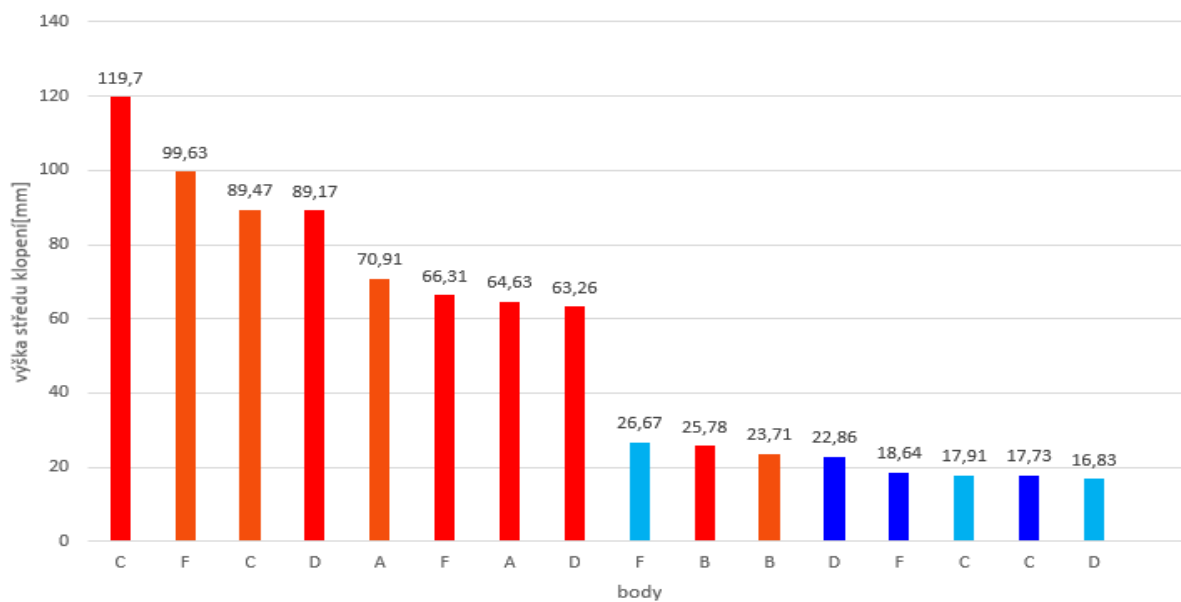
2.5.4 NEJVÝRAZNĚJŠÍ VARIANTY

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty nejvýraznějších změn dosažených posunutím kinematických bodů v daném směru. Této tabulce odpovídá *Obr. 26*. Jak bylo napsáno výše největší vliv zde mají úchyty ramen na těhlici.

Tabulka 6

Průměrná změna [mm]	bod	Posun (směr)	Průměrná změna [mm]	bod	Posun (směr)
119,7	C	Z+20	26,67	F	Y-20
99,63	F	Z-20	25,78	B	Z+20
89,47	C	Z-20	23,71	B	Z-20
89,17	D	Z+20	22,86	D	Y+20
70,91	A	Z-20	18,64	F	Y+20
66,31	F	Z+20	17,91	C	Y-20
64,63	A	Z+20	17,73	C	Y+20
63,26	D	Z+20	16,83	D	Y-20

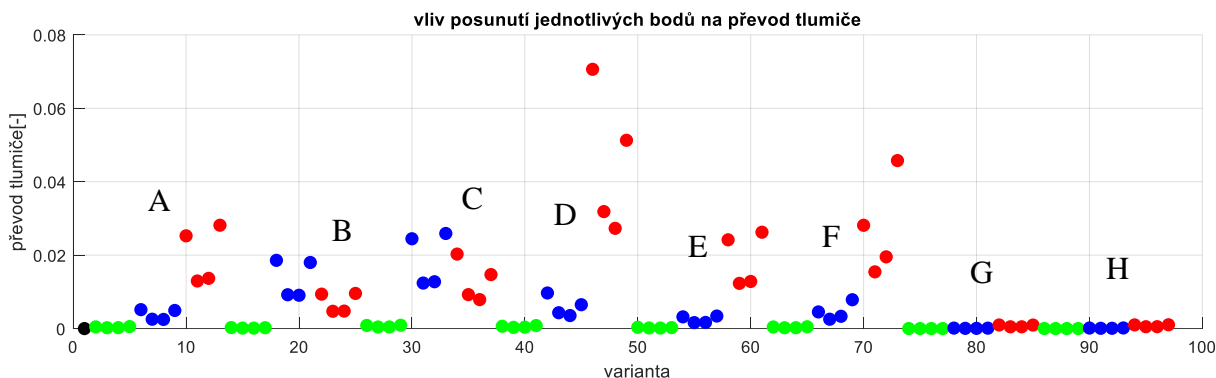
vliv vybraných bodů na výšku středu klopení



Obr. 26 význam jednotlivých bodů

2.6 PŘEVOD TLUMIČE

Z přílohy 6 je patrné, že zde hraje roli i poloha bodů ve směru Y, v některých případech i větší než ve směru Z (body B, C). Také je patrné, že změny převodu tlumiče při vyvěšení jsou větší než při propružení. Poloha tyčí řízení tuto závislost nijak neovlivňuje. Na Obr. 27 je vidět vliv posunutí jednotlivých bodů na hodnoty převodu tlumiče. Jedná se o průměrné hodnoty změny.



Obr. 27 průměrná změna pro jednotlivé body

2.6.1 BOD A

Posunutí ve směru Y způsobí přibližně 28% změnu oproti směru Z při vyvěšení a 5% při propružení.

2.6.2 BODY B, C

Posunutí těchto bodů ve směru Y má větší vliv než posunutí ve směru Z, toto je jasně patrné z Obr. 27.

2.6.3 BOD D

Tento bod (přední úchyt horního ramene) ovlivňuje převod tlumiče ze všech bodů nejvíce charakteristika vlivu posunů ve směru osy y je jiná jako u bodů B, C, zde při posunutí o 20 mm v záporném směru mění závislost převodu tlumiče při vyvěšení směrem k vyšším hodnotám a při propružení k nižším hodnotám. Toto se postupně mění, takže při posunutí o 20 mm v kladném směru se při vyvěšení hodnoty snižují a při propružení zvyšují. Změny dosažené posunutím ve směru Z jsou značně větší než ve směru Y ostatní body nevykazují takové rozdíly.

2.6.4 BODY E, F

Také tyto body mají stejné chování, avšak bod F vykazuje větší vliv zvláště při vyvěšení.

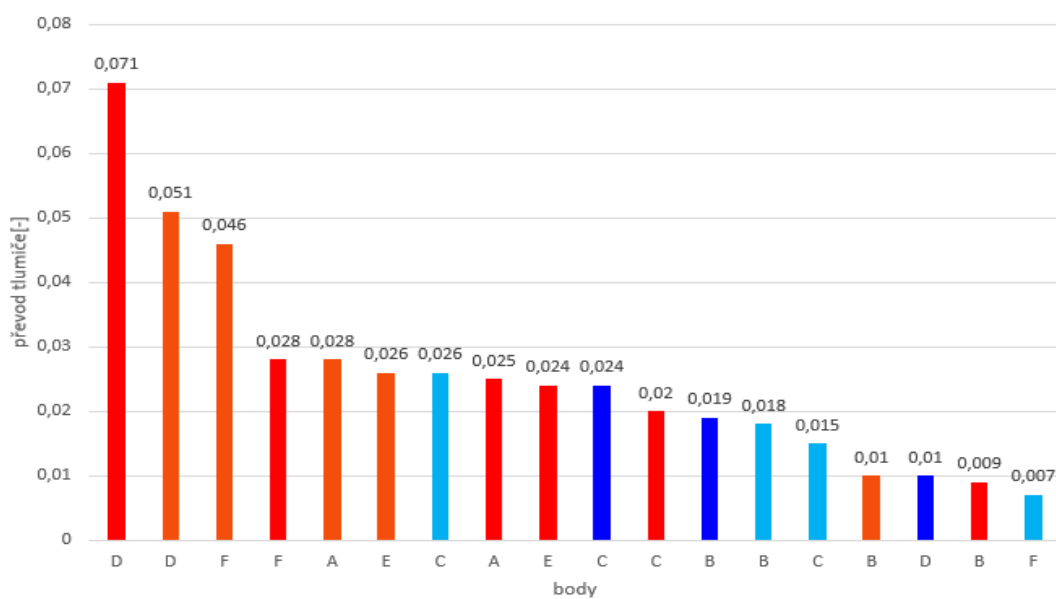
2.6.5 NEJVÝRAZNĚJŠÍ VARIANTY

ukazuje seznam nejvýznamnějších bodů, které ovlivňují převod tlumiče. Rozdíly v hodnotách jsou malé, několik bodů má dokonce stejný vliv (například bod E při posunutí Z+20 a C Y+20). Této tabulce odpovídá graf na Obr. 28.

Tabulka 7

Průměrná změna [-]	bod	Posun (směr)	Průměrná změna [-]	bod	Posun (směr)
0,071	D	Z+20	0,024	C	Y+20
0,051	D	Z-20	0,020	C	Z+20
0,046	F	Z-20	0,019	B	Y+20
0,028	F	Z+20	0,018	B	Y-20
0,028	A	Z-20	0,015	C	Z-20
0,026	E	Z-20	0,010	B	Z-20
0,026	C	Y-20	0,010	D	Y+20
0,025	A	Z+20	0,009	B	Z+20
0,024	E	Z+20	0,007	F	Y-20

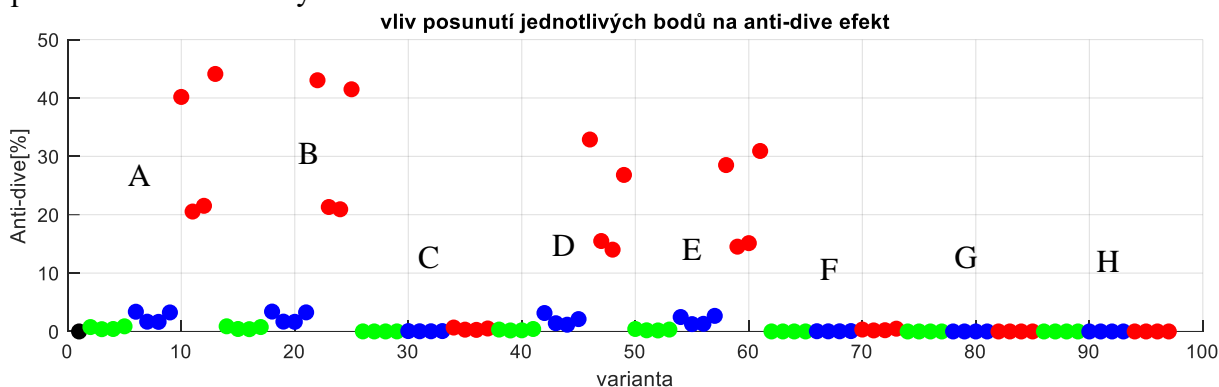
vliv vybraných bodů na hodnotu převodu tlumiče



Obr. 28 význam posunutí jednotlivých bodů

2.7 ANTI-DIVE

V příloze 7 jsou vykresleny závislosti anti-dive efektu na poloze jednotlivých kinematických bodů. Z prvních dvou grafů lze pozorovat, že tento efekt je ovlivňován pouze polohou úchytů ramen v rámu/karoserii. Na Obr. 29 jsou znázorněny průměrné změny, kterých bylo dosaženo posunutím kinematických bodů.



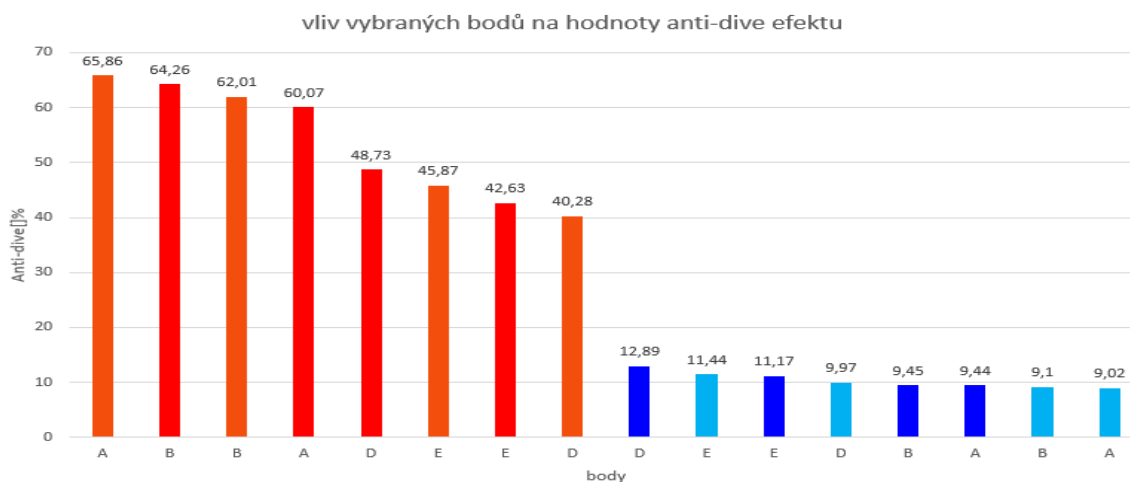
2.7.1 BODY A, E

Tyto body vykazují obdobné chování, bod A, tedy přední úchyt spodního ramene, má větší vliv při posunutí v záporném směru osy z a bod B více reaguje na posunutí v kladném směru této osy. Celkově má bod A vliv větší. V případě posunutí těchto bodů ve směru osy y je nepatrně větší vliv bodů D, E.

2.7.2 BODY B, D

Obdobně jako u bodů A, E také tyto dva body vykazují stejné chování, ale „naopak“ tedy posunutí ve směru Z v kladném směru posouvá hodnoty anti-dive efektu k vyšším hodnotám a posunutí v záporném směru k nižším hodnotám pro zadní úchyt.

Nejvýraznější varianty zaznamenává ty body, u kterých bylo dosaženo největších vlivů na změnu anti-dive efektu. Tabulce odpovídá Obr. 30.

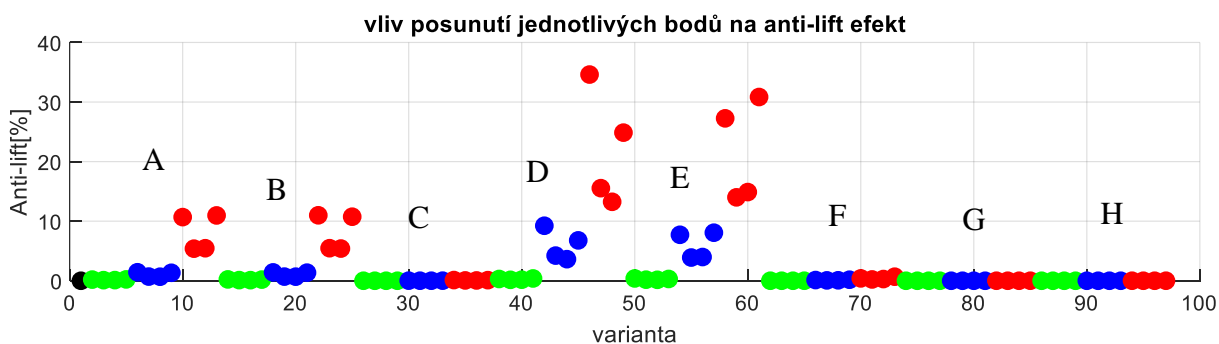


Tabulka 8

Průměrná změna [%]	bod	Posun (směr)	Průměrná změna [%]	bod	Posun (směr)
65,86	A	Z-20	12,89	D	Y+20
64,26	B	Z+20	11,44	E	Y-20
62,01	B	Z-20	11,17	E	Y+20
60,07	A	Z+20	9,97	D	Y-20
48,73	D	Z+20	9,45	B	Y+20
45,87	E	Z-20	9,44	A	Y+20
42,63	E	Z+20	9,10	B	Y-20
40,28	D	Z-20	9,02	A	Y-20

2.8 ANTI-LIFT

V příloze 8 je zaznamenána závislost anti-lift efektu na poloze jednotlivých kinematických bodů v hodnotách zdvihu -50 mm a +50 mm a závislost anti-lift efektu na zdvihu kola. Na rozdíl od anti-dive efektu zde hrají větší roli úchyty horního ramene. Obr. 31 znázorňuje průměrné změny dosažené změnou polohy jednotlivých bodů.



Obr. 31 průměrná změna vůči V01

2.8.1 BODY A, D

Tyto body vykazují stejné chování, avšak přední úchyt horního ramene (D) má znatelně větší vliv. Dokonce změny ve směru Y jsou srovnatelné s vlivem posunutí bodu A ve směru Z. Tyto rozdíly nejsou při propružení tolik patrné zvláště u posunutí ve směru osy z, jak lze vidět v příloze 8.

2.8.2 BODY B, E

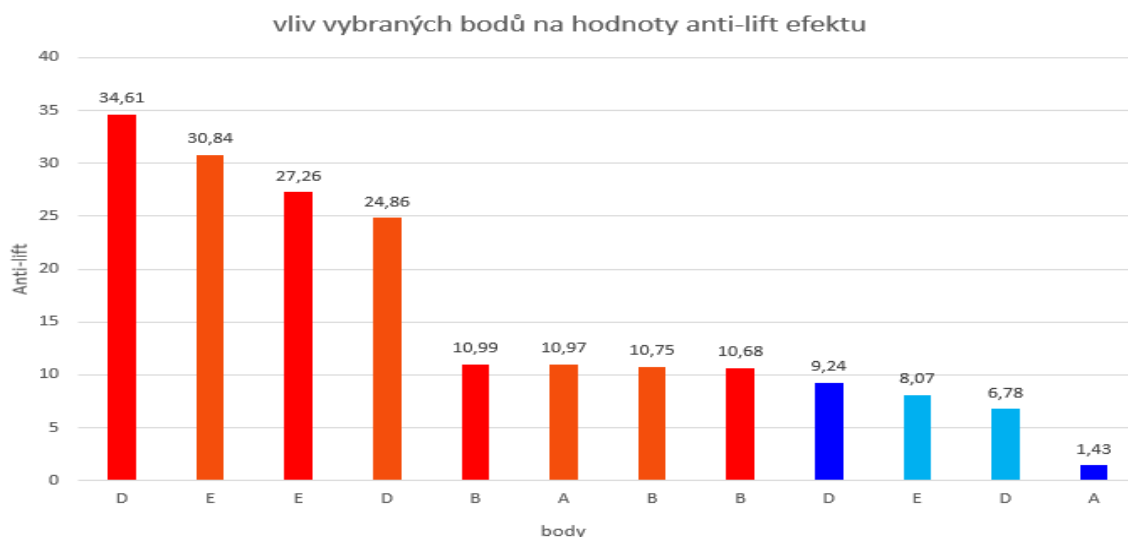
Obdobně jako v případě anti-dive tak tyto dva body mají opačnou tendenci než body A, D.

2.8.3 NEJVÝRAZNĚJŠÍ VARIANTY

V jsou uvedeny průměrné změny dosažené posunutím vybraných bodů změny proti anti-divu nejsou tak velké (přibližně poloviční). Největší vliv mají úchyty horního ramene v rámu. K tabulce patří graf na *Obr. 32*.

Tabulka 9

Průměrná změna [%]	bod	Posun (směr)	Průměrná změna [%]	bod	Posun (směr)
34,61	D	Z+20	10,75	B	Z-20
30,84	E	Z-20	10,68	B	Z+20
27,26	E	Z+20	9,24	D	Y+20
24,86	D	Z-20	8,07	E	Y-20
10,99	B	Z+20	6,78	D	Y-20
10,97	A	Z-20	1,43	A	Y+20



Obr. 32 význam jednotlivých bodů

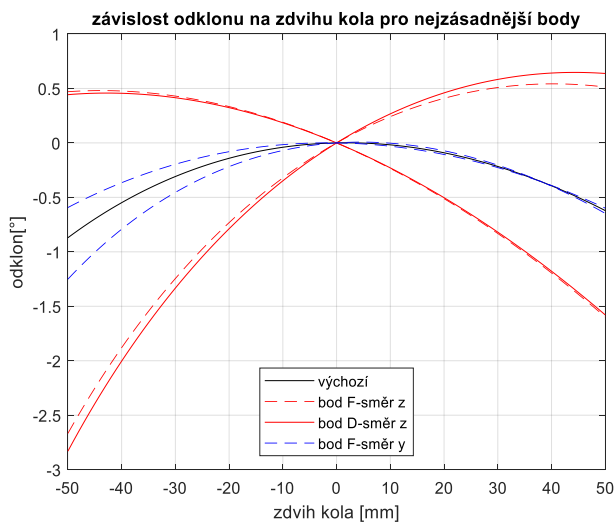
2.9 SOUHRN NEJZÁSADNĚJŠÍCH BODŮ A SMĚRŮ JEJICH POSUNŮ

pro větší přehlednost je zde uvedena shrnující u každé charakteristiky ty body, které mají za důsledek největší změnu jednotlivých charakteristik. Hodnoty uvedené v tabulce jsou průměrné hodnoty pro posun v kladném a záporném smyslu pro danou osu.

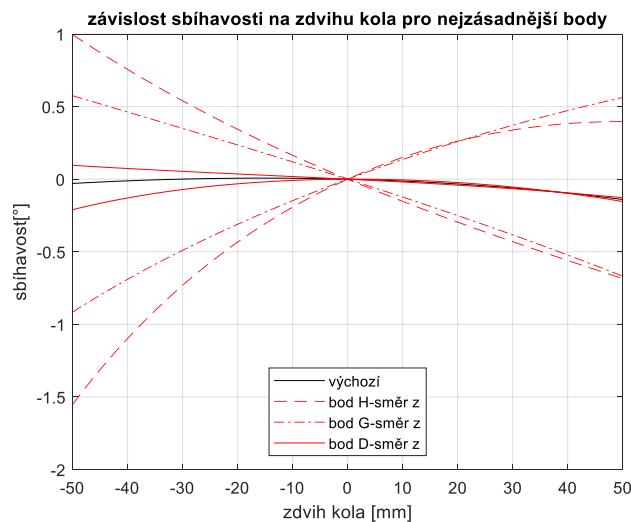
Tabulka 10

	Nejzásadnější body a směr jejich posunu					
Odklon [°]	F ve směru Z	1,37	D ve směru Z	1,31	C ve směru Z	1,17
Sbíhavost [°]	D ve směru Z	1,55	H ve směru Z	1,53	G ve směru Z	1,47
Δ_x [mm]	D ve směru Z	8,50	E ve směru Z	6,15	A ve směru Z	3,28
Δ_y [mm]	F ve směru Z	6,6	D ve směru Z	6,42	C ve směru Z	6,02
Výška středu klopení [mm]	C ve směru Z	104,59	A ve směru Z	82,97	D ve směru Z	76,22
Převod tlumiče [-]	D ve směru Z	0,061	F ve směru Z	0,037	A ve směru Z	0,027
Anti-dive [%]	B ve směru Z	63,14	A ve směru Z	62,97	D ve směru Z	44,51
Anti-lift [%]	D ve směru Z	39,74	E ve směru Z	29,05	B ve směru Z	10,87

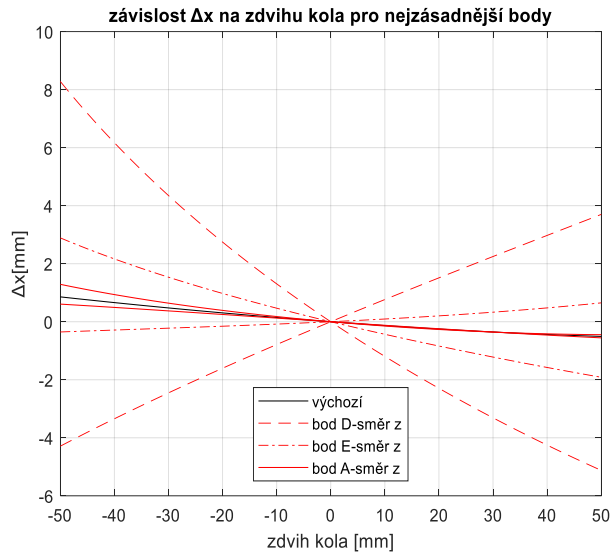
Jak vyplývá z 2.1 největší vliv na odklon mají body F, D a C ve směru osy Z. Průběhy těchto změn během zdvihu jsou znázorněny v Obr. 33. Sbíhavost je nejvíce ovlivněna body D, H a G. Průběhy charakteristik sbíhavosti znázorňuje Obr. 34. Δ_x reaguje nejvíce na polohu úchytů ramen v rámu (body D, E, A), závislost na zdvihu kola těchto změněných charakteristik jsou vykresleny na Obr.35 Změnu polohy středu kontaktu pneumatiky s vozovkou ve směru Y nejvíce ovlivní úchyt horního ramene v rámu (D) a na těhlici (F), dále také úchyt spodního ramene na těhlici (C) průběhy viz Obr.36. Výška středu klopení kola nejochotněji reaguje na změnu polohy bodů A, C, D přičemž na úchyt na těhlici (C) je citlivější jak lze také vidět na Obr.37. Převod tlumiče je nejméně citlivá charakteristika jak lze pozorovat z hodnot v tabulce a z grafu na Obr.38. Anti-dive a anti-lift efekty nevíce reagují na úchyty ramen v rámu přičemž anti-dive více na dolní a anti-lift na horní jak lze vidět na Obr. 39, Obr. 40.



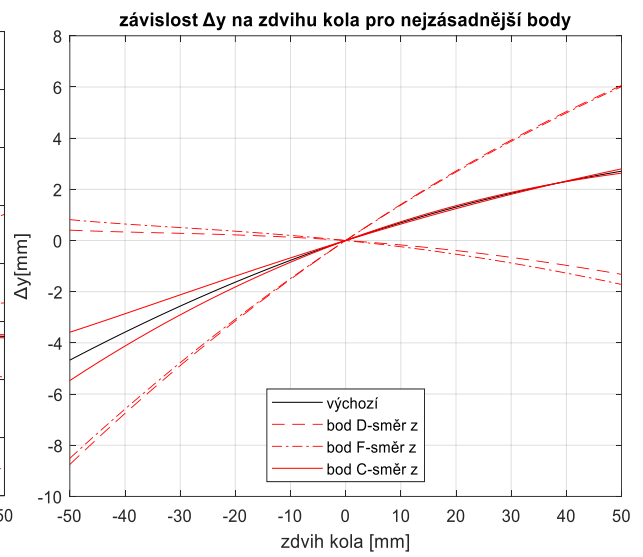
Obr. 33



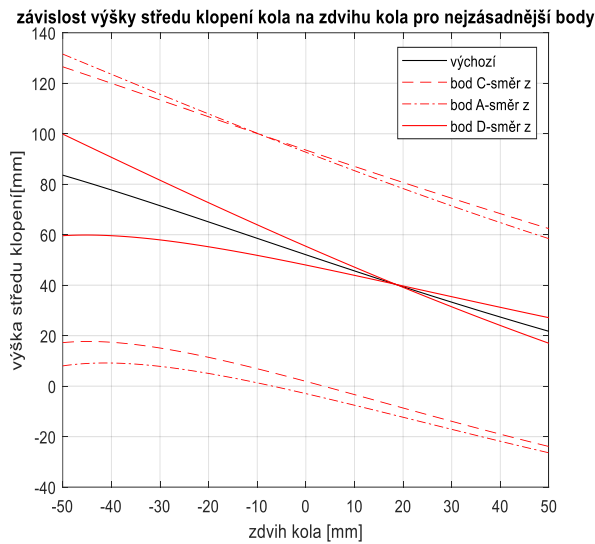
Obr. 34



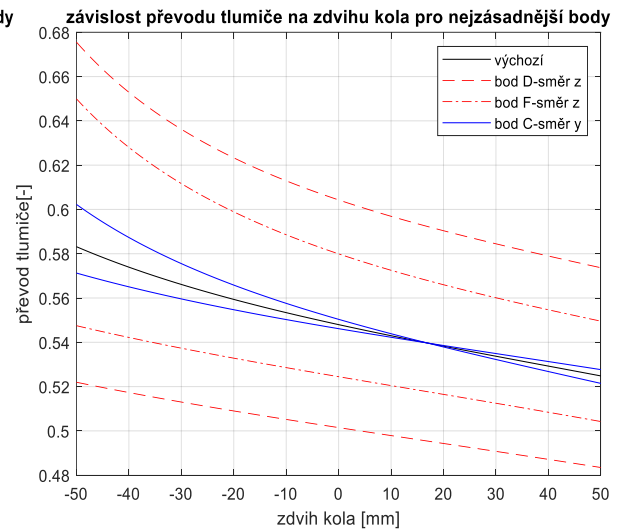
Obr. 35



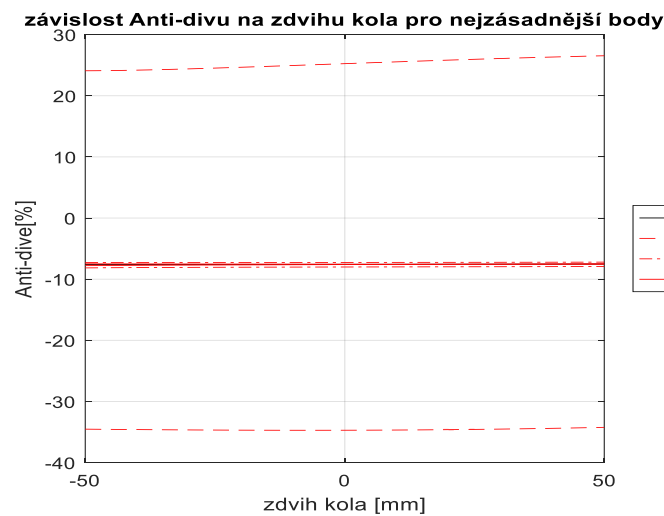
Obr. 36



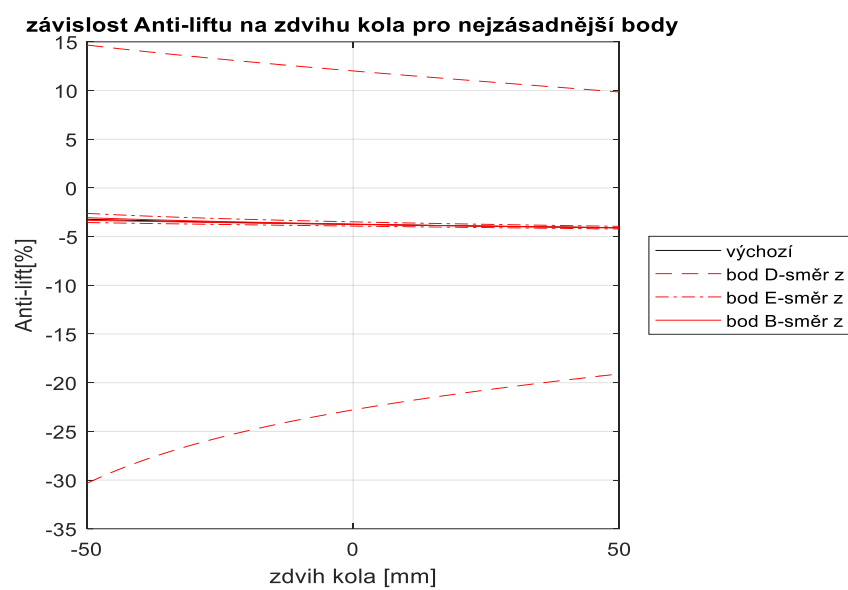
Obr. 37



Obr. 38



Obr. 39



Obr. 40

ZÁVĚR

Tato práce se zabývala kinematickými charakteristikami lichoběžníkové nápravy, a tím jak který bod danou charakteristiku ovlivňuje.

V první (rešeršní) části práce byly shrnuty a popsány prvky lichoběžníkové nápravy, dále také kinematické charakteristiky důležité z hlediska ovladatelnosti vozidla. V druhé části byly prezentovány výsledky analýzy vlivu jednotlivých bodů na kinematické charakteristiky. Výpočty vlivů, vycházející z hodnot zadaných vedoucím, byly prováděny pomocí SW Matlab. V závěru druhé kapitoly byly shrnuty nejdůležitější body pro danou charakteristiku.

Z analýzy vyplývá, že největší změny dosáhneme posunutím kinematických bodů ve směru osy z, toto nenastává pouze u Δ_x pro bod G a převod tlumiče pro body B a C, pro tyto body je vliv posunutí ve směru osy y nepatrně větší než ve směru osy z. Posunutí ve směru osy x má prakticky zanedbatelný význam. Poloha bodů tyče řízení má na všechny vlastnosti až na sbíhavost zanedbatelný význam. Nejdůležitějším bodem, který významně ovlivňuje všechny charakteristiky je bod D. Bod A má zásadní vliv na výšku středu klopení a anti-dive efekt. Bod B výrazně mění hodnoty anti-charakteristik. Jestliže posuneme bod C, ovlivníme převod tlumiče, výšku středu klopení kola a posun středu kontaktu pneumatiky s vozovkou ve směru y. Bod E má vliv na Δ_x a anti-charakteristiky. Změna polohy bodu F je významná pro odklon, Δ_y a převod tlumiče. Také je patrné že odklon a Δ_y ovlivňují tytéž body (F, D, C)

Výsledky této práce pomohou při konstrukci a optimalizaci nápravy, k jednoduššímu nalezení vhodné konfigurace kinematických bodů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SAIDL, Jan. Lichoběžníková náprava. *Autolexicon.net* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/lichobeznikova-naprava>
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola : zavěšení kol, nápravy : odpružení : řídicí ústrojí : brzdové soustavy*. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5274-4.
- [3] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [4] Lichoběžníková náprava. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 17.3.2013 [cit. 2020-06-15]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Lichoběžníková_náprava
- [5] Anti Dive. *Performancetrends.com* [online]. [cit. 2020-05-21]. Dostupné z: <https://performancetrends.com/Definitions/Anti-Dive>.
- [6] JURKA, Adam. *Analýza kinematiky zavěšení závodního vozidla* [online]. Brno, 2018 [cit. 2020-05-20]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/105707?zp_id=105707 Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D..
- [7] Geometrie zavěšení kol. *Autoznanosti* [online]. 2012, 29. března 2012 [cit. 2020-06-12]. Dostupné z: <http://www.autoznanosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/40-geometriezavesenikol.html>
- [8] Odklon kola. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 15.8.2019 [cit. 2020-06-15]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Odklon_kola
- [9] Double Wishbone Front Suspension. In: *Research Gate* [online]. 2002. Berlin [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Double-wishbone-front-suspension_fig1_205398346

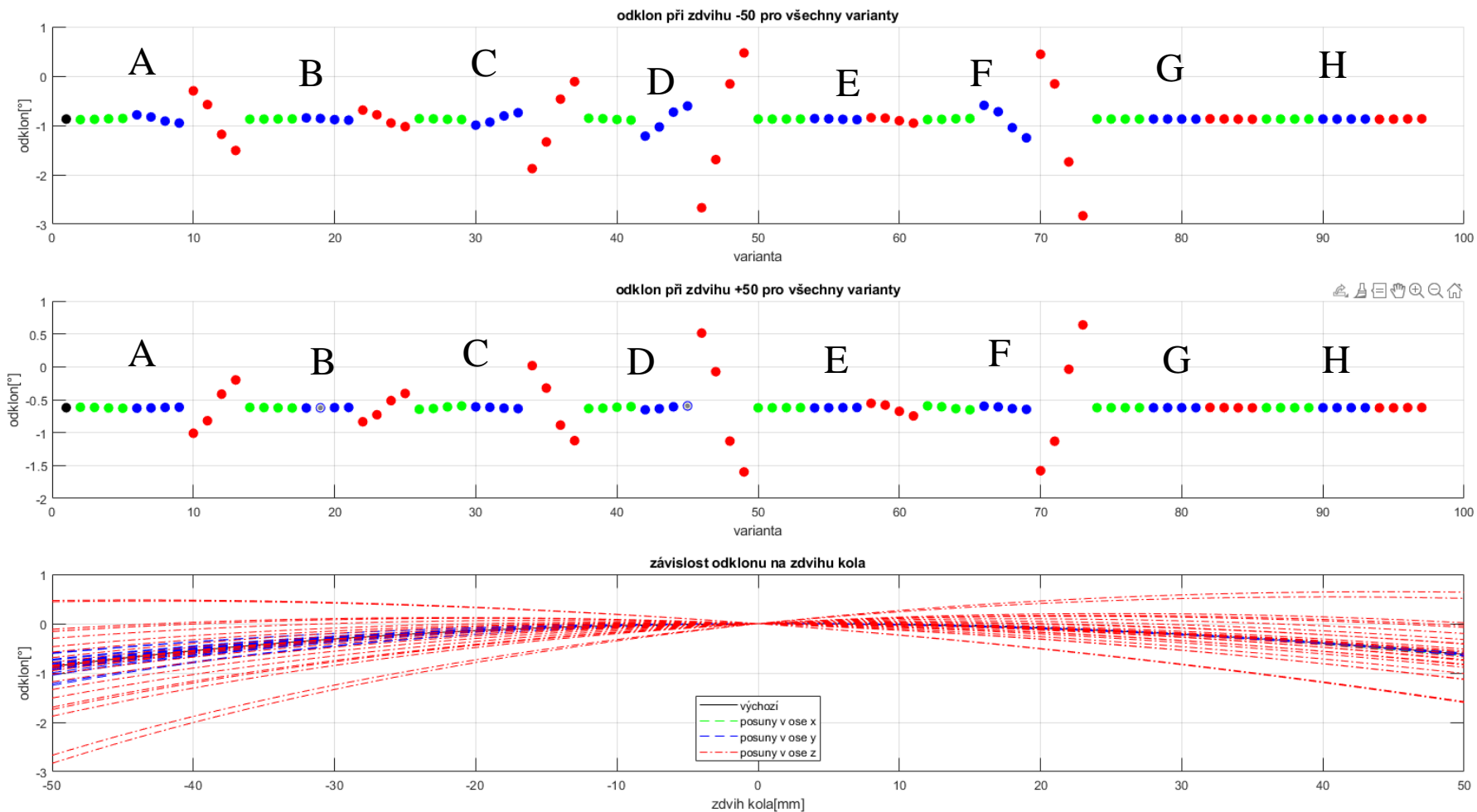
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Vzdálenost mezi úchyty v podélném směru
A		Přední úchyt spodního ramene
b	[mm]	Délka ramene
B		Zadní úchyt spodního ramene
c	[N/mm]	Tuhost pružiny
C		Úchyt spodního ramene na těhlici
d	[mm]	Průměr drátu pružiny
D	[mm]	Roztečný průměr pružiny
D		Přední úchyt horního ramene
d _r	[mm]	Průměr ráfku kola
e	[mm]	Vzdálenost mezi ráfky kol vpředu
E		Zadní úchyt horního ramene
f	[mm]	Vzdálenost mezi ráfky kol vzadu
F		Úchyt horního ramene na těhlici
F _x	[N]	Síla ve směru osy x
F _y	[N]	Síly ve směru osy y
G	[MPa]	Modul pružnosti materiálu ve smyku
G		Vnitřní úchyt spojovací tyče řízení
H		Zadní úchyt spojovací tyče řízení
J _p	[mm ⁴]	Polární moment setrvačnosti
l	[mm]	Délka tyče
n	[-]	Počet činných závitů
n _k	[mm]	závlek
O _p		Střed klonění pro přední lichoběžníkovou nápravu
O _z		Střed klonění pro zadní klikovou nápravu
P		Pól klopení kola
r	[mm]	Rameno na kterém působí zatěžující síla
r ₀	[mm]	Poloměr rejdu
S		Střed klopen karoserie
γ	[°]	Úhel odklonu kola
δ ₀	[°]	Úhel sbíhavosti kol
Δ _x	[mm]	Posun středu kontaktu pneumatiky s vozovkou ve směru x

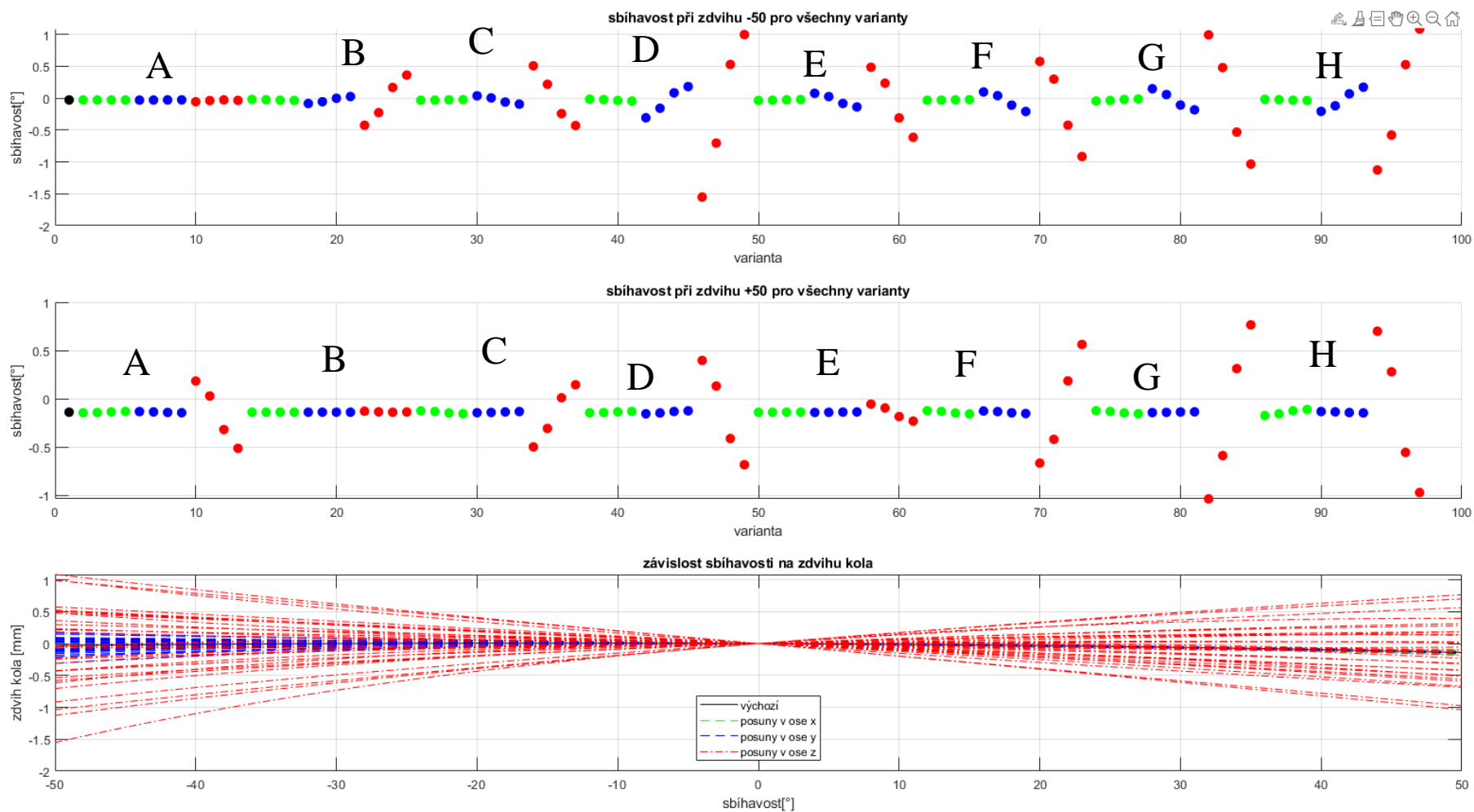
Δ_y	[mm]	Posun středu kontaktu pneumatiky s vozovkou ve směru y
Δ_z	[mm]	Zdvih kola
$\Delta\sigma$	[°]	Změna odklonu při zdvihu kola
σ	[°]	Příklon rejdové osy
τ	[°]	Záklon rejdové osy

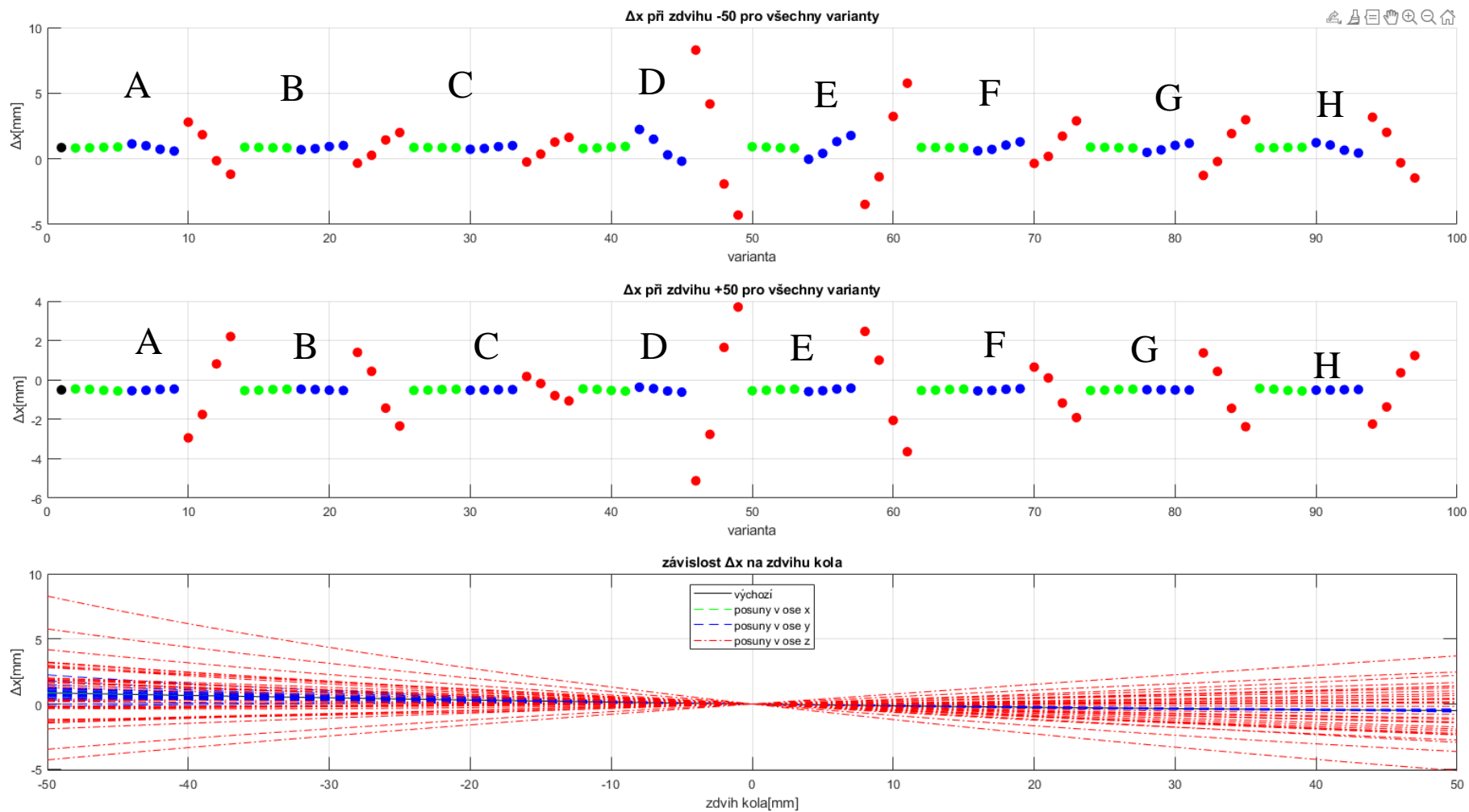
SEZNAM PŘÍLOH

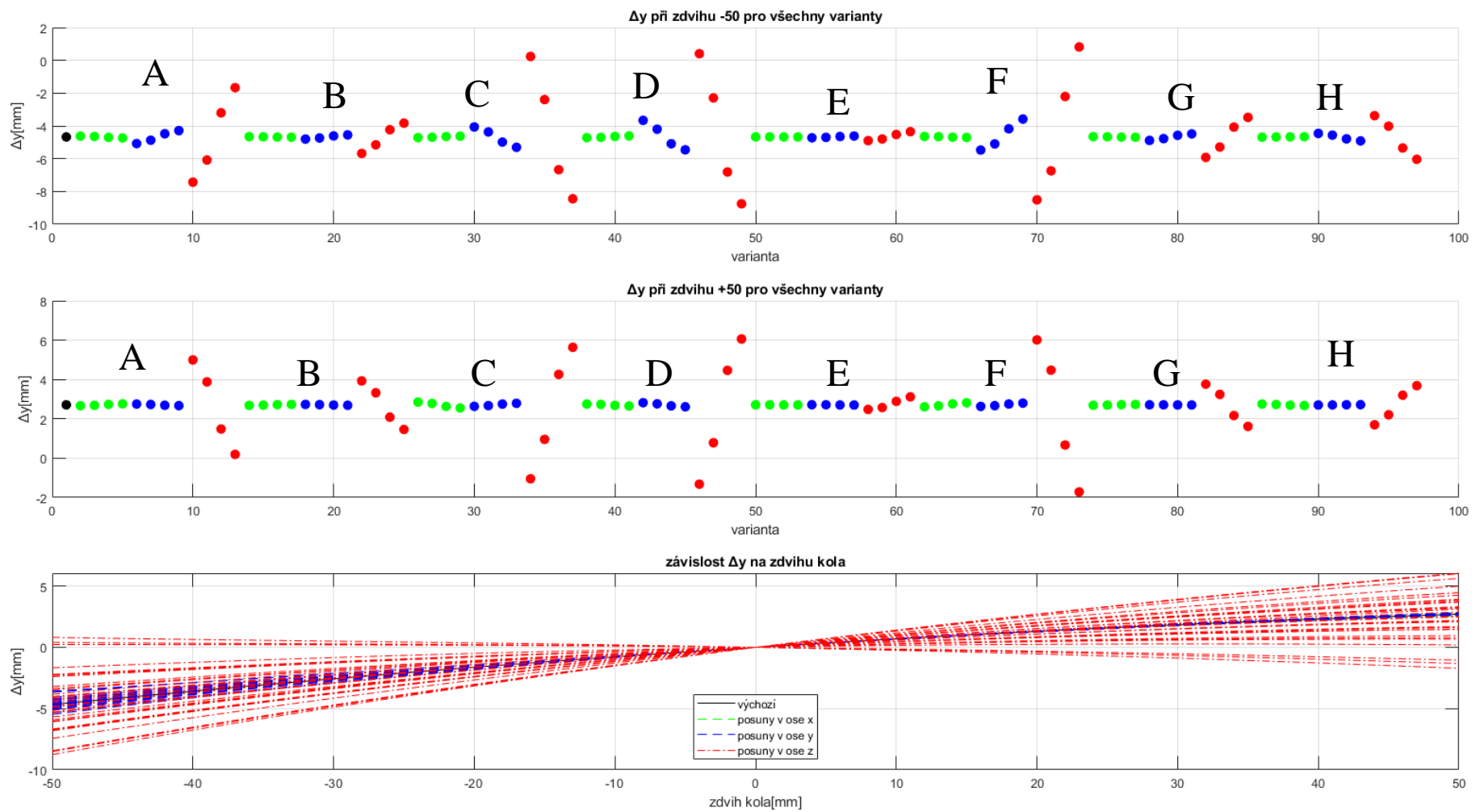
Příloha 1 – průběhy odklonu v závislosti na zdvihu kola a hodnoty odklonu při zdvihu -50 a +50mm



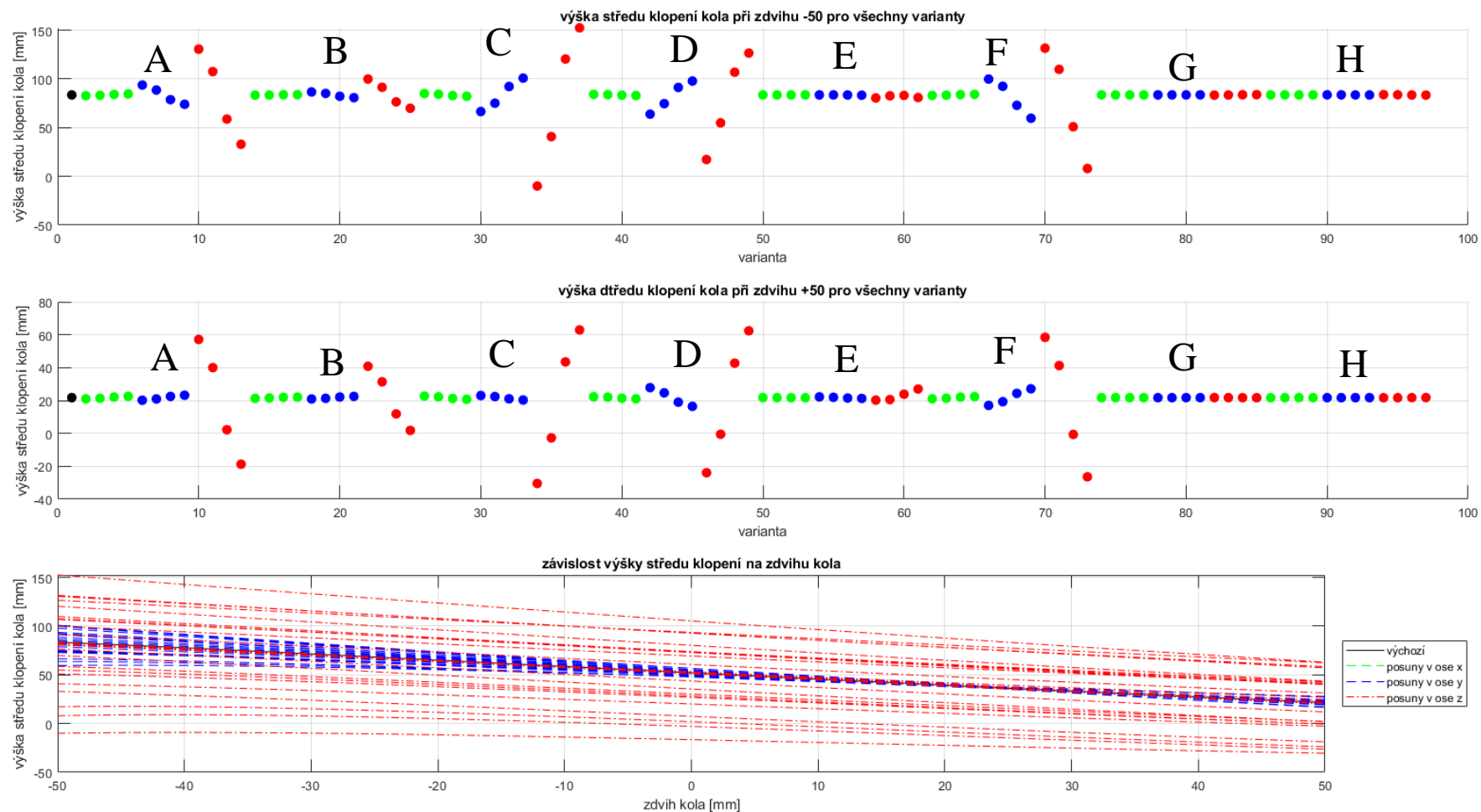
Příloha 2 – průběhy sbíhavosti v závislosti na zdvihu kola a hodnoty sbíhavosti při zdvihu -50 a +50mm



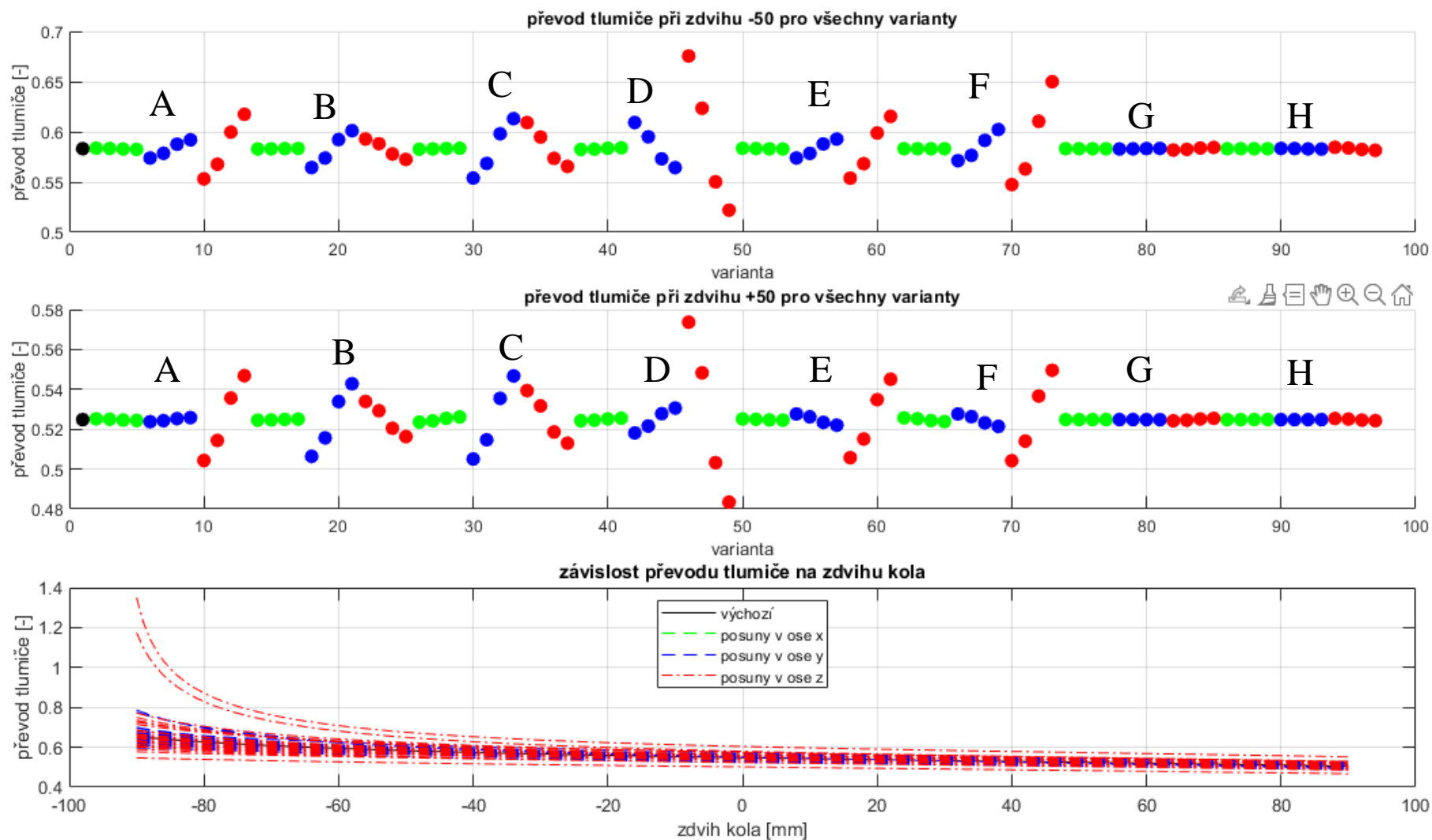
Příloha 3 – průběhy Δ_x v závislosti na zdvihu kola a hodnoty Δ_x při zdvihu -50 a +50mm

Příloha 4 – průběhy Δ_y v závislosti na zdvihu kola a hodnoty Δ_y při zdvihu -50 a +50mm

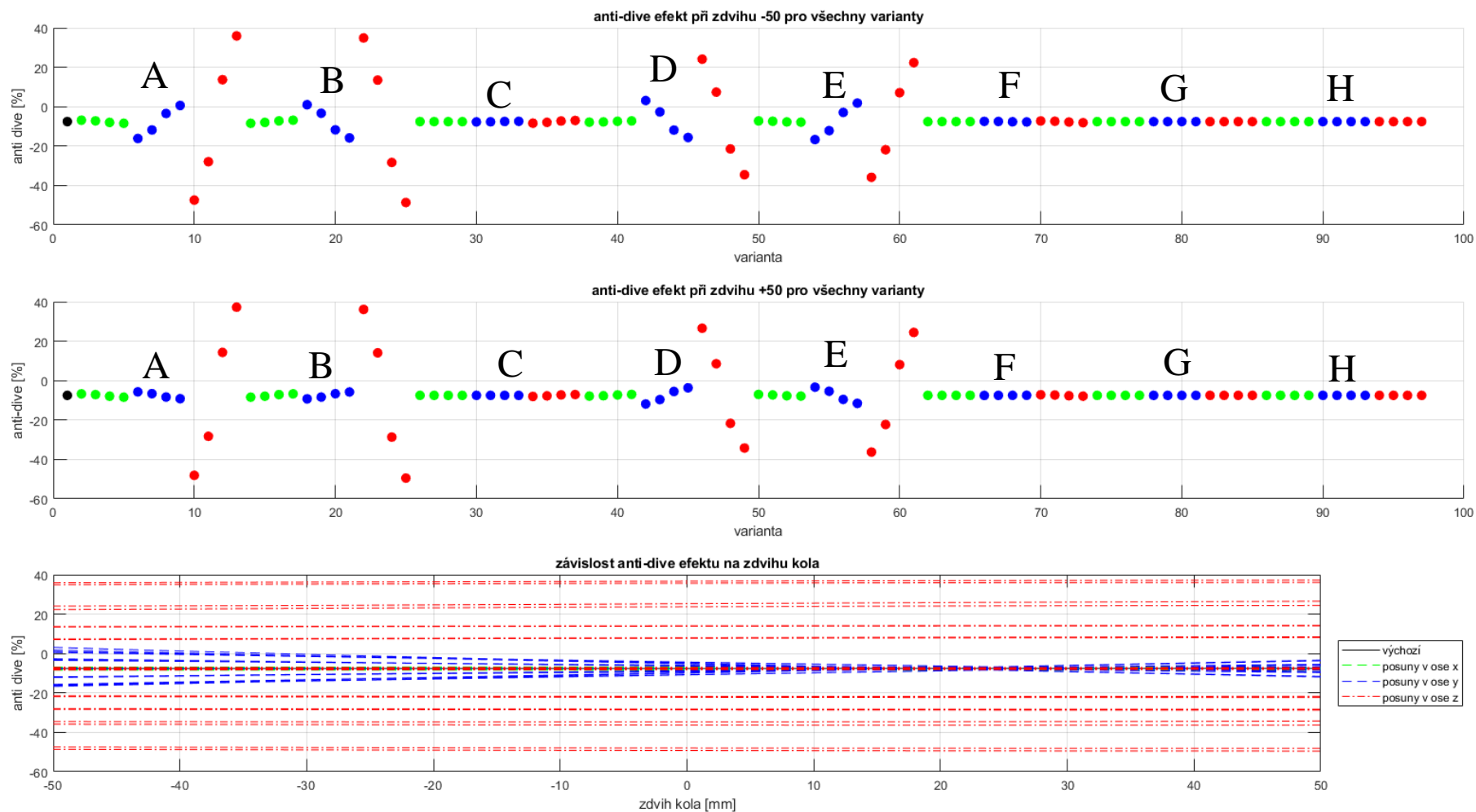
Příloha 5 – průběhy výšky středu klopení v závislosti na zdvihu kola a hodnoty výšky středu klopení při zdvihu -50 a +50mm



Příloha 6 - průběhy převodu tlumiče v závislosti na zdvihu kola a hodnoty zdvihu tlumiče při zdvihu -50 a +50mm



Příloha 7 – průběhy anti-dive efektu na zdvihu kola a hodnoty anti-divu při zdvihu kola -50 a +50mm



Příloha 8 – průběhy anti-lift efektu v závislosti na zdvihu kola a hodnoty anti-liftu při zdvihu -50 a +50mm

