



Kunnskap for en bedre verden

TILTAK MOT VELT OG UTFORKJØRING MED TUNGE KJØRETØY

Herman Magne Birger Olsen, Institutt for maskinteknikk og produksjon (IV)
og Beate Ystenes, Institutt for materialteknikk (NV)*

februar 2018



* korresponderende forfatter

FORORD

Hensikten med rapporten er å sette fokus på sikkerheten rundt trailertransport, og bidra med økt kompetanse og innsikt i viktige parametere som påvirker ulykkesfrekvensen.

En alvorlig trailerulykke som inkluderer dødsfall koster samfunnet fort mer enn 25-30 millioner kroner, så her er det penger å spare i tillegg mye menneskelig lidelse.

Vi har i mange år jobbet med ideen om å utvikle nye kjørerassisterte løsninger for trailere og lastebiler. Ideen gikk ut på å bruke GPS og kart/veidata som forebyggende tiltak mot ustabilitet og velt som følge av veiens beskaffenhet.

Denne teknologien kan i dag forholdsvis lett utvikles videre for å øke sikkerheten på sentrale veinett. Se for øvrig utdrag fra vårt forslag til tiltak (presentert første gang i 2010) under kapittelet «Veien videre».

Våre studenter har gjennom flere bacheloroppgaver i årenes løp utviklet modeller for simulering av blant annet vindkrefter på trailere. Her har vi fått frem og kunnet etterprøve størrelsen på sidekrefter fra vind og vortex.

Til sist en takk til Bjørn Austbø NTNU for nyttige innspill underveis.

INNHALDSFORTEGNELSE

Forord.....	3
1. Innledning.....	7
2. Bakgrunnsstoff	8
2.1. Litt om de moderne sikkerhetssystemer for stabilisering av trailere	8
2.2. Betydning av veitformingen	9
2.3. Overhøydens innvirkning mot velt	11
3. Analyse og utledninger viktige parametere	15
3.1. Sentripetalakselerasjon i kurve	15
3.1.1. Akselerasjon i klotoidedel av kurve	16
3.1.2. Sentripetalakselerasjon innenfor sirkelbuen av kurven	19
3.2. Beregning av utnyttelsessammenhengen mellom sentripetalakselerasjon a_r og retardasjon a_t i kurver med ulik friksjon og overhøyde.....	19
4. Simuleringsresultater ved bruk av utledede ligninger	22
4.1. Kritisk sentripetalakselerasjon i kurve uten/med nedbremsing avhengig av sidefriksjon og overhøyde.....	22
Eksempel 1. Sidefriksjonskoeffisient valgt lik bremsefriksjonskoeffisient	23
Eksempel 2. Sidefriksjonskoeffisient valgt til 75% av bremsefriksjonskoeffisient	24
Eksempel 3. Sidefriksjonskoeffisient valgt til 50% av bremsefriksjonskoeffisient	25
4.2. Nedbremsing og styrekontroll gjennom krappe kurver	25
5. Beregningsresultater	28
5.1. Sentripetalakselerasjonen i noen utvalgte krappe kurver ved bruk av ulik teknikk for nedbremsing.....	28
5.2. Diskusjon av resultatene	35
5.3. Formler utarbeidet og brukt ved EXCEL-ark beregningene overfor.....	36
6. Innvirkning fra vind på tilhenger	38
UTDRAG FRA SIMULERING AV SIDEVEIS VINDKREFTER PÅ STRAK SEMITRAILER.....	39
7. Konklusjon	41
8. Veien videre.....	43
Referanser	46
Vedlegg 1 a	47
Vedlegg 1 b.....	48
Vedlegg 1 c	49
Vedlegg 2.....	50

SAMMENDRAG

Stabilisering av trailere for å unngå møteulykker eller utforkjøringer gjennom velt og skrens er en kjent utfordring, og flere aktører har bidratt med sine løsninger som er tilgjengelig på markedet.

Det er gjort et lite resyme av dagens sikkerhetssystemer for stabilisering av trailere og gitt et innblikk i betydningen av veiutformingen som kurveradius og overhøyde. Utledninger, beregninger og figurpresentasjon er gjort angående bremsefriksjon i kombinasjon med sidefriksjon. Dette er gjort i forbindelse ved nedbremsing og sideveis krefter i kombinasjon for enkelte krappe standardiserte kurver med tilhørende fartsgrenser. Hensikten er å kartlegge eventuelle fysiske begrensninger også ved de moderne ABS/ESP-systemene, som jobber sammen ved nedbremsing i kurve, slik at styrekontroll kan opprettholdes.

Følgende tre scenarier for sentripetalakselerasjon gjennom kurve er analysert:

- når fartsgrensen holdes uten nedbremsing.
- under nedbremsing som aktiveres når sentripetalakselerasjonen i klotoiden har økt til $2,0 \text{ m/s}^2$.
- når nedbremsingen aktiveres av at sentripetalakselerasjonens endring pr. tidsenhet overstiger en definert grenseverdi $(da_r/dt)_{\text{grense}}$. Denne grenseverdien bestemmes ut fra sidefriksjon og kjøretøyets veltestabilitet.

Når en følger klotoiden i en kurve, vil selv ikke normal nedbremsing hindre sentripetalakselerasjonen i å øke ytterligere en viss tid etter bremseaktivering på grunn av klotoidens egenskaper. Ulempen ved adaptiv regulering på selve sentripetalakselerasjonen er dermed at ved lav friksjon i krappe kurver kan nedbremsing ikke aktiveres da all friksjon allerede er oppbrukt til å overvinne sentripetalakselerasjonen. Eneste mulighet er da å sette lavere terskelverdi for bremseaktivering, noe som kan medføre unødig oppbremsing i situasjoner der dette ikke er nødvendig. Resultatet av slik løsning blir høyere drivstoffkostnader samt irritasjon for sjåførere og medtrafikanter.

Beregningene viser også at i mange tilfeller må nedbremsing foretas allerede før eller senest i inngangen til en kurve, før selve sentripetalakselerasjonen har rukket å bli særlig merkbar. Dette for å opprettholde kontroll på sentripetalakselerasjonen med akseptabel sikkerhetsmargin gjennom krappeste parti av kurven. Særlig gjør dette seg gjeldende vinterstid der føre og friksjonsforhold kan være uberegnelige og svært ujevne.

Tidsderivert sentripetalakselerasjon i klotoidens inngang før bremseaktivering er derfor interessant som inngangsparameter for bremseaktivering, for å oppnå tidlig og mer effektiv nedbremsing. Denne teknikken bedrer muligheten for å kontrollere sentripetalakselerasjonens økning gjennom krappe kurver. Ulempen med denne tilnærmingen er at tidsderivert inngangssignal av sentripetalakselerasjonen kan gi forholdsvis store, kortvarige variasjoner i signalstyrke, som ved hurtig rattkorreksjon, humper i veibanen osv. Slike effekter må da motvirkes ved fornuftig signalbehandling som blant annet å justere/korrigere samplingstid og stigetid på inngangssignalet.

Det må bemerkes at selv med disse systemene vil skrens eller velt fremdeles være kritisk i krappe kurver der nedbremsing er nødvendig. Nedbremsingen kan komme for sent i gang, og i tillegg vil også friksjonen som medgår til å hindre skrens spise opp mer og mer av den gjenstående andelen friksjon som kan nyttiggjøres til selve nedbremsingen. Sidekreftene blir i så fall for store i forhold til friksjon eller velt i forhold til kurvens overhøyde og krapphet.

Rapporten omhandler videre sidevindbelastning på trailere. Her gjøres det beregninger både manuelt og simulering ved hjelp av SolidWorks. Resultatene viser her at sterk vind kombinert med glatt veibane også kan være kritisk med hensyn til skrens.

Til sist foreslås en videreutviklet løsning for trailere som kan innebære å kombinere GPS-informasjon og kartdata om veiens kurvatur frem i tid. Dette kan oppnås med et «intelligent system» som bruker sensorer og algoritmer for å estimere tilhengerens egenskaper med last og tyngdepunkt. Når man før neste sving kjenner kurvens klotoideparametere, eventuelt minste svingradius og lastens egenskaper, kan systemet gi en anbefalt fartsreduksjon til sjåføren.

1. INNLEDNING

Strengt krav fra veimyndighetene angående fordeling og sikring av last er blant en rekke tiltak som bidrar til å redusere hyppigheten av at tunge kjøretøy velter langs norske veier.

Nyere elektroniske stabilitetsprogrammer linket mot bremsesystemet løser mange av problemene med saksing, og i noen grad ustabilitet og velt. Vi vet at mange trailere fortsatt ikke har slike system, og at noen av ulykkene vi finner i statistikken kunne vært unngått med slike løsninger.

Sideveis krefter som følge av sentripetalakselerasjon, høy eller feil lasting, vind, punktering eller dårlig vedlikehold på kjøretøy bidrar ofte til ustabilitet og velt. Særlig alvorlig er situasjonen hvis flere slike ugunstige faktorer samspiller under kjøring med trailere.

Utfordringen her er å kartlegge stabiliteten på høye vogntog med tanke på å redusere antall ulykker med velt og i noen grad sladd i sving. Lasthøyden på enkelte tømmerhengere er også øket til 4,2 m. Forskriften om bruk av kjøretøy sier: Ingen særlige høydebegrensning for «4 eller flere aksler og godkjent elektronisk stabiliseringskontroll» [1]. Dette vurderer vi som en øket sikkerhetsrisiko.

Formålet med denne rapporten er å bidra til bedre sikkerheten langs norske veier. Gjennom litteraturstudie og beregninger ønsker vi å belyse følgende:

Hvor stort er egentlig sikkerhetspotensialet ved stabilitetsprogrammene som implementeres på noen av dagens trailere (trekkvogner og hengere) vurdert ut fra stabilitetsbetraktning gjennom teoretiske beregninger?

2. BAKGRUNNSSTOFF

2.1. Litt om de moderne sikkerhetssystemer for stabilisering av trailere

For å se hva som er trenden av sikkerhetssystemer på tunge kjøretøyer per i dag, har man sett litt nærmere på produsentene Daimler Trucks, MAN og Volvo. Det kan synes som at de forskjellige produsentene har valgt litt forskjellige mål. Felles for Daimler Trucks og MAN er at de kobler sammen 3D kart med GPS informasjon for å få et bilde av veiens kurvatur. De benytter dette primært for å spare drivstoff. MAN har et systemet Predictive Powertrain Control (PPC) der sensorer følger med bevegelsene i demperne på front- og bakaksler, bremsetrykk, lasttilstand, posisjon på gasspedal og hastighet. Ut fra disse data justeres demperne ved ulike situasjoner, slik at krenkning i sving, men også dykking ved bremsing reduseres. Volvo har et stabilitetssystem som håndterer både trekkvogn og henger. Systemet håndterer også kombinasjoner av disse. Hovedfunksjonaliteten for Volvos ESP (Electronic Stability Program) er å forhindre velt og saksing. Stabilitetsprogrammet følger kontinuerlig med på sideveis akselerasjon, styreutslag og hjulhastighet og reguler motorkraft og bremsetrykk alt etter situasjonen og hvilken henger som er koblet på. Systemet er i stand til å reagere før sjåføren er klar over at noe er på gang. Forskjellige lastebiler har forskjellig tyngdepunkt avhengig av hva som fraktes og om den har last eller ikke. Volvo kommer med et nytt stabilitetssystem som skal ta høyde for dette.

Det kan synes som at Volvo ikke har et system som kan forutsi veiens kurvatur, slik som Daimler Trucks og MAN har. Volvo sitt system må derfor tre i aksjon i en tidlig fase der ulykken allerede holder på å skje.

Statens vegvesen har fra 2. oktober 2013 økt tillatt totallast fra 50 til 60 tonn på tømmertransport på norske veier. Maksimalhøyde i dag er, med visse unntak, 4,2 m [1]. Den ujevne veistandarden i Norge, kombinert med mange nasjonale og internasjonale aktører, betyr økt risiko for farlig skrens og velt på norske veier. Men det er ikke bare tømmertransport som er utsatt for velt.

Omlag 200–250 vogntog velter på norske veier hvert år [2]. Korte tidsmarginer, manglende veivedlikehold, dårlig veidekke, feil tverrfall [3,4,5], smale veier og lite eller manglende veiskulder er blant årsakene.

Vogntogulykker utgjør under 5 % av det samlede antall ulykker på norske veier. Men mange av disse ulykkene er svært alvorlige, slik at det har stor samfunns- og bedriftsøkonomisk nytte å redusere antall slike ulykker.

Høy last kan føre til at vogntoget velter uten forutgående skrens. Veinormalene tar ikke like mye hensyn til faren for velt som for skrens.

Det har vært utfordrende å utvikle vogntog med bedre stabilitet og dermed mindre risiko for skrens og velt. Nyere elektroniske systemer for stabilitetskontroll linket mot bremsesystemet løser mange av problemene med saksing, og – i noen grad – ustabilitet, skrens og velt [6,7,8,9].

Elektronikken registrerer ved hjelp av akselerometre og hjulsensorer f. eks. begynnende sladd, og bremses på ulike hjul i en gitt konfigurasjon slik at kontroll igjen oppnås. Krenning på henger samt lasttilstand kan også inngå i slik registrering.

Hastighet og rattutslag samt gasspådrag er selvsagt også viktige parametere. Ut fra slike data justeres også demperne ved ulike situasjoner, slik at krenning i kurve, men også dykking ved bremsing, reduseres. Se for øvrig tabell 1 nedenfor og vedlegg 2.

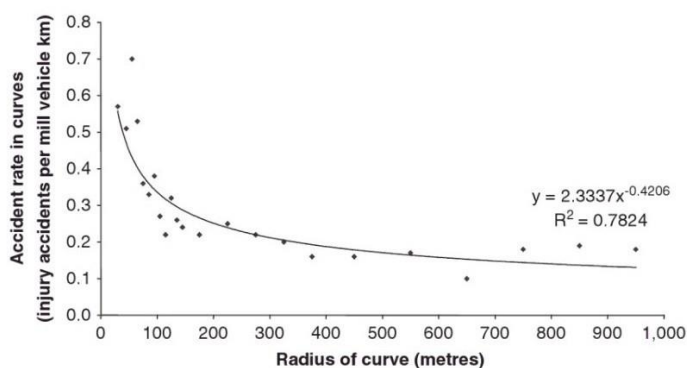
Tabell 1. Eksempel på sikkerhetsfunksjoner til noen lastebilprodusenter

Sikkerhetsfunksjon	Volvo	Daimler/Mercedes	MAN	Scania
Stretch Brake	X			
ESP 1996	X	X		
ABS		X		
Traction Control				
Adaptive ESP ^{*)}		X		

*) Depending on the weight and the position of the vehicle's centre of gravity, the ESP sensors ascertain the vehicle load at any given time; this ensures that ESP 9i can stabilise the vehicle with individually modulated intervention action. This new ESP system will also intervene selectively if a trailer begins to sway, thus helping drivers to stabilise their vehicle and trailer combination. ADAPTIVE ESP 9i has two important additional functionalities: Brake Disc Wipe and Electronic Brake Prefill.

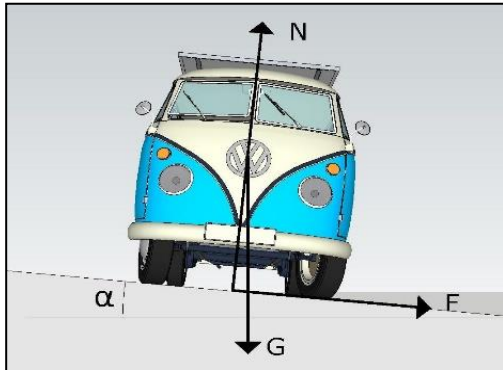
2.2. Betydning av veiutformingen

To viktige parametere for utforming av nye veier er 1) *minste horisontalkurveradius* og 2) *minste klotoideparameter*. Figur 1 viser at ulykkene generelt øker med avtagende kurveradius og at antallet øker betraktelig ved radius mindre enn 150 m [10].

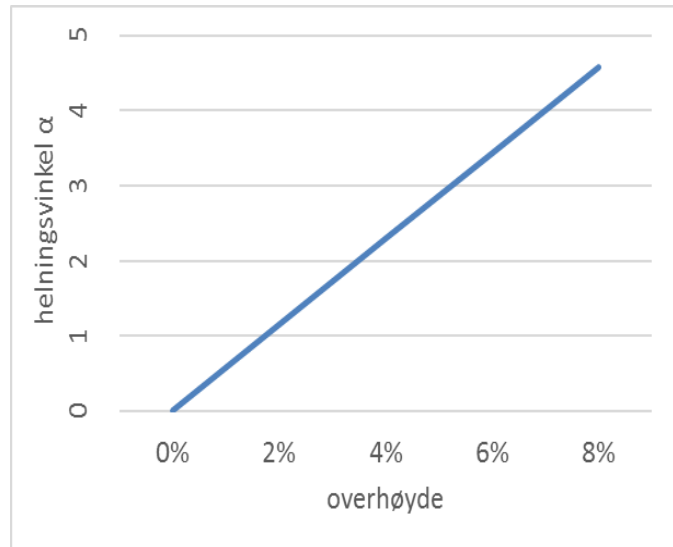


Figur 1. Kurveradiusens effekt på ulykkesraten basert på norske data. [10]

For å redusere fare for skrens og velt doseres kurvene ved hjelp av overhøydeoppbygging over kjørebanelens tverrsnitt. Figur 2 definerer overhøyde, og figur 3 viser sammenheng mellom overhøyde i prosent og vinkel α .



Figur 2. Overhøyde uttrykt i vinkel α [°]



Figur 3. Prosent overhøyde omregnet til helningsvinkel α [°]

Overhøydeoppbygging skjer gradvis inn mot kurve, og ved at overhøyden øker, vil tyngdens komponent innover i kurven bli større. Dersom overgangen skjer for raskt, skaper det ubehag for sjåføren og reduserer kjøretøyets stabilitet. Ved en bestemt dimensjonerende *hastighet*, er det altså *overhøyde* og *sidefriksjon* som danner dimensjoneringsgrunnlaget for *minste horisontalkurve radius* $R_{h,min}$. «Minste horisontalkurve bestemmes ut fra ønsket om likevekt mellom kreftene som virker på kjøretøyet» [11].

$R_{h,min}$ kan bestemmes av formelen:
$$R_{h,min} = \frac{v^2}{127 \cdot (e_{max} + f_k)}$$

hvor v = fartsgrense (med eventuelt fartstillegg) [km/t], e_{max} = maksimal overhøyde [m/m] og f_k = dimensjonerende sidefriksjonsfaktor.

Tabell 1 viser resultatet av to verdier for hhv. hastighet og overhøyde samt $f_k = 0,1$ innsatt i formelen ovenfor. Ved siden av minste horisontalkurve radius $R_{h,min}$ er også kjøretøyets tilsvarende sentripetalakselerasjon ($a_r = v^2 / R_{h,min}$) angitt.

Tabell 2. Eksempel på overhøydens positive innvirkning mot skrens i kurve med lav friksjon mellom dekk og underlag

Hastighet [km/h]	$f_k = 0,1$ (tilsvarende våt isdekk = worst case scenario)	
	$e_{max} = 4\%$	$e_{max} = 8\%$
V = 60 km/h	$R_{h,min} = 202$ m $a_r = 1,37$ m/s ²	$R_{h,min} = 157$ m $a_r = 1,77$ m/s ²
V = 80 km/h	$R_{h,min} = 360$ m $a_r = 1,37$ m/s ²	$R_{h,min} = 280$ m $a_r = 1,77$ m/s ²

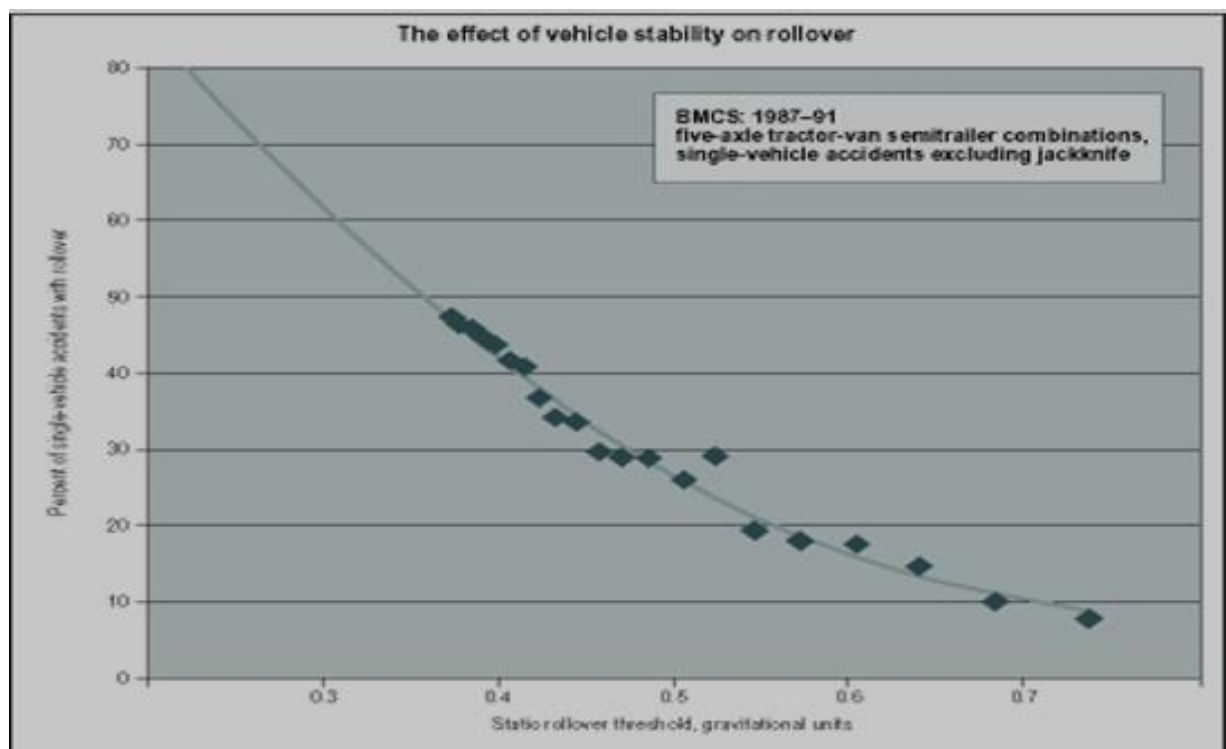
Av beregningseksemplet ser en at økning av overhøyden tillater høyere sentripetalakselerasjon og dermed krappere kurve. Når man tar i bruk overhøyde i veioppbygging, betyr det at veibanens tverrfall kan øke fra -3 % og opp mot 8 % – med andre ord en endring på opp mot 11 %. Det medfører at ytterhjulet beveger seg oppover i forhold til det indre hjulet med den relative hastigheten v_{vf} . v_{vf} er således en dimensjonerende størrelse for minste klotoidparameter A_{min} [11]. Dette ut fra krav om at overhøydeoppbyggingen skal skje gradvis.

2.3. Overhøydens innvirkning mot velt

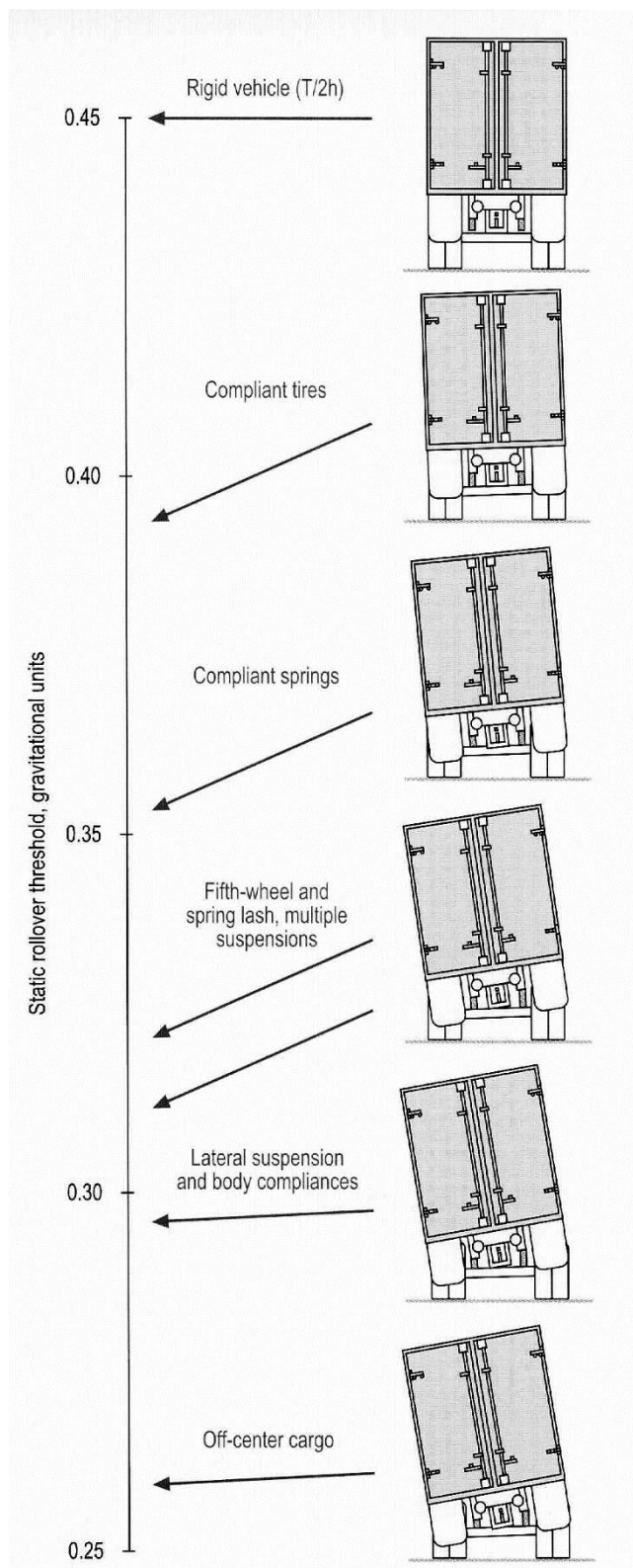
Som tidligere vist i figur 1 fører krappe kurver generelt til økt ulykkesrate. Tunge kjøretøyer med høyt tyngdepunkt er særlig utsatt for velt, se figur 4. For disse er krappe kurver særlig kritisk [12].

Last med lav egenvekt, for eksempel tørt trevirke, gir ofte høyt tyngdepunkt når full vektkapasitet på kjøretøyet utnyttes. Bevegelig last, for eksempel væske i enkelte tanker med uheldig konstruksjon, eller last opphengt i tak på hengere, medfører også forringet stabilitet [12].

Riktig bruk av overhøyde reduserer risiko for velt og også skrens. Det observeres noen ganger feil overhøyde i kurver langs riksveinettet [5]. Det er også kjent at dette medvirker til alvorlige ulykker også fordi sikkerheten mot velt ofte er for lav i forhold til hastigheten på veien.



Figur 4. Prosent velteulykker avhengig av kjøretøyets veltestabilitet uttrykt i g [12]



Figur 5. Ulike effekter som påvirker veltestabiliteten negativt. [12]

Figur 5 viser hvordan ulike effekter enkeltvis og samlet bidrar til betydelig redusert veltestabilitet på trailere.

På figur 6 sees følgende relasjon ved kjøring i kurve:

$$a_r / g = \tan(\alpha + \beta) \text{ eller } a_r = g \cdot \tan(\alpha + \beta).$$

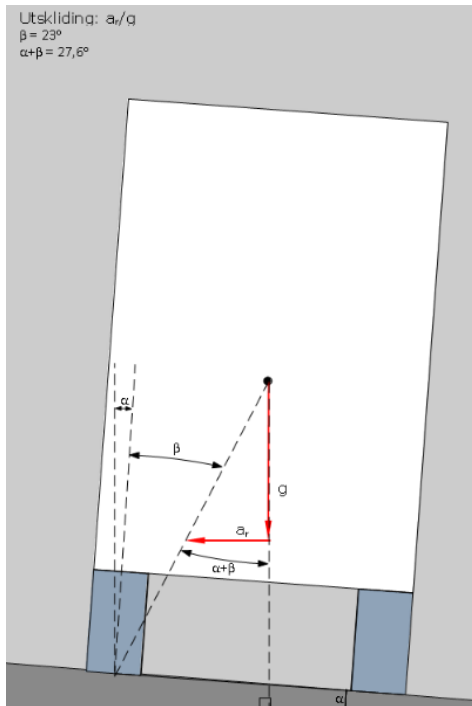
Ligningen behandlet i excel gir kritisk sentripetalakselerasjon som funksjon av prosent overhøyde og vinkel β som vist i figur 7. **Mrk.** Figur 3 foran gir sammenhengen mellom vinkel α og prosent overhøyde.

Figur 7 viser overhøydens positive innvirkning mot velt på kjøretøy med ulik veltestabilitet eller statisk rollovervinkel β . Vinkelen β (se figur 6) er skråhelningen på underlaget et stillestående lastet kjøretøy tåler før det velter.

Prosentvis forbedring med hensyn til velt ved kjøring i kurve når overhøyden økes er størst ved lav veltestabilitet. Dagens elektronikkstyringer for stabilisering vil ikke fullt ut kunne erstatte den gunstige effekten bruk av overhøyde gir. Dette fordi friksjon og andre forhold noen ganger ikke tillater tilstrekkelig oppbremsing i inngangen til krappe kurver. I slike sammenhenger er det i tillegg registrert at hengere uten last har sklidd over i motsatt kjørefelt og ført til dødsulykker.

En økning av overhøyden fra 0 til 8 % gir følgende forbedring:

- 1) Innenfor normale områder for kjøretøystabilitet oppnås en økning på sentripetalakselerasjonen i kurve med ca. 0,09 g før kjøretøyet velt.
- 2) Et kjøretøy med rollovervinkel $\beta = 16^\circ$ (tilsvarende ca. 0,28 g sentripetalakselerasjon på horisontalt underlag) tåler hele 30 % større sideveis akselerasjon og 14 % høyere hastighet før velt, som beregnet fra figur 7.

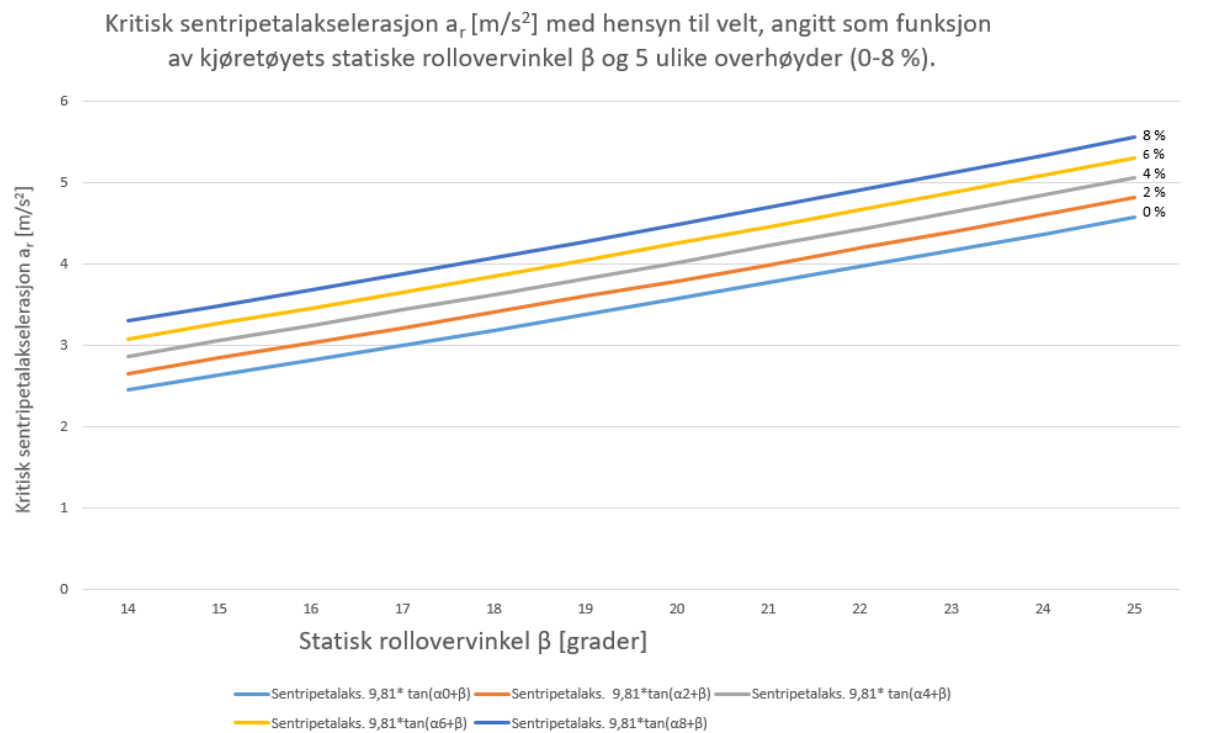


a_r - sentripetalakselerasjonen ved grensen for velt

β - statisk rollovervinkel ved en gitt last

α - overhøyde uttrykt i helningsvinkel

Figur 6. Sammenheng mellom overhøyden (her angitt som vinkel α) og statisk rollovervinkel β [$^\circ$], som avhenger av kjøretøy og last, og kritisk sentripetalakselerasjon a_r med hensyn til velt ved kurvekjøring.



Figur 7. Kritisk sentripetalakselerasjon ($a_r = 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \tan(\alpha + \beta)$) med hensyn til velt i kurve. Merk overhøydens positive innvirkning for å unngå velt for kjøretøy med ulik statisk rollovervinkel β (veltestabilitet).

3. ANALYSE OG UTLEDNINGER VIKTIGE PARAMETERE

3.1. Sentripetalakselerasjon i kurve

Horisontalkurvatur

For å gi en overordnet forståelse av hvordan kreftene virker på kjøretøyet, vil det her bli gitt en kort gjennomgang av vegens horisontale geometriske utforming (horisontalkurvatur), samt overhøydeoppbygging. Henviser for øvrig til [11].

Ved konstruksjon av vegens horisontalkurvatur brukes 3 vegelementer:

- rettlinje
- sirkel (konstant radius)
- klotoid (overgangskurve med variabel radius)

Klotoiden blir brukt som overgang mellom rettlinjer og sirkler, mellom sirkler med ulik, men ensrettet krumning, og mellom sirkelkurver med motsatt krumning [1]. Merk at klotoiden også kan benyttes som selvstendig traseelement, og at den er en matematisk definert kurve som gir en jevn og behagelig overgang inn i og ut av sirkelen. Den er med på å øke sikkerheten, samt redusere fare for velt og skrens.

Årsaken til at klotoiden gir følelsen av en jevn overgang mot sirkelen kommer av at klotoidens krumning endrer seg lineært med lengden. Det vil si at man må dreie rattet med konstant vinkelhastighet når man kjører med konstant hastighet i klotoiden. I selve sirkelen har veien en krumning der radiusen er konstant og hvor rattutslaget også må holdes konstant inntil man kommer til klotoiden som skal hjelpe kjøretøyet ut av svingen. Klotoidens radius kan finnes av

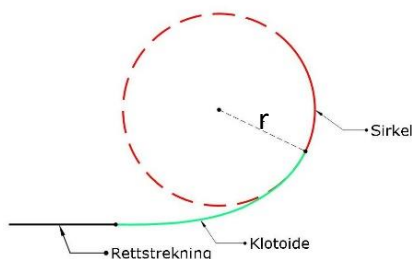
$$r = \frac{A^2}{\ell} \quad A > 0$$

der

r – radiusen i et bestemt punkt på klotoiden

ℓ – avstanden fra klotoidestart til det punkt der krumningsradius er r

A – klotoideparameteren (konstant verdi for en gitt klotoid)



Figur 8. Rettstrekning, klotoidedel og sirkelement i kurve

Av uttrykket foran ser man at radius til klotoiden blir mindre etter hvert som man nærmer seg sirkelementet der radius er konstant. Dette betyr at sideveis akselerasjon (sentripetalakselerasjonen) gjennom klotoiden inn mot sirkelementet blir større og større, men mindre og mindre ut av svingen (jfr. uttrykket nedenfor).

$$a_r = \frac{v^2}{r}$$

der

v – hastighet

r – radius

a_r – sideveis akselerasjon (sentripetalakselerasjon)

3.1.1. AKSELERASJON I KLOTOIDEDDEL AV KURVE

$$a_r = \frac{v^2}{r}$$

Innsetting for $r = \frac{A^2}{\ell}$ gir $a_r = \frac{v^2 \cdot \ell}{A^2}$ *).

Fra kinematikk generelt har man $\frac{d\ell}{dt} = v$ og $\frac{dv}{dt} = a_t$

a_t er negativ, og angir retardasjonen ved oppbremsing [m/s^2]

Eliminering av dt gir: $v \cdot dv = a_t \cdot d\ell$

$$\int_{v_1}^v v \cdot dv = \int_{\ell_1}^{\ell} a_t \cdot d\ell$$

$$\frac{1}{2} \cdot (v^2 - v_1^2) = a_t \cdot (\ell - \ell_1)$$

$$v^2 = 2a_t \cdot (\ell - \ell_1) + v_1^2$$

Erstattes ℓ_1 med $\ell_{\text{bremsstart}}$ og v_1 med v_0 får en

$$v^2 = 2a_t \cdot (\ell - \ell_{\text{bremsstart}}) + v_0^2$$
 **)

Det siste innsatt for v^2 i *) gir sentripetalakselerasjonen

$$a_r = \frac{\ell}{A^2} \cdot \left[2a_t \cdot (\ell - \ell_{\text{bremsstart}}) + v_0^2 \right]$$
 1)

(generelt innenfor klotoidedelen av kurven og $\ell > \ell_{\text{bremsstart}}$)

Deriverer en *) med hensyn på tiden får en

$$\frac{da_r}{dt} = \frac{\left(2 \cdot v \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \ell \right) + v^2 \cdot \frac{d\ell}{dt}}{A^2}$$

settes $dv/dt = a_t$ og $d\ell/dt = v$, kan dette uttrykkes som

$$\frac{da_r}{dt} = \frac{(2 \cdot a_t \cdot \ell + v^2) \cdot v}{A^2}$$

igjen innsatt for v^2 og v fra **) gir

$$\frac{da_r}{dt} = \frac{1}{A^2} \cdot \left[2a_t \cdot (\ell - \ell_{\text{bremsstart}}) + v_0^2 \right] \cdot \left[2a_t \cdot (\ell - \ell_{\text{bremsstart}}) + v_0^2 \right]^{0,5}$$

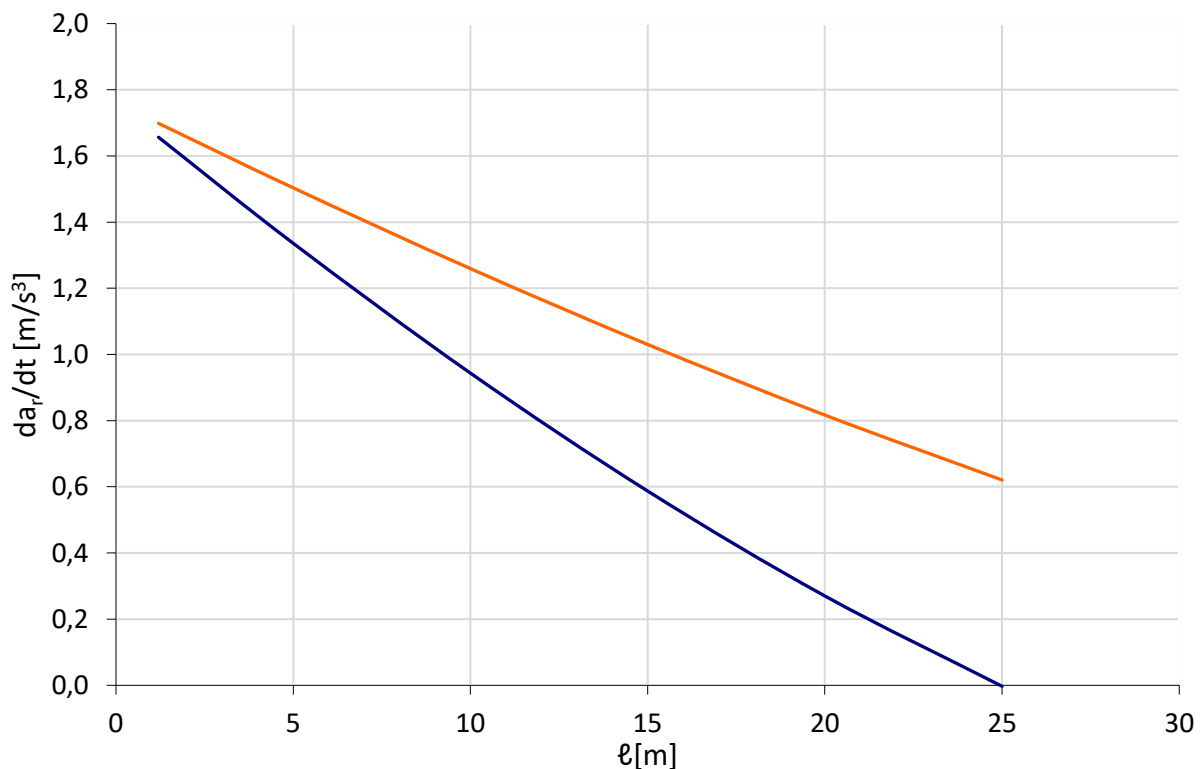
(gjelder ved nedbremsing og $\ell > \ell_{\text{bremsstart}}$)

Settes $a_t = 0$ i ligningen ovenfor blir

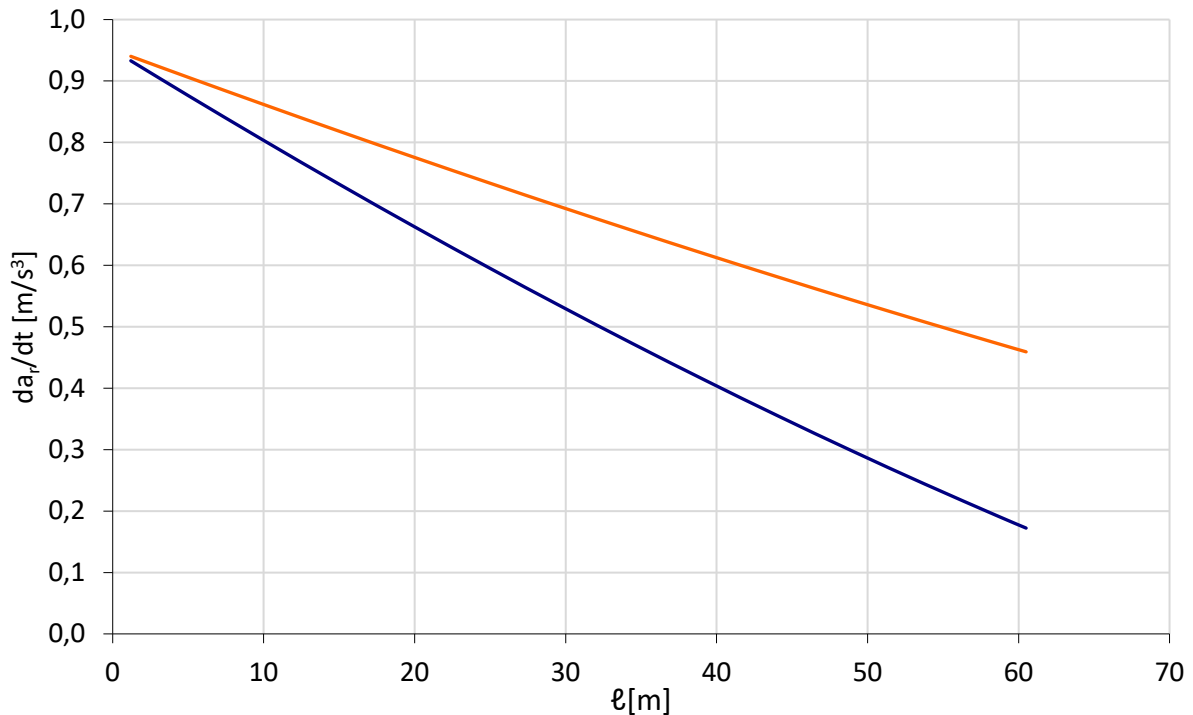
$$\frac{da_r}{dt} = \frac{v^3}{A^2} \quad [\text{m/s}^3] \quad (\text{gjelder uten nedbremsing}) \quad ***)$$

Dette viser at sentripetalakselerasjonsendringen pr. tidsenhet ved jevn hastighet er konstant innenfor klotoiden i en gitt kurve. I tillegg ser en at da_r/dt øker med økende hastighet eller minkende klotoidparameter. De to figurene under viser hvordan nedbremsing og tilhørende redusert hastighet påvirker da_r/dt .

Her er vist to eksempler på da_r/dt som funksjon av lengden ℓ langs klotoiden ved nedbremsing fra henholdsvis hastighetene 50 km/h og 80 km/h. Midlere retardasjon for begge tilfeller er $a_t = -2 \text{ m/s}^2$, og for hvert av de to tilfellene gjøres en sammenligning i et kort øyeblikk med og uten nedbremsing ved samme posisjon og hastighet. En ser at **retardasjonen reduserer størrelsen da_r/dt langs nedbremsingslengden. I tillegg får da_r/dt øyeblikkelig økning vertikalt opp til øverste kurve på de to figurene dersom nedbremsingen plutselig opphører. Uten nedbremsing får en $da_r/dt = v^3/A^2$ som representerer en horisontal linje i figurene under.**



Figur 9. Nederste kurve viser forløpet av den deriverte av sentripetalakselerasjonen ved kontinuerlig nedbremsing fra 50 km/h. Hvis nedbremsingen plutselig opphører, så vil da_r/dt øyeblikkelig øke loddrett til øverste kurve på et vilkårlig sted langs klotoiden.



Figur 10. Nederste kurve viser forløpet av den deriverte av sentripetalakselerasjonen ved kontinuerlig nedbremsing fra 80 km/h. Hvis nedbremsingen plutselig opphører, så vil da_r/dt øyeblikkelig øke loddrett til øverste kurve på et vilkårlig sted langs klotoiden.

Eksempel:

Beregn a_r og da_r/dt ved konstant hastighet innenfor en klotoid når følgende er oppgitt: jevn hastighet $v = 22$ m/s i posisjon $l = 50$ m; klotoidparameteren er $A = 110$ m

$$\text{Løsning: } a_r = \frac{22^2 \text{ m}^2/\text{s}^2 \cdot 50 \text{ m}}{110^2 \text{ m}^2} = 2,0 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}, \quad \frac{da_r}{dt} = \frac{22^3 \text{ m}^3/\text{s}^3}{110^2 \text{ m}^2} = 0,88 \frac{\text{m}}{\text{s}^3}$$

Tilbake til ligning***) $da_r/dt = v^3/A^2$, samt den almen kjente relasjonen $a_r = v^2/R_0$, i krappeste parti av kurven i overgangen klotoid/sirkel.

De to siste ligningene kombinert, og v eliminert gir også

$$\left(\frac{da_r}{dt} \right)_{\text{grense}} = \frac{(a_{r,\text{sideveis,max}} \cdot R_0)^{3/2}}{A^2}$$

$a_{r,\text{sideveis,max}}$ er her bestemt ut fra veltestabilitet og sidefriksjonen (se figur 7 som angir kritisk sentripetalakselerasjon m.h.t. velt, og figur 13 m.h.t. skrens).

Når betingelsen $da_r/dt < (da_r/dt)_{\text{grense}}$ er oppfylt, kan en standardisert veikurve forses ved en gitt a_r bestemt ut fra kjøretøyets veltestabilitet og friksjon uten at velt eller skrens teoretisk sett oppstår.

Størrelsen da_r/dt bør derfor være en interessant størrelse for å oppnå tidlig bremseaktivering. Tidlig bremsestart og lengre nedbremsing gir effektiv hastighetsreduksjon også ved automatiske bremsesystemer i krappe kurver og ved vanskelige føreforhold slik at skrens og velt kan unngås.

Kontroll av hastigheten i kurve ved bremseaktivering ut fra sentripetalakselerasjonen a_r alene er ofte ikke tilstrekkelig med hensyn til velt eller skrens i krappeste parti av en kurve.

Innsettes for eksempel $a_{r,sideveis,max} = 2 \text{ m/s}^2$ i ligningen ovenfor, får en resultatet vist i tabell 3. Verdiene sees å variere i området: 0,66 – 0,87 for de krappeste kurvene med sine fartsgrenser angitt i [11].

3.1.2. SENTRIPETALAKSELERASJON INNENFOR SIRKELBUEN AV KURVEN

Fra **) under klotoidedelen foran: $v^2 = 2a_t \cdot (\ell - \ell_{\text{bremsestart}}) + v_0^2$

Sentripetalakselerasjon langs sirkelbuen blir da:

$$a_r = \frac{2a_t \cdot (\ell - \ell_{\text{bremsestart}}) + v_0^2}{R_{0,\min}}$$

(gjelder ved sirkelbuedelen av kurven).

Den deriverte av a_r med henblikk på klotoideposisjon blir da:

$$\frac{da_r}{d\ell} = \frac{2 \cdot a_t}{R_{0,\min}}$$

Konklusjon: Forutsettes a_t konstant og negativ ved nedbremsing, følger av ligningen at a_r er lineært fallende langs sirkelbuen med radius $R_{0,\min}$ (se for eksempel stippet del av figur 17).

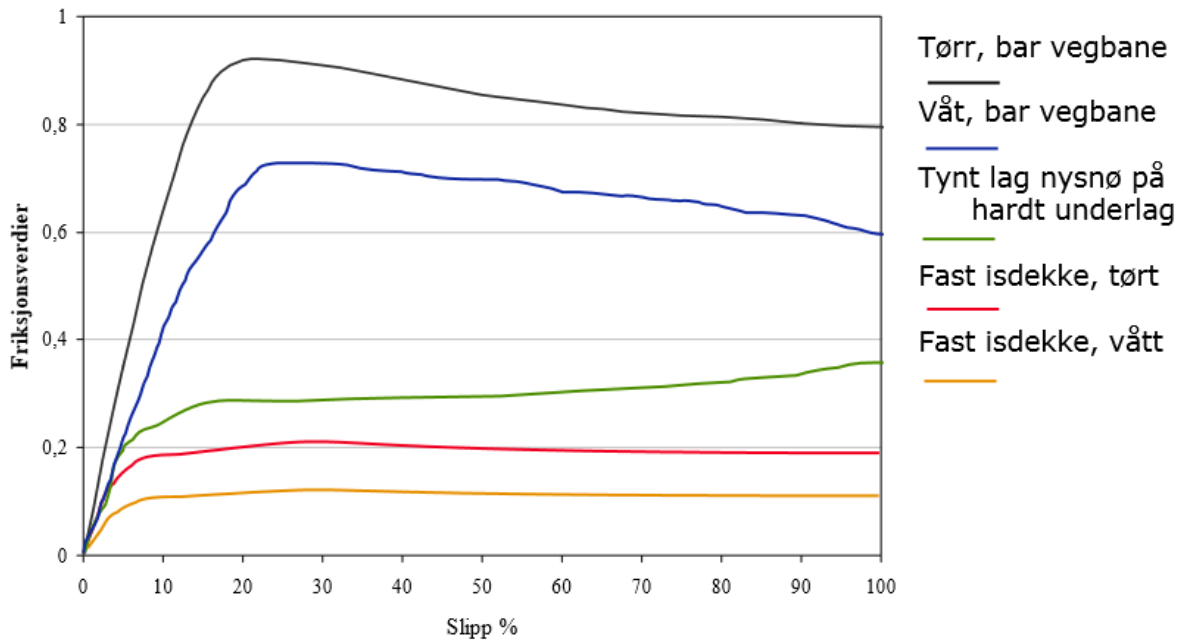
3.2. Beregning av utnyttelsessammenhengen mellom sentripetalakselerasjon a_r og retardasjon a_t i kurver med ulik friksjon og overhøyde

Friksjonsforholdene på vei bestemmes normalt ved hjelp av bremsefriksjonsmålinger på rett veistrekning med godkjent friksjonsmåleutstyr. Bremsefriksjonskoeffisienten $\mu = \mu_{\text{brems}}$ er det som normalt refereres til og brukes av myndighetene. I denne rapporten gjelder for bremsefriksjonskoeffisienten: $\mu_{\text{brems}} = \mu_t = \mu$.

Figur 11 nedenfor viser typiske målte verdier for bremsefriksjonen ved ulikt føre og slipp. Ved moderne bremsesystemer utnyttes effekten ved at friksjonen øker med slippet inn til en viss grense, for så å flate ut eller falle gradvis. Som figuren viser vil optimalt slipp med hensyn til best bremsevirkning avhenge av føreforholdene. Dekktype og lufttrykk vil antageligvis også påvirke resultatene.

Bremsingen på moderne kjøretøy foregår individuelt på de ulike hjulene for også å motstå saksing eller skrens. Samtidig kan bremsetrykket reguleres slik at slipp og tilhørende bremsevirkning er optimal ved et gitt føreforhold.

Typiske friksjonskurver ved ulike føreforhold



Figur 11. Bremsfriksjonen påvirkes av føreforhold og slipp [13]

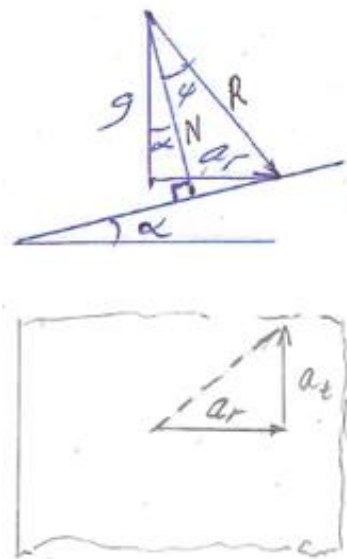
Ved kjøring i kurve opptrer også en sideveis kraft som forårsakes av sentripetalakselerasjon. Ved oppbremsing i kurve må derfor en «total friksjon» mellom dekk og underlag fordeles slik at en viss mengde går til å motvirke skrens forårsaket av sideveis kraft og resten til oppbremsing. Figurene 14, 15 og 16 anskueliggjør dette som teoretisk sammenheng mellom maksimal retardasjon og sentripetalakselerasjon i kurve.

Beregningen bak disse 3 figurene er som følger:

På figur 12 er Newtons 2. lov $a = F/m$ nyttiggjort ved å tegne og dekomponere akselerasjoner i stedet for krefter.

Generell sammenheng mellom største verdi for sentripetalakselerasjon a_r og retardasjon a_t på grensen til blokkering/skrens forutsettes som følger:

$$\left(\frac{a_r}{N \cdot \mu_r}\right)^2 + \left(\frac{a_t}{N \cdot \mu_t}\right)^2 \leq 1$$



$$\frac{a_r}{g} = \tan(\alpha + \psi)$$

$$\arctan\left(\frac{a_r}{g}\right) = \alpha + \psi$$

$$\psi = \arctan\left(\frac{a_r}{g}\right) - \alpha$$

Figur 12. Effekt av gravitasjonen g , sentripetalakselerasjonen a_r , normalen til skråplanet N og resulterende reaksjon R fra kjøretøy til underlag ved nedbremsing i kurve med overhøyde α . Merk: G , N og R er alle gitt i papirplanet og har dimensjon m/s^2 , dvs. akselerasjon fordi alle krefter tenkes dividert med samme masse m , ($a = F/m$).

Av figur 11 og ligninger følger videre:

$$\left(\frac{R \cdot \sin \psi}{N \cdot \mu_r}\right)^2 + \left(\frac{a_t}{N \cdot \mu_t}\right)^2 \leq 1$$

der μ_r – sidefriksjonskoeffisient

μ_t – bremsefriksjonskoeffisient (ved oppbremsing rett fram uten krefter sideveis, se figur 11)

Løst med henhold på a_t (teoretisk grense for blokkering) fås:

$$a_t^2 = \left[N^2 - \left(\frac{R \cdot \sin \psi}{\mu_r} \right)^2 \right] \cdot \mu_t^2$$

Innsatt for N og R gir:

$$a_t^2 = \left[(g^2 + a_r^2) \cdot \cos^2 \psi - (g^2 + a_r^2) \cdot \frac{\sin^2 \psi}{\mu_r^2} \right] \cdot \mu_t^2$$

Innsatt for g gir:

$$a_t = \sqrt{(9,81^2 + a_r^2) \cdot \left(\cos^2 \psi \cdot \mu_t^2 - \sin^2 \psi \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_r} \right)^2 \right)}$$

der $\psi = \arctan\left(\frac{a_r}{g}\right) - \alpha$

Samspillet mellom a_t og a_r ved maksimal utnyttelse av friksjonen ved nedbremsing i kombinasjon med sideveis krefter er vist i figureksempelene 1-3 i neste kapittel.

4. SIMULERINGSRESULTATER VED BRUK AV UTLEDEDE LIGNINGER

4.1. Kritisk sentripetalakselerasjon i kurve uten/med nedbremsing avhengig av sidefriksjon og overhøyde

Fra figur 12 fremgår også:

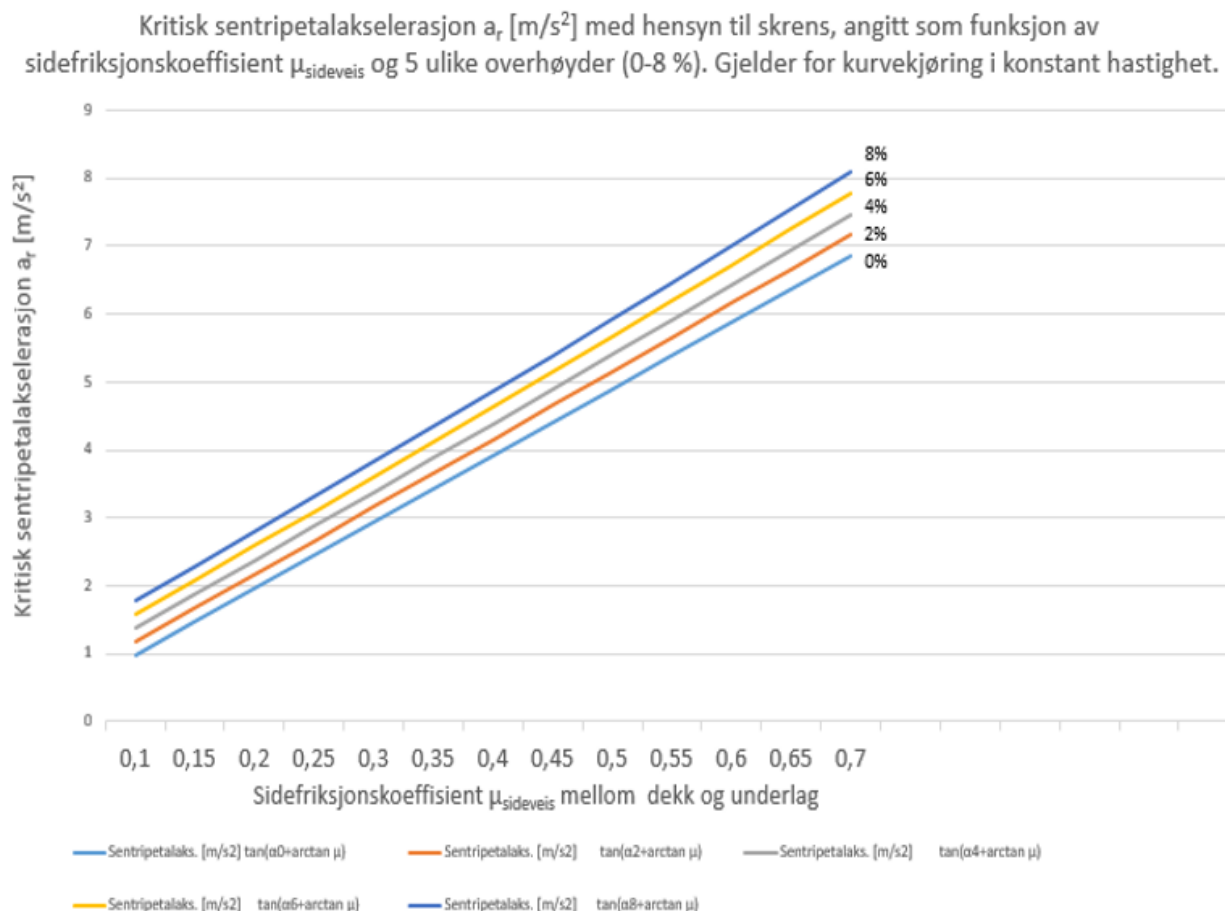
$$\frac{a_r}{g} = \tan(\alpha + \psi) \text{ eller } a_r = g \cdot \tan(\alpha + \arctan \mu_r),$$

dette fordi $\psi = \arctan \mu_r$.

Forutsetningen her er jevn hastighet, dvs. ingen oppbremsing i kurven og full utnyttelse av sidefriksjonen ($\mu_r = \mu_{\text{sideveis}}$).

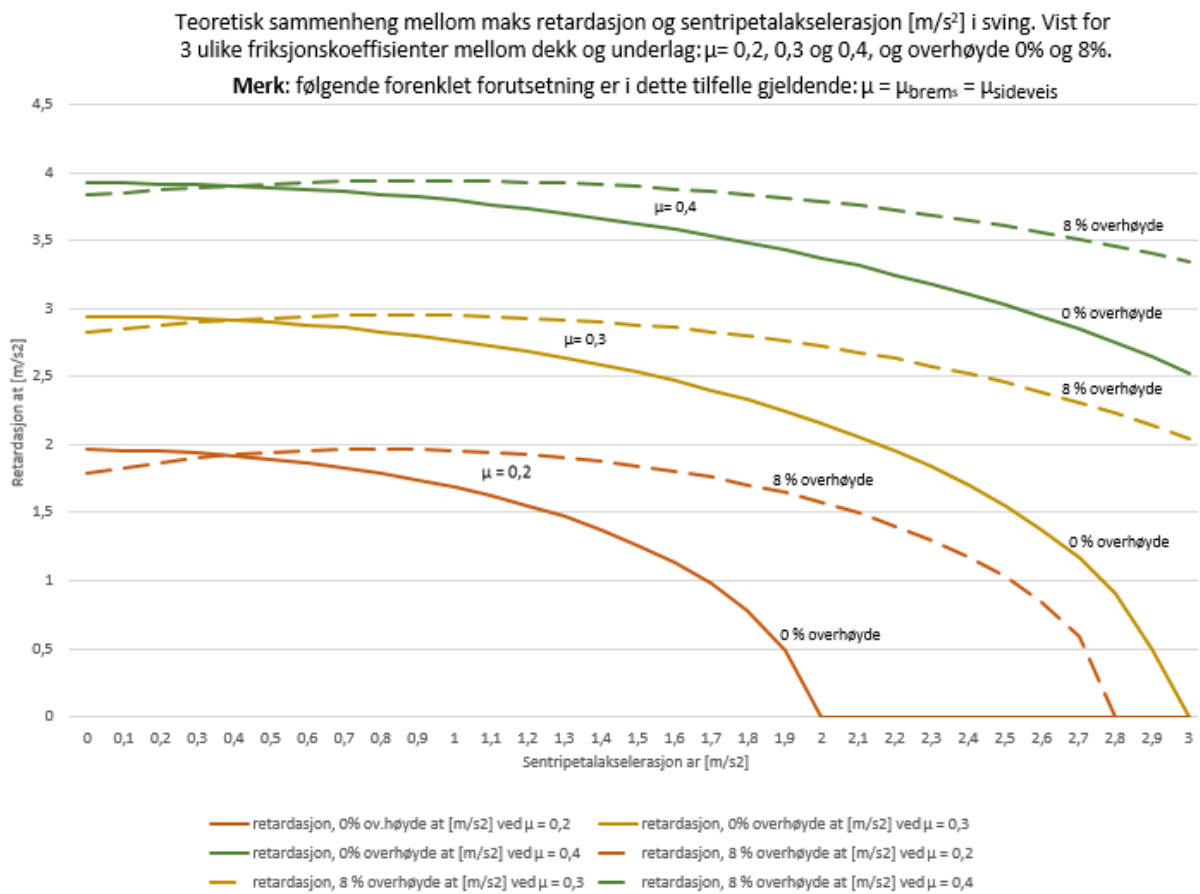
Ligningen over behandlet i excel gir kritisk sentripetalakselerasjon som funksjon av prosent overhøyde og μ_{sideveis} som vist i figur 13 under. Denne figuren viser også at med hensyn til skrens har avvik i overhøyde prosentvis størst negativ innvirkning ved lav friksjon.

Mrk. Figur 3 foran gir sammenhengen mellom vinkel α og prosent overhøyde som er benyttet i figur 13 under.



Figur 13. Kritisk sentripetalakselerasjon $a_r = 9,81 m/s^2 \cdot \tan(\alpha + \arctan \mu_{\text{sideveis}})$. Gjelder ved konstant hastighet uten oppbremsing i kurve med ulik sidefriksjon og overhøyde, se for øvrig vedlegg 1a.

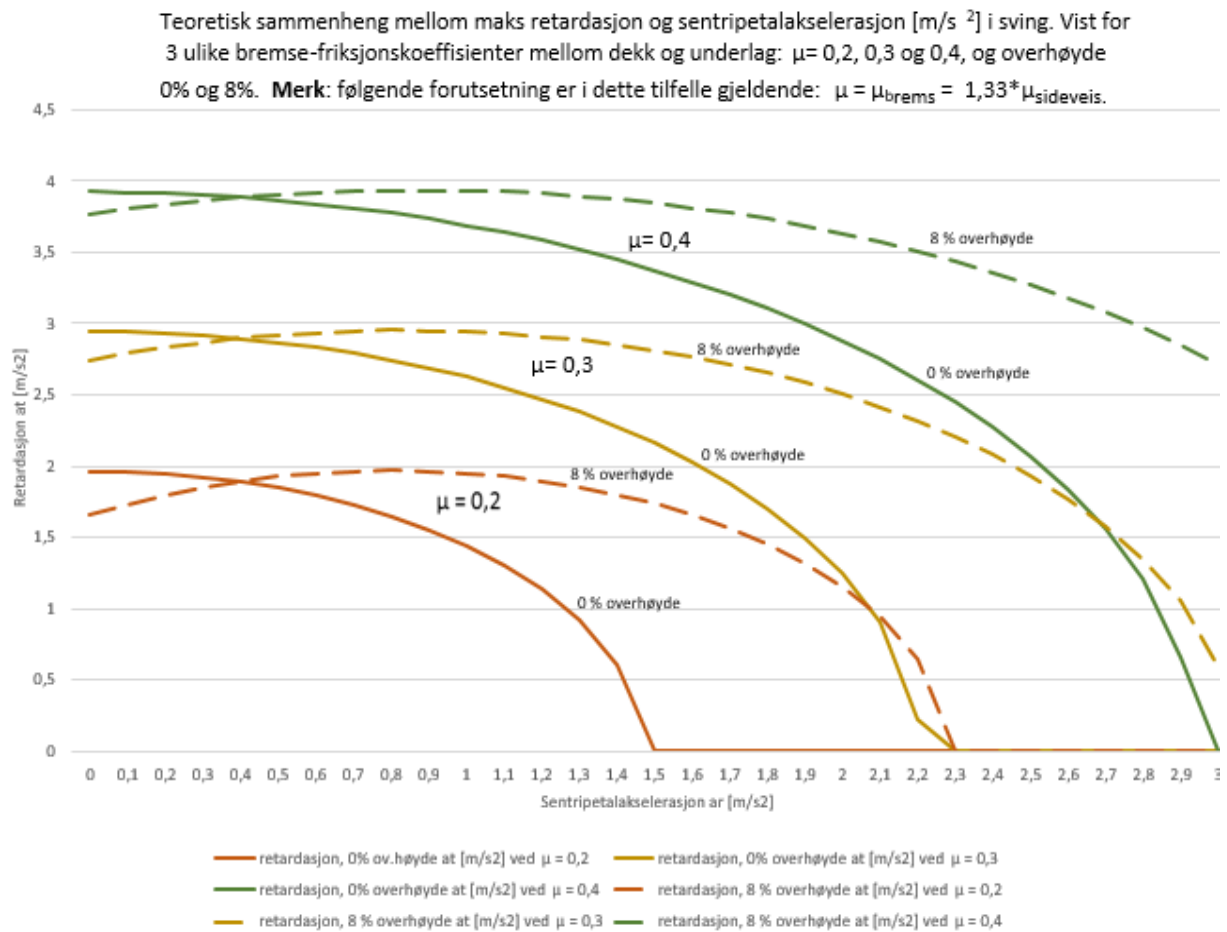
EKSEMPEL 1. SIDEFRIKSJONSKOEFFISIENT VALGT LIK BREMSEFRIKSJONSKOEFFISIENT



Figur 14. Teoretisk sammenheng (utnyttelse) mellom maksimal retardasjon og sentripetalakselerasjon [m/s^2] i kurve ved 3 ulike friksjonskoeffisienter og overhøyder.

Detaljer er angitt på figuren som gjelder for: $\mu = \mu_{brems} = \mu_{sideveis}$.

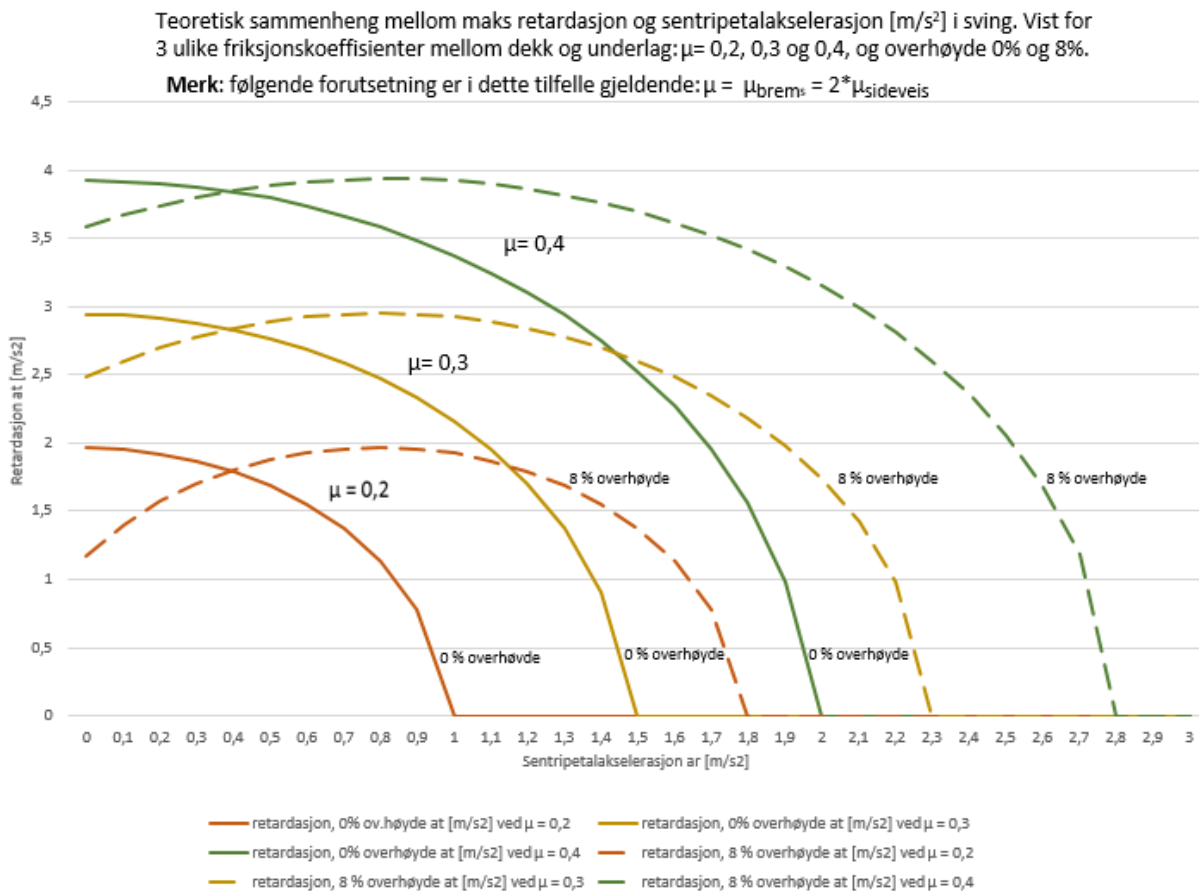
EKSEMPEL 2. SIDEFRIKSJONSKOEFFISIENT VALGT TIL 75% AV BREMSEFRIKSJONSKOEFFISIENT



Figur 15. Teoretisk sammenheng (utnyttelse) mellom maksimal retardasjon og sentripetalakselerasjon [m/s^2] i kurve ved 3 ulike friksjonskoeffisienter og overhøyder.

Detaljer er angitt på figuren som gjelder for: $\mu = \mu_{brems} = 1,33 \cdot \mu_{sideveis}$.

EKSEMPEL 3. SIDEFRIKSJONSKOEFFISIENT VALGT TIL 50% AV BREMSEFRIKSJONSKOEFFISIENT



Figur 16. Teoretisk sammenheng (utnyttelse) mellom maksimal retardasjon og sentripetalakselerasjon [m/s^2] i kurve ved 3 ulike friksjonskoeffisienter og overhøyder.

Detaljer er angitt på figuren som gjelder for: $\mu = \mu_{brems} = 2 \cdot \mu_{sideveis}$.

4.2. Nedbremsing og styrekontroll gjennom krappe kurver

Eksemplene 1, 2 og 3 (figurene 14, 15 og 16) viser at sidekraft kombinert med bremsekraft ofte er en utfordrende kombinasjon ved lave friksjonsforhold, og dette særlig ved liten overhøyde.

I et elektronisk stabilitetskontrollsystem voktes skrens og saksing, og individuell hjulbremsing aktiveres om nødvendig for å opprette kontroll. I kurve vil dette forringe sidestabiliteten da noe av sidefriksjonen blir spist av bremsefriksjon, dette fremgår klart av figurene ovenfor. En løsning er derfor å senke hastigheten tidsnok før kurven blir for krapp til å kunne få særlig bremseeffekt. En ønsker altså å bearbeide og deretter tolke signaler fra sideakselerometre eventuelt sensorer/givere på støtdempere eller lignende for å tidlig bedømme kurvekrappheten. Ved dette kan nedbremsing aktiveres tidligere i motsetning til «korrektiv» nedbremsing som iverksettes først etter at sentripetalakselerasjonen har overskredet et visst nivå. Ved tidlig nedbremsing oppnår en å kunne bremse over lengre strekning. I tillegg kan det

bremser kraftigere i starten enn mot slutten av forløpet der klotoiden har minst kurveradius og sentripetalakselerasjonen dermed spiser mer av tilgjengelig friksjon.

Viktige begreper brukt i tekst og figurer:

v_0 - hastighet inn i klotoiden

A - klotoidparameter ($A^2 = r \cdot \ell$) gjelder over alt innenfor klotoiden

ℓ - lengde etter klotoidestart

$R_{0,min}$ - radius i overgang klotoides/sirkelbue

$\ell_{bremsestart}$ - lengde etter klotoidestart hvor nedbremsing aktiveres

$a_{r,bremsestart}$ - sentripetalakselerasjon ved bremsestart

a_r - sentripetalakselerasjonsforløp

$a_{r,sideveis,max} \leq g \cdot \mu_{sideveis}$ og også kritisk a_r med hensyn til velt under pkt. 2.3 figur 7.

$a_{r,max}$ - maksimal sentripetalakselerasjon langs klotoiden

da_r/dt - tidsderivert av sentripetalakselerasjonen [m/s^3] (avgjørende for tidlig nedbremsing)

a_t - midlere retardasjon ved nedbremsing; $a_t = \int_{\Delta \ell_{bremselengde}} \frac{a_t(\ell)}{\Delta \ell_{bremselengde}} d\ell$

Mrk. Uansett forløpet av retardasjonen $a_t(\ell)$ langs bremselengden ($\Delta \ell_{bremselengde}$) blir hastighetsreduksjonen og dermed slutthastighet den samme dersom middelverdi over bremselengden opprettholdes.

Tabellen nedenfor viser minimumsverdier (kolonne 2 og 3) for R og A ved typiske fartsgrenser. Verdiene er hentet fra [11]. I tillegg er det foretatt beregninger på viktige parametere gjengitt i de øvrige kolonnene, hvor en mer detaljert forklaring er gitt etter tabellen.

Tabell 3. Beregnede parametere ut fra minimumsverdier R og A hentet fra håndbok V120 [11]

1	2	3	4	5	6	7
Fartsgrense (hastighet) [km/h]	$R_{0,min}$ [m]	A_{min} [m]	$\ell_{til\ sirkelbue} = A^2/R_{0,min}$ [m]	$(da_r/dt)_{grense}$ [m/s³] ved $a_{r,sideveis,max} = 2,0\ m/s^2$	$da_r/dt = v^3/A^2$ [m/s³]	$a_{r,max}$ [m/s²] uten oppbremsing
30	30	<i>Eks. 20</i>	<i>13,3</i>	<i>1,16 (0,68)</i>	<i>1,45</i>	<i>2,31</i>
50	55	40	29,1	0,72 (0,68)	1,67	3,50
60	125	75	45,0	0,70 (0,68)	0,82	2,22
80	200	110	60,5	0,66 (0,68)	0,91	2,47
90	450	180	72,0	0,83 (0,68)	0,48	1,39
100	700	245	85,7	0,87 (0,68)	0,36	1,10

Verdiene i kolonne 5, 6 og 7 i tabellen ovenfor fremkommer ved bruk av følgende ligninger (se utledningen i kapittel 3.1.1):

Kolonne 5:

$$\left(\frac{da_r}{dt}\right)_{\text{grense}} = a_{r,\text{sideveis,max}}^{3/2} \cdot \left(\frac{R_{0,\text{min}}^{3/2}}{A^2}\right) \text{ [m/s}^3 \text{ *)}$$

Dette er sentripetalakselerasjonsendringen pr. tidsenhet som samsvarer med hastighet lav nok til at maksimalverdi $a_{r,\text{sideveis,max}}$ ikke overskrides i overgang klotoide/sirkelbue. Merk.: $a_{r,\text{sideveis,max}}$ må bestemmes ut fra minste kritiske sentripetalakselerasjon med hensyn til velt og skrens under kjøring i krappeste parti av en kurve uten oppbremsing. Se figurene 7 og 13 kombinert med figurene 14, 15 og 16.

Da $(da_r/dt)_{\text{grense}} = v^3/A^2$, blir hastigheten ved denne betingelsen: $v = [(da_r/dt)_{\text{grense}} \cdot A^2]^{1/3}$.

Tilbake til lign. *) siste ledd: $\left(\frac{R_{0,\text{min}}^{3/2}}{A^2}\right)$ er konstant i en gitt kurve bestemt ut fra minste radius og klotoideparameter for kurven.

Analyse av dataene i kolonne 5 i tabell 3 over viser at uttrykket *) tilnærmet kan skrives: $(da_r/dt)_{\text{grense}} = 0,24 \cdot a_{r,\text{sideveis,max}}^{3/2}$ for fartsgrensene 50, 60 og 80 km/h. Resultatet av dette er vist i parentes i kolonne 5 for $a_{r,\text{sideveis,max}} = 2,0 \text{ m/s}^2$.

Fartsgrenseområdene 30, 50 og 80 km/h i tabellen er mest kritiske. Her kan også denne formelen brukes, og dermed over hele spekteret innenfor standardiserte veikurver. Figurene for 30, 90 og 100 km/time viser også at dette fungerer ved bruk av denne lignings-tilnærmelsen.

Kolonne 6:

$$\frac{da_r}{dt} = \frac{v^3}{A^2} \text{ [m/s}^3 \text{]}$$

sentripetalakselerasjonsendringen pr. tidsenhet ved konstant hastighet gjennom klotoiden (verdiene i tabellen er angitt ved hastigheter lik fartsgrensen som er vist i venstre kolonne i tabellen). *Mrk.: Det er hvis $da_r/dt (= v^3/A^2) \geq (da_r/dt)_{\text{grense}}$ at tidlig bremseaktivering bør skje, og fortsette med gradvis redusert bremsestyrke på grunn av økende sentripetalakselerasjon inntil da_r/dt nærmer seg null.*

Kolonne 7:

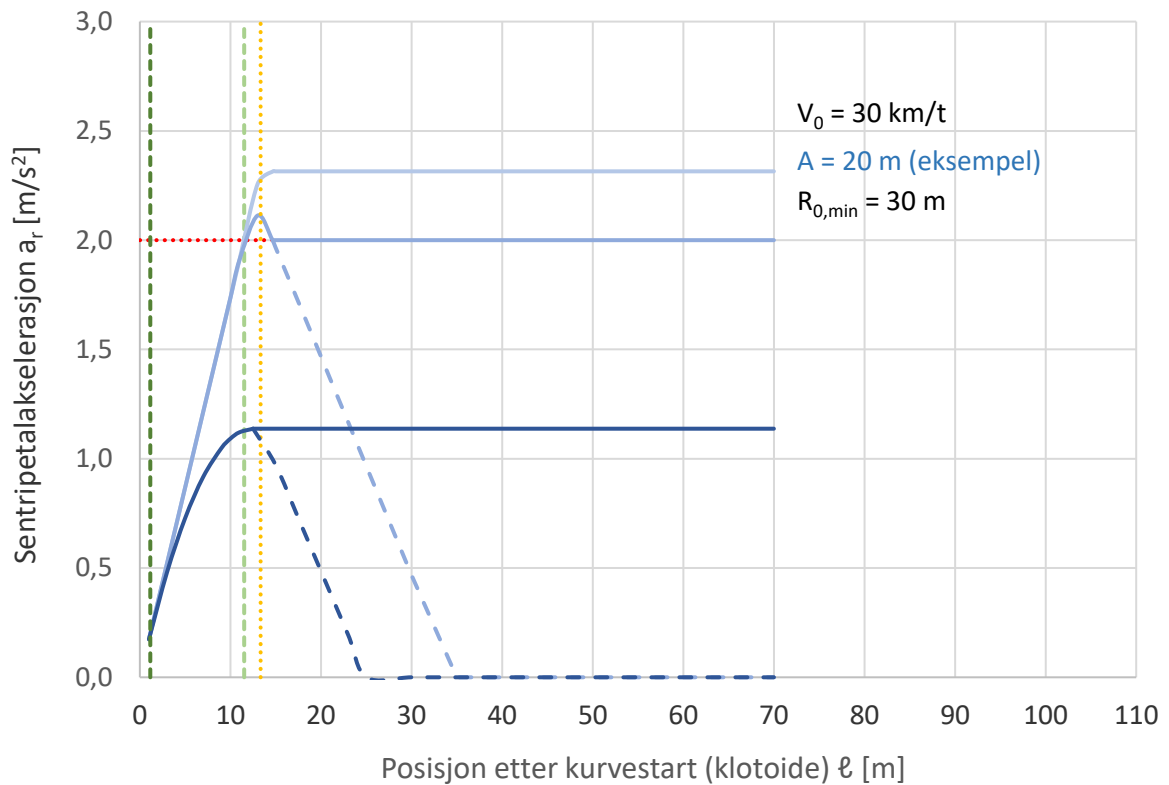
$$a_{r,\text{max}} = \frac{v^2}{R_0} \text{ [m/s}^2 \text{]}$$

sentripetalakselerasjon i overgang fra klotoide til sirkelbue, i tabellen angitt ved hastighet lik fartsgrensen.

5. BEREGNINGSRISULTATER

5.1. Sentripetalakselerasjonen i noen utvalgte krappe kurver ved bruk av ulike teknikk for nedbremsing

Hver av figurene 17-21 viser 3 ulike kurveforløp for sentripetalakselerasjonen. På figurene er øverste kurve uten nedbremsing. Midterste kurve viser nedbremsing aktivert av sentripetalakselerasjonen $a_{r,bremsestart} = 2,0 \text{ m/s}^2$, og nederste kurve viser nedbremsing aktivert av sentripetalakselerasjonsendringen per tidsenhet. Beregningen er gjort for minimumsverdiene for parameterne etter veinormalen angitt i tabell 3 med unntak for 30 km/h. Stiplet del av kurvene viser alternativt forløp hvis nedbremsing opprettholdes med spesifisert retardasjon inntil kjøretøyet har stoppet helt.



Figur 17. Direkte sammenligning mellom ingen nedbremsing (øverst, lys kurve), grenseverdi-aktivert (midtre kurve) og derivert-aktivert nedbremsing (mørk kurve) for 30 km/h. Overgang fra klottoide til sirkelbue skjer ved $l = 13,3$ m (gul linje).

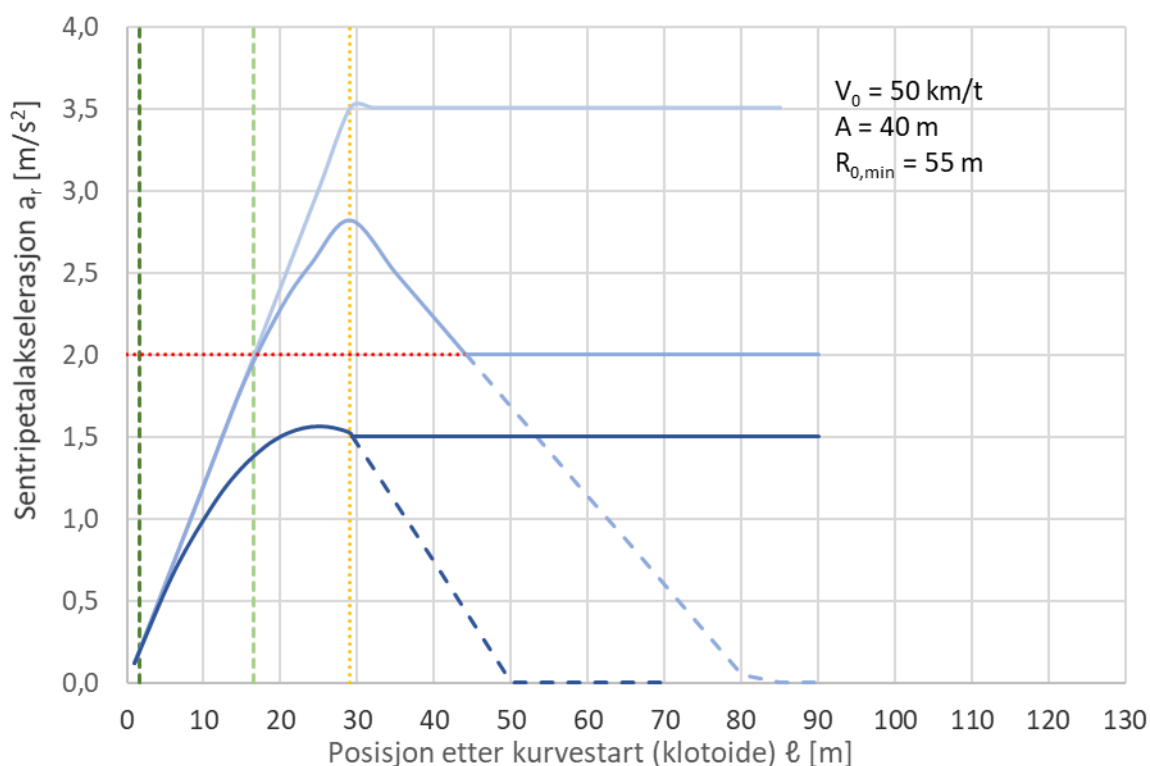
Tabell 4. Viktige parametere uten og med nedbremsing aktivert med henholdsvis a_r og da_r/dt

Fartsgrense [km/h]	Kurve	Midlere retardasjon a_t [m/s ²]	$a_{r,bremsestart}$ [m/s ²]	$l_{bremsestart}$ [m]	$da_r/dt = v_0^3/A^2$ [m/s ³] (ved fartsgrense før nedbremsing)	$(da_r/dt)_{grense} = 0,24 \cdot a_{r,sideveis,max}^{3/2}$ [m/s ³] der $a_{r,sideveis,max} = 1,5$ m/s ²
30	Øvre	uten nedbremsing	—	—	—	—
	1) Midtre	-1,5	2,0	11,5	1,45	0,44
	2) Nedre	-1,46	0,2	1,15	1,45	0,44 ³⁾ (0,75)

1) Nedbremsing aktivert ved $a_{r,bremsestart} = 2\text{m/s}^2$

2) Nedbremsing aktivert hvis $da_r/dt = v_0^3/A^2 > (da_r/dt)_{grense}$ der v_0 er fartsgrensen før bremseaktivering.

3) Alternativ verdi for $(da_r/dt)_{grense}$ er vist i parentes *) under kolonne 5 (tabell 3).



Figur 18. Direkte sammenligning mellom ingen nedbremsing (lys kurve), grenseverdi-aktivert (midtre kurve) og derivert-aktivert nedbremsing (mørk kurve) for 50 km/h. Overgang fra klotoid til sirkelbue skjer ved $l = 29,1$ m (gul linje).

KOMMENTAR Figuren ovenfor viser at for midtre kurve oppstår et ca. 28,4 m langt forløp med a_r vesentlig høyere enn verdien for bremseaktivering ved $2,0$ m/s^2 . I et virkelig tilfelle ville dette medføre at det er ingen friksjon igjen for oppbremsing. Alternativet er da å sette verdien på a_r lavere slik at det er overskytende friksjon til nedbremsing. Dette anskueliggjøres i figurene 14-16 som viser teoretisk sammenheng mellom maksimal retardasjon og sentripetalakselerasjon.

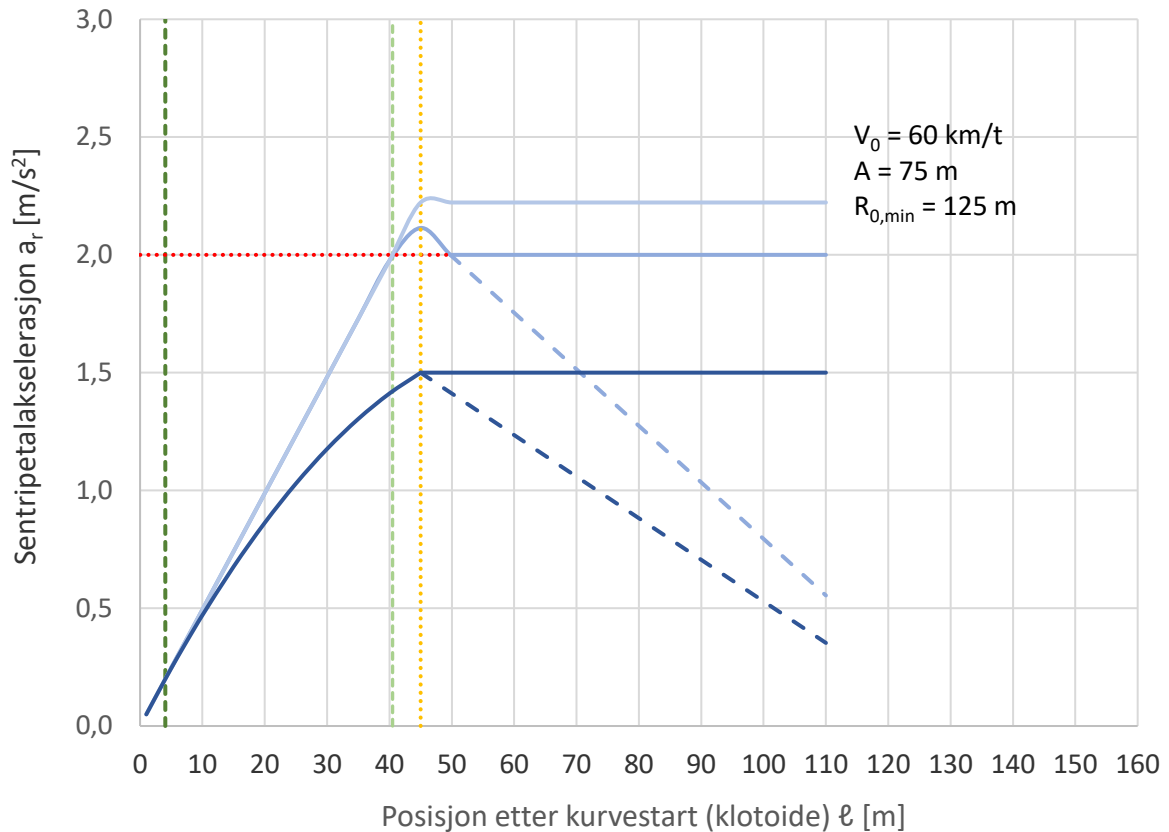
Tabell 5. Viktige parametere uten og med nedbremsing aktivert med henholdsvis a_r og da_r/dt

Fartsgrense [km/h]	Kurve	Midlere retardasjon a_t [m/s^2]	$a_{r,bremsestart}$ [m/s^2]	$l_{bremsestart}$ [m]	$da_r/dt = v_0^3/A^2$ [m/s^3] (ved fartsgrense før nedbremsing)	$da_r/dt)_{grense} = 0,24 \cdot a_{r,sideveis,max}^{3/2}$ [m/s^3] der $a_{r,sideveis,max} = 1,5$ m/s^2
50	Øvre	uten nedbremsing	—	—	—	—
	1) Midtre	-1,5	2,0	16,6	1,67	0,44
	2) Nedre	-2,0	0,2	1,66	1,67	0,44 3) (0,47)

1) Nedbremsing aktiveres ved $a_{r,bremsestart} = 2m/s^2$

2) Nedbremsing aktiveres hvis $da_r/dt = v_0^3/A^2 > (da_r/dt)_{grense}$ der v_0 er fartsgrensen før bremseaktivering.

3) Alternativ verdi for $(da_r/dt)_{grense}$ er vist i parentes, ut fra eksakt ligning *) under kolonne 5 (tabell 3).



Figur 18. Direkte sammenligning mellom ingen nedbremsing (lys kurve), grenseverdi-aktivert (midtre kurve) og derivert-aktivert nedbremsing (mørk kurve) for 60 km/h. Overgang fra klotoid til sirkelbue skjer ved $l = 45,0 \text{ m}$ (gul linje).

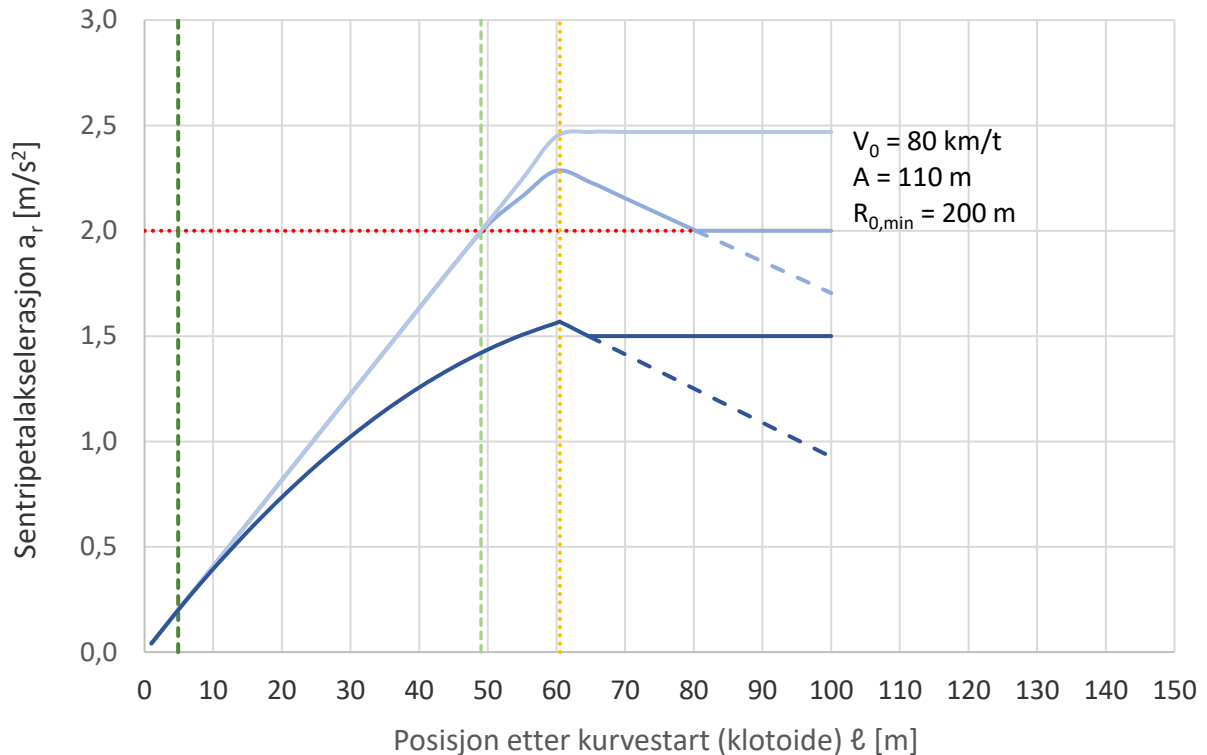
Tabell 6. Viktige parametere uten og med nedbremsing aktivert med henholdsvis a_r og da_r/dt

Fartsgrense [km/h]	Kurve	Midlere retardasjon a_t [m/s ²]	$a_{r,\text{bremsstart}}$ [m/s ²]	$l_{\text{bremsstart}}$ [m]	$da_r/dt = v_0^3/A^2$ [m/s ³] (ved fartsgrense før nedbremsing)	$(da_r/dt)_{\text{grense}} = 0,24 \cdot a_{r,\text{sideveis,max}}^{3/2}$ [m/s ³] der $a_{r,\text{sideveis,max}} = 1,5 \text{ m/s}^2$
60	Øvre	uten nedbremsing	—	—	—	—
	1) Midtre	-1,5	2,0	40,5	0,82	0,44
	2) Nedre	-1,1	0,2	4,05	0,82	0,44 3) (0,46)

1) Nedbremsing aktiveres ved $a_{r,\text{bremsstart}} = 2 \text{ m/s}^2$

2) Nedbremsing aktiveres hvis $da_r/dt = v_0^3/A^2 > (da_r/dt)_{\text{grense}}$ der v_0 er fartsgrensen før bremsaktivering.

3) Alternativ verdi for $(da_r/dt)_{\text{grense}}$ er vist i parentes, ut fra eksakt ligning *) under kolonne 5 (tabell 3).



Figur 19. Direkte sammenligning mellom ingen nedbremsing (øverste lys kurve), grenseverdi-aktivert (midtre kurve) og derivert-aktivert nedbremsing (mørk kurve) for 80 km/h. Overgang fra klotoider til sirkelbue ved $l = 60,5$ m (gul linje).

KOMMENTAR Figuren ovenfor viser at for midtre kurve oppstår et ca. 31 m langt forløp med a_r vesentlig høyere enn verdien for bremseaktivering ved $2,0 \text{ m/s}^2$. I et virkelig tilfelle ville dette medføre ingen friksjon igjen for oppbremsing. Alternativet er da å sette verdien på a_r lavere slik at det er overskytende friksjon til nedbremsing. Dette anskueliggjøres i figurene 14-16 som viser teoretisk sammenheng mellom maksimal retardasjon og sentripetalakselerasjon.

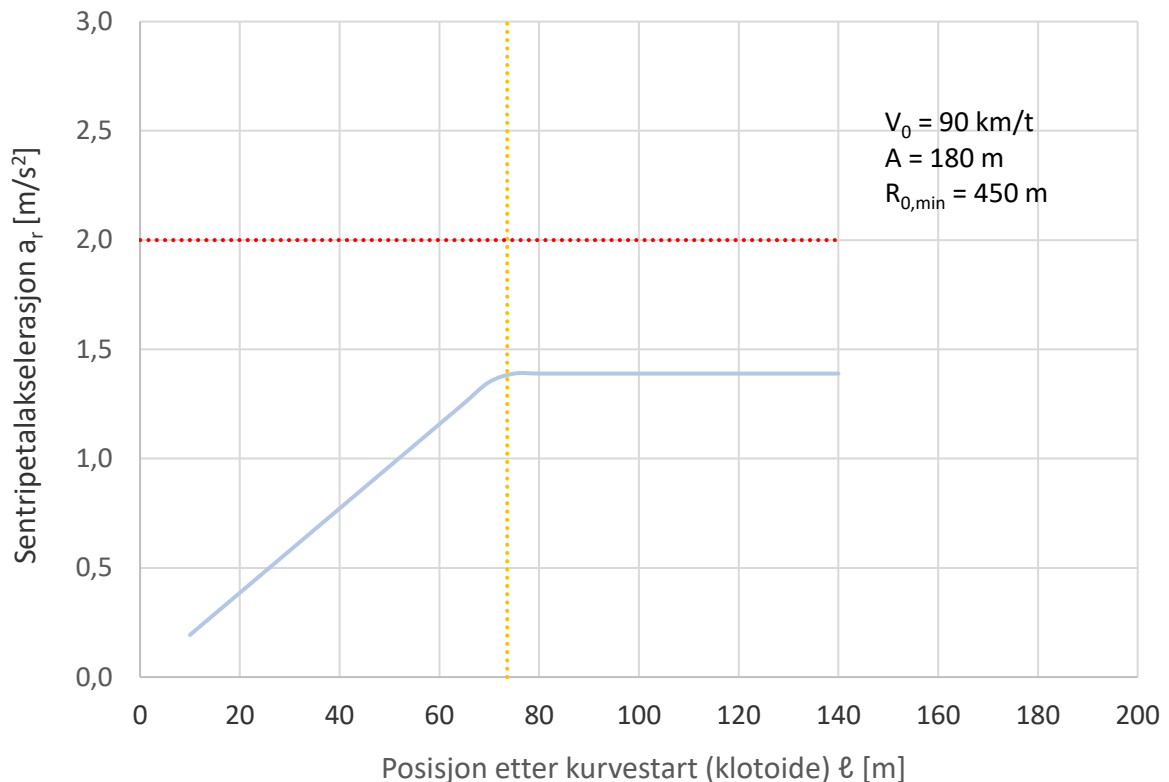
Tabell 7. Viktige parametere uten og med nedbremsing aktivert med henholdsvis a_r og da_r/dt

Fartsgrense [km/h]	Kurve	Midlere retardasjon a_t [m/s ²]	$a_{r,bremsestart}$ [m/s ²]	$l_{bremsestart}$ [m]	$da_r/dt = v_0^3/A^2$ [m/s ³] (ved fartsgrense før nedbremsing)	$(da_r/dt)_{grense} = 0,24 \cdot a_{r,sideveis,max}^{3/2}$ [m/s ³] der $a_{r,sideveis,max} = 1,5 \text{ m/s}^2$
80	Øvre	uten nedbremsing	—	—	—	—
	1) Midtre	-1,5	2,0	49	0,91	0,44
	2) Nedre	-1,62	0,2	4,9	0,91	0,44 ³⁾ (0,43)

1) Nedbremsing aktiveres ved $a_{r,bremsestart} = 2 \text{ m/s}^2$

2) Nedbremsing aktiveres hvis $da_r/dt = v_0^3/A^2 > (da_r/dt)_{grense}$ der v_0 er fartsgrensen før bremseaktivering.

3) Alternativ verdi for $(da_r/dt)_{grense}$ er vist i parentes *) under kolonne 5 (tabell 3).



Figur 20. Sentripetalakselerasjonsforløpet a_r [m/s^2] uten nedbremsing ved 90 km/h. Sentripetalakselerasjonen er her lavere enn $a_{r,sideveis,max} = 1,5 m/s^2$ selv uten oppbremsing, og tidsderivert av sentripetalakselerasjonen er bare moderat høyere enn grenseverdien for denne. Forløpet vist her er uten automatisk nedbremsing. Veikrumningen går over fra klottoide til sirkelbue ved 72,0 m (gul linje).

Tabell 8. Viktige parametere som ikke gir nedbremsing

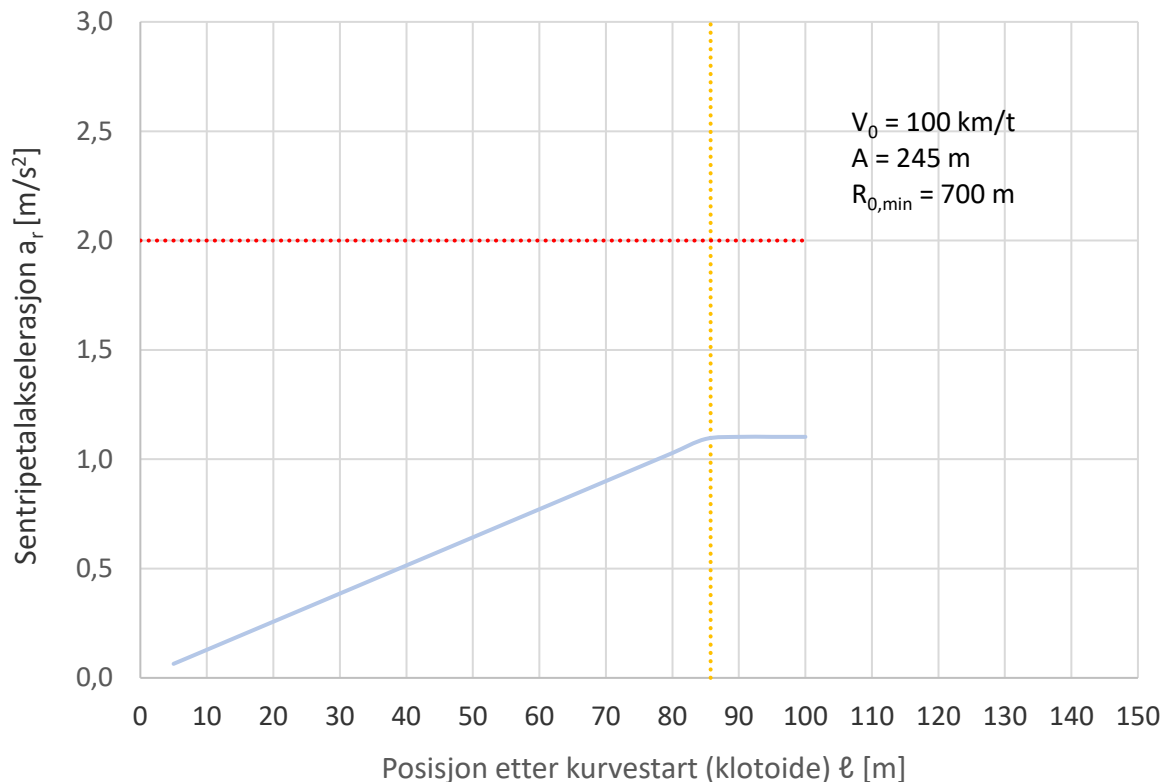
Fartsgrense [km/h]	Kurve	Midlere retardasjon a_t [m/s^2]	$a_{r,bremsestart}$ [m/s^2]	$l_{bremsestart}$ [m]	$da_r/dt = v_0^3/A^2$ [m/s^3] (ved fartsgrense før nedbremsing)	$(da_r/dt)_{grense} = 0,24 \cdot a_{r,sideveis,max}^{3/2}$ [m/s^3] der $a_{r,sideveis,max} = 1,5 m/s^2$
90	1) 2) Aktuell kurve	—	—	—	0,48	3) 0,44 (0,52)

1) Nedbremsing aktiveres ved $a_{r,bremsestart} = 2m/s^2$

2) Nedbremsing aktiveres hvis $da_r/dt = v_0^3/A^2 > (da_r/dt)_{grense}$ der v_0 er fartsgrensen før bremseaktivering.

3) Alternativ verdi for $(da_r/dt)_{grense}$ er vist i parentes, ut fra eksakt ligning *) under kolonne 5 (tabell 3).

KOMMENTAR Nederste rad i tabellen viser i dette tilfellet at bruk av forenklet ligning gjør at da_r/dt ligger noe over $(da_r/dt)_{grense}$. Dette medfører bremseaktivering i motsetning til ved bruk av eksakt ligning med resultat vist i parentes.



Figur 21. Sentripetalakselerasjons-forløpet a_r [m/s^2] uten nedbremsing ved 100 km/h. Sentripetalakselerasjonen er her lavere enn for de andre fartsgrensene, som er vist foran, når det gjelder sentripetalakselerasjon og tidsderivert av denne. Dermed blir det ingen automatisk nedbremsing. Veikrumningen går over fra klotoid til sirkelbue ved 85,7 m (gul linje).

Tabell 9. Viktige parametere som ikke gir nedbremsing

Fartsgrense [km/h]	Kurve	Midlere retardasjon a_t [m/s^2]	$a_{r,bremsestart}$ [m/s^2]	$l_{bremsestart}$ [m]	$da_r/dt = v_0^3/A^2$ [m/s^3] (ved fartsgrense før nedbremsing)	$(da_r/dt)_{grense} = 0,24 \cdot a_{r,sideveis,max}^{3/2}$ [m/s^3] der $a_{r,sideveis,max} = 1,5 m/s^2$
100	1) 2) Aktuell kurve	—	—	—	0,36	3) 0,44 (0,57)

1) Nedbremsing aktiveres ved $a_{r,bremsestart} = 2m/s^2$

2) Nedbremsing aktiveres hvis $da_r/dt = v_0^3/A^2 > (da_r/dt)_{grense}$ der v_0 er fartsgrensen før bremseaktivering.

3) Alternativ verdi for $(da_r/dt)_{grense}$ er vist i parentes, ut fra eksakt ligning *) under kolonne 5 (tabell 3).

5.2. Diskusjon av resultatene

Beregninger er gjort på sideveis krefter i enkelte av de mest krappe standardiserte kurver angitt i [11] med tilhørende fartsgrenser. Beregningene viser at for noen tilfeller må nedbremsing foretas i god tid før inngangen til en kurve for å opprettholde kontroll. Dette er særlig gjeldende vinterstid der føre og friksjonsforhold kan være uberegnelige med bremsefriksjon lavere enn $\mu = 0,25$.

Følgende tre scenarier for sentripetalakselerasjonen er analysert og gjengitt i figurene 17-21:

- Øverste kurve på disse figurene viser sentripetalakselerasjonen når fartsgrensen opprettholdes gjennom kurven uten nedbremsing.
- Midtre kurve viser sentripetalakselerasjonen a_r når den øker til $2,0 \text{ m/s}^2$ før nedbremsingen aktiveres i posisjon $\ell_{\text{bremsestart}} [\text{m}]$ etter klotoidestartpunkt.
- Nederste kurve viser sentripetalakselerasjonen når nedbremsingen aktiveres av at dens endring pr. tidsenhet overstiger en definert grenseverdi $da_r/dt > (da_r/dt)_{\text{grense}} = 0,24 \cdot a_{r,\text{sideveis,max}}^{3/2}$ som i denne ligningen bare avhenger av sidefriksjonsforholdene $a_{r,\text{sideveis,max}}$ i kurven, se kolonne 5 tabell 3.

Det skal nå gjøres en betraktning vedrørende nedbremsing aktivert ved en gitt verdi på sentripetalakselerasjonen (vist som midtre kurve på figurene).

For fartsgrense 50 km/h sees et 28,4 m langt forløp der a_r stiger og blir vesentlig høyere enn verdien ved bremseaktivering som her er valgt til $a_{r,\text{bremsestart}} = 2,0 \text{ m/s}^2$. Dette viser at bremseaktivering må starte på mye lavere nivå enn en gitt maksimalgrense $a_{r,\text{sideveis,max}}$ som kan aksepteres for sentripetalakselerasjonen når denne ikke kombineres med nedbremsing. Alternativet er da å sette verdien på a_r lavere slik at det er overskytende friksjon til nedbremsing. Dette anskueliggjøres i figurene som viser teoretisk sammenheng mellom maksimal retardasjon og sentripetalakselerasjon.

I vedlegg 1b sees også nedbremsing fra 50 km/h, men med bremseaktivering ved sentripetalakselerasjon $a_{r,\text{bremsestart}} = 1,5 \text{ m/s}^2$. Samme overskridelse i sentripetalakselerasjonen skjer også her.

For fartsgrense 80 km/h oppstår et cirka 31 m langt forløp med forhøyet a_r på samme måte som omtalt ved 50 km/h. Det at sentripetalakselerasjonen øker forbigående innenfor klotoiden tross normal bremseaktivering skyldes klotoidens geometri.

Ved fartsgrense 90 og 100 km/h er faktisk sentripetalakselerasjon a_r mindre enn $1,5 \text{ m/s}^2$ i de krappeste standardiserte kurvene selv når fartsgrensen holdes. Dette medfører likevel liten eller ingen sikkerhetsmargin med hensyn til saksing eller skrens ved is eller null-føre vinters tid.

Totalt sett viser dette at adaptiv regulering ut fra selve akselerasjonen er mindre proaktiv. Dette fordi nedbremsingen kommer i gang senere, og i tillegg blir svakere i kombinasjon med sentripetalakselerasjonen som øker gjennom kurveforløpet.

Ut fra figurene og de foregående betraktningene ser en at den tidsderiverte av sentripetalakselerasjonen (da_r/dt), i klotoidens inngang før bremseaktivering, blir en interessant inngangsparameter. Ved denne teknikken oppnås tidlig og mer effektiv nedbremsing, og dermed tidsnok redusert hastighet og sentripetalakselerasjon slik at en mestrer kurvens krappeste parti. Beregningsresultatene viser her at maksimalverdien av sentripetalakselerasjonen kan holdes under $1,5 \text{ m/s}^2$ for alle de viste tilfellene. Denne teknikken bedrer altså muligheten for å kontrollere sentripetalakselerasjonens økning gjennom krappe kurver.

Ulempen med denne tilnærmingen er at tidsderivert inngangssignal av sentripetalakselerasjonen kan gi forholdsvis store kortvarige variasjoner i signalstyrke, som ved hurtig rattkorreksjon, humper i veibanen osv. Slike effekter må da motvirkes ved fornuftig signalbehandling som blant annet å justere/korrigere samplingstid og stigetid på inngangssignalet.

5.3. Formler utarbeidet og brukt ved EXCEL-ark beregningene overfor

I det følgende er vist parametere i regnearkets ulike kolonner (se eksempel i vedlegg 1):

Lengde til bremsestart i klotoiden:

$$\ell_{\text{bremsestart}} = \frac{a_{r,\text{bremsestart}} \cdot A^2}{v_0^2} \quad (\text{for } a_{r,\text{bremsestart}} < v_0^2/R_{0,\text{min}})$$

minste horisontalkurveradius

$$R_{0,\text{min}} \quad (\text{hentet fra [11]})$$

Sentripetalakselerasjon a_r ved klotoider og sirkelbuedel:

$$\ell - \ell_{\text{bremsestart}} = \frac{1}{2 \cdot a_t} \cdot (v^2 - v_0^2)$$

$$v^2 = 2 \cdot a_t \cdot (\ell - \ell_{\text{bremsestart}}) + v_0^2$$

$$a_r = \frac{v^2}{r} = \frac{\ell \cdot v^2}{A^2}$$

Innsatt for v^2 i siste ligning gir sentripetalakselerasjonen:

$$a_r = \frac{\ell}{A^2} \cdot [2a_t \cdot (\ell - \ell_{\text{bremsestart}}) + v_0^2] \quad 1)$$

(generelt innenfor klotoidedelen av kurven og $\ell > \ell_{\text{bremsestart}}$)

$$a_r = \frac{2a_t \cdot (\ell - \ell_{\text{bremsestart}}) + v_0^2}{R_{0,\text{min}}}$$

(ved sirkelbuedelen av kurven)

Teoretisk grenseverdi for da_r/dt [m/s^3] før nedbremsing:

$$\left(\frac{da_r}{dt} \right)_{\text{grense}} = \frac{(a_{r,\text{sideveis,max}} \cdot R_0)^{3/2}}{A^2}$$

Maksimal sentripetalakselerasjon $a_{r,\text{max}}$ etter bremsestart i klotoidedel:

Deriverte av lign.1) gir ved maksimalverdi $da_r/d\ell = 0$

$$4 \cdot a_t \cdot \ell = 2 \cdot a_t \cdot \ell_{\text{bremsestart}} - v_0^2$$

$$\ell = 0,5 \cdot \ell_{\text{bremsestart}} - \frac{v_0^2}{4 \cdot a_t},$$

innsetting for ℓ i ligning 1) gir

$$a_{r,\max} = \left(2 \cdot a_t \left[\left(0,5 \cdot l_{\text{bremsstart}} - \frac{v_0^2}{4 \cdot a_t} \right) - l_{\text{bremsstart}} \right] + v_0^2 \right) \cdot \frac{0,5 \cdot l_{\text{bremsstart}} - \frac{v_0^2}{4 \cdot a_t}}{A^2}$$

$$a_{r,\max} = \left(a_t \cdot l_{\text{bremsstart}} - 0,5 \cdot v_0^2 - 2 \cdot a_t \cdot l_{\text{bremsstart}} + v_0^2 \right) \cdot \frac{0,5 \cdot l_{\text{bremsstart}} - \frac{v_0^2}{4 \cdot a_t}}{A^2}$$

$$a_{r,\max} = \left(0,5 \cdot v_0^2 - a_t \cdot l_{\text{bremsstart}} \right) \cdot \frac{0,5 \cdot l_{\text{bremsstart}} - \frac{v_0^2}{4 \cdot a_t}}{A^2}$$

$$a_{r,\max} = \frac{0,25 \cdot v_0^2 \cdot l_{\text{bremsstart}} - \frac{0,5 \cdot v_0^4}{4 \cdot a_t} - 0,5 \cdot a_t \cdot l_{\text{bremsstart}}^2 + 0,25 \cdot v_0^2 \cdot l_{\text{bremsstart}}}{A^2}$$

Maksimal sentripetalakselerasjon:

$$a_{r,\max} = \frac{v_0^2 \cdot l_{\text{bremsstart}} - \frac{v_0^4}{4 \cdot a_t} - a_t \cdot l_{\text{bremsstart}}^2}{2 \cdot A^2}$$

(gjelder når $a_{r,\max}$ opptrer innenfor klotoidedel før sirkelbue)

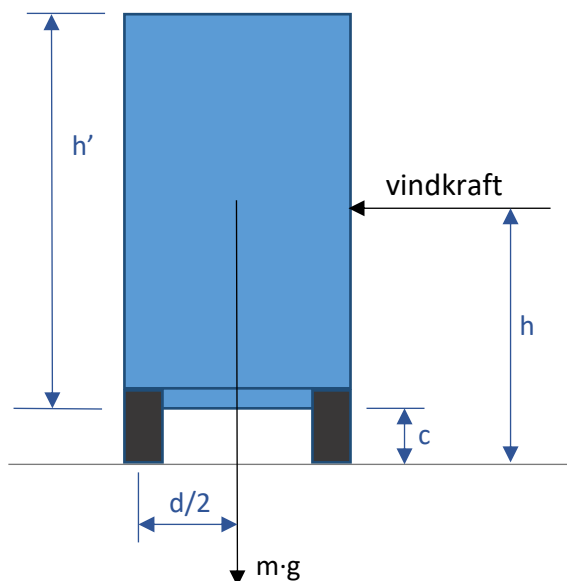
Bremselengde til stopp:

$$\Delta l_{\text{bremslengde}} = \frac{v_0^2}{2 \cdot a_t}$$

Nødvendig midlere retardasjon a_t over bremselengden for å kunne stoppe:

$$a_t = \frac{v_0^2}{2 \cdot \Delta l_{\text{bremslengde}}}$$

6. INNVIRKNING FRA VIND PÅ TILHENGER



Figur 26. Sidekrefter fra vind med hensyn til velt og skrens (vist på horisontalt underlag)

Høye tilhengere utsettes for vind, særlig fra sidene. Tilstrekkelig vindkraft på siden av lang og høy last, som for eksempel tømmerhenger eller container, kan medføre at tilhengeren velter over og ut av sin kjørebane. Dette avhenger av flere faktorer som: tyngdepunkt av tilhenger med last, høyde, sideareal, vindhastighet og retning i forhold til overhøyden i kurven etc. Betrakter en resulterende vindkraft som en enkel kraft F_{vind} , som virker midt på tilhengersiden med sidearealet A , og samtidig gjør tilsvarende forenkling i resulterende vekt plassering (se figur 26) får en:

$$F_{\text{velt}} = \frac{m \cdot g \cdot d}{2 \cdot h}$$

Strømningsteknikk gir (når dragkoeffisienten C_D settes til 1,0)

$$F_{\text{vind}} = 1,0 \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \quad *)$$

Settes vindkrafta = veltekrafta, kan de to ligningene løses m.h.t. vindhastigheten v , som angir hva som trengs for å velte traileren:

$$v_{\text{velt}} = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot d}{h \cdot A \cdot \rho}}$$

Typisk eksempel:

Tom semitrailer-henger med overbygg og egenvekt $m = 7300$ kg.

Sideareal vind: $A = (h' \cdot L) = 3,3 \text{ m} \cdot 12,9 \text{ m} = 42,5 \text{ m}^2$

$\rho_{\text{luft}} = 1,2 \text{ kg/m}^3$, $h = 2,5 \text{ m}$, $d = 2,3 \text{ m}$ som er effektiv bredde m.h.t. velt.

(h' er her satt til ca. 3,3 m som er grovt anslag av høyden på skap + ramme.)

Innsatt i ligningen gir dette:

$$v_{\text{velt}} = \sqrt{\frac{7300 \cdot 9,81 \cdot 2,3}{2,5 \cdot 42,5 \cdot 1,2}} = \underline{\underline{35,9 \text{ m/s}}}$$

Vind med orkans styrke vil velte hengeren.

Et annet scenario er at tilhengeren sklir sideveis i kurve i stedet for å blåse over ende; dette har å gjøre med friksjonen μ_{sideveis} mellom dekk og underlag.

Her gjelder følgende to ligninger:

$$F_{\text{vind}} = 1 \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \quad \text{og} \quad F_{\text{friksjon}} = m \cdot g \cdot \mu_{\text{sideveis}}$$

Tilhengeren vil skli sidelengs dersom:

$$v_{\text{skli}} > \sqrt{\frac{2 \cdot \mu_{\text{sideveis}} \cdot m \cdot g}{A \cdot \rho}}$$

Typisk eksempel:

Igjen egenvekt til henger: $m = 7300 \text{ kg}$ og sideareal $A = (h' \cdot L) = 3,3 \text{ m} \cdot 12,9 \text{ m} = 42,5 \text{ m}^2$

$\rho_{\text{luft}} = 1,2 \text{ kg/m}^3$, $\mu_{\text{sideveis}} = 0,2$

Innsatt i ligningen gir dette:

$$v_{\text{skli}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,2 \cdot 7300 \cdot 9,81}{42,5 \cdot 1,2}} = 23,7 \text{ m/s}$$

Tilsvarende liten storm sideveis for tilhenger uten last.

På vinterføre vil imidlertid μ_{sideveis} i fart fort bli lavere enn 0,2, og på iset vei ned mot 0,1. Ved å endre til $\mu_{\text{sideveis}} = 0,1$ i ligningen ovenfor får en $v_{\text{skli}} = 16,7 \text{ m/s}$

Sideveis skrens vil altså kunne oppstå allerede ved stiv kuling og medføre at henger på semitrailer sklir ut av veibanen også på rett veistrekning uten andre sidekrefter.

Lign. *) ovenfor gir lateral kraftpåvirkning ved laveste alternativ vindhastighet $v_{\text{skli}} = 16,7 \text{ m/s}$

$$F_{\text{vind}} = 1,0 \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A = 1,0 \cdot 0,5 \cdot 1,2 \cdot 16,7^2 \cdot 42,5 = 7112 \text{ N}$$

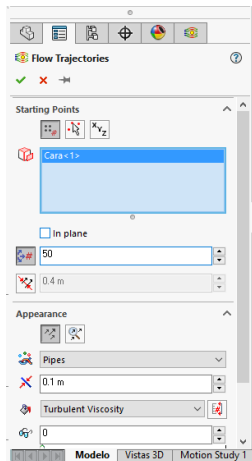
UTDRAG FRA SIMULERING AV SIDEVEIS VINDKREFTER PÅ STRAK SEMITRAILER

Norwegian University of Science and Technology (NTNU)

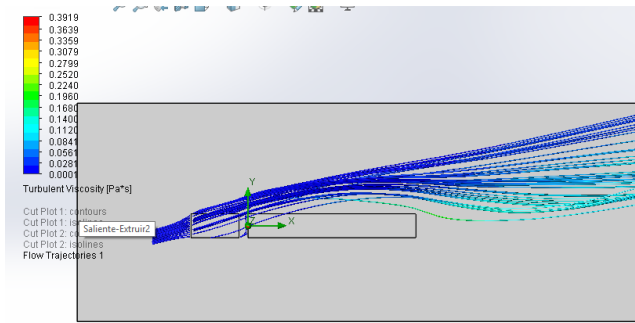
Study and simulation of the stability of truck-trailer and the interaction of lateral forces

Project

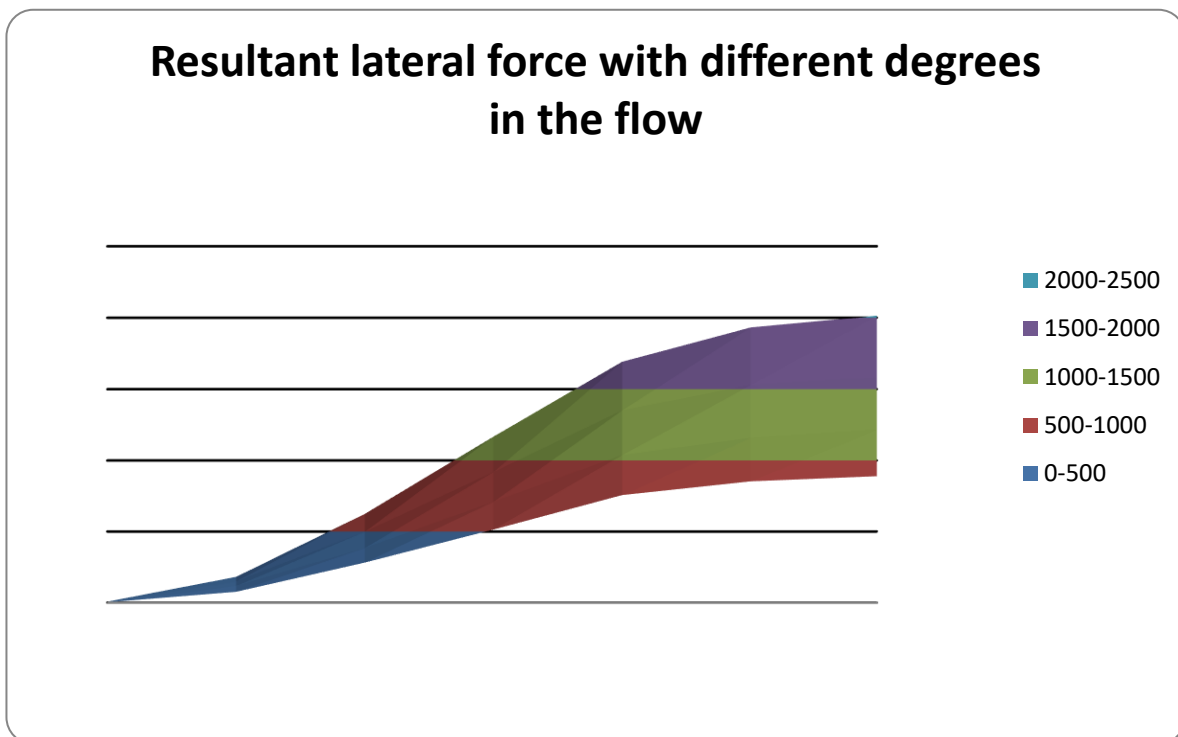
Joan Cepero Escribano
14/06/2016



Picture 1: Pipe plot 1.



Picture 2: Pipe plot 2.



Figur 27. Resultat fra simulering av resulterende sideveis vindkraft [N] på trailerhenger. Vindretningen er på skrå og ble simulert i ulike vinkler og hastigheter.

DISKUSJON

Beregningene viser sideveis vindkraft som funksjon av vindhastighet og ulike vinkler i grader. Beregningen er gjort i SolidWorks og gjelder for semitrailer-henger med overbygg, ca. 14 m langt og 3 m høyt. Dette var grunnlaget for å beregne sideareal/ vindareal og tilhørende dragkoeffisient valgt til $C_D = 1$.

Beregningen gir maksimal resulterende lateralkraft ca. 2000 N ved vindhastighet 80 km/h og 15° angrepvinkel i forhold til trailerens lengderetning. Dette utgjør ca. $2000/7111,6 = 0,28$, som er 28 % av sideveis kraftpåvirkning som kan gi skrens på særlig glatt føre. Vindretninger med små angrepvinkler mot trailersiden utgjør derfor et mindre problem med hensyn til velt eller skrens enn vind rett fra siden.

7. KONKLUSJON

Tunge kjøretøy er ofte innblandet i alvorlige ulykker [14,15,16]. Ved lasting får disse noen ganger høyt tyngdepunkt og blir ustabile særlig i kurve og under brå unnamanøvrering. Dette fordi sikkerhetsmarginene med hensyn til last, lasthøyde, friksjon mot veibanen og overhøyde er for lav. Salt og mekanisk slitasje kan gjøre skade på elektronikk og mekaniske komponenter i bremsesystemet slik at bremsevirkningen kan bli ujevn, låser seg eller deler av bremsekretsen faller ut. Dette kan ved oppbremsing gi sleng med henger inn i motsatt kjørebane eller også velt.

Vogntog utsettes også for ulike sideveis krefter som enkeltvis eller særlig i samspill kan gi manglende styrekontroll. De siste årene har en del nyere kjøretøy blitt utrustet med sensorer og stabilitets-elektronikk som reduserer sjansen for sladd, saksing og ellers tap av styringskontroll ved oppbremsing og unna manøvrering. Noen systemer brems ned kjøretøyet ved sving eller i andre situasjoner når rattutslag og sensorer indikerer begynnende ustabilitet på henger slik at sjansen for velt reduseres.

Beregninger av faktiske verdier (sikkerhetsfaktor 1,0) for stabilitet med hensyn til velt/skrens, viser at gjennom krappe kurver kreves tilstrekkelig nedbremsing for å unngå velt, eventuelt skrens, på glatt føre inn mot kurvens krappeste parti. For å klare slik nedbremsing kreves høy nok friksjonskoeffisient mellom dekk og underlag også med elektroniske systemer.

Lav veltestabilitet kombinert med andre uforutsigbare parametere som sidevind, unnamanøvrering, ujevn veibane, feil overhøyde, punktering eller tekniske feil på kjøretøyet, vil også fort gi kritiske situasjoner. Ujevn eller glatt veibane sammen med uheldig lasting og ugunstig fjærkarakteristikk på hengerens hjuloppheng kan også være ugunstig. Dette kan bidra til egensvingninger på vogntoget der følgene kan være frontkollisjon, saksing, velt og utforkjøring.

Samlet sett fører dette til at i krevende situasjoner vil selv dagens stabilitets-styresystem gi begrenset sikkerhet under kjøring på enkelte deler av veinettet. Slike elektroniske systemer må oppfattes som en god sjåførassistanse, men gir imidlertid ingen full garanti for å unngå ulykker i krappe kurver da naturlovene til sist bestemmer utfallet. På tyngre kjøretøy må derfor sjåfør fremdeles ha medvirkning på hastighetsvalg/styring langs mange norske veier. Friksjonsforholdene i kurveinngang kan også være spesielt krevende i vinterhalvåret da nedbremsing fra annen trafikk allerede har hatt en polerende effekt på veibanen. Særlig kan sentrifugalkrefter i sving kombinert med for eksempel sidevind og glatt underlag (lav friksjon) gi både skrens og velt

Vindhastigheter under 10 m/s er lite merkbart for sjåfør og vogntog under normale forhold, mens sterkere sidevind i noen tilfeller kan gi kritisk tilleggsbelastning.

En kan konkludere med at en situasjon med høy last, liten kurveradius og lav overhøyde i kurve er verste kombinasjon. Utover farten er lasttyngdepunktet på traileren og overhøyden på veien to parametere som noenlunde lett kan endres og tilpasses forholdene. Utretting av kurver for å oppnå større kurveradius innebærer derimot omlegging av veibanen. Dette krever oftest innhugg i natur og miljø, og er mer kostnadskrevende. Ved fartsgrensene 50 og 80 km/t er det på enkelte deler av veinettet svært stor sjanse for velt eller skrens, særlig for høyt lastete vogntog. Dette gjelder hvis en holder fartsgrensen inn i kurvene og oppbremsing aktiveres ut fra registrering av sideveis akselerasjon.

Ved å registrere den tidsderiverte av akselerasjonen (da_r/dt [m/s^3]), endres derimot situasjonen til det bedre. Ved dette alternativet oppnår man at et automatisk system tidligere

aktiverer nedbremsing med full effekt i første del av nedbremsingen, hvor moderat veikrumning gir liten sentripetalakselerasjon på kjøretøyet. Tidlig bremseaktivering medfører også at nedbremsingen kan foregå over lengre strekning. For friksjonskoeffisient μ lavere enn 0,25 vil også automatisk registrering på akselerasjonsendring pr. tidsenhet heller ikke ha tilstrekkelig sikkerhetsmargin for å fungere tilstrekkelig i visse sammenhenger når fartsgrensen holdes inn i krappe kurver. Eksempelvis viser sammenfatningen av beregningene dette særlig ved 50 km/h, men også ved 80 km/h. Friksjonskoeffisient $\mu = 0,2$ eller lavere vil derfor i de fleste tilfeller ikke være pålitelig ved kjøring med vogntog uten at hastigheten senkes drastisk i forhold til normale forhold.

Det er ønskelig med mer kartlegging og uttesting av forholdet mellom bremse- og sideveis friksjonskoeffisient. Dette fordi nåtidens bremsesystemer, f.eks. ABS/ESP, opererer i samspill ved oppbremsing kombinert med sideveis kraftpåvirkning, som f.eks. i kurve.

Ved fartsgrense 90 og 100 km/t er faktisk sentripetalakselerasjon a_r mindre enn $1,5 \text{ m/s}^2$ i de krappeste standardiserte kurvene selv når fartsgrensen holdes. Da alle beregningene er faktiske verdier (sikkerhetsfaktor 1,0), gir selv dette liten eller ingen generell sikkerhetsmargin mot uforutsette situasjoner, som for eksempel saksing eller skrens ved is eller nullføre vinters tid.

Utøves derimot retningslinjer i henhold til «Håndbok R610 Standard for drift og vedlikehold av riksveier» [17] på aktuell veistrekning, så vil situasjonen endres til det bedre. Unntaksvis er tilfeller med vanskelige værforhold hvor akseptabel friksjon ikke kan opprettholdes i korte perioder. Forutsetningen er imidlertid at ikke andre uforutsette ting opptrer som for eksempel: hurtig unnamanøvrering, kraftig sidevind, punktering eller utilstrekkelig vedlikehold på kjøretøy eller veibane. Lastsikring er også særlig viktig ved høye hastigheter. Når det gjelder sidevind kan en tenke seg påmonterte trykk/akselerasjons-sensorer sammen med dataanalyseprogram for å tolke og gi informasjon om sideveis vindtrykk/vindkrefter til sjåfør.

Dagens utrustning med stabiliseringskontroll er likevel en svært verdifull sjåførassistanse og må også betraktes slik. Rent teknisk jobber disse systemene langt mer avansert enn hva en dyktig sjåfør kan mestre når tap av kontroll først inntreffer, men en erfaren sjåfør er forutseende og kan hindre at ukontrollerte situasjoner oppstår. Dette spesielt fordi fartsgrensene ikke kan holdes over alt langs norske veier, særlig vinterstid.

8. VEIEN VIDERE

Bidrag til økt sikkerhet rundt tunge kjøretøy på veiene vil være:

- Strenge krav fra veimyndighetene angående lastfordeling/sikring og høydebegrensning.
- Transportselskaper og sjåførere må gjennom kurs eller sertifisering gis nødvendig kunnskap og innsikt samt være medansvarlige for last og kjøreadferd langs veiene.
- Veimyndighetene pålegges større ansvar for utbedring av flaskehals. Dette krever forutsigbar overhøyde i krappe kurver, utforming og vedlikehold av veiskulder, tverrfall osv.

Høy last medfører også andre farer i trafikken. For eksempel kan vogntog rive ned skiltportaler, armaturer, vifter og lignende i tunneler, slik at fallende deler skader andre trafikanter.

Fremtidige kjøreassistentløsninger for trailere og lastebiler langs norske veier kan være bruk av GPS og kartdata som proaktivt tiltak mot ustabilitet og velt som følge av veiens beskaffenhet. (PS: Har ikke funnet at GPS og kartdata er benyttet for tiltak mot ustabilitet, men derimot for å redusere drivstofforbruk. Dog vil det være naturlig at det også blir benyttet til forebygging).

For å oppnå dette, er det behov for vesentlig videreutvikling, bl.a. på hvilke komponenter som skal inngå, sensorer og programvare. Noe av slik instrumentering er allerede på plass i forbindelse med eksisterende systemer.

Et beslutningsstøttesystem for fører, men ingen overstyring. Det kan være glatt veibane eller andre forhold som tilsier at farten må reduseres ytterligere.

- For eksempel et system som i løpet av to svinger i hver retning, automatisk "lærer" hvilke krefter lasten (hengeren) overfører til trekkvognen og senere bruker denne informasjonen i beregningen av maksimal anbefalt hastighet.
- Hastighet og posisjon innhentes kontinuerlig fra GPS, og sammen med "lært" informasjon om den spesifikke lasten og lagret informasjon om veien lenger fremme, bruker sentralenheten dette til å beregne en anbefalt hastighet
- Informasjonen fra sensorene skal fortelle systemet hvor stabil traileren er: Ustabil trailer = noe mindre anbefalt fart
- Anbefalt hastighet for neste sving kommer i god tid opp på et lett lesbart display.
- Er farten for stor når en er kommet så nær at det må bremses følges dette opp av kraftig lydsignal og blinkende display

Kartsystemene fra Nasjonal Vegdata Bank (NVDB) vil også kunne gi ekstrainformasjon om tidligere veitulykker

Statens kartverk: Vbase eller Elveg kan også være aktuelle kilder.

Muligens bør den enkelt trekkvogn stabilitetstestes gjennom belastning av dreieskive (som båter har krenningsprøver) når systemet monteres i trekkvogn og systemet kalibreres med disse dataene.

Det kan da komme krav om slike systemer i vogner som skal kjøre på norske veier

Alle historisk data lagres en tid, konkret fart i sving, kontra anbefalt, kurve kjørt etc., slik at systemet også vil kunne gi en "black box" funksjon om uhellet skulle være ute.

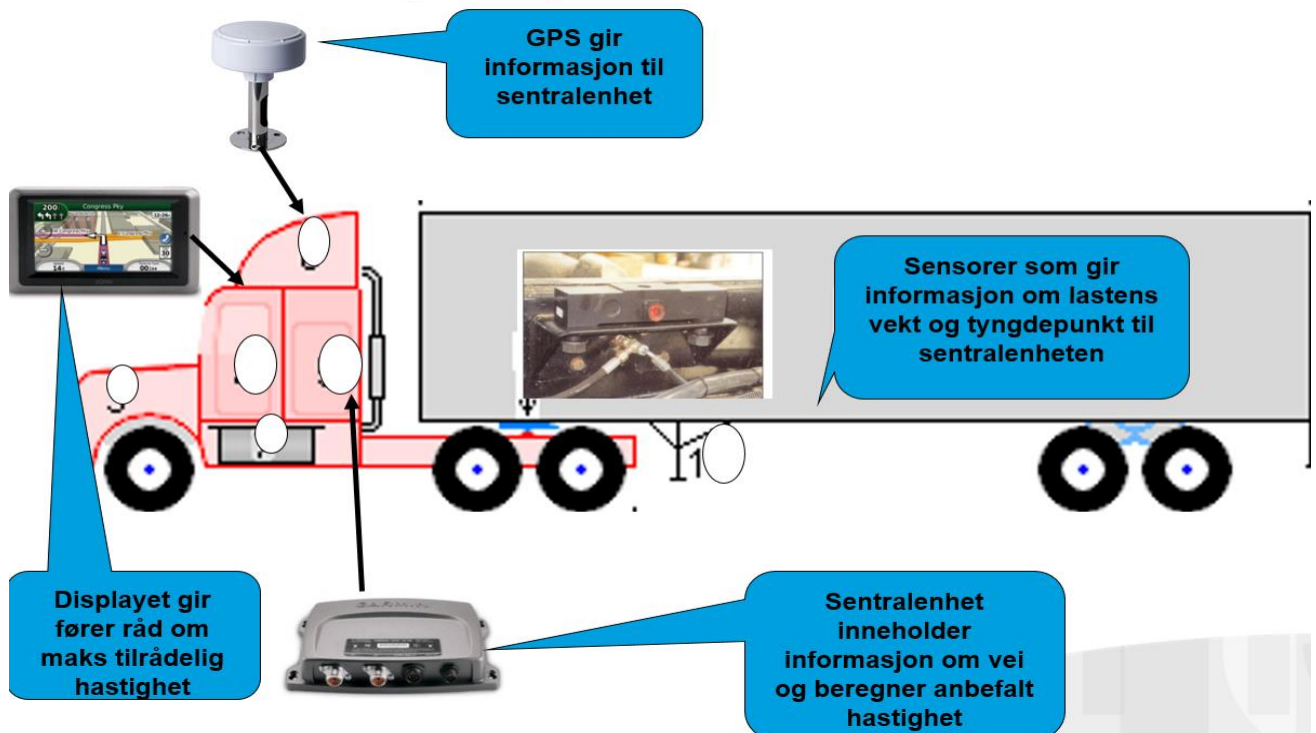
For å få til en fasilitet som beskrevet ovenfor kreves innsikt, analyse og innsats på følgende områder:

- Lastsensitivitets-analyse
- Sensoranalyse/plassering/tilkobling – muligheter.
- Analyse av stamveier/ friksjon/kurvatur osv.
- Kommunikasjon med satellitt
- Datafangst/ prosessering
- Interaksjon mellom satellittdata og lastinformasjon/ stabilitet

- Teknisk utstyr – tekniske løsninger som gir rett informasjon til sjåføren.
- Implementering og uttesting i semitrailer
- Evaluering av kostnadsbesparelser og samfunnsøkonomisk gevinst.

Det må for øvrig påpekes at mye av det arbeidet som går på sensorer og datafangst/prosessering allerede er utført hos enkelte av de store lastebilprodusentene.

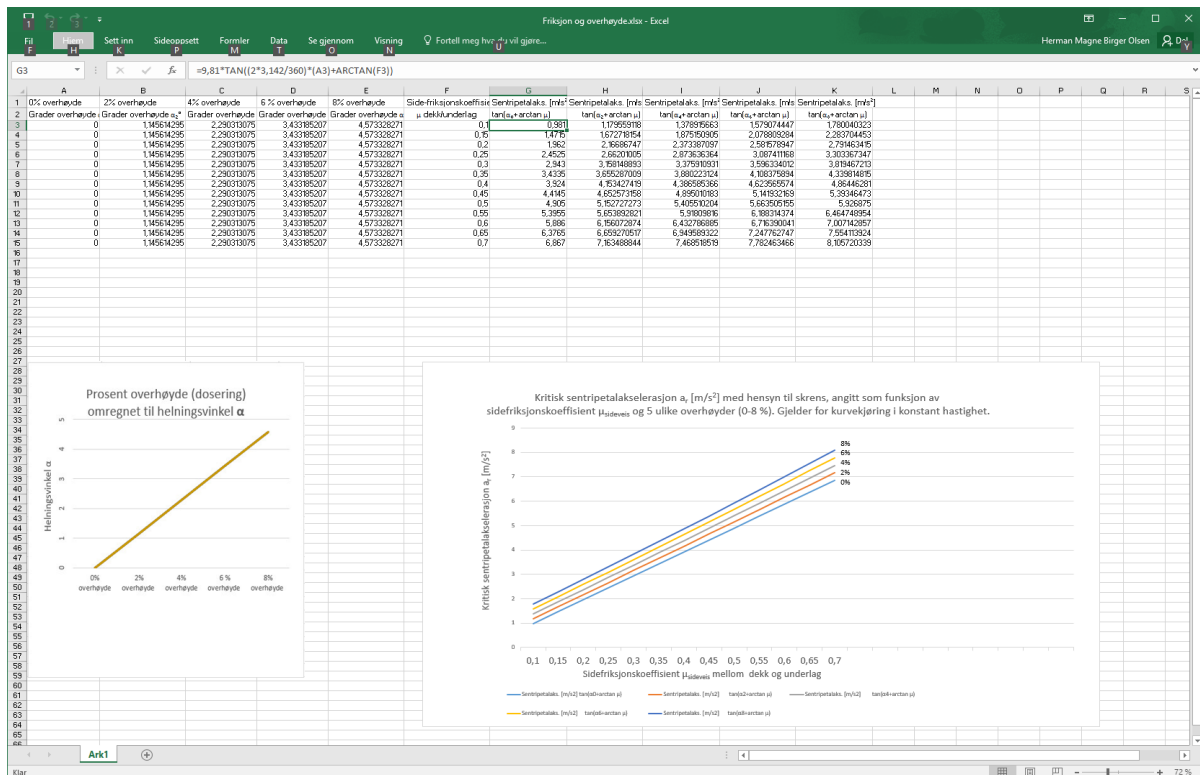
Enkel montering, et system som kan ettermonteres



REFERANSER

- [1] [Forskrift om bruk av kjøretøy, §5-5, avsnitt 1](#)
- [2] NRK: «[Vogntog velter annenhver dag](#)», publisert 1.nov. 2011
- [3] Espen S. Haugvik: «[Hvordan påvirkes ulykkesrisikoen av ugunstig tverrfall?](#)», NTNU (2016)
- [4] Fredrik Lofthaug: «[Veg-geometriens betydning for trafikkulykker](#)», NTNU (2014)
- [5] Natalia Bogdashova: «[En studie av sammenheng mellom horisontalkurvatur, tverrfall og trafikkulykker på veinettet](#)», NTNU (2012)
- [6] Volvo Trucks: «[Volvo Trucks - Electronic Stability Program prevents rollovers](#)” 5. okt. 2012
- [7] Tom Berg: «[Trailer Safety: Technology That's Working](#)», Truckinginfo.com mai 2009
- [8] Tom Berg: «[Rollover Control: Electronic stability technology](#)», Truckinginfo.com juni 2009
- [9] Meritor WABCO: «[Roll Stability Support \(RSS\)](#)”, april 2017
- [10] Rune Elvik: «[The Handbook of Road Safety Measures](#)”, 2nd ed., Emerald Publishing Group (2009)
- [11] Statens vegvesen: «[Premisser for geometrisk utforming av veger \(Nr. V120 i Statens vegvesens håndbokserie\)](#)» (2014) ISBN: 978-82-7207-666-4
- [12] «[Rollover of Heavy Commercial Vehicles](#)», UMTRI Research Review **31**(4), 2000
- [13] Statens vegvesens rapporter Nr.365: «[Lærebok Drift og vedlikehold av veger](#)», Kap.12. (2015) ISSN: 1893-1162
- [14] NRK: «[Ulykkesrapporten: Menneskelig svikt var årsaken](#)”, publisert 21. okt. 2010
- [15] Staten Havarikommisjon for Transport: «[Rapport om vognvelt med påfølgende kollisjon med personbil på E6 i Grong 12. august 2009](#)», desember 2011
- [16] Trønderavisa: «[Slik så det ut etter at tømmerbilen punkterte på E6](#)», publisert 17. okt. 2016
- [17] Statens vegvesen: «[Standarder for drift og vedlikehold av riksveger \(Nr. R610 i Statens vegvesens håndbokserie\)](#)» (2014) ISBN: 978-82-7207-655-8
- [18] Olsen, Herman Magne Birger og Røyseth, Dagfinn: Prosjektrapport «Fjernstyrt bremskontroll for tunge kjøretøy» (2008); Cristin-ID 405529

VEDLEGG 1 A



Kritisk sentripetalakselerasjon ved konstant hastighet i kurve med ulik sidefriksjon og overhøyde. Sammenhengen mellom % overhøyde og helningsvinkel α er vist til venstre i figuren.

VEDLEGG 1 B

Formater i

Fyll
 Linje

$=HVIS(F3*(2*E3*(C3^2)+B3^2)+B3^2)/H3;HVIS(F3*(C3^2)+B3^2)/H3;HVIS(G3>C3^2)/H3;B3^2/H3;2*E3*(F3-G3)/H3+(B3^2)/H3))))$

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
1	Inngangs hastighet	Klor-param	Ved Bremsstart	Retardasjon	Kloridepos.	Bremsstart	Min. hor.kurve	radius	Sentripetalaks.	ved L	Maks sentripetalaks.	Bremslengde	ved angitt a _t	og full stopp	"Nedvend. a _t "
2	v ₀ [km/h]	v ₀ [m/s]	A [m]	a _t [m/s ²]	a _r [m/s ²]	L [m]	r _{min} [m]	R _{sent} [m]	a _t [m/s ²]	da _t /dt [m/s ³]	B _{max} [m/s ²]	ΔL _{bremsstart} [m]	a _t ved angitt [m/s ²]	a _t ved maks [m/s ²]	
3	50	13,889	40	1,5	-2	5	12,4416	55	0,60	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
4	50	13,889	40	1,5	-2	10	12,4416	55	1,21	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
5	50	13,889	40	1,5	-2	15	12,4416	55	1,71	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
6	50	13,889	40	1,5	-2	20	12,4416	55	2,03	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
7	50	13,889	40	1,5	-2	25	12,4416	55	2,23	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
8	50	13,889	40	1,5	-2	30	12,4416	55	2,23	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
9	50	13,889	40	1,5	-2	35	12,4416	55	1,87	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
10	50	13,889	40	1,5	-2	40	12,4416	55	1,50	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
11	50	13,889	40	1,5	-2	45	12,4416	55	1,14	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
12	50	13,889	40	1,5	-2	50	12,4416	55	0,78	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
13	50	13,889	40	1,5	-2	55	12,4416	55	0,41	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
14	50	13,889	40	1,5	-2	60	12,4416	55	0,05	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
15	50	13,889	40	1,5	-2	65	12,4416	55	Stoppet opp	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	
16	50	13,889	40	1,5	-2	70	12,4416	55	Stoppet opp	0,47	2,296436331	48,22530864	-7,75267979	-7,75267979	

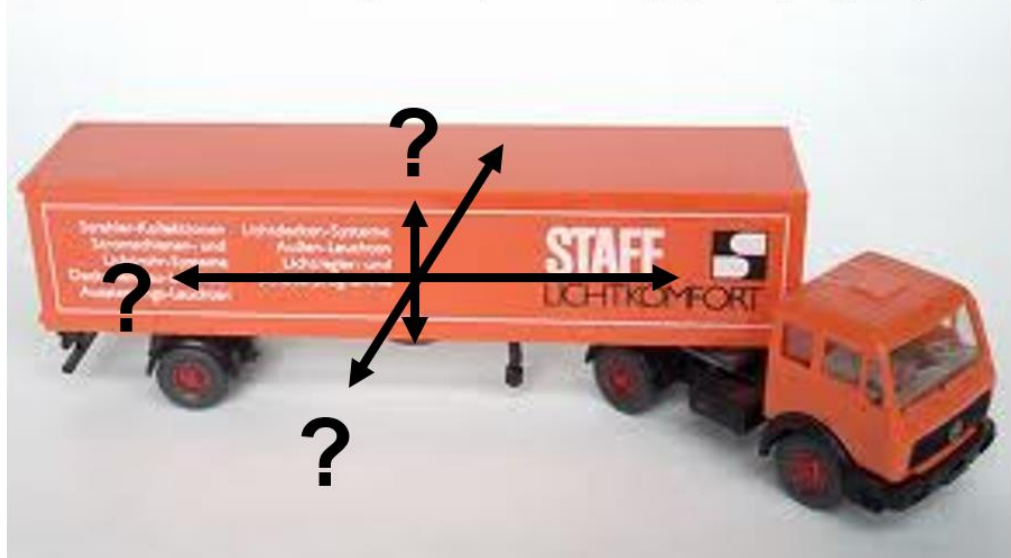
Sentripetalkselerasjons-forløpet a_t [m/s²] under jevn nedbremsing a_t [m/s²] fra 50 km/h. Beregningen gjelder for "grense-parametre" etter veinormalen i 50-sone angitt i tabell 2. Nedbremsingen starter i posisjon L_{bremsstart} [m] etter klotoidestartpunkt

Sentripetalkselerasjonsforløp langs veikurven der krumningen går over til sirkelbue ved 29,1 m

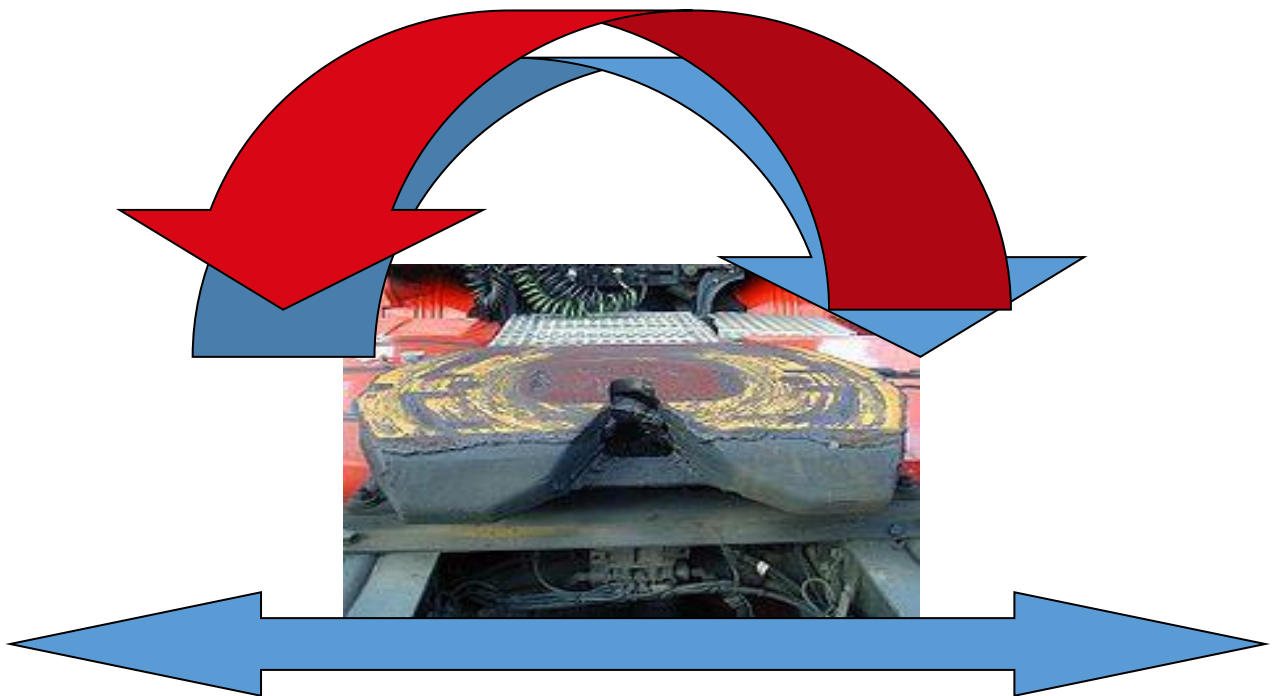
Posisjon etter kurvestart (klotoider) L [m]

VEDLEGG 1 C [18]

Hva er vekta av en ny last, hvor ligger tyngdepunktet?



Hvilke krefter virker på dreieskiva



Figur 28. Ødelagt dreieskive viser at store krefter har vært i sving i forbindelse med dødsulykke der fullastet semitrailer veltet og ble liggende i veibanen. Uoppmerksomhet og brå rattkorreksjon på den forholdsvis rette veistrekningen førte sannsynligvis til at semitraileren veltet i veibanen hvor påkjørsel fra personbil deretter skjedde.



ZMXA1X Volvo Enhanced Stability Technology From Bendix

Updated: November 22, 2005

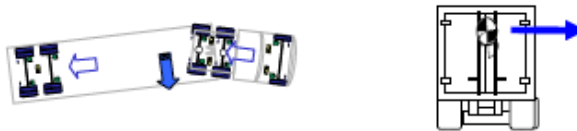
Driving Scenario, high-friction surface:

A vehicle enters a curve too fast, resulting in high lateral (side) forces acting at the vehicles center of gravity (CG). The high friction between the wheels and the pavement create a "hinge" effect allowing the forces at the CG to push the vehicle over.



VEST Responds:

The system applies pressure to all tractor and trailer brakes and reducing engine throttle to quickly reduce vehicle speed and therefore mitigate the tendency of the vehicle to roll over.



Comparison of key features and components of stability systems:

	Feature	What it does	Why it matters	Wabco® RSC	Volvo EST
Volvo EST Sensor Technology	Wheel Speed Sensor	Monitors the wheel rotation at individual wheels	Allows the system to determine vehicle speed and monitor wheel lock-up to optimize braking	✓	✓
	Lateral Acceleration Sensor	Senses the side or lateral forces acting on the vehicle	Side or lateral forces are used to detect a roll situation	✓	✓
	Steering Sensor	Angle Senses the drivers steering demand and direction	An early indicator of a potential critical maneuver. This sensor helps the system to respond faster and more accurately.		✓
	Brake Sensors	Pressure Measures the driver's braking demand	Allows the system to accurately supplement the driver throughout the maneuver		✓
	Load Sensor	Senses the vehicle's load situation.	Allows for the system to match braking power to weight distribution		✓
	Yaw Rate Sensor	Senses the rotation of the vehicle	Allows the system to monitor the true orientation of the vehicle and compare it to the driver's intention		✓
Volvo EST Performance Enhancements	Multi-level Sensing	Cross checks multiple system sensors	Improves the reaction time and accuracy of the intervention		✓
	Tuning	Different trucks or towing vehicles have different stability characteristics. Tuning adapts the stability system to account for these differences.	Improves the ability of the stability system to match the intervention to the situation		✓
	All-Axle Braking	The ability to apply brakes at all axles (steer and drive)	Provides the best opportunity to reduce vehicle speed in the shortest time		✓
	Individual wheel end braking	The ability to apply individual tractor brakes and trailer brakes	Provides the capability to control under- and over-steer situations, resulting in stability control for ALL road conditions.		✓
	Trailer Control	Adapts to trailer system (i.e. ABS vs. non-ABS) and load.	Provides effective control for singles, doubles, tankers, and other specialized trailers.		✓

Key Features and Benefits of Volvo Enhanced Stability Technology (VEST)



Service Data

SD-13-4869

Bendix® EC-60™ ABS / ATC / ESP Controllers (Advanced Models)

See SD-13-4863 for Standard and Premium Controllers



FIGURE 1 - EC-60™ ADVANCED CONTROLLER

INTRODUCTION

The Bendix® EC-60™ advanced controller is a member of a family of electronic Antilock Braking System (ABS) devices designed to help improve the braking characteristics of air braked vehicles - including heavy and medium duty buses, trucks, and tractors. ABS controllers are also known as Electronic Control Units (ECUs).

Bendix® ABS uses wheel speed sensors, ABS pressure modulator valves, and an ECU to control either four or six wheels of a vehicle. The EC-60™ controller monitors individual wheel turning motion during braking and adjusts or modulates the brake pressure at the wheel end. When excessive wheel slip, or wheel lock-up is detected, the EC-60™ controller will activate the pressure modulator valves to automatically reduce the brake pressure at one or more of the wheel ends. By these actions, the ABS system helps to maintain the vehicle's lateral stability and steerability during heavy brake applications and during braking on slippery surfaces.

In addition to the ABS function, advanced models of the EC-60™ controller provide an Automatic Traction Control (ATC) feature. Bendix ATC can improve vehicle traction during acceleration, and lateral stability while accelerating through curves. ATC utilizes Engine Torque Limiting (ETL) where the ECU communicates with the engine's controller and/or Differential Braking (DB) where individual wheel brake applications are used to improve vehicle traction.

Advanced EC-60™ controllers have a drag torque control feature which reduces driven-axle wheel slip (due to driveline inertia) by communicating with the engine's controller and increasing the engine torque.

The EC-60™ advanced model provides ABS-based stability features referred to as ESP® Electronic Stability Program.

ESP® is a registered trademark of DaimlerChrysler and is used by BCVS under license from DaimlerChrysler.

TABLE OF CONTENTS	PAGE
General System Information	
Introduction	1
Components	2
ECU Mounting	3
EC-60™ Controller Hardware Configurations	3
EC-60™ Controllers with PLC	3
EC-60™ Controller Inputs	4
ABS Off-Road Switch and Indicator Lamp	4
EC-60™ Controller Outputs	5
Power-Up Sequence	6
ABS Operation	7
ATC Operation	8
Advanced ABS with Stability	9
Yaw Control	9
Dynamometer Test Mode	9
Automatic Tire Size Calibration	10
ABS Partial Shutdown	10
System Reconfiguration	
EC-60™ Controller System Reconfiguration	11
Troubleshooting	
General	12
Steering Angle Sensor Calibration	13
Yaw Rate/Lateral Acceleration Calibration	14
Diagnostic Trouble Codes	16
Using Hand-Held or PC-based Diagnostics	19
Diagnostic Trouble Code Troubleshooting Index	21
Trouble Code Tests	22 - 37
Connectors	38
Wiring	39-41
Wiring Schematics	42
Glossary	43
J1587 SID and FMI Codes	44-47

The Bendix ESP system is an ABS-based stability system that enhances vehicle stability by both reducing engine throttle and by applying vehicle braking based on actual vehicle dynamics. Accordingly, the ESP system is available only on specific approved vehicle platforms after vehicle application and development efforts and validation testing. Only certain limited variations of an approved vehicle platform are permitted without further validation of the ESP system application.

ESP stability system consists of Yaw Control (YC) and Roll Stability Program (RSP) features.

CAUTION

Even with ESP-equipped vehicles, the driver remains responsible for ensuring vehicle stability during operation.