

**SVERIGES
LANTBRUKSUNIVERSITET**

**FRONTMONTERADE REDSKAPS RÖRELSE
I SIDLED**

TEORIER OCH EXPERIMENT

**LATERAL MOTION OF FRONT-MOUNTED IMPLEMENTS
THEORY AND EXPERIMENTS**

Roger Bengtsson

Institutionen för lantbruksteknik

**Rapport 205
Report**

**Swedish University of Agricultural Sciences
Department of Agricultural Engineering**

**Uppsala 1995
ISSN 0283-0086**

ISRN SLU-LT-R--205--SE

Förord

Detta arbete är utfört i form av ett examensarbete vid Sveriges lantbruksuniversitet vid institutionen för lantbruksteknik i Uppsala. Examensarbetet är finansierat av SJFR (Skogs- och Jordbrukets ForskningsRåd) och ingår i projektet "Frontmonterade redskaps rörelsedynamik i sidled".

Under arbetets gång har en del personer varit mig behjälplig att genomföra detta examensarbete. Jag vill framförallt rikta ett tack till Håkan Jönsson som har handlett och hjälpt till att genomföra examensarbetet samt verkstadspersonalen på institutionen för lantbruksteknik för deras arbete med experimentutrustning.

Ultuna i december 1994

Roger Bengtsson

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

SUMMARY	7
SAMMANFATTNING	9
BETECKNINGAR	11
INLEDNING	13
BAKGRUND - HISTORIK	14
DEFINITION AV BEGREPP	14
Riktningsoberoende redskap	15
Riktningsoberoende redskap	15
Kopplingspunkter	16
<i>Reell kopplingspunkt</i>	16
<i>Riktningsoberoende kopplingspunkt</i>	16
<i>Riktningsoberoende kopplingspunkt</i>	17
<i>Effektiv kopplingspunkt</i>	17
TIDIGARE ARBETEN	18
Teori för bakmonterade trepunktskopplade redskaps sidorörelser	18
Förenklad teori om återgång efter sidostörning	19
Teorier för frontmonterade trepunktskopplade redskaps sidorörelser	19
TEORI FÖR FRONTMONTERAT REDSKAPS ÅTERGÅNG EFTER SIDOSTÖRNING	21
KRAV PÅ EN FRONTKOPPLING	22
PROBLEMFÖRMULERING	22
BERÄKNING AV KOPPLINGSPUNKTERNAS LÄGE	23
SIMULERING AV FRONTMONTERAT TREPUNKTSKOPPLAT REDSKAPS ÅTERGÅNG EFTER SIDOSTÖRNING	26
Simuleringsprogram - redskaps återgång efter sidostörning	26
VALIDERING	27
MATERIAL OCH METODER	27
Rälsbanan	27
Kopplingsdel och redskapsdel	27
Bestämning av det riktningsoberoende redskapets koefficient för riktningsoberoende	28
Bestämning av kopplingsledningarnas friktion	28
Mätvärdesinsamling	28
<i>Färdsträcka</i>	29
<i>Toppstångskraft</i>	29
<i>Vinkel på vänster bottenstång</i>	29
Mätvärdesbehandling	29
FÖRSÖKSUPPLÄGGNING	30
JÄMFÖRELSE MELLAN SIMULERING OCH MÄTNING AV RIKTNINGSOBEROENDE BAKMONTERAT REDSKAP	31
Försöksuppläggning	31
Resultat och diskussion av jämförelse mellan simulering och mätning av riktningsoberoende bakmonterat redskap	32
MÄTNINGAR OCH SIMULERING MED RIKTNINGSOBEROENDE FRONTMONTERAT REDSKAP	33
Försöksuppläggning	33

Resultat och diskussion av mätningar och simulering med riktningsoberoende frontmonterat redskap.....	33
<i>Grundinställningen</i>	36
<i>Kombinationsinställningen</i>	37
MÄTNING AV DET RIKTNINGSBEROENDE REDSKAPETS RIKTNINGSBEROENDE	37
Försöksuppläggning.....	37
Resultat och diskussion av mätning av det riktningsoberoende redskapets riktningsoberoende.....	37
MÄTNINGAR OCH SIMULERING MED RIKTNINGSBEROENDE FRONTMONTERAT REDSKAP	38
Försöksuppläggning.....	38
Resultat och diskussion av mätningar och simulering med riktningsoberoende frontmonterat redskap.....	39
<i>Grundinställningen</i>	40
<i>Kombinationsinställning</i>	41
KOPPLINGSGEOMETRINS PÅVERKAN PÅ KOPPLINGSPUNKTERNAS FÖRFLYTTNING VID SIDOFÖRSKJUTNING AV REDSKAPEN.....	41
Analysmetod.....	41
Resultat och diskussion.....	42
<i>Skjutstångernas konvergens</i>	45
<i>Toppstångslängd</i>	45
<i>Förhållande mellan storleken på toppstångskraften och jordkraften</i>	46
<i>Skjutstångslängd</i>	46
<i>Toppstångslutning</i>	47
<i>Kombination</i>	47
JÄMFÖRELSE MELLAN FÖRENKLAD TEORI OCH SIMULERING	47
Program för beräkning av redskaps återgång enligt förenklad teori.....	48
Resultat och diskussion av jämförelse mellan förenklad teori och simuleringar	48
<i>Grundinställningen</i>	48
<i>Kombinationsinställningen</i>	50
FRIKTIONENS INVERKAN PÅ RESULTATET	51
SLUTSATSER.....	52
Faktorer som påverkar ett frontmonterat riktningsoberoende redskaps återgång.....	52
Faktorer som påverkar ett frontmonterat riktningsoberoende redskaps återgång.....	52
LITTERATURFÖRTECKNING.....	53
PERSONLIGA MEDDELANDEN.....	53
BILAGA 1. BERÄKNING AV LÄGE PÅ KOPPLING OCH REDSKAP	54
BILAGA 2. HÅLLFASTHETSBERÄKNING AV MODELL.....	57
Redskapsdelen	57
Kopplingsdelen.....	59
BILAGA 3. VATTENHALTSMÄTNING AV SANDEN	61
BILAGA 4. TYNGDPUNKTBESTÄMNING HOS REDSKAPET.....	62
BILAGA 5. BERÄKNING AV FRIKTION I KOPPLINGSLEDER	64
BILAGA 6. PROGRAMKOD FÖR SIMULERING AV TREPUNKTSKOPPLAT REDSKAPS ÅTERGÅNG EFTER SIDOSTÖRNING	66
BILAGA 7. PROGRAMKOD FÖR BERÄKNING AV ETT TREPUNKTSKOPPLAT REDSKAPS ÅTERGÅNG ENLIGT FÖRENKLAD TEORI.....	69
BILAGA 8. KALIBRERING AV MÄTGIVARE.....	70
BILAGA 9. PROGRAMKOD FÖR BEARBETNING AV MÄTDATA.....	72

SUMMARY

Stability criteria of front-mounted lateral movable three-point hitches have been known for several years. The steering ability of the tractor will be improved by this kind of implement hitch, compared with an implement hitch unable to move sideways. This is applicable particularly when a soil-working implement is used. There are several other advantages with front-mounted lateral movable three-point hitches. In spite of all advantages, this kind of implement hitch is not used in practice.

This work shows that the lateral motion of front-mounted directional implements mostly follows the simplified theory proposed by Jönsson (1983). Also the lateral motion of front-mounted non-directional implements follows the simplified theory, provided that the area within which the non-directional hitch-point is moving can be approximated by a point. Another necessary requirement for the simplified theory is that the friction in the links can be neglected. According to the simplified theory, directional implements are moving towards the directional hitch-point and non-directional implements are moving towards the non-directional hitch-point. The lateral disturbances, are exponentially reduced according to the equation (Jönsson, 1983):

$$L_s = L_{s0} \cdot e^{-\frac{x}{L_h}} \quad \text{where}$$

L_s side disturbance
 x travelled distance
 L_h hitch length

The simplified theory assumes that the areas within which the hitch points are moving, when implements are moving laterally, can be approximated by points. This assumption implies that the hitch length can be approximated as constant. This approximation was shown to be fulfilled when the implement was mounted on a rear-mounted three-point hitch. In this case, the force in the upper link was relatively small. This was shown by a study of two different pulled non-directional implements. One implement with a draught force in the upper link and one with a compressive force in the upper link. The return of the implement from the lateral disturbance was almost similar for both implements. Thus, small variations in the upper link force were shown to have only minor influence on the lateral motion of the implement.

To get front-mounted three-point linkages laterally stable and self-centring a large draught force in the upper link is required. This complicates the application of the simplified theory to front-mounted laterally movable three-point hitches, because the simplified theory has so far neglected the influence of the force in the upper link.

The influence of different hitch geometry variables on the areas, within which the hitch points move when the implement moves laterally, has been studied in this work. For laterally stable implement-hitch combinations it is normally possible to approximate the area, within which the directional hitch point moves, by a point. The area, within which the non-directional point moves, is often larger. However, some combinations of hitch variables made it possible to reduce this area, within which the non-directional hitch-point moves, so much that also this area could be approximated by a point. Variable changes that contribute to reduce this area are:

- 1 Reducing the convergence of the lower links or moving forward the convergence point of the lower links
- 2 Reducing the length of the upper link
- 3 Increasing the relation between the upper link draught force and the soil force
- 4 Increasing the length of the lower links

The influence on the lateral motion of the implements from these variables was studied partly by simulating the lateral motion of different implements and partly by measuring the lateral motion of different test hitch-implement combinations. In the simulations, the motion of the implement was always directed towards the momentary hitch point. The motion of the implements was then compared with the lateral motion of the implements according to the simplified theory. As long as the hitch points were moving within a small area, the lateral motion of the implement followed the simplified theory.

SAMMANFATTNING

I några år har kriterier funnits för hur en sidorörlig frontmonterad trepunktskoppling skall vara konstruerad för att den skall vara självcentrerande. Med en sidorörlig frontkoppling förbättras traktorns styregenskaper väsentligt jämfört med en frontkoppling som är orörlig i sidled. Detta gäller speciellt då ett frontmonterat jordbearbetningsredskap används. Påkänningar i traktor, koppling och redskap minskas om kopplingen är rörlig i sidled. Traktorförarens ergonomiska situation förbättras med frontmonterade redskap. Trots detta finns bara några enstaka exemplar av denna kopplingstyp ute i praktiken.

I detta arbete visas att frontmonterade riktningberoende redskaps sidorörelser i de flesta fall följer den av Jönsson (1983) framtagna förenklade teorin för trepunktskopplade redskaps sidorörelser. Även de riktningsoberoende redskapens sidorörelser följer den förenklade teorin i de fall då området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom kan approximeras med en punkt och när kopplingsledernas friktion är försumbar. Enligt den förenklade teorin rör sig riktningsoberoende redskap mot den riktningsoberoende kopplingspunkten och riktningberoende redskap mot den riktningberoende kopplingspunkten. Redskapets sidoavvikelse enligt den förenklade teorin ges av (Jönsson, 1983):

$$L_s = L_{s0} \cdot e^{\frac{x}{L_h}} \quad \text{där}$$

L_s sidoavvikelse (längdenheter)
 x körsträcka
 L_h draglängd

En förutsättning för att den förenklade teorin skall kunna användas är att områdena som kopplingspunkterna rör sig inom, då redskapet rör sig i sidled, kan approximeras med punkter. Detta innebär att draglängderna kan approximeras som konstanta. Denna approximation har visats stämma för bakmonterade redskap där toppstångskraften är relativt liten. Detta skedde genom att studera återgången av två olika bakmonterade redskap. Redskapen var dels ett riktningsoberoende redskap med tryckkraft i toppstången och dels ett med dragkraft i toppstången. Det visade sig att återgången av dessa båda redskap i stort sett var likadan och toppstångskraften inom detta intervall hade begränsad inverkan på sidorörelsen.

För att frontmonterade redskap skall vara stabila och självcentrerande i sidled krävs att toppstångskraften är stor, varför den förenklade teorin inte är direkt överförbar på frontmonterade sidorörliga trepunktskopplingar. I detta arbete har olika variablers påverkan på storleken av de områden som kopplingspunkterna rör sig inom, och därmed draglängdernas variationer studerats.

Det visade sig, att så länge redskapet är sidostabilt och självcentrerande kan området som den riktningberoende kopplingspunkten rör sig inom oftast approximeras med en punkt. Området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom varierade betydligt mer, men genom att kombinera olika variabelvärden på kopplingsgeometrin var det möjligt att minska området, så att det kan approximeras med en punkt. Variabler som påverkade området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom beräknades.

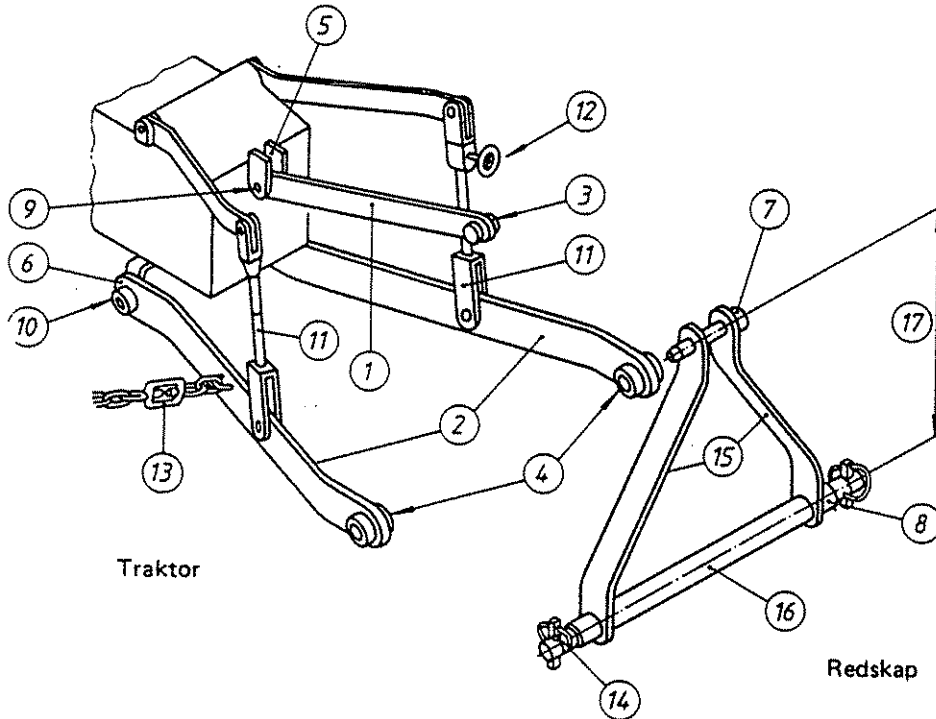
Variabelförändringar som minskade området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom var:

- 1 Minskad konvergens hos skjutstängerna, d.v.s. framåtflyttning av skjutstängernas konvergenspunkt
- 2 Minskad toppstångslängd
- 3 Ökat förhållande mellan toppstångskraft och jordkraft
- 4 Längre skjustänger

Dessa variablers påverkan på redskapets sidorörelser kontrollerades dels genom att simulera redskapets återgång efter en sidostörning och dels genom att mäta redskapets återgång på en försökskoppling. Detta skedde för två olika inställningar på kopplingsgeometrin och med två olika redskapstyper. Redskapsrörelsen i simuleringarna var hela tiden riktad mot den momentana kopplingspunkten. Simuleringarna jämfördes sedan med återgång enligt den förenklade teorin, där områdena som kopplingspunkterna rör sig inom är approximerade med punkter. Det visade sig att den förenklade teorin för redskapets återgång stämde så länge som områdena som kopplingspunkterna rörde sig inom var små.

BETECKNINGAR

I detta arbete används för trepunktskopplingens olika delar beteckningar enligt SS 2857 (se nedan). Dock används istället för "dragstång" beteckningen "bottenstång" eller undantagsvis "skjutstång" eftersom dessa beteckningar bättre stämmer för en frontmonterad trepunktskoppling.



1 toppstång	10 nedre fästbult
2 dragstång	11 lyftlänk
3 övre kopplingspunkt	12 lyftlänksväxel
4 nedre kopplingspunkt	13 begränsningslänk
5 toppstångsfäste	14 ringsprint
6 dragstångsfäste	15 toppram
7 övre kopplingsbult	16 bäraxel
8 nedre kopplingsbult	17 toppramshöjd
9 övre fästbult	

Fig. 1. Beteckningar enligt SS 2857 (1979). I detta arbete används beteckningen "bottenstång" istället för "dragstång".

I texten används tre olika typer av beteckningar: versaler med ett streck ovanför (\bar{A}) är beteckningar på vektorer i rymden eller en punkts placering i förhållande till origo, versaler utan streck (A) avser respektive vektors längd och grekiska bokstäver är beteckningar på vinklar. Vektorernas komponenter betecknas med index (A_x, A_y, A_z). Beteckningar som ej finns angivna här förklaras i samband med att de används. I de fall då det förekommer ett "tak" ovanför faktorer i formler (\hat{A}) avses enhetsvektorn för faktorn i fråga. Begreppet bottenstång avser dragstång vid bakmonterade trepunktskopplingar och skjutstång vid frontmonterade trepunktskopplingar. Många beteckningar kommer från engelskan, varför den engelska termen ges inom parentes.

\overline{CB}	(<i>crossbar</i>) vektor längs redskapets bäraxel från vänster till höger kopplingspunkt
\overline{CB}_m	(<i>midpoint of crossbar</i>) bäraxelns mittpunkt
\overline{CG}	(<i>center of gravity</i>) redskapets tyngdpunkt
\overline{CP}	(<i>convergence point</i>) bottenstångernas konvergenspunkt
\overline{CR}	(<i>center of resistance</i>) redskapets motståndspunkt
\overline{F}_d	(<i>directional force</i>) riktningsberoende jordkraft
\overline{F}_g	(<i>force of gravity</i>) redskapets tyngdkraft
\overline{F}_{nd}	(<i>non-directional force</i>) riktningsoberoende jordkraft
\overline{F}_p	(<i>pull force</i>) dragkraft
\overline{F}_s	(<i>soil force</i>) jordkraft
\overline{F}_u	(<i>upper link force</i>) toppstångskraft
\overline{FF}	(<i>frictional force</i>) tvärkraft vid bottenstångernas kopplingspunkter pga friktion vid bottenstångernas fästpunkter
\overline{FF}_u	(<i>frictional force upper link</i>) tvärkraft vid övre kopplingspunkten pga friktion vid toppstångsfästet.
\overline{H}	(<i>hitch point</i>) kopplingspunkt
\overline{H}_d	(<i>directional hitch point</i>) riktningsberoende kopplingspunkt
\overline{H}_e	(<i>effective hitch point</i>) effektiv kopplingspunkt
\overline{H}_t	(<i>tractional hitch point</i>) riktningsoberoende kopplingspunkt
K	konstant för redskapets riktningsberoende
\overline{L}_m	(<i>length of mast</i>) vektor från bäraxelns mitt till toppstångens kopplingspunkt
\overline{LH}_l	(<i>lower hitch point left</i>) vänster kopplingspunkt
\overline{LH}_r	(<i>lower hitch point right</i>) höger kopplingspunkt
\overline{LL}_l	(<i>lower link point left</i>) vänster bottenstångs fästpunkt
\overline{LL}_r	(<i>lower link point right</i>) höger bottenstångs fästpunkt
\overline{L}_s	vektor från origo till redskapets motståndspunkt
L_{nd}	(<i>directional hitch length</i>) riktningsberoende draglängd
L_{he}	(<i>effective hitch length</i>) effektiv draglängd
L_{ht}	(<i>tractional hitch length</i>) riktningsoberoende draglängd
L_l	(<i>lower link</i>) bottenstångslängd
L_u	(<i>upper link</i>) toppstång
\overline{M}	vektor från mittpunkten på bäraxeln till redskapets tyngdpunkt
M_f	friktionsmoment i kopplingsleder
\overline{UH}	(<i>upper hitch point</i>) övre kopplingspunkt
\overline{UL}	(<i>upper link point</i>) toppstångens fästpunkt
α	vinkel mellan jordkraften och traktorns symmetriaxel
φ	vinkel mellan bottenstång och axeln mellan bottenstångsfästena
φ_r	höger bottenstångs inre vinkel (se fig. 6)
φ_l	vänster bottenstångs inre vinkel
φ_{11}	vinkel enligt fig. 6
φ_{12}	vinkel enligt fig. 6
θ	vinkeln mellan den riktning som redskapet pekar mot och traktorns symmetriaxel

INLEDNING

Traktorförarens arbetsmiljö kan förbättras om redskapen monteras framför traktorn istället för bakom. Detta gäller speciellt vid arbeten som ställer stora krav på styrnoggrannhet. Exempel på ett sådant är radrensingsarbete, där kravet på styrnoggrannhet ökar ju närmare såraden som redskapet skall gå. Redskapet blir lättare att precisionsstyra när det sitter framför traktorns bakaxel, beroende på att redskapet då rör sig åt samma håll som föraren styr åt. Både den fysiska och psykiska belastningen på föraren kan minskas om redskapet monteras i dennes blickfält, framför traktorn.

Idag utförs ogräsbekämpning mestadels med hjälp av kemiska preparat. Det är en rationell och effektiv metod. Det är oftast också den ekonomiskt mest lönsamma metoden. Innan de kemiska bekämpningsmedlen blev allmänt tillgängliga var mekanisk ogräsbekämpning, ofta i form av radrensning, en vanlig metod. Det finns en växande strävan från såväl konsumenter som från producenter av jordbruksprodukter, att minska kemikalieanvändningen i ogräsbekämpningen och odlingen av nischgrödor, som ofta är radsådda, har ökat. Detta gör att ogräsbekämpning med radrensning åter är en intressant metod. Metoden avser både grödor med stort och litet radavstånd. Hur bra radrensningen kan konkurrera med kemikalierna beror till stor del på hur bra styrnoggrannhet det går att åstadkomma med radhackan, det vill säga hur nära såraden det är möjligt att hacka ogräs.

Problem vid radrensingsarbete med traktor med bakmonterad radhacka är bland annat låg kapacitet, dålig styrprecision, eftersom redskapet sitter bakom traktorns bakaxel, och dålig arbetsmiljö för traktorföraren dels rent fysiskt på grund av arbetsställningen och dels psykiskt på grund av det stora kravet på styrnoggrannhet. Dessa problem kan minskas väsentligt om radhackan monteras framför traktorn i förarens blickfält. Med redskapet monterat framför traktorns bakaxel är det lättare att precisionsstyra det eftersom det då rör sig åt samma håll som traktorns styrutslag.

Befintliga redskapskopplingar för frontmontering finns på marknaden. De är emellertid så konstruerade att de är stela i sidled i förhållande till traktorn. Detta innebär att de måste vara kraftigt konstruerade för att kunna ta upp de sidkrafter som kan förekomma vid t.ex. stenpåkörning och vid kurvtagning. Dessa sidkrafter från redskapet leds dessutom vidare till traktorns framhjul via redskapskopplingen (Svensson, 1987). Följden blir stort slitage på redskap, redskapskoppling och på traktorns framvagn. När ett jordbearbetningsredskap sitter stumt monterat på traktorn till en enhet, försvåras dessutom styrbarheten av ekipaget. Det beror på att jordbearbetningsredskap vid kurvtagning motverkar styrningen.

Ett sätt att förbättra traktorns styrförmåga med ett redskap monterat framför traktorn, är att göra redskapskopplingen rörlig i sidled precis som den konventionella trepunktskopplingen som används baktill. Om geometrin på frontkopplingen utformas korrekt har det visat sig att det är fullt möjligt att styra ett frontmonterat redskap, som är sidorörligt, med hög precision i måttliga körhastigheter (Svensson, 1987). När redskapet sitter stumt monterat på traktorn kommer det att ha samma rörelseriktning men större utslag än traktorns framvagn, vilket ställer mycket stora krav på förarens styrnoggrannhet. Sidorörligheten medför att kraven på förarens styrnoggrannhet minskar eftersom kopplingen har en dämpande verkan mellan traktor och redskap. Tack vare detta styrs redskapet dit föraren styr det i genomsnitt (Svensson, 1987).

Andra argument för att frontmontera redskap är möjligheten att utföra flera arbetsoperationer i en körning, det vill säga att ha ett bakmonterat och ett frontmonterat redskap samtidigt, bättre utnyttjande av fyrhjulsdriften, bättre viktfördelning vid transport, mindre och lättare redskap (Cowell, 1990). Det har även visats att ett automatiskt styrsystem på redskapet förbättrar styrprecisionen väsentligt. En kombination av en sidorörlig frontkoppling och ett automatiskt styrsystem på redskapet torde kunna ge en traktor-redskapskombination med mycket hög styrprecision.

Trots de positiva egenskaperna används inte i sidled rörlig frontkoppling i praktiken. Beror det på att teorin är för svår att tillämpa?

Syftet med detta arbete är att utveckla teorin för sidorörliga frontmonterade redskap och utarbeta en väl användbar grundläggande teori för frontmonterade redskaps sidorörelser. Teorin skall vara lätt att använda och ge en intuitiv förståelse för kopplingsgeometrins inverkan på redskapets rörelser. Teorin kommer att verifieras med datorsimuleringar och mätningar. Arbetets tyngdpunkt ligger på frontmonterade redskaps sidorörelser, men då teorin är den samma behandlas något även sidorörelsen hos bakmonterade trepunktskopplade redskap.

BAKGRUND - HISTORIK

Dagens trepunktskoppling på lantbrukstraktorerna har varit i stort sett likadan sedan 30 - talet (Morling, 1979). Den utvecklades av engelsmannen Fergusson som satte kopplingen på en, för den tiden, lätt traktor. Med hjälp av trepunktskopplingen var det möjligt att åstadkomma tyngdöverföring från redskap till traktor, vilket ökade traktorns dragförmåga. Det fanns tidigare några olika varianter på redskapskopplingar som påminner om trepunktskopplingen (Clyde, 1954). Enligt Morling (1979) har trepunktskopplade redskap ett flertal fördelar jämfört med redskap som är kopplade till någon annan typ av redskapskoppling. De mest betydelsefulla fördelarna är lättare manövrering av traktor-redskapskombinationen, lättare transportmöjligheter av traktor-redskapskombinationen, enklare och billigare redskap eftersom behovet av transportanordning på redskapet uteblir, automatiskt överstörtningsskydd baklänges på traktorn och bättre tyngdöverföring från redskap till traktorns drivhjul.

DEFINITION AV BEGREPP

För teorin om hur redskap påverkas av kopplingen och av jordkrafterna används i dessa sammanhang en del begrepp.

Riktningsoberoende redskap

Redskap kan delas in i två olika klasser. Den ena är riktningsoberoende redskap. Ett riktningsoberoende redskap genererar inga andra jordkrafter än de som är rakt motsatta dess rörelseriktning (Cowell & Makanjoula, 1966). Ett exempel på ett idealt riktningsoberoende redskap är en vertikal pinne med cirkulärt tvärsnitt. Denna ger ju samma jordmotstånd oavsett i vilken riktning den dras fram i marken.

Riktningberoende redskap

Den andra redskapsklassen är riktningberoende redskap. Ett riktningberoende redskap har en naturlig rörelseriktning (Cowell & Makanjoula, 1966). Då denna typ av redskap dras i någon annan riktning än den som det pekar mot, ger det stora sidokrafter. Om ett riktningberoende redskap, av någon anledning, inte dras i sin naturliga riktning kan dess resulterande jordkraft delas upp i två komponenter. Den ena rakt motsatt rörelseriktningen och den andra vinkelrät mot rörelseriktningen (se fig. 2). Den förstnämnda komponenten kallas riktningsoberoende jordkraft, och den vinkelräta komponenten kallas riktningberoende jordkraft.

Det har visats att storleken på den riktningberoende kraften, F_d (se fig. 2), är direkt proportionell mot redskapets vinkel mot rörelseriktningen (Cowell & Makanjoula, 1966). Konstanten för ett redskaps riktningberoende kan beräknas enligt:

$$K = \frac{F_d}{\theta} \quad (1)$$

I realiteten är ett redskap aldrig idealt riktningsoberoende, utan ett mellanting mellan riktningberoende och riktningsoberoende redskap. Ett exempel på redskap med mycket riktningberoende egenskaper är den vanliga vändskiveplojen.

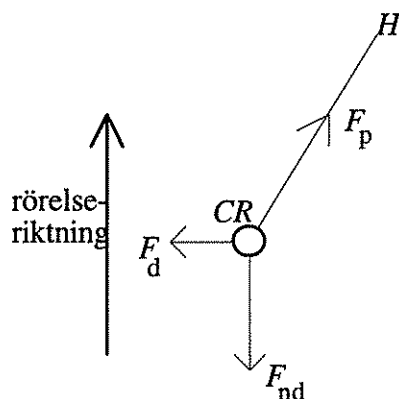


Fig. 2. Krafter som ett redskap utsätts för. H motsvarar kopplingspunkten och CR motsvarar redskapets motsåndspunkt. F_p är dragkraft, F_{nd} är riktningsoberoende jordkraft och F_d är riktningberoende jordkraft. Idealt riktningsoberoende redskap är ej påverkade av någon riktningberoende jordkraft. (Efter Jönsson, 1983)

Kopplingspunkter

En kopplingspunkt är en punkt som redskapet är, eller kan tänkas vara, kopplad i, beroende på vilken typ av kopplingsanordning som används. Kopplingspunkten är i regel placerad någonstans på traktorns symmetrilinje (Jönsson, 1983).

Kopplingspunkten avgör också redskapsdragets längd. Som draglängd räknas avståndet mellan redskapets motståndspunkt och den aktuella kopplingspunkten.

Reell kopplingspunkt

En reell kopplingspunkt är, i dessa sammanhang, en kopplingspunkt som redskapet är fysiskt kopplad i och fritt rörlig kring (Jönsson, 1983). Dragkraften på redskap som är kopplade i en reell kopplingspunkt, går alltid igenom och är riktad mot denna punkt. Praktiska exempel på reella kopplingspunkter är dragbommen och lyftdragkroken på traktorer.

Riktningsoberoende kopplingspunkt

Beroende på vilken typ av redskap som är kopplad till en sidorörlig trepunktskoppling fungerar olika punkter som fiktiva kopplingspunkter. När ett riktningsoberoende redskap används, fungerar den riktningsoberoende kopplingspunkten H_t , som kopplingspunkt (Jönsson, 1983). När kopplingsgeometrin är sådan att den centrerar det riktningsoberoende redskapet mot traktorns symmetrilinje, är den riktningsoberoende kopplingspunkten belägen där traktorns längsgående symmetrilinje möts av förlängningen på jordens kraftresultant (fig. 3). Under förutsättning att toppstängan är kraftlös går den resulterande dragkraften genom bottenstängernas konvergenspunkt. Då ett trepunktskopplat redskap flyttas i sidled, flyttas också bottenstängernas konvergenspunkt i sidled. Följaktligen ändras också riktningen på den resulterande dragkraften. Trots detta är, för bakmonterade trepunktskopplade redskap, sträckan på symmetriaxeln som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig längs ofta endast något tiotal millimeter (Jönsson, 1983). Detta medför att området inom vilket den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig kan approximeras med en punkt, under förutsättning att redskapets sidorörelser är begränsade. Den riktningsoberoende draglängden är avståndet mellan redskapets motståndspunkt och den riktningsoberoende kopplingspunkten.

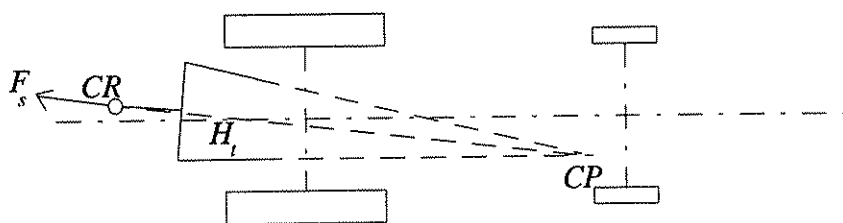


Fig. 3. Den riktningsoberoende kopplingspunktens läge, H_t , i horisontalplanet. Efter Jönsson (1983).

Riktningberoende kopplingspunkt

Den riktningberoende kopplingspunkten H_d är den punkt som ett totalt riktningberoende redskap rör sig mot. Enligt definitionen är det den punkt på traktorns längsgående symmetrilinje som redskapet, i horisontalplanet, är riktad mot (Jönsson, 1983). Ett totalt riktningberoende redskap rör sig i samma riktning som det är riktad mot. Den riktningberoende kopplingspunkten flyttar sig även den endast en kort sträcka (några millimeter) längs symmetrilinjen då ett trepunktskopplat bakmonterat redskap rör sig i sidled (Jönsson, 1983). Tack vare detta kan området som den riktningberoende kopplingspunkten rör sig inom approximeras med en punkt. Denna punkt är opåverkad av en eventuell toppstångskraft, beroende på att det är redskapets riktning, och inte den resulterande jordkraften, som ger den riktningberoende kopplingspunktens placering. Den riktningberoende draglängden är avståndet mellan redskapets motståndspunkt och den riktningberoende kopplingspunkten.

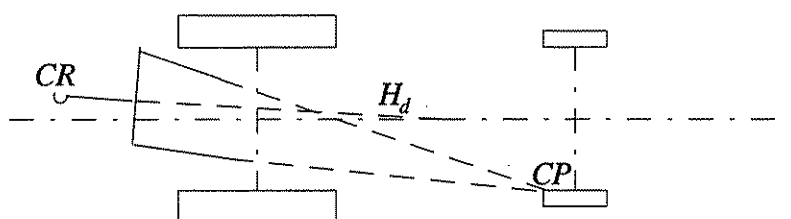


Fig. 4. Riktningberoende kopplingspunktens läge i horisontalplanet.

Effektiv kopplingspunkt

I de fall redskap inte är idealt riktningberoende eller idealt riktningsoberoende kommer varken den riktningberoende kopplingspunkten eller den riktningsoberoende kopplingspunkten att fungera som kopplingspunkt. I dessa fall är det möjligt att beräkna en effektiv kopplingspunkt H_e . Denna befinner sig på traktorns symmetrilinje någonstans mellan de andra två kopplingspunkterna (Jönsson, 1989). Enligt Jönsson (1989) ges den effektiva draglängden av:

$$L_{he} = \frac{L_{ht} \cdot L_{hd} \cdot (K + F_{nd})}{F_{nd} \cdot L_{hd} + K \cdot L_{ht}} \quad (2)$$

Härur kan den effektiva kopplingspunktens läge, d.v.s. avståndet mellan bottenstängernas fästpunkter och den effektiva kopplingspunktens läge längs traktorns längsgående symmetriaxel, bestämmas med Pythagoras sats enligt följande:

$$H_{ex} = \sqrt{L_{he}^2 - L_{sy}^2} + L_{sx} \quad (3)$$

där

H_{ex} den effektiva kopplingspunktens avstånd framför bottenstängernas fästpunkter längs traktorns längsgående symmetrilinje

L_{xx}	motståndspunktens avstånd framför bottenstängernas fästpunkter längs traktorns längsgående symmetrilinje
L_{yy}	motståndspunktens avstånd till traktorns längsgående symmetrilinje

TIDIGARE ARBETEN

Teori för bakmonterade trepunktskopplade redskaps sidorörelser

På sextiotalet presenterade Cowell & Makanjoula (1966) en teori om hur ett trepunktskopplat bakmonterat redskap rör sig i sidled. Teorin byggde till stora delar på en annan teori av Reece m.fl. (1966), som beskriver hur ett redskap som är kopplat till en reell kopplingspunkt rör sig i sidled. Resultatet av teorierna av Cowell & Makanjoula (1966) och av Reece m.fl. (1966) är att sidorörelserna är harmoniska svängningsrörelser, dvs att de kan beskrivas med ett andragradspolynom i vinkeln mellan riktningen dit redskapet pekar och redskapets rörelseriktning. I Cowell & Makanjoulas teori förutsätts att toppstången är kraftlös. Faktorer som påverkar sidorörelsen enligt denna teori är: riktningsoberoende jordkraft, redskapets konstant för riktningsoberoende, redskapets och kopplingens rotationströghetsmoment, körhastighet och kopplingsgeometrin. I praktiken har det visat sig att dämpningen av sidorörelserna är så stor att polynomet kan förenklas till ett polynom av första ordningen (Cowell & Makanjoula, 1966). Detta innebär att tröghetsmomentens inverkan på sidorörelserna är försumbara eftersom redskapets acceleration i sidled då är låg. Redskapets sidoavvikelse avtar då, under förutsättning att dragstängerna konvergerar i färdriktningen, exponentiellt med tiden enligt formeln (Cowell & Makanjoula, 1966):

$$\theta = \theta_0 \cdot e^{-tv \left(\frac{Nl_2 + D \left(l_2 + \frac{w_1(w_1 + r \sin \alpha)}{r \sin^2 \alpha \cos \alpha} \right)}{(D+N)l_2^2} \right)} \quad (4)$$

där

α	dragstängernas vinkel mot färdriktningen då redskapet befinner sig mitt bakom traktorn
θ	redskapets vinkel mot körriktningen
θ_0	redskapets vinkel mot körriktningen vid tiden $t=0$
t	tid
D	riktningsoberoende jordkraft
N	konstant för riktningsoberoende
l_2	avstånd mellan dragstängernas konvergenspunkt och redskapets motståndspunkt
r	dragstångslängd
v	körhastighet
w_1	halva avståndet mellan dragstångsfästena

Förenklad teori om återgång efter sidostörning

Jönsson (1983) har tagit fram väsentligt förenklade uttryck för trepunktskopplade redskaps sidorörelser. De är dock inte lika generella. De förutsätter att redskapet är väl dämpat i sidled, framföringshastigheten är så låg att tröghetsmoment kan försummas och att sidostörningen är begränsad till 0,3-draglängden. I denna teori används begreppen riktningsoberoende kopplingspunkt för riktningsoberoende redskap och riktningsoberoende kopplingspunkt för riktningsoberoende redskap. Det förutsättes att områdena som kopplingspunkterna rör sig inom då redskapet rör sig i sidled, kan approximeras med punkter. Enligt denna teori avtar sidoavvikelsen exponentiellt enligt följande formel:

$$L_{sy} = L_{sy0} \cdot e^{-\frac{x}{L_n}} \quad (4)$$

där

L_n aktuell draglängd, dvs riktningsoberoende draglängd för riktningsoberoende redskap, riktningsoberoende draglängd för riktningsoberoende redskap och den effektiva draglängden för redskap som varken är idealt riktningsoberoende eller idealt riktningsoberoende

L_{sy} sidoavvikelse

L_{sy0} sidoavvikelse vid färdsträckan noll

x redskapets färdsträcka

I de fall där redskap inte är idealt riktningsoberoende och inte heller idealt riktningsoberoende, används den effektiva draglängden (Jönsson, 1989).

Teorier för frontmonterade trepunktskopplade redskaps sidorörelser

Även frontmonterade sidorörliga trepunktskopplade redskaps sidorörelser har studerats och väl genomarbetade teorier har utvecklats. Makanjoula & Cowell (1970) hävdade att så länge skjutstängerna konvergerar i färdriktningen och konvergenspunkten ligger framför motståndspunkten, är ett redskap alltid stabilt i sidled. Skjutstängernas konvergens i färdriktningen medför att redskapet, i samtliga sidoförskjutna lägen, alltid kommer att vara riktat mot traktorns symmetrilinje. För riktningsoberoende redskap innebär detta att den riktningsoberoende kraften alltid kommer att vara riktad inåt, mot traktorns symmetrilinje och därmed sträva efter att centrera redskapet. Så länge den riktningsoberoende kraften är tillräckligt stor kommer redskapet alltså att centreras. Makanjoula & Cowell's (1970) kriterier för sidostabilitet hos ett frontmonterat sidorörligt redskap, håller därför bara så länge redskapet är tillräckligt riktningsoberoende.

Ett idealt riktningsoberoende redskap har emellertid inga riktningsoberoende egenskaper och då finns det ingen riktningsoberoende kraft som strävar att centrera detta.

Riktningsoberoende redskap dras dit den resulterande dragkraften är riktad. Den resulterande dragkraften är, då toppstången är kraftlös, riktad från redskapets

motståndspunkt till skjutstängernas konvergenspunkt. När en sidorörlig frontkoppling med denna konfiguration (i färdriktningen konvergerande skjutstänger, konvergenspunkten framför redskapets motståndspunkt) förflyttas i sidled, kommer konvergenspunkten och redskapets motståndspunkt att förskjutas åt samma sida (Jönsson, 1983). Konvergenspunkten kommer dessutom att sidoförskjutas mer än motståndspunkten, vilket innebär att den resulterande kraften på redskapet kommer att vara riktad utåt från symmetrilinjen. En följd av detta blir att redskapet kommer att fastna i ett ytterläge (Jönsson, 1983). Det centreras alltså inte. Makanjoula & Cowell's (1970) kriterier för sidostabil frontmonterad sidorörlig trepunktskoppling är därför inte tillräckliga. Detta noterades av Cowell m.fl. (1994) som därför utarbetade kriterier för vilken grad av riktningens beroende som krävs av ett redskap för sidostabilitet, vid en given utformning av kopplingsgeometrin.

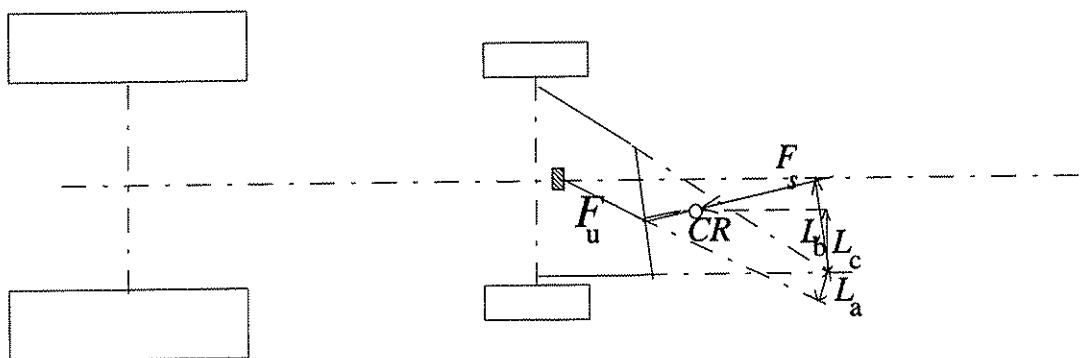


Fig. 5. Frontmonterad trepunktskoppling med förmåga att centrera redskap framför traktorn. Efter Jönsson, 1983.

Jönsson (1983) visade teoretiskt hur det är möjligt att centrera även ett riktningensberoende redskap. För detta krävs att det är dragkraft i toppstången, att skjutstängerna konvergerar i färdriktningen och att konvergenspunkten ligger framför redskapets motståndspunkt. I denna teori betraktas momentjämvikten kring skjutstängernas konvergenspunkt. Av fig. 5 framgår att jordkraften F_s med sin hävarm L_b strävar efter att vrida redskapet utåt medan toppstångskraften F_u med sin hävarm L_a strävar efter att centrera det. Momentjämvikten kring konvergenspunkten blir således:

$$F_s \cdot L_b = F_u \cdot L_a \quad (5)$$

För att redskapet skall röra sig mot det centrerade läget rakt framför traktorn krävs att dess rörelseriktning konvergerar med traktorns symmetrilinje. Detta sker om

$$L_b > L_c$$

Följande villkor skall vara uppfyllt för stabilitet och för att centrering skall ske (Jönsson, 1983):

$$F_u \cdot L_a > F_s \cdot L_c$$

som kan skrivas om till

$$\frac{F_u}{F_s} > \frac{L_c}{L_a} \quad (6)$$

Om detta villkor är uppfyllt i alla lägen som kopplingen kan inta, kommer den att vara självcentrerande. Detta är experimentellt verifierat av Svensson (1987) för både rikttningsberoende och rikttningsoberoende redskap.

TEORI FÖR FRONTMONTERAT REDSKAPS ÅTERGÅNG EFTER SIDOSTÖRNING

Ett frontmonterat sidorörligt redskaps återgång efter en sidostörning är av samma karaktär som återgången av ett bakmonterat redskap, dvs att sidostörningen avtar exponentiellt i förhållande till färdsträckan. En förutsättning är att kriterierna för sidstabilitet och självcentrering är uppfyllda. Samma faktorer påverkar frontmonterade redskaps återgång som de som påverkar återgången av bakmonterade redskap, dvs. redskapets grad av rikttningsberoende, konvergens och längd hos bottenstänger, toppstångens längd och placering, motståndspunktens placering hos redskapet, förhållande mellan jordkraft och toppstångskraft, redskapsvikt, tyngdpunktens placering och friktion i kopplingsleder.

Det ligger nära till hands att försöka tillämpa den förenklade teorin för trepunktskopplade redskaps återgång även på frontmonterade redskap. Den förenklade teorin för trepunktskopplade redskaps återgång efter en sidostörning bygger på konstant draglängd, d.v.s. att de områden som den rikttningsberoende och den rikttningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom vid sidorörelser är små. Toppstångskraften påverkar den resulterande dragkraftens riktning och därmed läget hos den rikttningsoberoende kopplingspunkten. Faktorer som påverkar toppstångskraften är redskapets tyngd och jordmotståndet. Då ett redskap är bakmonterat bidrar jordmotståndet med en tryckkraft och redskapstyngden med en dragkraft i toppstången. På bakmonterade redskap motverkar alltså dessa två krafter varandra, vilket leder till att toppstångskraftens storlek och därmed dess påverkan på den rikttningsoberoende kopplingspunkten kan antagas vara liten.

På frontmonterade redskap däremot, ger både redskapstyngden och jordmotståndet dragkraft i toppstången. Dragkraften i toppstången är i och för sig en förutsättning för sidostabilitet, men den påverkar den rikttningsoberoende kopplingspunktens läge. Denna påverkan kan medföra att området som den rikttningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom, då redskapet rör sig i sidled, blir större. Detta kan i sin tur innebära att den förenklade teorin inte går att tillämpa därför att draglängden varierar för mycket vid olika sidoförskjutningar på redskapet. Detta resulterar ju i att redskapets återgång inte blir lika idealt exponentiellt i förhållande till färdsträckan. De blir därmed mindre förutsägbara än för motsvarande bakmonterade redskap.

KRAV PÅ EN FRONTKOPPLING

Det är naturligtvis önskvärt att en frontkoppling skall vara lika flexibel som en konventionell bakmonterad trepunktskoppling. För bibehållen styrförmåga krävs det att frontkopplingen ger redskapet möjlighet att röra sig i sidled i förhållande till traktorn. Efter sidostörningen skall kopplingen själv centrera redskapet så smidigt som möjligt. Redskapet skall vara höj- och sänkbart med hjälp av kopplingen. Det skall vara möjligt att justera kopplingen så att redskapet utför ett så bra arbete som möjligt. Listan kan utökas men de här nämnda punkterna är de som i stor utsträckning påverkar kopplingens flexibilitet.

För att kunna utnyttja kopplingens flexibilitet fullt ut är det nödvändigt att känna till varför kopplingen beter sig på ett visst sätt. Det är alltså viktigt att känna till hur varje inställning på koppling och redskap påverkar dess sidorörelser, för att kunna göra justeringar som motverkar ett oönskat rörelsemönster.

PROBLEMFÖRMULERING

Om den förenklade teorin kan tillämpas på frontmonterade redskap är det enklare att förutsäga redskapets sidorörelser, jämfört med Cowells (1994) teori för frontmonterade redskaps återgång efter sidostörning på frontmonterade redskap.

Den riktningsberoende kopplingspunkten, som riktningsberoende redskap rör sig mot enligt den förenklade teorin, påverkas inte av toppstångskraften utan endast av geometrin på koppling och redskap. För bakmonterade redskap där dragstängerna konvergerar i färdriktningen, är området som den riktningsberoende kopplingspunkten rör sig inom så litet att det går att approximera området med en punkt. För att kunna tillämpa den förenklade teorin även för frontmonterade riktningsberoende redskap, krävs att även den frontmonterade kopplingens riktningsberoende kopplingspunkt går att approximera med en punkt.

För riktningsoberoende redskap är dragkraft i toppstången en förutsättning för sidostabilitet. Toppstångskraften påverkar, som tidigare nämnts, den resulterande dragkraften på redskapet. Dragkraften påverkar i sin tur läget på den riktningsoberoende kopplingspunkten. Toppstångskraften kan alltså medföra att den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom ett alltför stort område för att området skall kunna approximeras med en punkt. Detta strider mot den förenklade teorin. För att kunna tillämpa den förenklade teorin även för frontmonterade sidorörliga redskap, krävs alltså att det kan visas att såväl den riktningsoberoende som den riktningsberoende kopplingspunkten rör sig inom så små områden att de kan approximeras med punkter.

BERÄKNING AV KOPPLINGSPUNKTERNAS LÄGE

Ett trepunktskopplat redskap som arbetar i jorden påverkas av jordkraft, toppstångskraft, bottenstångskrafter, friktionsmoment i kopplingsleder, tyngdkraft och då redskapet befinner sig i acceleration även av tröghetskrafter. Påverkan av olika parametrar hos koppling och redskap på kopplingspunkternas lägen kan beräknas. För detta tänks kopplingen placerad i ett tredimensionellt koordinatsystem. Samtliga krafter och länkar representeras med kraft- och längdvektorer. Nedan visas tre olika figurer på en sådan koppling. Origo i koordinatsystemet är placerat i punkten mitt emellan bottenstångsfästena. Axlarna är orienterade enligt följande: x-axeln är riktad rakt bakåt, y-axeln är riktad åt vänster och z-axeln är riktad rakt uppåt. Vänster och höger i detta sammanhanget gäller då kopplingen betraktas framifrån. I modellen är det ett frontmonterat redskap, men det går lika bra att applicera beräkningen på bakmonterade redskap.

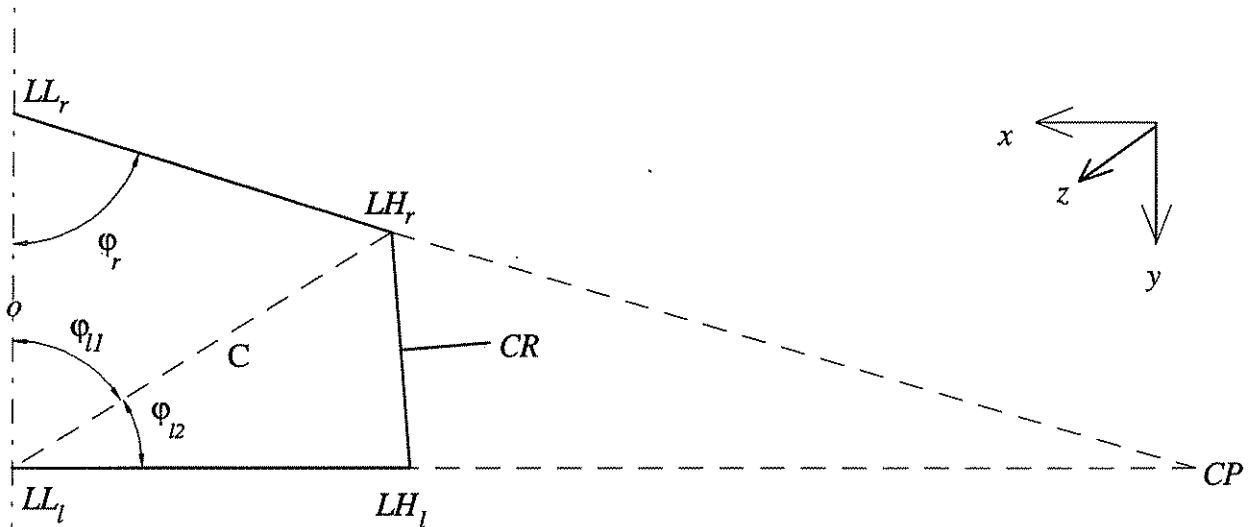


Fig. 6. Frontmonterad trepunktskoppling sedd ovanifrån (toppstången ej inritad). Origo är belägen vid o .

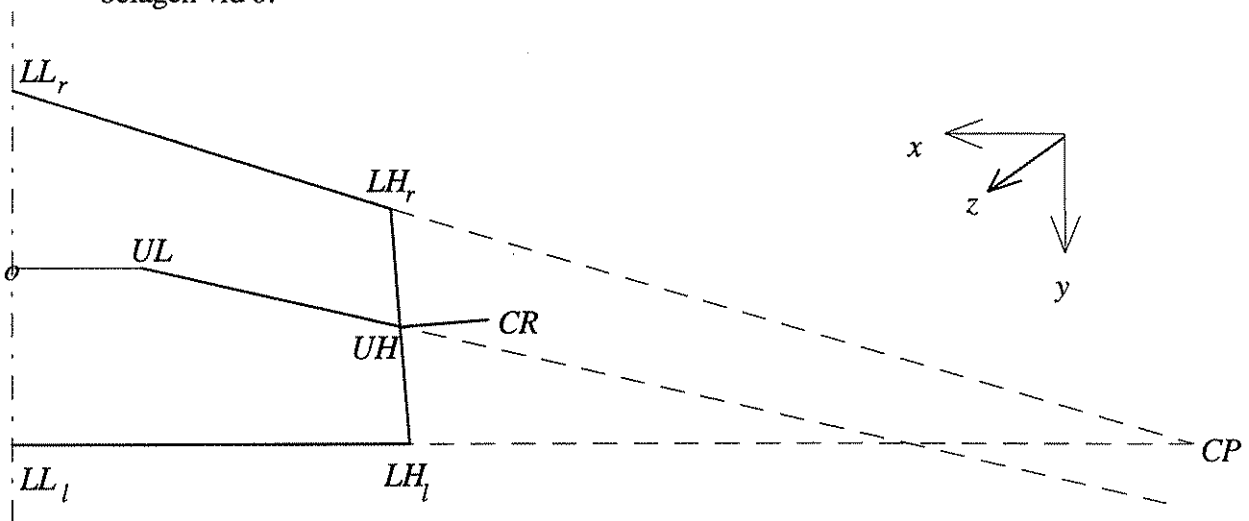


Fig. 7. Frontmonterad trepunktskoppling sedd ovanifrån (toppstången inritad). Origo är belägen vid o .

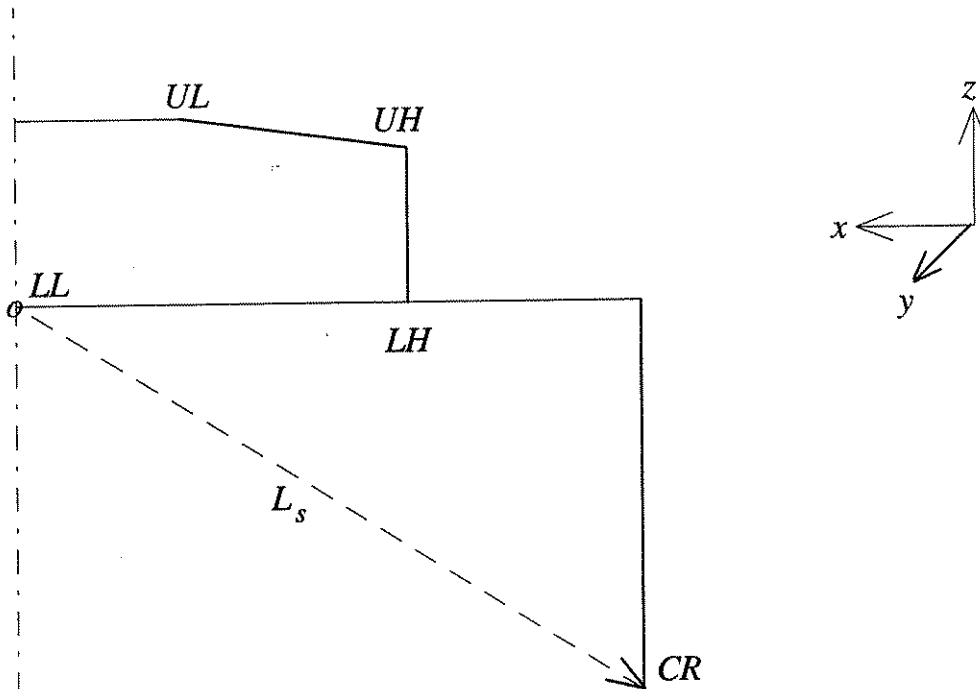


Fig. 8. Frontmonterad trepunktskoppling med redskap sedd från sidan. Origo är belägen vid o .

För att kunna beräkna kopplingspunktens momentana placering är det nödvändigt att känna till läget på redskapet och kopplingen (bilaga 1) och förhållandet mellan de olika krafternas storlekar.

För att beräkna den riktningsoberoende kopplingspunktens läge används ekvationen för momentjämvikt runt bottenstängernas konvergenspunkt (7).

Konvergenspunktens höjdläge förutsätts vara konstant och ligger därför hela tiden i xy -planet. Krafter och moment som ger vridmoment runt z -axeln i konvergenspunkten är: toppstångskraft, jordkraft, tvärkrafter i toppstång och bottenstänger och friktionsmoment i kopplingsleder. Tvärkrafterna kommer från friktionsmoment i kopplingslederna vid bottenstängsfästena respektive toppstångsfästet. Riktningen på tvärkrafterna är vinkelrät mot bottenstänger respektive toppstång i xy -planet. Tvärkrafterna beräknas angripa bottenstängernas respektive toppstångens yttersta punkt och är motriktade dessa punkters rörelseriktning. Friktionsmomentet vid kopplingspunkterna behöver inte räknas om till någon kraft, eftersom de påverkar redskapet direkt med ett moment i de tre kopplingslederna. Momentjämvikten runt bottenstängernas konvergenspunkt blir således:

$$\left[(\overline{L_s} - \overline{CP}) \times \overline{F_s} + (\overline{UH} - \overline{CP}) \times \overline{F_u} + (\overline{LH_r} - \overline{CP}) \times \overline{FF_r} + (\overline{LH_l} - \overline{CP}) \times \overline{FF_l} + (\overline{UH} - \overline{CP}) \times \overline{FF_u} \right]$$

$$\cdot [0, 0, 1] - 3 \cdot M_f = 0 \quad (7)$$

$\overline{F_s}$ ges för frontmonterad koppling med idealt riktningsoberoende redskap, som ju rör sig mot den riktningsoberoende kopplingspunkten, av:

$$\overline{F_s} = F_s \cdot [-\cos \alpha, -\sin \alpha, 0] \quad (8)$$

och för bakmonterad koppling med idealt riktningsoberoende redskap av:

$$\bar{F}_s = F_s \cdot [\cos \alpha, \sin \alpha, 0] \quad (9)$$

Beloppet av jordkraften F_s , beror på arbetsdjup, arbetsorganets utformning, framföringshastighet och jordart.

Ur ekvation (7) kan alltså vinkeln α och därmed det momentana läget på den riktningsoberoende kopplingspunkten beräknas, under förutsättning att \bar{F}_u är känd. Det är den inte.

Toppstångskraften \bar{F}_u , beräknas genom att betrakta momentjämvikten runt bäraxeln. Krafter som bidrar till vridmoment runt bäraxeln är: toppstångskraft, jordkraft, tyngdkraft och friktionsmoment i kopplingsleder. I detta fall försummas friktionen beroende på att vridningen runt bäraxeln i kopplingslederna är ringa samt att friktionsmomentets hävarm på kraftsamspelet är liten. Riktningen på kraften \bar{F}_u är parallell med toppstångsriktningen, eftersom toppstången betraktas som fritt ledad. Krafter p.g.a. friktion i lederna tas ju hänsyn till separat.

Momentjämvikten runt bäraxeln blir enligt följande:

$$\left[(\overline{CR} - \overline{CB}_m) \times \bar{F}_s \right] \cdot \hat{CB} + \left[(\overline{CG} - \overline{CB}_m) \times \bar{F}_g \right] \cdot \hat{CB} + \left[(\overline{UH} - \overline{CB}_m) \times (-\hat{L}_u \cdot F_u) \right] \cdot \hat{CB} = 0 \quad (10)$$

Det är, efter omflyttning, möjligt att beräkna F_u

$$F_u = \frac{\left(\left[(\overline{CR} - \overline{CB}_m) \times \bar{F}_s \right] \cdot \hat{CB} \right) + \left(\left[(\overline{CG} - \overline{CB}_m) \times \bar{F}_g \right] \cdot \hat{CB} \right)}{\left(\left[(\overline{UH} - \overline{CB}_m) \times \hat{L}_u \right] \cdot \hat{CB} \right)} \quad (11)$$

Eftersom \bar{F}_s ingår i ekvation (11) och \bar{F}_u i ekvation (7) så måste lösningen ske iterativt. När \bar{F}_u är känd kan den riktningsoberoende kopplingspunktens läge beräknas genom:

$$\tan \alpha = \frac{L_{sy}}{H_{ix} - L_{sx}} \quad \Rightarrow \quad (12)$$

$$H_{ix} = \frac{L_{sy}}{\tan \alpha} + L_{sx}$$

Beräkning av den riktningsoberoende draglängden sker genom:

$$L_{ht} = \left| \overline{H}_t - \overline{CR}_{xy} \right| \quad (13)$$

Den riktningsoberoende kopplingspunkten som är belägen i redskapets riktning på traktorns symmetriaxel ges av:

$$\tan \theta = \frac{CB_{my}}{H_{dx} - CB_{mx}} \quad \Rightarrow \quad (14)$$

$$H_{dx} = \frac{CB_{my}}{\tan \theta} + CB_{mx}$$

Den riktningberoende draglängden fås genom:

$$L_d = |\overline{H_d} - \overline{CR_{xy}}| \quad (15)$$

Beräkning av effektiv kopplingspunkt respektive effektiv draglängd sker med ekvation (3) respektive med ekvation (2).

SIMULERING AV FRONTMONTERAT TREPUNKTSKOPPLAT REDSKAPS ÅTERGÅNG EFTER SIDOSTÖRNING

Med hjälp av ovanstående samband har återgången för olika redskap och kopplingsgeometrier simulerats. Simuleringarna av olika redskaps återgång har validerats genom mätningar med en försökskoppling vars återgång efter sidostörning jämförts med den simulerade. Vid valideringen har hänsyn tagits till redskapets tyngd och friktion i kopplingsleder. Återgången mättes för olika inställningar på kopplingen. Kopplingen hade inställningar som motsvarade några olika geometrier på både frontmonterade och bakmonterade trepunktskopplingar.

Simuleringsprogram - redskaps återgång efter sidostörning

Programalgoritmen (bilaga 6), som utnyttjar ekvationerna för kopplingspunkternas lägen ovan, är enligt följande. Först beräknas läget hos kopplingens och redskapets delar. Med kännedom av dessa kan samtliga krafters storlek, riktning och angreppspunkt beräknas. Jordmotståndet beror på jordtyp, jordgående delarnas utformning och framföringshastigheten.

Ett riktningsoberoende redskaps rörelse efter en sidostörning är i simuleringsprogrammet riktad mot den momentana riktningsoberoende kopplingspunkten. Återgången för redskap med visst riktningberoende sker mot den momentana effektiva kopplingspunkten. För att beräkna denna krävs att förhållandet mellan redskapets konstant för riktningberoende och den riktningsoberoende kraften är känd (ekv 2). I detta arbete antages att detta förhållande ej beror på arbetsdjupet. Det räcker därför att mäta detta förhållande vid ett djup. Detta har också gjorts.

VALIDERING

För att verifiera teorierna om trepunktskopplade redskaps återgång efter sidostörning, byggdes en skalenlig försökskoppling av en trepunktskoppling. Försökskopplingen satt monterad på en vagn på rälsbanan vid institutionen för lantbruksteknik vid Sveriges lantbruksuniversitet. På försökskopplingen gjordes mätningar på dess sidorörelser med olika inställningar och redskap. Dessa mätningar jämfördes sedan med datorsimulerade sidorörelser.

MATERIAL OCH METODER

Rälsbanan

Vid valideringen användes rälsbanan vid institutionen för lantbruksteknik vid Sveriges lantbruksuniversitet. Denna består av en rälsbana, en vajerdragen mätvagn som löper på rälsen, en jordränna fylld med sand, en rälsgående vagn som harvar och jämnar sanden samt en mätdator. På mätvagnen var kopplingsmodellen fixerad. Rälsbanan befinner sig ovanför jordrännan och är ca 10 meter lång. Jordrännan är 1,6 m bred, 0,3 m djup och ungefär 7 meter lång. Sanden består av våtsiktad grov sand (90 % är sandkorn mellan 1 och 3 mm). Vattenhalten mättes till $0,18 \pm 0,02$ %, torr bas (bilaga 3). Innan mätningarna började genomharvades sanden 20 gånger för att få en så homogen skiktning av sanden som möjligt. Mellan varje körning harvades sanden två gånger. Sanden jämnades sedan noggrant med den rälsgående vagnen som är avsedd för detta ändamål.

Kopplingsdel och redskapsdel

En skalenlig försökskoppling konstruerades som medgav justering av bottenstångslängd, toppstångslängd, bäraxellängd, avstånd mellan bottenstångernas fästpunkter, toppstångsfästets höjd, toppstångsfästets avstånd bakom/framför bottenstångsfästena och toppramshöjd. Krav på toleranserna för töjningen av försökskopplingens olika delar upprättades. Försökskopplingen dimensionerades för att uppfylla dessa (bilaga 2). Redskapsdelen av försökskopplingen konstruerades i aluminium för att dess egenvikt och tröghetskraft skulle påverka återgången så lite som möjligt. Nållagrade knutkors användes i leder för att undvika glapp och för att få så lite friktion som möjligt. Dessa leder har betydligt mindre friktion än de kopplingsleder som används i praktiken. I praktiken används kulleleder och friktionen i dessa ökar med ökad belastning. I de nållagrade kopplingslederna är friktionen i stort sett konstant vid olika belastning. Toppstången utgjordes av en justerbar vantskruv och av en kraftgivare som satt monterad i toppstångens ena ände.

Vid valideringen användes dels ett riktningsoberoende redskap och dels ett riktningsoberoende redskap. Det riktningsoberoende redskapet bestod av ett cirkulärt rör med diametern 40 mm. Det riktningsoberoende redskapet bestod av en plåt med höjden 150

mm, längden 100 mm och tjockleken 5 mm. För dessa båda redskap har jordkraften i sanden beräknats genom att använda den av Jönsson (1994) framtagna formeln:

$$F_s = k_1 + k_2 \cdot d + k_3 \cdot d^2 \quad (16)$$

där

d arbetsdjup
 k_1, k_2, k_3 olika konstanter beroende på jordtyp, körhastighet och de jordgående delarnas utformning

Bestämning av det riktningberoende redskapets koefficient för riktningberoende

För att kunna jämföra återgången för det riktningberoende försöksredskapet med återgången enligt en simulering av motsvarande redskap, är det nödvändigt att känna till hur riktningberoende redskapet är. Det existerar inte några idealt riktningberoende redskap. Koefficienten för riktningberoendet bestämdes genom att mäta de krafter som krävdes för att hålla redskapet i sex olika vinklar mot körriktningen. Hastigheten vid dessa mätningar var samma som vid samtliga övriga mätningar (0,22 m/s).

Dessa mätvärden ritades in i ett diagram med riktningberoende kraft som funktion av vinkeln mot färdriktningen. Konstanten för riktningberoende (K) bestämdes slutligen med hjälp av linjär regression mellan riktningberoende kraft och vinkeln mot körriktningen.

Bestämning av kopplingsledningarnas friktion

I jämförelsen mellan försökskopplingens återgång och simulerad återgång beaktades kopplingsledningarnas friktion i simuleringen. För att kunna göra detta mättes kopplingsledningarnas friktion. Detta skedde genom att mäta vilken kraft som krävdes för att röra dels bottenstängerna var för sig och dels hela kopplingen med monterat redskap i sidled. Kraftmätningen gjordes genom att hänga vikter i ett snöre som via en talja drog i en bottenstång (bilaga 5).

Mätvärdesinsamling

Under mätningarna registrerades följande variabler: toppstångskraft, vinkeln på vänster bottenstång och färdsträckan. Mätvärdena registrerades av en mät dator 200 ggr/s vid mätningarna av riktningsoberoende redskap och 100 ggr/s vid mätningarna av riktningberoende redskap. Maximalt 2500 mätvärden per mätning registrerades. Orsaken till skillnaden i mätfrekvens är att det riktningberoende redskapet i regel krävde en längre färdsträcka för att återgå lika mycket som det riktningsoberoende redskapet. Om samma

mätfrekvens användes för riktningsberoende redskap som för riktningsoberoende, skulle det maximala antalet mätvärden registrerats innan redskapet återgått tillräckligt mycket.

Färdsträcka

Färdsträckan mätes med en roterande pulsgivare vars gummihjul rullar på rälsbanan. Pulsgivaren gav 2000 pulser per varv.

Toppstångskraft

Toppstångskraften uppmättes med en kraftgivare monterad direkt i toppstången. All kraft som toppstången utsattes för gick genom kraftgivaren. Kraftgivarens fysiska uppbyggnad var av typen "extended ring". Denna var försedd med fyra trådtöjningsgivare kopplade i en Wheatstonebrygga. Kraftgivarens kalibrerade noggrannhet var $\pm 0,08$ N (bilaga 8).

Vinkel på vänster bottenstång

Vänster bottenstångs läge mättes med en linjärpotentiometer. Dess ena ände satt monterad på en ram som i sin tur satt monterad på vänster bottenstångsfäste. Den andra änden satt monterad en bit ut på vänster bottenstång. Linjärpotentiometerens kalibrerade noggrannhet var $\pm 0,25$ mm (bilaga 8).

Mätvärdesbehandling

De registrerade mätvärdena lästes in i ett datorprogram i Matlab för Windows. Detta program beräknade läget hos redskap och koppling utifrån värdena från linjärpotentiometerens signal. Linjärpotentiometerens signal räknades med hjälp av kosinussatsen om till vänster bottenstångs inre vinkel enligt:

$$\varphi = 180^\circ - \gamma - \arccos\left(\frac{f^2 + e^2 - d^2}{2f \cdot e}\right) \quad (17)$$

Beteckningar enligt fig. 9.

Diagram över sidoavvikelsen som funktion av färdsträckan och toppstångskraften som funktion av sidoavvikelsen ritades. Givarnas signaler filterades med ett andra ordningens Butterworthfilter. Brytfrekvensen var 1 hertz för sidoavvikelsen och 5 Hertz för toppstångskraften. Programkod till detta program återfinns i bilaga 9.

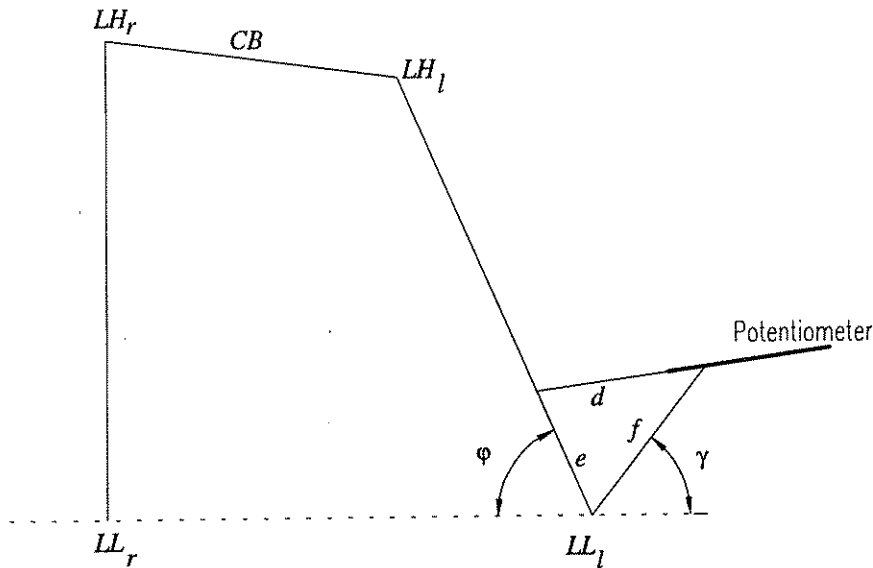


Fig. 9. Skiss över linjärpotentiometers placering.

FÖRSÖKSUPPLÄGGNING

Den förenklade teorins tillämpbarhet på frontmonterade sidorörliga redskap har prövats i flera steg. Först beräknades områdena som den riktningsoberoende och den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom, för några olika inställningar på koppling och redskap. Därefter simulerades sidorörelserna för en frontkoppling med ett riktningsoberoende och ett riktningsoberoende redskap för kopplingsgeometrierna (grundinställningen och kombinationsinställningen) enligt tabell 1.

Tabell 1. Kopplingsgeometrins variabelvärden för grundinställningen och kombinationsinställningen. Samtliga mått ges i millimeter

Variabel	Grundinställning	Kombinationsinställning
Skjutstångslängd	1000	1180
Toppstångslängd	638	704
Avstånd mellan skjutstångernas fästpunkter	900	900
Toppramshöjd	400	400
UL_x	-350	-474
UL_y	0	0
UL_z	400	400
L_{sz}	-1000	-1140
Bäraxellängd	600	770

I simuleringsmodellen utnyttjas att riktningsoberoende redskap rör sig mot den momentana riktningsoberoende kopplingspunkten och att riktningsoberoende redskap rör sig mot den momentana riktningsoberoende kopplingspunkten. Denna simulering jämfördes med en idealt exponentiell sidorörelse enligt ekvation (4) där draglängderna är konstanta.

Simuleringsmodellen validerades med en försökskoppling i skala 1:2. Vid denna validering med försökskopplingen beaktades friktionen i kopplingsleder och redskapets vikt i simuleringen. Dessa faktorer utelämnas däremot då simuleringen jämförs med den ideala exponentialfunktionen (4).

För att undersöka inverkan av toppstångskraft även på ett bakmonterat redskaps sidorörelser gjordes också simuleringar och mätningar på försökskopplingen med ett bakmonterat redskap. Detta gjordes för två olika fall, dels med tryckkraft och dels med dragkraft i toppstången

JÄMFÖRELSE MELLAN SIMULERING OCH MÄTNING AV RIKTNINGSOBEROENDE BAKMONTERAT REDSKAP

Försöksuppläggning

Vid simulering och mätning av bakmonterat riktningsoberoende redskaps återgång efter sidostörning, har måtten på trepunktskopplingen på Volvo BM 650 använts (½ skala). De mått som använts är:

Dragstångslängd (LL)	485 mm
Avstånd mellan dragstångernas fästpunkter	260 mm
Toppramshöjd (L_m)	255 mm
Bäraxellängd (CB)	435 mm
Toppstångsfästets höjd (UL_2)	245 mm
Toppstångsfästets avstånd bakom dragstångsfästena (UL_x)	-185 mm
Toppstångslängd (L_u)	385 mm

Med dessa mått på trepunktskopplingen, som användes med försökskopplingen, är området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom ca 3 mm och området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom ca 13 mm då redskapet rör sig 110 mm i sidled (Jönsson, 1983). Dessa små variationer på kopplingspunkternas lägen gör att felen i den förenklade teorin blir små, då områdena som kopplingspunkterna rör sig inom approximeras med punkter.

Vid mätningarna med bakmonterat riktningsoberoende redskap på försökskopplingen gjordes sammanlagt åtta mätningar, fyra vardera med tryckkraft respektive dragkraft i toppstången.

Resultat och diskussion av jämförelse mellan simulering och mätning av riktningsoberoende bakmonterat redskap

För varje inställning gjordes två mätningar där redskapet återgick från vänster sida och två mätningar där redskapet återgick från höger sida. Samtliga mätningar finns med i fig. 10 och fig. 11. Där finns också medelvärdet av mätningarna och simulerad återgång med. Som framgår av dessa figurer återgår redskapet generellt bättre från en sida. Repeterbarheten av de olika mätningarna var dock god, varför skillnaden i återgång från höger och vänster sida troligen beror på osymmetri i försökskopplingen. En annan möjlig orsak till denna skillnad kan vara att försökskopplingen lutade något åt det håll som redskapet återgick minst från.

När redskapet sitter bakmonterat ger jordmotståndet tryckkraft i toppstången, medan redskapstyngden ger dragkraft i toppstången. Dessa krafter motverkar varandra i toppstången och den totala toppstångskraften blir lägre än för ett motsvarande frontmonterat redskap, där både jordmotstånd och redskapets tyngd ger dragkraft i toppstången. I fig. 10 är den resulterande kraften i toppstången en tryckkraft medan toppstångskraften är en dragkraft i fig. 11. I detta arbete åstadkoms dragkraften i fig. 11 genom att öka redskapstyngden med en 5 kg vikt. Med dragkraft i toppstången återgick redskapet på en kortare sträcka än med tryckkraft i toppstången. Detta kan förklaras med att ökad dragkraft i toppstången medför att den riktningsoberoende kopplingspunkten flyttas bakåt. När den riktningsoberoende kopplingspunkten flyttas bakåt förkortas den riktningsoberoende draglängden. Kortare draglängd gör att redskapet återgår på en kortare sträcka.

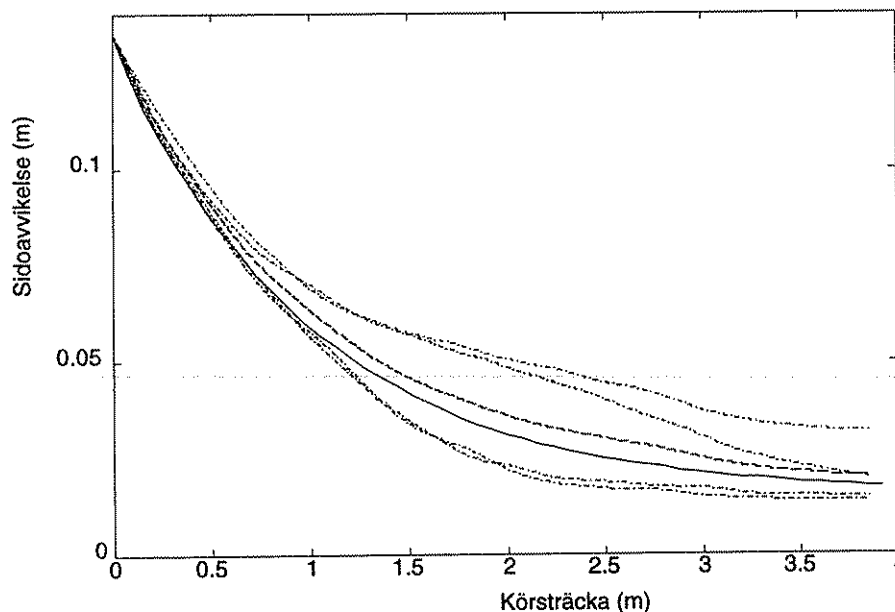


Fig. 10. Sidoavvikelse som funktion av körsträcka för bakmonterat redskap med tryckkraft i toppstången. Jämförelse mellan mätningar på försökskopplingen (punkt-streckade linjer) och simulering (heldragen linje). De två översta linjerna återger återgång från höger sida och de två understa återger återgång från vänster sida. Den streckade linjen är medelvärdet från de fyra mätningarna.

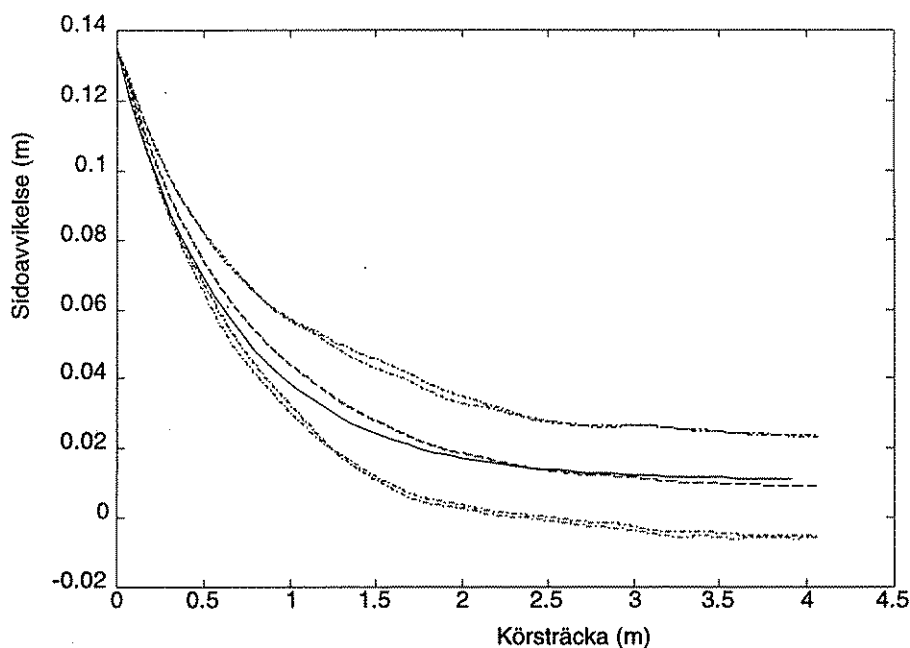


Fig. 11. Sidoavvikelse som funktion av körsträcka för bakmonterat redskap med dragkraft i toppstången. Jämförelse mellan mätningar på försökskopplingen (punkt-streckade linjer) och simulering (heldragen linje). De två översta linjerna återger återgång från höger sida och de två understa återger återgång från vänster sida. Den streckade linjen är medelvärdet från de fyra mätningarna.

Av fig. 10 och fig. 11 framgår det också att inverkan av friktion i kopplingslederna är mindre då redskapets tyngd är större. Redskapet återgår ju nästan helt i figur 11 medan redskapet slutar att återgå när det befinner sig ca. 2 cm från centrerat läge i figur 10. Detta beror troligen på att redskapets tyngdpunkt höjs när det sidoförskjuts, eftersom det då lutar bakåt. Redskapets tyngd bidrar alltså i viss mån till att centrera redskapet.

MÄTNINGAR OCH SIMULERING MED RIKTNINGSOBEROENDE FRONTMONTERAT REDSKAP

Försöksuppläggning

Två olika inställningar på kopplingsgeometrin användes vid modellvalideringen av riktningsoberoende redskap. Grundinställningen och kombinationsinställningen (tabell 1) användes. Vid varje inställning togs fyra serier mätvärden, två där redskapet återgick från höger och två med återgång från vänster.

Resultat och diskussion av mätningar och simulering med riktningsoberoende frontmonterat redskap

I fig. 12 t.o.m. fig. 15 är mätvärdena från de fyra olika serierna samt medelvärdet av resultaten presenterade tillsammans med simuleringen för respektive inställning.

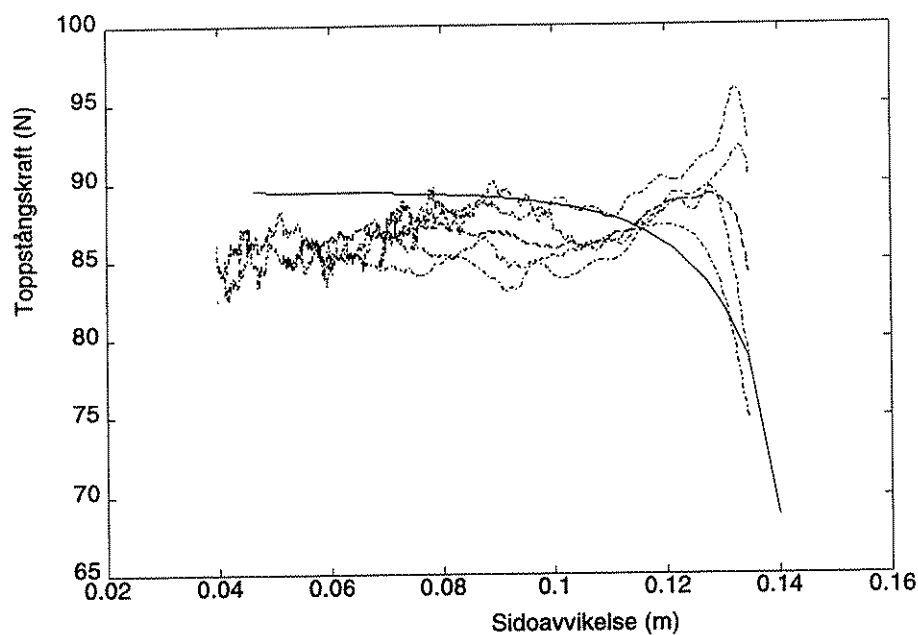


Fig. 12. Toppstångskraft som funktion av sidoavvikelse hos det riktningsoberoende redskapet (grundinställning). Jämförelse mellan 4 mätningar (punkt-streckade linjer) och simulering (heldragen linje). Den streckade linjen avser medelvärdet av de fyra mätningarna.

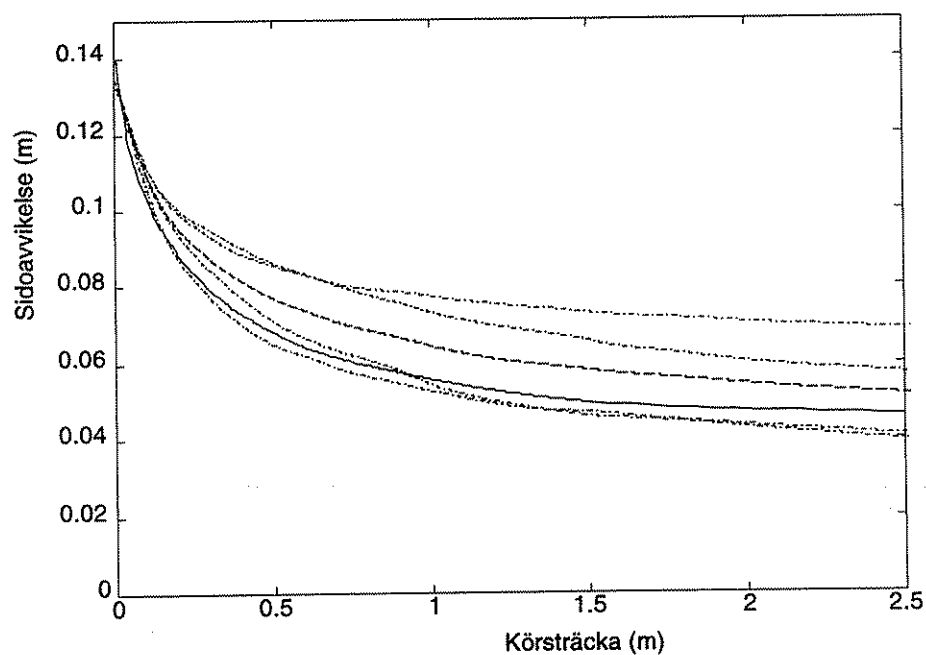


Fig. 13. Sidoavvikelse som funktion av färdsträcka hos det riktningsoberoende redskapet (grundinställning). Jämförelse mellan 4 mätningar på försökskopplingen (punkt-streckade linjer) och simulering (heldragen linje). De två översta linjerna återger återgång från höger sida och de två understa återger återgång från vänster sida. Den streckade linjen är medelvärdet från de fyra mätningarna.

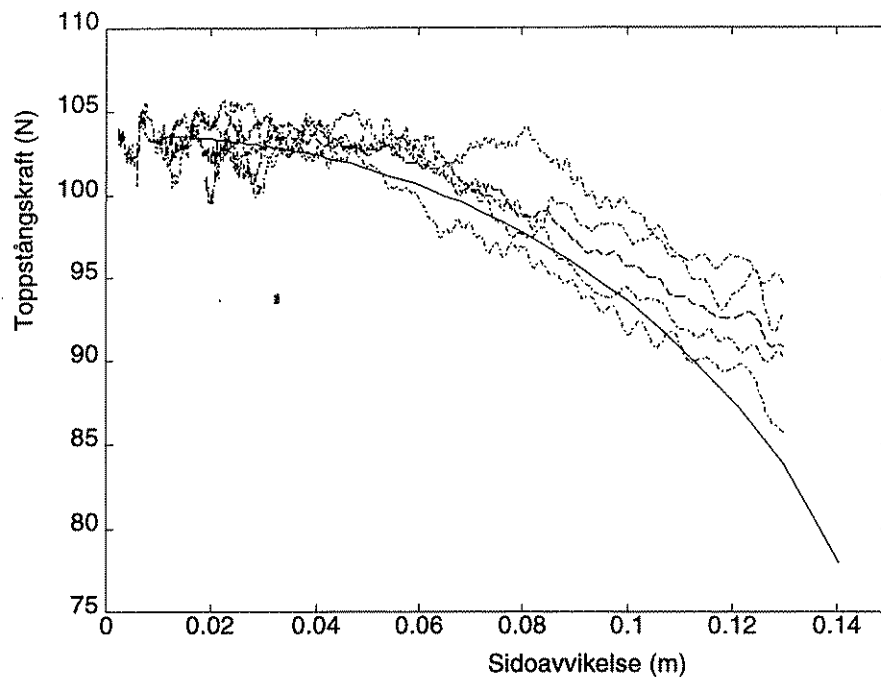


Fig. 14. Toppstångskraft som funktion av sidoavvikelse hos det riktningsoberoende redskapet (kombination). Jämförelse mellan 4 mätningar (punkt-streckade linjer) och simulering (heldragen linje). Den streckade linjen avser medelvärdet av de fyra mätningarna.

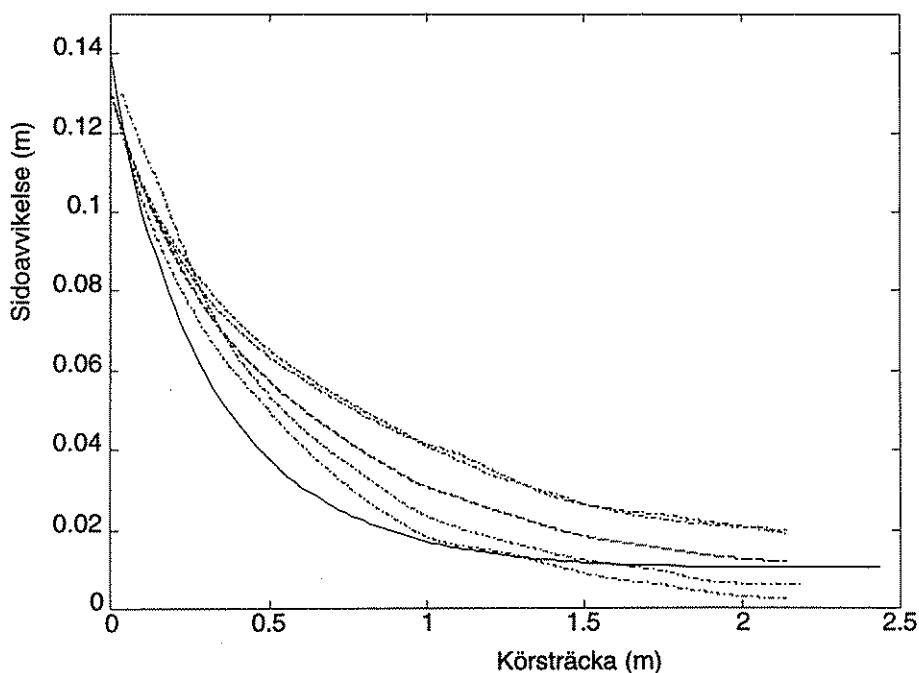


Fig. 15. Sidoavvikelse som funktion av körsträcka hos det riktningsoberoende redskapet (kombination). Jämförelse mellan 4 mätningar på försökskopplingen (punkt-streckade linjer) och simulering (heldragen linje). De två översta linjerna återger återgång från höger sida och de två understa återger återgång från vänster sida. Den streckade linjen är medelvärdet från de fyra mätningarna.

Repetierbarheten på de olika mätningarna av redskapets återgång från sidoställt läge var bra, medan repetierbarheten på mätningarna av toppstångskraften var sämre. Detta beror förmodligen på små ryckiga rörelser i redskap och koppling i samband att redskapet frigörs från sidoställt läge. Slutvärdet (när redskapets sidorörelse stabiliserat sig i nästan centrerat läge) på toppstångskraften var dock samma i de fyra mätserierna. Pga. mycket brus vid mätfrekvensen 200 Hz, är kraftgivarens utsignal digitalt filtrerad genom ett andra ordningens Butterworth-filter med brytfrekvensen 5 Hz.

Det fanns en klar tendens hos redskapet att återgå bättre från höger än från vänster. Det kan finnas ett flertal orsaker till detta. Infästningen av det vertikala röret på redskapet som går i jorden, var inte helt stabil. Detta kan ha medfört att redskapets motståndspunkt inte hamnar i redskapets symmetrilinje, utan strax vid sidan om. Detta gör att återgången blir olika från höger och vänster. En annan, troligare, orsak till de olika återgångsegenskaperna kan vara att kopplingen inte satt perfekt horisontellt monterad på rälsbanan. Vid friktionsmätningen av kopplingslederna, iaktogs en skillnad i erforderlig kraft för att röra skjutstängerna åt höger respektive åt vänster. Skillnaden kan bero på antingen olika friktion i leder vid olika rörelseriktning, eller att skjutstängerna inte satt perfekt horisontellt monterade. Skillnaden i erforderlig kraft för rörelse blev emellertid större när skjutstängerna belastades med en vertikal kraft, vilket stämmer med den sistnämnda förklaringen.

Rörelsemönstret vid försöksredskapets återgång efter sidostörning har troligtvis inte påverkats av det osymmetriska förhållandet mellan vänster- och högeråtergång. När återgången från olika håll studerades samtidigt, visade det sig endast vara skillnad i amplitud mellan de båda återgångsrörelserna. Själva rörelsemönstret var alltså i stort sett identiskt på återgången från höger och från vänster, så när som på avståndet till centrerat läge då redskapets sidorörelse stabiliserat sig. Detta betyder att medelvärdet mellan återgång från höger och vänster, som är det intressanta i praktiken, torde ge en bra bild av ett redskaps återgång.

I fig. 12-15 är även resultatet av simuleringar med samma värden som motsvarande modell, på samtliga variabler presenterade. Nedan ges kommentarer till de båda inställningarna.

Grundinställningen

Modellen ställdes in enligt grundinställningens variabelvärden i tabell 1. Värdet på toppstångsfästets x-koordinat var dock, p.g.a. begränsningar i modellens inställningsmöjligheter, inte -175 mm, utan -160 mm. Därefter gjordes fyra mätningar med denna inställning. Simulering med denna inställning gjordes också. Redskapet återgår något långsammare än simuleringen i början (fig. 13). Samstämmigheten mellan mätning och simulering är däremot god vad gäller "restavvikelsen".

Fig. 12 visar att toppstångskraften som beräknas i simuleringsprogrammet, är av samma storleksordning som erhöles i mätningen med modellen. Anledningen till att toppstångskraften avtar vid ökad sidoavvikelse är att redskapet lutar bakåt när det

sidoförskjuts eftersom toppstången är kortare än skjutstängerna. Bakåtlutningen medför att arbetsdjupet minskar och därmed blir jordmotståndet också mindre.

Kombinationsinställningen

Kombinationsinställningens värden på variablerna är de som ges i tabell 1. Resultatet av mätning och simulering med kombinationsinställningen framgår av fig. 15. Återgången sker snabbare med denna inställning än med grundinställningen. Redskapets sidorörelse avstannar också närmare centrerat läge med denna inställning.

Tendensen att redskapet återgick långsammare i mätningen än i simuleringen i början av återgången, märks ännu tydligare vid denna inställning jämfört med grundinställningen. Det kan finnas flera anledningar till detta. En kan vara att tröghetskrafterna påverkar sidorörelsen vid stora sidoavvikelser, där accelerationen på sidorörelsen är störst. Mot detta talar att vikterna på både redskapet och kopplingen var små och accelerationerna var låga. Skillnaden mellan simulering och modell är trots allt relativt liten.

Fig. 13 visar att toppstångskraften som beräknas i simuleringsprogrammet, är av samma storleksordning som erhöles i mätningen med modellen. Minskningen i toppstångskraft vid ökad sidoförskjutning beror, även vid denna inställning, på att arbetsdjupet då minskar pga. att redskapet lutar bakåt.

MÄTNING AV DET RIKTNINGSBEROENDE REDSKAPETS RIKTNINGSBEROENDE

Försöksuppläggning

Den riktningberoende kraftens storlek är linjärt beroende av redskapets vinkelavvikelse mot färdriktningen. Ökad vinkelavvikelse ger ökad riktningberoende kraft. För att beräkna det riktningberoende redskapets koefficient för riktningberoende mättes av den riktningberoende kraften vid fem olika vinkelavvikelser. Vid samtliga fem mätningar var djupet och hastigheten konstant (0,08 m respektive 0,22 m/s).

Resultat och diskussion av mätning av det riktningberoende redskapets riktningberoende

I fig. 16 framgår sambandet mellan den riktningberoende kraften och redskapets vinkelavvikelse. Det linjära sambandets riktningkoefficient är konstanten för redskapets riktningberoende, K . Denna varierar med körhastigheten och arbetsdjupet men vid alla mätningar var dessa båda variabler konstanta, vilket gör att ingen hänsyn behöver tas till dessa. Värdet på K beräknades till 133 N/radian.

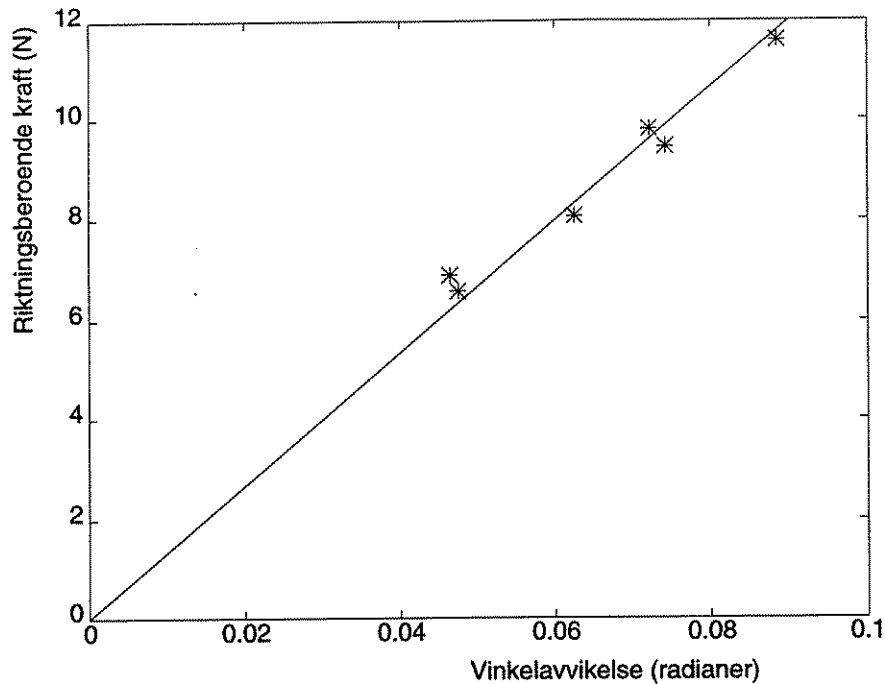


Fig. 16. Riktningberoende kraft som funktion av redskapets vinkelavvikelse. Mätningarna är utförda vid ca. 80 mm arbetsdjup. Linjens riktningskoefficient för det linjära sambandet är 133 N/rad. Förklaringsgraden, R^2 , är 99,81 %.

Konstanten för riktningberoende är unik för varje redskap, varför det inte är realistiskt att jämföra den med andra redskap. Spridningen på punkterna i fig. 16 liknade de som Reece m.fl. (1966) och Cowell & Makanjoula (1966) erhöll. Reece m.fl. (1966) mätte den riktningberoende kraften ända upp till 0,3 radianer vinkelavvikelse mot korrigeringen på redskapet. Det linjära förhållandet mellan riktningberoende kraft och redskapets vinkelavvikelse mot korrigeringen påstås stämma även vid så stor vinkelavvikelse.

MÄTNINGAR OCH SIMULERING MED RIKTNINGSBEROENDE FRONTMONTERAT REDSKAP

Försöksuppläggning

Vid mätning och simulering med det riktningberoende frontmonterade redskapet användes samma två inställningar som användes med det riktningsoberoende redskapet. Även här gjordes fyra mätningar för varje inställning. Två med återgång från vänster och två med återgång från höger.

Resultat och diskussion av mätningar och simulering med riktningberoende frontmonterat redskap

I fig. 17 och i fig. 18 är dessa fyra mätningar samt medelvärdet presenterade, tillsammans med simuleringen för de båda inställningarna. Repeterbarheten av de olika mätserierna med samma inställning var bra med riktningberoende frontmonterat redskap.

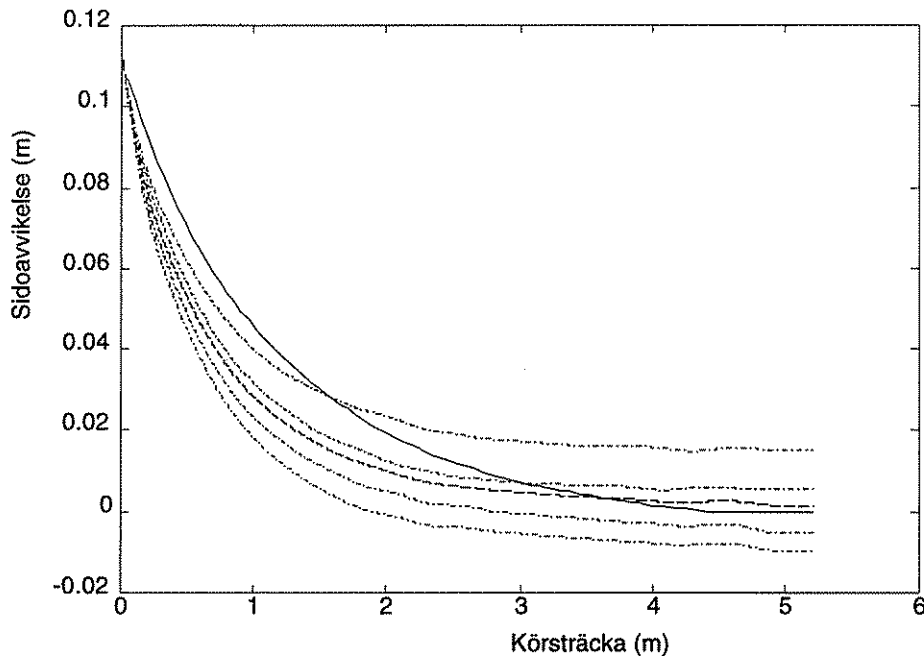


Fig. 17. Sidoavvikelse som funktion av körsträcka hos riktningberoende redskap (grundinställning). Jämförelse mellan 4 mätningar på försökskopplingen (punkt-streckade linjer) och simulering (heldragen linje). De två översta linjerna återger återgång från höger sida och de två understa återger återgång från vänster sida. Den streckade linjen är medelvärdet från de fyra mätningarna.

När det riktningberoende redskapet var som mest sidoställt var den riktningberoende jordkraften relativt stor. Denna kraft medförde att det uppstod spänningar i redskap och koppling då redskapet var fixerat i detta läge. Redskapet och kopplingen fjädrade en bit i detta läge. När redskapet sedan frigjordes utlöstes "fjäders" varmed redskapet återgick med ett ryck en bit i början av återgången. Av denna anledning är inte hela återgången presenterad i fig. 17 och i fig. 18, utan diagrammen visar återgången efter denna fjädring.

När den effektiva kopplingspunkten skall beräknas enligt ekvation (2) i simuleringsprogrammet (bilaga 6), är det nödvändigt att känna till den riktningsoberoende kraften och konstanten för riktningberoende (K). K är uppmätt vid djupet 80 mm men varierar naturligtvis beroende på djupet liksom den riktningsoberoende kraften (Reece m.fl., 1966). Den riktningsoberoende kraften är emellertid vid ett och samma djup konstant vid små vinkelutslag mot färdriktningen hos redskapet (Reece m.fl., 1966). För att beräkna den effektiva kopplingspunkten räcker det att känna till förhållandet mellan den riktningsoberoende kraften och konstanten för riktningberoende. Därför räknades den riktningsoberoende kraften ut vid djupet 80 mm. Detta skedde genom att från toppstångskraften räkna ut jordkraft i slutet av varje mätning. Redskapet var då nästan

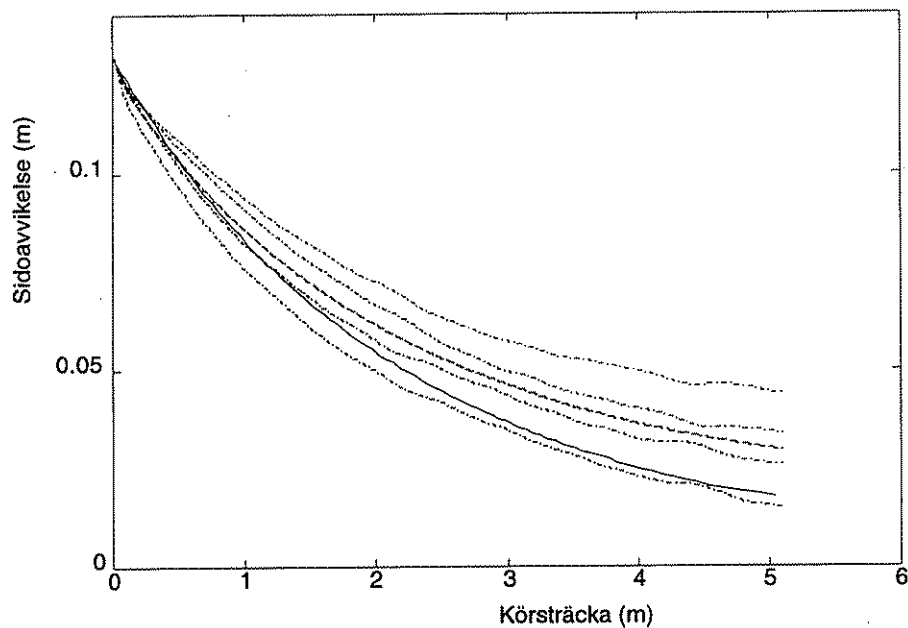


Fig. 18. Sidoavvikelse som funktion av färdsträcka hos riktningberoende redskap (kombination 1). Jämförelse mellan 4 mätningar på försökskopplingen (punkt- streckade linjer) och simulering (heldragen linje). De två översta linjerna återger återgång från höger sida och de två understa återger återgång från vänster sida. Den streckade linjen är medelvärdet från de fyra mätningarna.

centrerat. I detta läge är jordkraften ju av rent riktningsoberoende karaktär. Den riktningsoberoende jordkraften befanns då vara 9,2 N vid 80 mm djup.

Även med ett riktningberoende redskap monterat, tenderade redskapet att återgå närmare symmetriaxeln när det återgick från höger, än när det återgick från vänster. När grundinställningen användes med ett riktningberoende redskap och redskapet återgick från höger, passerade redskapet symmetriläget och rörde sig t.o.m. en bit in på vänster sida om symmetriläget. Å andra sidan återgick redskapet inte ända till symmetriläget då det återgick från vänster. Medelvärdet av återgången från höger och från vänster visar dock, enligt fig. 17, att redskapet återgår till helt centrerat läge med denna inställning på kopplingen. Detta tyder på att det är en liten osymmetri i försökskopplingen, snarare än att hela kopplingsanordningen lutar, eftersom att redskapet passerar symmetriläget då redskapet återgår från höger vid grundinställningen.

Grundinställningen

Med denna inställning återgick redskapet helt till centrerat läge efter ca. 3 m, enligt både modellen och simuleringen (se fig. 17). Att redskapet återgår så snabbt beror förmodligen på den korta riktningberoende draglängden. Att redskapet återgår helt till centrerat läge beror på att friktionens inverkan på redskapets återgång med denna inställning, kan försummas. Detta beror på att den korta draglängden gör att den riktningberoende kraften blir stor redan vid liten sidoavvikelse. Denna kopplingsgeometri med kort riktningberoende

draglängd medför nämligen att redskapet får stor vinkelavvikelse mot korrictningen redan vid små sidoförskjutningar.

Jämförelsen mellan mätning och simulering av återgången för grundinställningen med riktningsoberoende redskap skiljer sig från jämförelserna med de andra inställningarna och redskapen. I fig. 17 återgår modellen snabbare än simuleringen i början av återgången och långsammare i slutet. Modellen och simuleringen når emellertid symmetriläget ungefär samtidigt. Att modellen återgår snabbare i början av återgången kan bero på att den riktningsoberoende kraften, som i simuleringen antages vara konstant oavsett vilken vinkelavvikelse redskapet har, ökar något med ökad vinkelavvikelse. När redskapet har sidoavvikelsen 100 mm med grundinställningen, kan kanske redskapets vinkelavvikelse mot korrictningen ($7,6^\circ$) inte betraktas som liten, vilket är en förutsättning för att den riktningsoberoende kraften skall vara konstant. Vid ökad riktningsoberoende jordkraft ökar toppstångskraften också. Ökad toppstångskraft leder i sin tur till att redskapet återgår snabbare från en sidostörning.

Kombinationsinställning

Redskapets sidorörelse har efter 5 m färdsträcka ännu inte stabiliserat sig, utan återgången pågår då fortfarande (se fig. 18). Detta beror på att den riktningsoberoende draglängden med denna inställning är nästan 7 m lång. Det är troligt att redskapet återgår nästan hela vägen till centrerat läge, eftersom den riktningsoberoende jordkraften blir betydligt större än friktionskrafterna, redan vid små vinkelavvikelser mot korrictningen hos redskapet.

Redskapet återgår något snabbare enligt simuleringen än enligt modellen. En orsak till detta kan vara att tröghetskrafterna i koppling och redskap påverkar återgången. En annan, troligare, orsak kan vara att förhållandet mellan den riktningsoberoende och den riktningsoberoende kraften inte är konstant vid olika sidoavvikelser på redskapet. När redskapet sidoförskjuts lutar det bakåt, vilket medför att arbetsdjupet och jordkrafterna minskar. Den riktningsoberoende kraften minskar kanske relativt något mer än den riktningsoberoende p.g.a. att redskapets jordgående yta projicerat i yz-planet minskar mer än redskapets jordgående yta projicerat i xz-planet, då redskapet sidoförskjuts.

KOPPLINGSGEOMETRINS PÅVERKAN PÅ KOPPLINGSPUNKTERNAS FÖRFLYTTNING VID SIDOFÖRSKJUTNING AV REDSKAPEN

Analysmetod

För att undersöka hur kopplingsgeometrin påverkar storleken på områdena för kopplingspunkternas läge och för draglängderna vid olika sidoavvikelse, konstruerades ett datorprogram i Matlab för Windows. I datorprogrammet används beräkningsalgoritmerna i bilaga 1 iterativt enligt ovan. Kopplingspunkternas läge och draglängderna beräknades vid sex olika sidoavvikelser hos redskapet. Inverkan av redskapets tyngd och friktion i kopplingsleder försumrades. Inverkan av följande variabler undersöktes: skjutstängernas

längd, toppstångens längd, toppstångens lutning, skjutstångernas konvergens och förhållandet mellan jordkraft och toppstångskraft via ändring av redskapets höjd över marken. Först bestämdes en grundinställning som beräknades. Alla värden jämfördes med denna körning. Inverkan av varje variabel har undersökts för sig. Kopplingspunkternas läge och draglängderna beräknades för sex olika sidoförskjutningar mellan ca. 200 och 3 mm. Anledningen till att beräkningar inte gjorts för symmetriskt läge (sidoförskjutning=0) är att då blir redskapets riktning och kopplingens dragkraft parallell med traktorns symmetrilinje. Kopplingspunkternas läge och därmed draglängderna är därför inte definierade då redskapet inte har någon sidoförskjutning.

För att finna en kopplingsgeometri där kopplingspunkternas rörelser är små när redskapet rör sig i sidled, kombinerades egenskaper som bidrog till att minska kopplingspunkternas rörelseintervall. Anledningen till detta var att försöka minska intervallet ytterligare så att rörelseintervallen kan approximeras med punkter.

Resultat och diskussion

Storleken på de områden som den riktningsoberoende kopplingspunkten och den riktningsoberoende kopplingspunkten rörde sig inom vid frontmonterade redskap, beräknades för olika geometriska utformningar på frontkopplingen. Vid beräkningarna utgicks från en grundinställning. Inverkan av olika variabler undersöktes genom att deras värden ökades och minskades enligt tabell 2.

Tabell 2. Frontkopplingens geometriska variabelvärden för grundinställningen, extremvärden och för kombinationsinställningen i detta försök. Samtliga mått ges i millimeter

Variabel	Grundinställning	Maxvärde	Minvärde	Kombinationsinställning
Skjutstångslängd	1000	1300	700	1180
Toppstångslängd	638	654	600	704
Avstånd mellan skjutstångernas fästpunkter	900	900	900	900
Toppramshöjd	400	400	400	400
UL_x	-350	-474	-325	-474
UL_y	0	0	0	0
UL_z	400	500	300	400
L_{sz}	-1000	-1300	-800	-1140
Bärxellängd	600	800	400	770

Redskapets motståndspunkt befinner sig 181 mm framför bärxellns mittpunkt när redskapets längsgående symmetrilinje sammanfaller med traktorns längsgående symmetrilinje. Värdena på grundinställningen valdes rent intuitivt med tanke på rimliga värden samt att kopplingen skall uppfylla de krav som finns uppsatta enligt ISO/DIS 730-1 (1992). Därefter ändrades värdena på inställningarna i tur och ordning enligt tabell 2. För varje inställning beräknades kopplingspunkternas placering och draglängderna vid sex olika

sidoavvikelser på redskapet (från ca. 200 mm till ca 3 mm). Variablernas påverkan på kopplingspunkternas lägen är presenterade i tabell 3.

Kopplingspunkternas värden avser avstånd mellan origo och respektive kopplingspunkt. Draglängdernas värden avser avståndet i horisontalplanet mellan redskapets motståndspunkt och respektive kopplingspunkt. I tabell 3 är det mittvärdena på respektive variablers intervall som är angivna, d.v.s. medelvärdet av det största och minsta variabelvärdet. Den procentuella förändringen anger intervallets storlek i förhållande till mittvärdet.

Värdena på kombinationsinställningen valdes utifrån resultatet på de andra inställningarna. Egenskaper som bidrog till att minska områdena inom vilka kopplingspunkterna rör sig, kombinerades för att minimera dessa områden. På grund av begränsningar i inställningsmöjligheter på försökskopplingen är vissa variabler på kombinationsinställningen inte av samma storlek som när varje variabel undersöktes enskilt. Kombinationsinställningens variabelvärden valdes sådana att de kunde realiseras med försökskopplingen.

Det visade sig att kopplingspunkternas rörelse längs traktorns symmetrilinje inte var en linjär funktion av sidoavvikelse. Vid vissa inställningar kunde kopplingspunkten först röra sig bakåt för att sedan röra sig framåt då redskapet flyttades närmare symmetriläget. Därför studerades kopplingspunkternas läge vid sex olika sidoavvikelser vid bestämningen av området inom vilka de rör sig.

Resultaten i tabell 3 visar att området som den riktningsberoende kopplingspunkten rör sig inom inte ändras speciellt mycket på grund av ändringar i kopplingsgeometrin. Den procentuella förändringen i riktningsberoende draglängd för de olika inställningarna ligger mellan 2 % och 7 %. Den riktningsberoende kopplingspunkten påverkas inte av några krafter utan endast av kopplingens geometri. Riktningsberoende kopplingspunkten befinner sig i redskapets riktning på traktorns symmetrilinje. Dess rörelseområdes storlek skiljer sig inte mycket från storleken på rörelseområdet hos bakmonterade trepunktskopplingars riktningsberoende kopplingspunkt.

Läget hos den riktningsoberoende kopplingspunkten och därmed den riktningsoberoende draglängden ändrades kraftigt för vissa inställningar på kopplingen. För grundinställningen t.ex. ändras den riktningsoberoende draglängden 74 % när redskapet rör sig 204 mm i sidled. Vissa inställningar hos kopplingen såsom framåtflyttning av skjutstängernas konvergenspunkt, minskad toppstångslängd, ökat förhållande mellan toppstångskraft och jordkraft och framförallt ökad skjutstängslängd bidrog till att reducera det område, som den riktningsoberoende kopplingspunkten rörde sig inom. När dessa variabler kombinerades reducerades förändringen på den riktningsoberoende draglängden till 16% och den riktningsoberoende draglängden är då endast en dryg meter (1,15m)! Det tycks alltså vara möjligt att skapa en kopplingsgeometri för vilken det är möjligt att approximera området, inom vilken den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig, med en punkt.

Tabell 3. Variationen på läget för de riktningsoberoende kopplingspunkterna och riktningsoberoende kopplingspunkterna samt längderna på respektive draglängder när redskapet återgår från sidoavvikelsen CB_{my} (Δ anger respektive variabels variation)

Variabel	Ändrade variabelvärden	H_{ix} mm	ΔH_{ix} mm	L_{hi} mm	ΔL_{hi} %	H_{dx} mm	ΔH_{dx} mm	L_{hd} mm	ΔL_{hd} %	CB_{my} mm	Anmärkning
Grundinställning		-4084	1097	2930	74	-2917	49	1763	4	204	
Konvergens	$CB = 800$ $UL_x = -361$	-3187	363	2024	34	-8875	113	7708	3	210	
	$CB = 400$ $UL_x = -330$	-127	62	1013	14	-1700	43	574	7	192	instabil
Toppstångslängd	$UL_x = -365$ $L_u = 624$	-3246	675	2094	63	-2917	49	1763	4	204	
	$UL_x = -335$ $L_u = 654$	-5988	2300	4834	95	-2917	49	1763	4	204	
	$UL_x = -388$ $L_u = 601$	-2587	403	1437	53	-2917	49	1763	4	204	
L_{sz}	$L_{sz} = -1300$	-2288	268	1139	43	-2917	49	1763	4	204	
	$L_{sz} = -700$	8890	5569	10049	111	-2917	49	1763	4	204	instabil
Skjutstångslängd	$CB = 510$ $LL = 1300$ *	-2129	118	685	28	-2934	33	1481	3	199	
	$CB = 690$ $LL = 700$ **	-244	8	628	3	-2909	57	2049	4	165	instabil
Toppstångslutning	$UL_z = 500$ $L_u = 646$	-4065	1115	2912	76	-2917	49	1763	4	204	
	$UL_z = 300$ $L_u = 646$	-4102	1079	2948	72	-2917	49	1763	4	204	
Kombination	$CB = 770$ $LL = 1180$ ***	-2494	107	1153	16	-8084	72	6736	2	204	

* $UL_x = -647$

** $UL_x = -53,4$

*** $UL_x = -474$ $L_u = 704$
 $L_{sz} = -1140$

Vissa inställningar medförde att kopplingen beräknades bli instabil och dess självcentrerande egenskaper för riktningsoberoende redskap utebli. I de aktuella fallen finns detta angivet i tabell 3. Egenskaper som bidrar till instabilitet är bl.a. alltför kraftig konvergens hos skjutstängerna d.v.s. att skjutstängernas konvergenspunkt ligger för nära motståndspunkten, för lågt förhållande mellan toppstångskraft och jordkraft d.v.s. för liten toppstångskraft, för kort skjutstångslängd och för lång toppstångslängd.

Nedan presenteras varje variabel och dess påverkan på kopplingspunkternas läge och på draglängderna.

Skjutstängernas konvergens

Konvergenspunktens läge ändrades genom att ändra bäraxellängden. För att inte redskapet skulle luta framåt eller bakåt efter denna åtgärd, måste någon annan variabel också ändras. I detta arbete ändrades toppstångsfästets x-koordinat då bäraxellängden ändrades. Härigenom kunde toppstångens längd hållas konstant. Längre bäraxel (som kräver t.ex. framåtflyttning av toppstångsfästet) medför att konvergenspunktens läge flyttas framåt och tvärtom. Större bäraxellängd minskade områdena inom vilka både den riktningsoberoende kopplingspunkten och den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig. En alltför kort bäraxel medför instabilitet eftersom motståndspunkten då hamnar framför den riktningsoberoende kopplingspunkten. När bäraxeln förlängdes med 33 %, minskade variationen för den riktningsoberoende draglängden med 54 % och för den riktningsoberoende draglängden med 25 %, jämfört med grundinställningen. Den riktningsoberoende draglängden förlängs drygt fyra gånger vid denna bäraxelförlängning jämfört med grundinställningen, medan den riktningsoberoende draglängden förkortas något.

Toppstångslängd

När toppstångslängden ändrades, ändrades även toppstångsfästets x-koordinat för att redskapet inte skulle luta efter denna åtgärd. Den riktningsoberoende kopplingspunkten påverkas i princip inte av toppstångslängden, beroende på att denna kopplingspunkts placering enbart är beroende på redskapets riktning. Redskapets riktning är i sin tur beroende av geometrin på skjutstängerna. Därför blir även variationen på den riktningsoberoende draglängden oförändrad jämfört med grundinställningen. Den riktningsoberoende kopplingspunkten ändras däremot med toppstången. En kortare toppstång minskar variationen på den riktningsoberoende kopplingspunktens placering och en längre toppstång ökar variationen, jämfört med grundinställningen. Enligt resultaten i tabell 3 medför en minskning av toppstångslängden med 6 % att variationen på den riktningsoberoende draglängden minskade med 28 %, jämfört med grundinställningen. Kortare toppstång medför också kortare riktningsoberoende draglängd och längre toppstång förlänger den riktningsoberoende draglängden. I praktiken medför en alltför kort toppstång problem då redskapet skall lyftas och ju kortare toppstången är, desto mer begränsas sidorörelserna. Orsaken till detta är att ju kortare toppstången är i förhållande till

bottenstängerna, ju kraftigare lutning får redskapet då det förflyttas, antingen uppåt eller i sidled från symmetriläget.

Förhållande mellan storleken på toppstångskraften och jordkraften

Dragkraften i toppstången (som bidrar till att stabilisera redskapet) är delvis beroende av z-koordinaten för jordkraftens angreppspunkt (L_{sz}). Ju längre ner på redskapet som jordkraften verkar, desto större blir toppstångskraften i förhållande till jordkraften, om toppramshöjden är konstant. Variationen på läget för den riktningsoberoende kopplingspunkten minskar med ökad toppstångskraft i förhållande till jordkraft.

Variationen i läget för den riktningsoberoende kopplingspunkten påverkas inte av ändrat förhållande mellan toppstångskraft och jordkraft. Här gäller samma förklaring som under "toppstångslängd", d.v.s. det är endast geometrin på skjutstängerna som påverkar den riktningsoberoende kopplingspunktens variation.

Enligt resultaten i tabell 3 medför ett ökat förhållande mellan toppstångskraft och jordkraft med 30 % en minskning av variationen på den riktningsoberoende draglängden med 39 % jämfört med grundinställningen. För låg toppstångskraft i förhållande till jordkraft medför instabilitet. Den riktningsoberoende draglängden förkortas när förhållandet mellan toppstångskraft och jordkraft ökar.

Skjutstångslängd

För att erhålla samma konvergenspunkt vid ändrad skjutstångslängd, krävs att även bäraxellängden ändras och för att redskapet inte skall luta vid ändrad skjutstångslängd krävs att toppstångsfästets x-koordinat ändras. Ökad skjutstångslängd kräver kortare bäraxel och framåtflyttat toppstångsfäste.

Variationen på läget för både den riktningsoberoende och den riktningsoberoende kopplingspunkten minskar vid ökad skjutstångslängd. En ökning av skjutstångslängden med 30 % minskar den riktningsoberoende draglängdens variation från 74% till 28% och den riktningsoberoende draglängdens variation från 4% till 3%. Minskad skjutstångslängd ökar variationen och alltför kort skjutstångslängd medför instabilitet pga. att kriterium (6) då inte är uppfyllt.

Vid ökad skjutstångslängd minskar den riktningsoberoende draglängden medan den riktningsoberoende draglängden ökar. I det senare fallet kan resultatet dock vara sammankopplat med bäraxellängden. Kortare bäraxel medför kortare riktningsoberoende draglängd, men längre skjutstänger kräver kortare bäraxel för samma konvergenspunkt. Dessa båda variabler, skjutstångslängd och bäraxellängd är alltså kopplade till varandra och deras påverkan kan ej skiljas från varandra.

Toppstångslutning

Toppstångslutningen ändrades genom att ändra toppstångsfästets z-koordinat. För att inte redskapet skulle luta efter denna åtgärd, ändrades i detta fall toppstångslängden något, för att den projicerade toppstångslängden i xy-planet skulle vara oförändrad. Variationen på läget för den riktningsoberoende kopplingspunkten påverkades väldigt lite av denna åtgärd, och variationen på läget för den riktningsoberoende kopplingspunkten påverkades inte alls.

Kombination

Vid valet av denna inställning togs hänsyn till vilka egenskaper som bidrog till att minska variationen på draglängderna och till de begränsningar som fanns på försökskopplingens inställningsmöjligheter. Kombinationsinställningen användes nämligen senare på försökskopplingen. Förändringar som gjordes på denna inställning jämfört med grundinställningen var: längre bäraxel, kortare toppstång (relativt), större förhållande mellan toppstångskraft och jordkraft, och längre skjutstångslängd. Med dessa åtgärder på kopplingsgeometrin visade det sig att variationen på läget för den riktningsoberoende draglängden minskade till att vara den lägsta av de provade inställningarna. Minskningen blev 78 % jämfört med grundinställningen. Den riktningsoberoende draglängdens variation minskade också vid denna inställning. Minskningen blev 50 % jämfört med grundinställningen, och dess variation ligger på endast 2 %. Den riktningsoberoende draglängden har, för denna inställning, minskat till drygt en tredjedel av grundinställningens, medan den riktningsoberoende har ökat med knappt fyra gånger.

JÄMFÖRELSE MELLAN FÖRENKLAD TEORI OCH SIMULERING

För att undersöka hur väl frontmonterade redskap följer den förenklade teorin har jämförelser mellan återgång enligt den förenklade teorin och simulerad återgång gjorts. Vid dessa jämförelser har redskapets vikt och friktionen i kopplingslederna försumrats. Jämförelsen har skett med två olika inställningar på kopplingsgeometrin och med två olika redskap. De två olika inställningarna var grundinställningen, där området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom är stort, och kombinationsinställningen, där området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom är litet (tabell 2). De två olika redskapen var vid dessa jämförelser ett absolut riktningsoberoende och ett absolut riktningsoberoende redskap. Värdena på den riktningsoberoende och på den riktningsoberoende draglängden som användes i den förenklade teorin för respektive kopplingsgeometri, var enligt de i tabell 3 framräknade mittvärdena. I simuleringen beräknades, precis som tidigare, det riktningsoberoende redskapet röra sig mot den momentana riktningsoberoende kopplingspunkten. Det absolut riktningsoberoende redskapet beräknades vid dessa jämförelser röra sig mot den momentana riktningsoberoende kopplingspunkten.

Program för beräkning av redskaps återgång enligt förenklad teori

För att kunna jämföra resultatet från simuleringsprogrammet med den förenklade teorin, har ett program som beräknar återgången enligt den förenklade teorin gjorts. Programmet (bilaga 7) beräknar sidoavvikelsen i förhållande till färdsträckan enligt exponentialfunktionen (Jönsson, 1983):

$$L_s = L_{s0} \cdot e^{-\frac{x}{L_h}} \quad \text{där} \quad (16)$$

L_s sidoavvikelse (längdenheter)
 x körsträcka
 L_h draglängd

Som draglängd användes mittvärdet, d.v.s. medelvärdet av den längsta och kortaste draglängden, av de beräknade draglängderna för respektive inställning. I exponentialfunktionen (ekv 16) har det inte tagits hänsyn till friktion i kopplingsleder och redskapstyngd. I simuleringen har därför dessa parametrar fått värdet noll då simuleringen jämförs med med den beräknade sidorörelsen enligt exponentialfunktionen (16).

Resultat och diskussion av jämförelse mellan förenklad teori och simuleringar

Grundinställningen

Med grundinställningens variabelvärden på koppling och redskap, är området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom alltför stort för att det skall kunna approximeras med en punkt. Detta faktum framgår tydligt av fig. 19 som visar hur ett riktningsoberoende redskap återgår efter en sidostörning enligt simulering och enligt den förenklade teorin.

I den förenklade teorin approximeras området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom med en punkt. I fig. 19 återgår redskapet snabbare enligt simuleringen (som mera återspeglar det verkliga förhållandet) i början av återgången än enligt den förenklade teorin. I slutet av återgången är förhållandet det motsatta. Detta beror på att draglängden är kortare i början av återgången, än den approximerade draglängden i den förenklade teorin. I slutet av återgången är den verkliga draglängden längre än den approximerade. Kort draglängd medför snabb återgång och vice versa.

Återgången efter sidostörning, med riktningsoberoende redskap och grundinställningen, enligt simulering och enligt den förenklade teorin är presenterade i fig. 20.

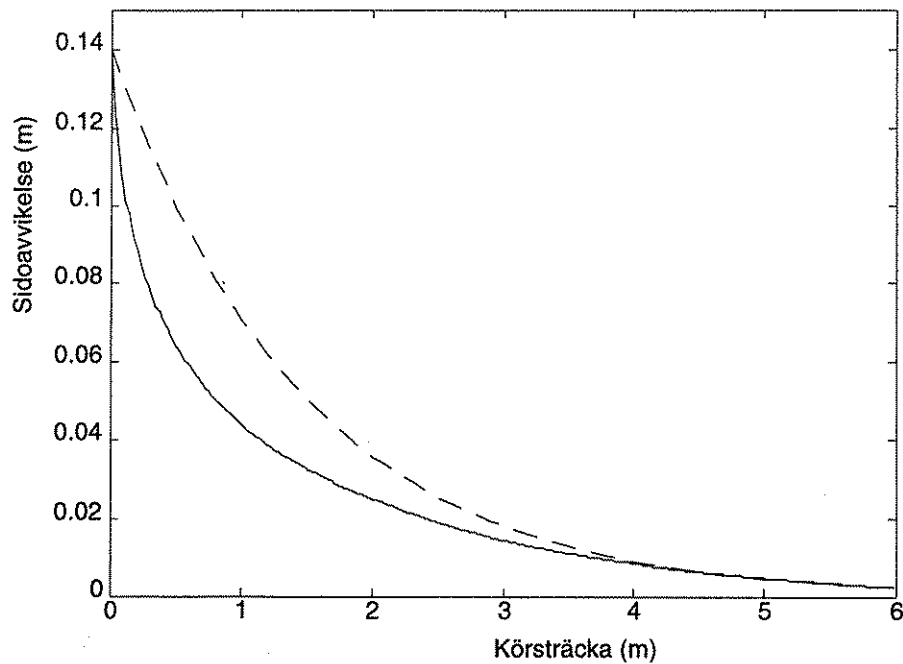


Fig. 19. Sidoavvikelse hos ett absolut riktningsoberoende redskap som funktion av färdsträcka (grundinställning). Jämförelse mellan simulering (heldragen linje) och återgång enligt förenklad teori (streckad linje).

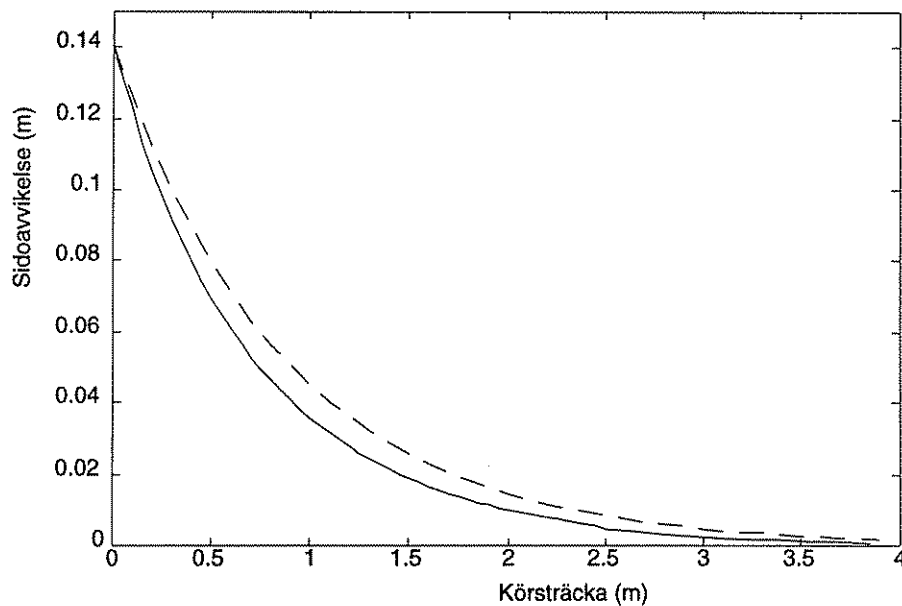


Fig. 20. Sidoavvikelse hos ett riktningsoberoende redskap som funktion av färdsträcka (grundinställning). Jämförelse mellan simulering (heldragen linje) och återgång enligt förenklad teori (streckad linje).

Med denna redskapstyp är skillnaden mellan resultaten från simuleringen och från den förenklade teorin mindre. Detta beror på att den riktningsoberoende draglängden varierar mindre än den riktningsoberoende. Förklaringen till skillnaden mellan de båda linjerna i fig. 20 (riktningsoberoende redskap) är samma som för skillnaden i fig. 19 (riktningsoberoende

redskap). Med grundinställningen på koppling och riktningsoberoende redskap är skillnaden mellan återgången enligt simuleringen och enligt den förenklade teorin så liten, att den riktningsoberoende kopplingspunkten kan approximeras med en punkt.

Kombinationsinställningen

För båda redskapstyperna är återgången efter sidostörning, med kombinationsinställningen, väldigt lika då återgången enligt den förenklade teorin och enligt simulering jämförs (fig.21-22). Den simulerade återgången är generellt något snabbare än återgången enligt den förenklade teorin, i början av återgången. Förhållandet är det motsatta i slutet av återgången. Skillnaden är dock liten. Skillnaden beror på att draglängden, som antages vara konstant i den förenklade teorin, i verkligheten är något kortare än mittvärdet då redskapet är som mest sidoställt och något längre när redskapet närmar sig centrerat läge. Skillnaden mellan de båda återgångskurvorna i fig.21 och fig.22 är så liten att områdena som både den riktningsoberoende och den riktningsoberoende kopplingspunkterna rör sig inom mycket väl kan approximeras med en punkt.

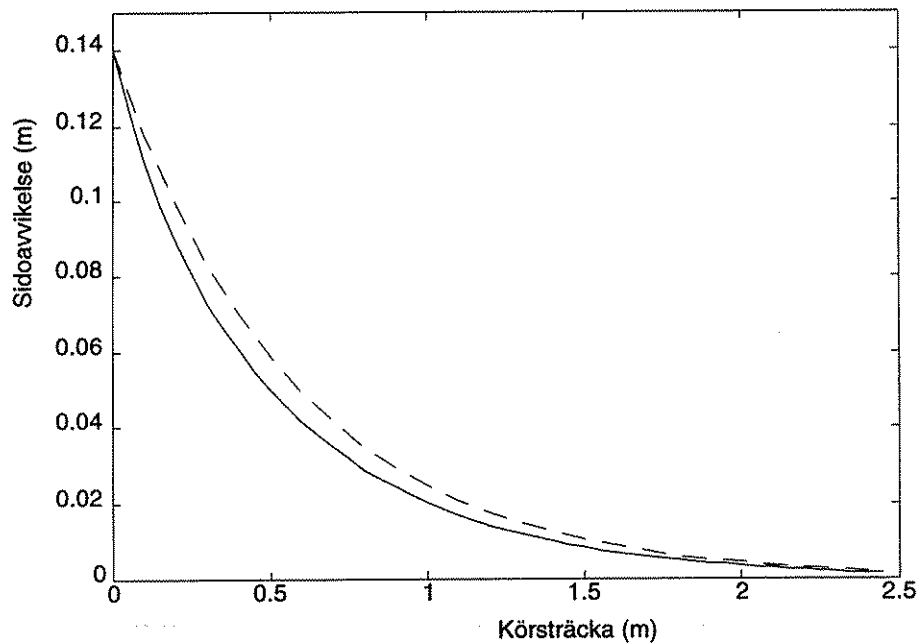


Fig.21. Sidoavvikelse hos ett absolut riktningsoberoende redskap som funktion av färdsträcka (kombinationsinställning). Jämförelse mellan simulerad återgång (heldragen linje) och återgång enligt förenklad teori (streckad linje).

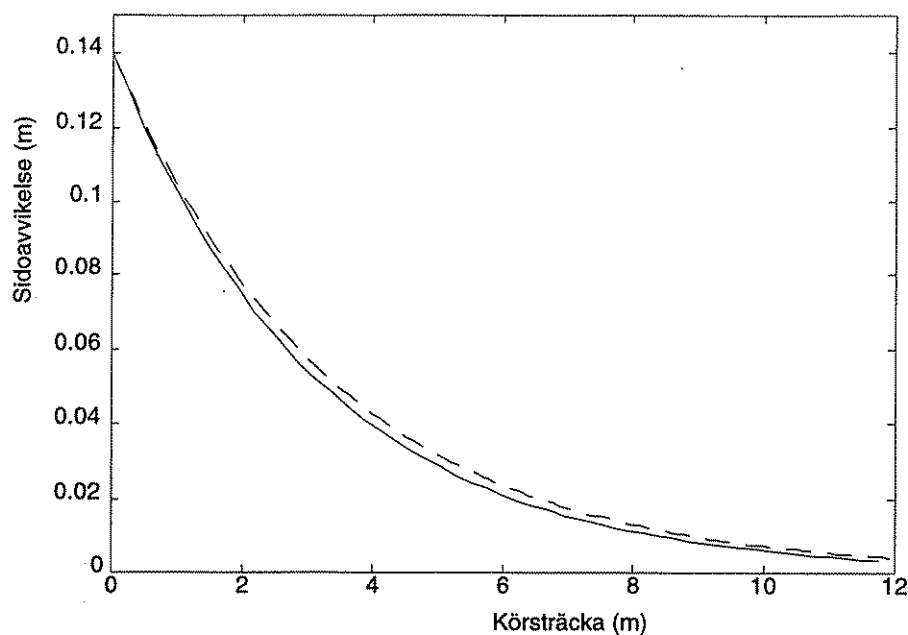


Fig.22. Sidoavvikelse hos ett absolut riktningberoende redskap som funktion av färdsträcka (kombinationsinställning). Jämförelse mellan simulerad återgång (heldragen linje) och återgång enligt förenklad teori (streckad linje).

FRIKTIONENS INVERKAN PÅ RESULTATET

Inverkan av friktion i kopplingsleder har påverkat resultaten i detta arbete. I praktiken är jordmotståndet och redskapets vikt relativt större än de som är använda i detta arbete. Detta talar för att friktionen har mindre inverkan på redskapets sidorörelse i praktiken.

Kopplingslederna som satt på försökskopplingen utgjordes av dels rullningslager, dels av nållagrade kullänkar (av typen kardankors) vilket gör att friktionen i dessa är relativt lägre än i de kopplingsleder som används i praktiken. På kopplingslederna som används i praktiken ökar friktionen med ökad belastning, medan friktionen i kopplingslederna som användes med försökskopplingen är konstant vid olika belastningsgrad. Detta talar för att friktionen har större inverkan på redskapets sidorörelse i praktiken än vad som visats med försökskopplingen.

Mätningarna där friktionen fått störst betydelse är där redskapet varit totalt riktningsoberoende och där draglängden varit lång. När ett redskap är frontmonterat blir den riktningsoberoende draglängden allt längre när redskapet närmar sig traktorns symmetrilinje. Då redskapet står i symmetriläget är det riktningsoberoende draget parallellt med traktorns symmetrilinje och dess längd är därför odefinierbar. Detta gör att ett riktningsoberoende redskap aldrig kan återgå helt så länge friktionen i kopplingslederna inte är försumbar. När redskapet har riktningberoende egenskaper, vilket oftast är fallet i praktiken, får friktionen i kopplingslederna liten påverkan på redskapets sidorörelser.

SLUTSATSER

Som framgår av resultaten i detta arbete tycks teorin om att redskap rör sig mot den effektiva kopplingspunkten stämma för vissa redskapstyper och kopplingsgeometrier. Att approximera området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom med en punkt, för frontmonterade trepunktskopplade redskap, tycks också vara möjligt i de flesta fall. Detta innebär att den förenklade teorin om trepunktskopplade redskaps sidorörelser går att tillämpa på frontmonterade riktningsoberoende redskaps sidorörelser, eftersom området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom kan approximeras med en punkt.

Endast för vissa inställningar på kopplingsgeometrin är området som den riktningsoberoende kopplingspunkten rör sig inom, möjlig att approximera med en punkt. I de fall då den riktningsoberoende kopplingspunkten är möjlig att approximera med en punkt, när redskapets sidorörelser är "normala" och när friktionen i kopplingsledningarna är försumbara, följer redskapet den förenklade teorin om trepunktskopplade redskaps sidorörelser tillfredsställande, under förutsättning att ekv. (6) är uppfylld.

Faktorer som påverkar ett frontmonterat riktningsoberoende redskaps återgång

Den riktningsoberoende draglängden avgör hur snabbt ett riktningsoberoende redskap återgår efter en sidostörning. En kort riktningsoberoende draglängd gör att ett riktningsoberoende redskap återgår till centrerat läge på en kort sträcka och att kopplingsledningarnas friktion får liten påverkan på hur långt redskapet återgår. Variabler som förkortar den riktningsoberoende draglängden är

- Kortare toppstång
- Större förhållande mellan toppstångskraft och jordkraft
- Längre skjutstänger.

Skjutstängernas konvergenspunkt och toppstångslutningen påverkar också den riktningsoberoende draglängden, men deras påverkan är liten.

Faktorer som påverkar ett frontmonterat riktningsoberoende redskaps återgång

Den riktningsoberoende draglängden avgör hur snabbt ett riktningsoberoende redskap återgår efter en sidostörning. Ett redskap är aldrig totalt riktningsoberoende men för redskap med stort riktningsoberoende är det i stor utsträckning den riktningsoberoende draglängden som avgör hur snabbt det återgår efter en sidostörning. En kort riktningsoberoende draglängd gör att ett redskap med mycket riktningsoberoende återgår till centrerat läge på en kort sträcka. Kopplingsledningarnas friktion har liten påverkan på hur långt redskapet återgår, därför att den riktningsoberoende kraften är i regel betydligt större än friktionskrafterna. Variabler som förkortar den riktningsoberoende draglängden är (tabell 3):

- Kortare bäraxel d.v.s. bakåtflyttning av skjutstängernas konvergenspunkt
- Längre skjutstänger

Det är endast förändringar i geometrin på koppling och redskap som påverkar den riktningsoberoende kopplingspunktens läge. Toppstångskraften påverkar alltså inte denna punkts placering.

LITTERATURFÖRTECKNING

Clyde, A.W. 1954. Pitfalls in applying the science of mechanics to tractors and implements. *Agricultural Engineering*. 35 (2), s.79-83.

Cowell, P.A. & Sarfert, A. 1990. The lateral dynamic behaviour and stability of tractor front linkages. *Agricultural Engineering*. 90, s.24-26.

Cowell, P.A.; Sarfert, A; Austen, J.R. 1994. The lateral stability and dynamic behaviour of tractor front linkages. *J.agric.Engng. Res.* 58, s.145-147.

Cowell, P.A. & Makanjoula, G.A. 1966, The lateral dynamic behaviour of tractor mounted implements, with particular reference to the three-point linkage. *J.agric.Engng.Res.* 11 (3), s.152-169.

ISO/DIS 730-1. 1992. Agricultural wheeled tractors - Rear monted three-point linkage. International Organization for Standardization.

Jönsson, H. 1983. Trepunktkopplingens funktion. Påverkan på traktorer och redskap. Sveriges lantbruksuniversitet. Inst för lantbruksteknik. Rapport 93. Uppsala.

Jönsson, H. 1989. A theory for the influence of the Hitch on Lateral Displacement of Implements. *J. agric. Engng Res.* 44, s.33-52.

Makanjoula, G.A. & Cowell, P.A. 1970. Optimization of the lateral dynamic behavior of tractor mounted implements. *J.agric.Engng.Res.* 15 (3), s.201-220.

Morling, R.W. 1979. Agricultural tractor hitches. Analysis of design requirements. (ASAE distinguished lecture series, tractor design no 5).

Reece, A.R. ; Gupta, R. & Tayal, S.S. 1966. The lateral stability of tractor implements. *J.agric.Engng.Res.* 11 (2), s.80-88.

Svensk Standard SS 2857. 1979. Utgåva 2.

Svensson, J. 1987. Självcentrerande frontmonterad trepunktskoppling. Principer och funktion. Sveriges lantbruksuniversitet. Inst för lantbruksteknik. Rapport 119. Uppsala.

PERSONLIGA MEDDELANDEN

Jönsson H. 1994. Sveriges lantbruksuniversitet. Inst för lantbruksteknik.

BILAGA 1. BERÄKNING AV LÄGE PÅ KOPPLING OCH REDSKAP

Följande data antas vara kända: LL , φ_r , CB , L_m , L_u , \overline{LL}_l , \overline{LL}_r , \overline{UL} , avstånd mellan motståndspunkt och bäroxelns mittpunkt och redskapets tyngdpunkt.

Högra kopplingspunkten beräknas på följande vis:

$$\overline{LH}_r = \overline{LL}_r + LL \cdot ([-\sin \varphi_r, \cos \varphi_r, 0]) \quad (1:1)$$

Hjälpdiagonalen \overline{C} i fig. 6 beräknas:

$$\overline{C} = \overline{LH}_r - \overline{LL}_l \quad (1:2)$$

Med denna hjälpdiagonal och cosinussatsen kan vinkeln φ_l beräknas i tre steg:

$$\varphi_{l1} = \arccos\left(\frac{C^2 + 4a^2 - LL^2}{4a \cdot C}\right) \quad (1:3)$$

där a är avståndet mellan origo och ett bottenstångsfäste

$$\varphi_{l2} = \arccos\left(\frac{C^2 + LL^2 - CB^2}{2C \cdot LL}\right) \quad (1:4)$$

$$\varphi_l = \varphi_{l1} + \varphi_{l2} \quad (1:5)$$

När vinkeln φ_l är känd kan vänster kopplingspunkt beräknas:

$$\overline{LH}_l = \overline{LL}_l + LL \cdot ([-\sin \varphi_l, -\cos \varphi_l, 0]) \quad (1:6)$$

Nästa steg är att beräkna läget hos den övre kopplingspunkten. Detta kan göras i flera steg. Först beräknas bäroxeln:

$$\overline{CB} = \overline{LH}_r - \overline{LH}_l \quad (1:7)$$

Därefter beräknas dess mittpunkt:

$$\overline{CB}_m = \overline{LH}_l + 0.5 \cdot \overline{CB} \quad (1:8)$$

Övre kopplingspunkten kan sedan beräknas numeriskt genom följande operation:

$$\overline{UH} = \overline{CB}_m + L_m \cdot \overbrace{([- \cos \beta, 0, \sin \beta])} \times \overline{CB} \quad (1:9)$$

I ovanstående formel är $[-\cos \beta, 0, \sin \beta]$ en linje som går från origo mot negativa x-axeln med vinkeln β mot xy-planet. Vektorprodukten mellan linjen och bäroxeln blir en vektor som är parallell med toppramen. Vinkeln β väljes med ett iterativt förfarande, sådan att toppstångslängden stämmer överens med avståndet mellan övre kopplingspunkt och toppstångsfäste.

Nu är det möjligt att beräkna toppramsvektorn, \overline{L}_m som behövs när läget på motståndspunkten skall beräknas.

$$\overline{L}_m = \overline{UH} - \overline{CB}_m \quad (1:10)$$

Nästa steg är att beräkna läget på motståndspunkten som erhålles genom att addera punkten \overline{CB}_m och vektorn $(\overline{CR} - \overline{CB}_m)$. Vektorn $(\overline{CR} - \overline{CB}_m)$ beräknas i två steg:

Den ena delen av $(\overline{CR} - \overline{CB}_m)$ är vinkelrät mot \overline{CB} och \overline{L}_m . Den har längden $(CR_{xy} - CB_{mxy})$

$$(\overline{CR} - \overline{CB}_m)_1 = (CR_{xy} - CB_{mxy}) \cdot \widehat{(\overline{CB} \times \overline{L}_m)} \quad (1:11)$$

Den andra delen är parallell med \overline{L}_m .

$$(\overline{CR} - \overline{CB}_m)_2 = (CR_z - CB_{mz}) \cdot \hat{L}_m \quad \Rightarrow \quad (1:12)$$

$$(\overline{CR} - \overline{CB}_m) = (\overline{CR} - \overline{CB}_m)_1 + (\overline{CR} - \overline{CB}_m)_2 \quad (1:13)$$

Läget på redskapets motståndspunkt, \overline{L}_s , erhålles genom:

$$\overline{L}_s = \overline{CB}_m + (\overline{CR} - \overline{CB}_m) \quad (1:14)$$

Bottenstängernas konvergenspunkt kan beräknas enligt följande algoritm. Först beräknas bottenstängernas lutning i xy-planet :

$$kr = \tan(\varphi_r - 90^\circ) \quad \text{höger bottenstångs lutning i xy-planet} \quad (1:15)$$

$$kl = -\tan(\varphi_l - 90^\circ) \quad \text{vänster bottenstångs lutning i xy-planet} \quad (1:16)$$

$$LL_{ly} + kl \cdot CP_x = LL_{ry} + kr \cdot CP_x \quad \Rightarrow \quad (1:17)$$

$$CP_x = \frac{LL_{ly} - LL_{ry}}{kr - kl} \quad (1:18)$$

$$CP_y = CP_x \cdot kl + LL_{ly} \quad (1:19)$$

Friktionsmomentet i kopplingslederna (fm) vid bottenstångsfästena respektive toppstångsfäste, ger upphov till en tvärkraft vid kopplingspunkterna. Vid bottenstångsfästena är tvärkraften:

$$\overline{FF} = \frac{fm}{LL} \cdot (\overline{LH}_r - \overline{LH}) \quad (1:20)$$

och vid toppstångsfästet:

$$\overline{FF_u} = \frac{fm}{L_u} \cdot (\overline{UH_g} - \overline{UH}) \quad \text{där} \quad (1:21)$$

$\overline{LH_g}$ föregående läge hos skjutstångens kopplingspunkt

$\overline{UH_g}$ föregående läge hos toppstångens kopplingspunkt

$\overline{L_u}$ är toppstångsvektorn och beräknas på följande vis:

$$\overline{L_u} = \overline{UH} - \overline{UL} \quad (1:22)$$

Vektorn mellan mittpunkten på bäraxeln och redskapets tyngdpunkt ($\overline{CG} - \overline{CB_m}$) kan räknas ut i tre steg.

En del är vinkelrät mot bäraxeln och toppramen:

$$(\overline{CG} - \overline{CB_m})_1 = M_x \cdot \widehat{(\overline{CB} \times \overline{L_m})} \quad (1:23)$$

En del är parallell med bäraxeln:

$$(\overline{CG} - \overline{CB_m})_2 = M_y \cdot \widehat{CB} \quad (1:24)$$

En del är parallell med toppramen:

$$(\overline{CG} - \overline{CB_m})_3 = M_z \cdot \hat{L}_m \quad (1:25)$$

$$(\overline{CG} - \overline{CB_m}) = (\overline{CG} - \overline{CB_m})_1 + (\overline{CG} - \overline{CB_m})_2 + (\overline{CG} - \overline{CB_m})_3 \quad (1:26)$$

BILAGA 2. HÅLLFASTHETSBERÄKNING AV MODELL

Modellen är konstruerad av rör i aluminium och stål. Profilerna är cirkulära och kvadratiska. Areatröghetsmoment betecknas med I och elasticitetsmodul med E .

$$E_{\text{stål}} = 206 \text{ GPa}$$

$$E_{\text{al}} = 69 \text{ GPa}$$

$$I_{\text{cirk.}} = \frac{\pi}{64} \cdot (d_y^4 - d_i^4)$$

$$I_{\text{kvad.}} = \frac{s_y^4 - s_i^4}{12}$$

Redskapsdelen

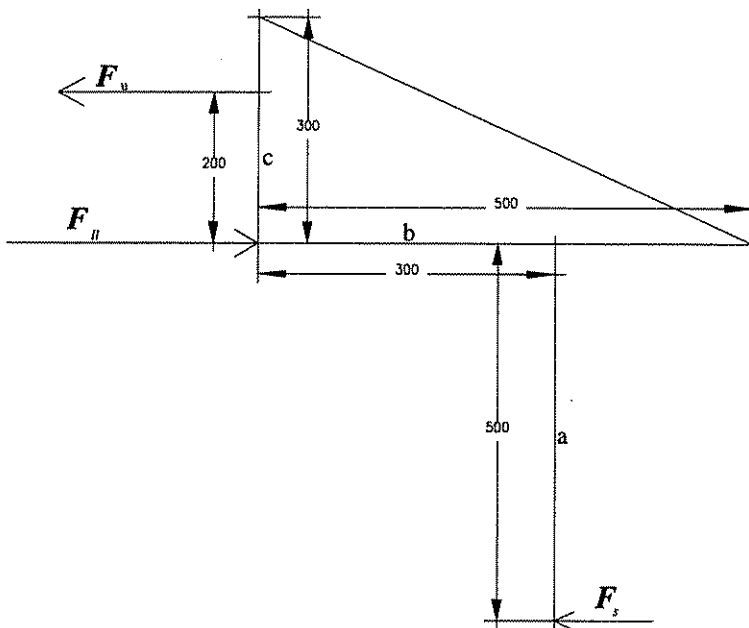


Fig. 2:1. Sidovy av redskapsdelen och krafternas påverkan på redskapet. F_u är skjutstångskraft och dess angreppspunkt är bäraxeln.

Jordkraften F_s beräknas bli maximalt 50 N. För att räkna ut F_u kan momentjämvikt kring bäraxeln beräknas:

$$F_s \cdot 500 + F_u \cdot 0 = F_u \cdot 200 \Rightarrow$$

$$F_u = \frac{F_s \cdot 500}{200} = 125 \text{ N}$$

Betraktande av kraftjämvikten ger $F_{||}$: $F_{||} = F_u + F_s = 125 + 50 = 175 \text{ N}$

F_u skall fördelas på två skjutstänger vilket ger en tryckkraft på 87,5 N i vardera skjutstång.

Del a utgörs av ett aluminiumrör med ytterdiametern 31 mm och innerdiametern

28 mm. Toleransen för dess maximala böjning är satt till maximalt 3 mm. Böjningen består dels av böjning i själva röret (Δx_1), dels av böjning i del b (Δx_2).

Böjningen av a, som utgör en konsolbalk, beräknas enligt:

$$\Delta X_1 = \frac{F_s \cdot 0,5^3}{3EI} = \frac{50 \cdot 0,5^3}{3 \cdot 69 \cdot 10^9 \cdot 1,52 \cdot 10^{-8}} = 2 \text{ mm}$$

Del b utgör en konsolbalk och består av ett aluminiumrör med kvadratisk tvärsnitt ($s_y = 20$ mm, $s_j = 14$ mm). Rör a påverkar del b med vridmoment, M, som ger uppgov till en böjning i del b. Denna böjning ger i sin tur upphov till att del b erhåller en vinkel, θ , mot horisontalplanet som beräknas på följande vis:

$$\theta = \frac{M \cdot 0,5}{3EI} \cdot \left(1 - 3 \cdot \left(\frac{0,3}{0,5} \right) \cdot \left(\frac{0,2}{0,5} \right) \right) = \frac{25 \cdot 0,5}{3 \cdot 69 \cdot 10^9 \cdot 1,01 \cdot 10^{-8}} \cdot \left(1 - 3 \cdot \left(\frac{0,3}{0,5} \right) \cdot \left(\frac{0,2}{0,5} \right) \right)$$

Rör a:s förskjutning pga. vinkeln θ kan approximeras med:

$$\Delta X_2 = 0,5 \cdot \sin \theta = 0,8 \text{ mm}$$

Toleransen för bäraxelns böjning är satt till 1 mm vid vardera kopplingspunkt, då bäraxellängden uppgår till 0,5 m. Bäraxeln består av ett aluminiumrör med kvadratisk profil med sidan 20 mm och tjockleken 2 mm. Den beräknas som två konsolbalkar. Böjningen vid vardera kopplingspunkt beräknas till:

$$\Delta X_{\text{bärxel}} = \frac{FL}{2} \cdot 0,25^3 \cdot \frac{1}{3EI} = \frac{87,5 \cdot 0,25^3}{3 \cdot 69 \cdot 10^9 \cdot 7,87 \cdot 10^{-9}} = 0,8 \text{ mm}$$

Toleransen för toppramen är även den satt till 1 mm vid maximal böjning. Samma profil som till bäraxeln används. Toppramen utgör en rak balk upphängd i två punkter.

Undanböjningen vid toppramshöjden 200 mm är:

$$\Delta X_{\text{toppram}} = \frac{F_u \cdot 0,3^3}{3EI} \cdot \left(\frac{200}{300} \right)^2 \cdot \left(\frac{100}{300} \right)^2 = \frac{175 \cdot 0,3^3}{3 \cdot 69 \cdot 10^9 \cdot 7,87 \cdot 10^{-9}} \cdot 0,049 = 0,3 \text{ mm}$$

Kopplingsdelen

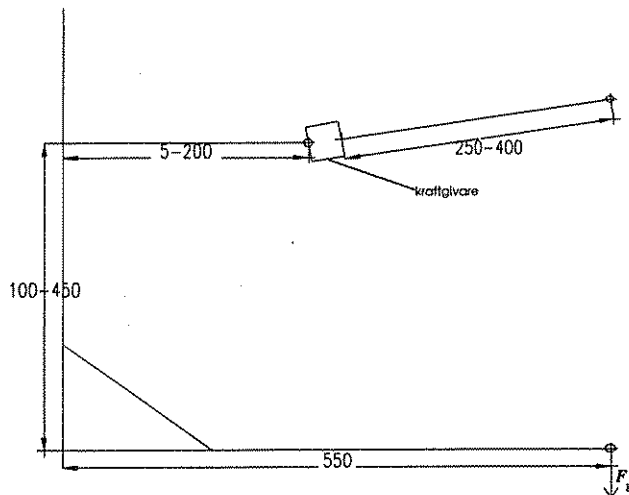


Fig. 2:2. Sidovy av kopplingsdelen. F_g är redskapets tyngdkraft som är fördelad på de två bottenstängerna.

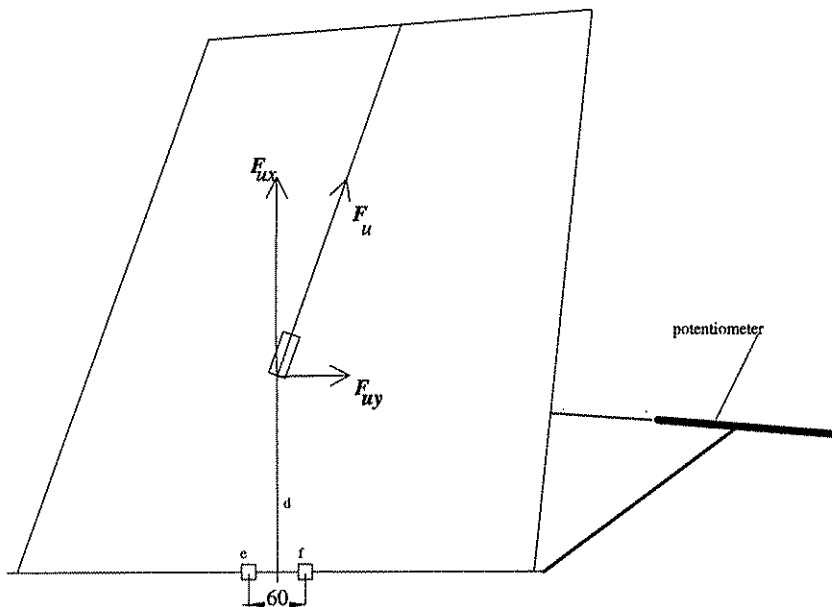


Fig. 2:3. Vy över kopplingsdelen ovanifrån. Toppstångskraften indelad i en x-komponent och en y-komponent.

Pga. att vikten på kopplingsdelen inte nämnvärt påverkar redskapets rörelse är denna tillverkad av stål. Skjutstängerna påverkas av en nedåtriktad tvärkraft, redskapets tyngdkraft. Denna kraft fördelas lika på de båda skjutstängerna. De består av järnrör med kvadratisk tvärsnitt ($s_y = 25$ mm, $s_i = 21$ mm). Skjutstängernas böjning blir därmed:

$$\Delta X_{\text{skjutstäng}} = \frac{F_g \cdot L_l^3}{3EI} = \frac{28,5 \cdot 0,55^3}{3 \cdot 206 \cdot 10^9 \cdot 1,63 \cdot 10^{-8}} = 0,2 \text{ mm}$$

Toppstångsfästet utsätts för toppstångskraften. När redskapet är sidoförskjutet kan den delas upp i en tvärkraft, F_{uy} , och en ren dragkraft, F_{ux} . Tvärkraften uppgår maximalt till i storleksordningen 100 N. Tvärkraften orsakar böjning i rör d och i rören e och f. Rör d (stålrör: $s_y = 25$ mm $s_i = 19$ mm) som är en konsolbalk böjs enligt:

$$\Delta X_{\text{koppl.p.1}} = \frac{F_{uy} \cdot 0,2^3}{3EI} = \frac{100 \cdot 0,2^3}{3 \cdot 206 \cdot 10^9 \cdot 1,63 \cdot 10^{-8}} = 0,08 \text{ mm}$$

Rör d, som är fixerat i rören e och f, ger upphov till ett vridmoment i dess vridningscentrum, punkten mellan e och f. Detta vridmoment påverkar e och f, som är fixerade i båda ändarna och vars längder uppgår till 400 mm, med tvärkrafter som ger upphov till böjning. Böjningen beräknas då momentet anbringas mitt på rören. Momentet uppgår till:

$$M = F_{uy} \cdot 0,2 = 100 \cdot 0,2 = 20 \text{ Nm}$$

Tvärkraften i vardera rör uppgår till:

$$F_{\text{tvär}} = \frac{\frac{M}{2}}{\frac{0,06}{2}} = \frac{10}{0,03} = 333 \text{ N}$$

Böjningen i vardera rör uppgår då till:

$$\Delta X_e = \frac{F_{\text{tvär}} \cdot 0,4^3}{3EI} \cdot \left(\frac{0,2}{0,4}\right)^2 \cdot \left(\frac{0,2}{0,4}\right)^2 = \frac{333 \cdot 0,4^3}{3 \cdot 206 \cdot 10^9 \cdot 1,63 \cdot 10^{-8}} \cdot 0,2^4 = 3,4 \mu\text{m}$$

Dessa böjningar medför att kopplingspunkten flyttas ytterligare. Förflyttningen blir:

$$\Delta X_{\text{koppl.p.2}} = 0,2 \cdot \frac{\Delta X_e}{0,03} = 0,02 \text{ mm}$$

BILAGA 3. VATTENHALTSMÄTNING AV SANDEN

Vattenhalten mättes på två olika ställen i sanden. Vid varje ställe gjordes mätningar i fyra olika lager. I varje lager togs två olika sandprov ut till mätning. Sammanlagt gjordes alltså vattenhaltsmätningen i 16 stycken olika sandprover. Varje prov bestod av 10-30 gram sand. Mätningen skedde på följande vis. Först vägdes sandprovet obehandlat (våt vikt). Vågen som användes vägde med en noggrannhet på 10^{-3} gram. Sedan torkades proverna i ett torkskåp tills allt vatten hade avdunstat och provernas vikter stabiliserat sig. Torkningen skedde vid 105° C i ca ett dygn. När proverna svalnat vägdes de åter igen (torr vikt). Därefter kunde vattenhalten bestämmas genom att beräkna kvoten mellan viktdifferensen (våt vikt-torr vikt) och den torra vikten.

Tabell 3:1. Vattenhaltsmätning av sanden

Prov	Våt vikt (gram)	Torr vikt (gram)	Vattenhalt (torr bas)
Provplats 1			
Lager 1:1	14,589	14,564	0,172%
Lager 1:2	22,288	22,249	0,175%
Lager 2:1	30,171	30,114	0,189%
Lager 2:2	14,111	14,085	0,185%
Lager 3:1	17,509	17,478	0,177%
Lager 3:2	11,983	11,963	0,167%
Lager 4:1	16,413	16,383	0,183%
Lager 4:2	17,353	17,32	0,191%
Provplats 2			
Lager 1:1	20,749	20,709	0,193%
Lager 1:2	19,6765	19,639	0,191%
Lager 2:1	17,783	17,751	0,180%
Lager 2:2	14,983	14,956	0,181%
Lager 3:1	15,411	15,385	0,169%
Lager 3:2	20,12	20,082	0,189%
Lager 4:1	13,955	13,931	0,172%
Lager 4:2	17,896	17,859	0,207%
		Medelvärde	0,183%
		Maxvärde	0,207%
		Minvärde	0,167%

BILAGA 4. TYNGDPUNKTBESTÄMNING HOS REDSKAPET

För att erhålla tyngdkraftens hävarm, krävs kännedom om tyngdpunktens läge. Läget bestämdes genom att väga redskapets viktfordelning i tre olika punkter i två olika plan. De två olika planen var xy-planet och yz-planet. Punkterna som viktfordelningen mättes på var i xy-planet belägna vid vänster kopplingspunkt (L), höger kopplingspunkt (R) och på redskapets bakre del (B). I yz-planet var punkterna belägna vid ungefär samma ställen förutom att punkten B ersattes med en punkt på toppramen (T). Punkternas exakta placering framgår av tabell 4:1 och av tabell 4:2. Som origo räknas här bärxelns mittpunkt.

Redskapets inställningar vid tyngdpunktsmätningen var:

$$CR_x = -181 \text{ mm} \qquad CB = 300 \text{ mm}$$

$$CR_z = -575 \text{ mm} \qquad L_m = 200 \text{ mm}$$

Tabell 4:1. Uppmätning i xy-planet

Mätpunkt	Mätpunkternas koordinater (x, y, z)	Mätpunkternas vikter (g)	Mätpunkternas vertikala krafter (N)
vänster (L)	[-50.5,285,0]	1154	11,32
höger (R)	[-50.5,-292,0]	1262	12,38
bak (B)	[-606,-45,0]	488	4,79
		Σ 2904	28,49

Kraftjämvikten i xy-planet ges av:

$$\sum F; \bar{F}_L + \bar{F}_R + \bar{F}_B + m\bar{g} = 0$$

Momentjämvikten kring punkten B ges av:

$$\sum M_B; (\bar{L} - \bar{B}) \times \bar{F}_L + (\bar{R} - \bar{B}) \times \bar{F}_R + (\bar{CG} - \bar{B}) \times m\bar{g} = 0$$

I xy-planet är:

$$mg_z = -mg = -28,49 \text{ N} \qquad mg_y = 0 \qquad mg_x = 0$$

$$\sum M_{By}; (CG_z - B_z) \cdot mg_x - (CG_x - B_x) \cdot mg_z + (L_z - B_z) \cdot F_{Lx} - (L_x - B_x) \cdot F_{Lz} + (R_z - B_z) \cdot F_{Rx} - (R_x - B_x) \cdot F_{Rz} = 0$$

$$\sum M_{Bx}; (CG_y - B_y) \cdot mg_z - (CG_z - B_z) \cdot mg_y + (L_y - B_y) \cdot F_{Lz} - (L_z - B_z) \cdot F_{Ly} + (R_y - B_y) \cdot F_{Rz} - (R_z - B_z) \cdot F_{Ry} = 0$$

$$(CG_x - B_x) = \frac{-(L_x - B_x) \cdot F_{Lz} - (R_x - B_x) \cdot F_{Rz}}{mg_z} = \frac{-555,5 \cdot 11,32 - 555,5 \cdot 12,38}{-28,49} = 461,9$$

$$(CG_y - B_y) = \frac{-(L_y - B_y) \cdot F_{Lz} - (R_y - B_y) \cdot F_{Rz}}{mg_z} = \frac{-330 \cdot 11,32 - (-247 \cdot 12,38)}{-28,49} = 23,79$$

Tabell 4.2. Uppmätning i yz-planet

Mät punkt	Mät punkternas koordinater (x, y, z)	Mät punkternas vikter (g)	Mät punkternas vertikala krafter (N)
vänster (L)	[0 , 285 , 0]	1190	11,67
höger (R)	[0, -292, 0]	1302	12,77
topp (T)	[0,-45,352]	405	3,97
		Σ 2897	28,41

Kraftjämvikten i yz-planet ges av:

$$\sum F; \overline{F}_L + \overline{F}_R + \overline{F}_T + m\overline{g} = 0$$

Momentjämvikten kring punkten T ges av:

$$\sum M_T; (\overline{L} - \overline{T}) \times \overline{F}_L + (\overline{R} - \overline{T}) \times \overline{F}_R + (\overline{CG} - \overline{T}) \times m\overline{g} = 0$$

I yz-planet är:

$$mg_x = mg = 28,41 \text{ N} \quad mg_y = 0 \quad mg_z = 0$$

$$\sum M_{T_y}; (CG_z - T_z) \cdot mg_x - (CG_x - T_x) \cdot mg_z + (L_z - T_z) \cdot F_{Lx} - (L_x - T_x) \cdot F_{Lz} + (R_z - T_z) \cdot F_{Rx} - (R_x - T_x) \cdot F_{Rz} = 0$$

$$\sum M_{T_z}; (CG_x - T_x) \cdot mg_y - (CG_y - T_y) \cdot mg_x + (L_x - T_x) \cdot F_{Ly} - (L_y - T_y) \cdot F_{Lx} + (R_x - T_x) \cdot F_{Ry} - (R_y - T_y) \cdot F_{Rx} = 0$$

$$(CG_z - T_z) = \frac{-(L_z - T_z) \cdot F_{Lx} - (R_z - T_z) \cdot F_{Rx}}{mg_x} = \frac{-(-352) \cdot (-11,67) - (-352) \cdot (-12,77)}{28,41} = -302,81$$

$$(CG_y - T_y) = \frac{-(L_y - T_y) \cdot F_{Lx} - (R_y - T_y) \cdot F_{Rx}}{mg_x} = \frac{-330 \cdot (-11,67) - (-247 \cdot (-12,77))}{28,49} = 24,53$$

$$CG_x = B_x - (CG_x - B_x) = -606 - (-462) = -144$$

$$CG_{y_1} = B_y - (CG_y - B_y) = -45 - (-23,8) = -21,2$$

$$CG_{y_2} = T_y - (CG_y - T_y) = -45 - (-24,5) = -20,5$$

$$CG_z = T_z - (CG_z - T_z) = 352 - 303 = 49$$

$$CG = [-144, -20,5, 49]$$

BILAGA 5. BERÄKNING AV FRIKTION I KOPPLINGSLEDER

Friktionsmomenten i kopplingslederna bestämdes genom att studera momentsambanden vid kopplingslederna. Genom att mäta vilka krafter som krävdes för att bottenstängerna skulle röra sig i sidled, vid en given hävarm, kunde friktionsmomenten beräknas. Mätningen gjordes genom att hänga vikter i ett snöre, som drog i bottenstängens via ett kullagrat block. Kopplingslederna var två olika slag. Vid bottenstängernas fästpunkter satt kullager och vid de fyra övriga kopplingslederna satt kullänkar (typ kardanknutar). Kullagrens friktionsmoment bestämdes genom att mäta krafter på enbart bottenstängerna och de övriga friktionsmomenten kunde sedan bestämmas genom att mäta krafter på skjutstängerna med redskapet monterat på kopplingen. För samtliga krafter beräknades medelvärde av vänster- och högerörelse.

Tabell 5.1. Friktionsmoment kring respektive skjutstångs fästpunkt

Kraftens angreppsställe	Kraft N	Hävarm mm	Moment Nm
Vänster bottenstång	1,059	250	0,265
Höger bottenstång	0,235	250	0,0587
Bottenstång med redskap monterat	2,335	250	0,584

Dessa stora skillnader i friktionsmoment mellan vänster och höger bottenstång förklaras av att potentiometern var monterad i vänster bottenstång. När redskapet rör sig i sidled, ger friktionsmomenten vid bottenstängernas och toppstångens kopplingspunkter upphov till tvärkrafter på bottenstängernas och toppstångens fästpunkter. Summan av dessa tvärkrafter är lika stor som kraften som krävs för att skjuta redskapet i sidled, då redskapet befinner sig ovanför markytan. Vid denna mätning var följande variabelvärden inställda

$$L_l \quad 600 \text{ mm}$$

$$UL \quad 350 \text{ mm}$$

$$\varphi \quad 82,82^\circ$$

Kraften som krävs för att skjuta redskapet i sidled, f_x blir enbart på grund av friktion i kullänkarna:

$$f_x = f_{xr} + f_{xl} + f_{xu} = \frac{m_x}{0,6 \cdot \sin \varphi} + \frac{m_x}{0,6 \cdot \sin \varphi} + \frac{m_x}{0,35} \quad (5:1)$$

där

f_x tvärkraft vid kopplingspunkterna

f_{xl} tvärkraft vid vänster bottenstångsfäste

f_{xr} tvärkraft vid höger bottenstångsfäste

f_{xu} tvärkraft vid toppstångens fästpunkt

m_x friktionsmoment i kullänkarna

Momentjämvikten runt vänster bottenstångsfäste blir enligt följande:

$$m_r + m_l + \frac{m_x \cdot 0,6 \cdot \sin \varphi}{0,35} + f_x \cdot 0,6 \cdot \sin \varphi = m_f \quad (5:2)$$

där

m_l friktionsmoment i vänster bottenstångsfäste

m_r friktionsmoment i höger bottenstångsfäste

m_f friktionsmoment kring höger bottenstångsfäste pga pålagd kraft

Termen $\frac{m_x \cdot 0,6 \cdot \sin \varphi}{0,35}$ är toppstångsfästets friktionsmoments påverkan på momentjämvikten kring vänster skjutstångsfäste.

Ur (5:2) kan m_x lösas:

$$m_x = \frac{m_f - m_r - m_l}{0,6 \cdot \sin \varphi + 2 \cdot 0,35 + 0,6 \cdot \sin \varphi} = \frac{0,584 - 0,0587 - 0,265}{2 \cdot 0,6 \cdot \sin 82,82 + 0,7} = 0,0482 \text{ Nm}$$

BILAGA 6. PROGRAMKOD FÖR SIMULERING AV TREPUNKTSKOPPLAT REDSKAPS ÅTERGÅNG EFTER SIDOSTÖRNING

För att göra en korrekt jämförelse mellan modell och simulering, beräknas jordkraften i simuleringsprogrammet enligt ekvation (15).

När kopplingens kraftresultant och redskapets riktning är beräknade, beräknas kopplingspunkternas lägen. När allt detta är beräknat tänks koppling och redskap röra sig framåt en kort sträcka, med oförändrad placering av kopplingspunkterna. Kopplingens framflyttade sträcka väljs så pass liten att redskapets rörelseriktning kan approximeras med riktningen på det fiktiva redskapsdraget. Efter framflyttningen beräknas redskapets sidoförflyttning p.g.a. framflyttningen. Detta sker numeriskt genom att beräkna nya lägen på koppling och redskap, tills dess att motsåndspunkten sammanfaller med det fiktiva draget, som var aktuellt före framflyttningen.

När korrekt sidoförskjutning är funnen kan nya krafter beräknas. Efter detta tänks redskap och koppling åter röra sig framåt en kort sträcka osv. Dessa procedurer upprepas tills redskapets sidoförskjutning blivit så liten som nödvändigt för att kunna jämföra simuleringens och försökskopplingens återgångsrörelser.

%Program för simulering av redskaps återgång efter sidostörning (Gjort 94 07)

%Grundinställning av frontmonterad trepunktskoppling

global CB CBMid CP ELine FFL FFR FFU FM fs FS FU FUP IMPaXIS LHPL LHPR
LLPL LLPR LM LS LSI MAST MaXIS PLine UHP ULP UL a cb impAxisXY impAxisZ ll
masth moment1 moment2 r ul fi2 fi21 fi22 theta

ll=500;% bottenstångslängd

cb=300;% bäraxellängd

masth=200;% toppramshöjd

impAxisXY=181;% motståndspunktens läge framför bäraxeln

impAxisZ=-500;% motståndspunktens läge under bäraxeln

ULP0=[-160,0,200];% toppstångsfäste

LLPR0=[0,-225,0];% höger bottenstångsfäste

LLPL0=-LLPR0;% vänster bottenstångsfäste

soillevel=-420;% jordytan i förhållande till bäraxel

m=28.49;% redskapets tyngd

K=133.03261;% det riktningberoende redskapets koefficient för riktningberoende

FND=9.6;% Det riktningberoende redskapets riktningsoberoende jordkraft som används
vid beräkning av den effektiva kopplingspunkten

moment1=48.1;% friktionsmoment i kopplingslederna (kullänkar)

moment2=162;% friktionsmoment i kopplingslederna (rullningslager)

M=[-144, -20.5, 49];% tyngdpunktens läge i förhållande till bäraxelns mittpunkt

Z=[0, 0, -1];% enhetsvektor i negativa z-riktningen

FM=Z*m;% tyngdkraftens riktning och storlek

a=len(LLPR0);% avstånd mellan origo och höger bottenstångsfäste

ul=sqrt((sqrt(ll^2-(a-cb/2)^2)+ULP0(1))^2+(masth-ULP0(3))^2);% toppstångslängd

fi1=101.15*deg2rad;% initialvärde på höger skjutstångs inre vinkel (radianer)


```

LHPR=LLPR0+l1*[-sin(fi1),cos(fi1),0];% höger bottenstångs kopplingspunkt
C=LHPR-LLPL0;% diagonal i kopplingen mellan bottenstångerna
c=len(C);% diagonalens längd
fi21=acos((c^2+4*a^2-l1^2)/(4*a*c));% vinkel i en av diagonalen bildade trianglarna
fi22=acos((c^2+l1^2-cb^2)/(2*c*l1));% vinkel i en av diagonalen bildade trianglarna
fi2=fi21+fi22;% vänster bottenstångs inre vinkel
LHPL=LLPL0+l1*[-sin(fi2) -cos(fi2) 0];% vänster kopplingspunkt
ff=moment2/l1;% bottenstångernas friktionskraft vid bottenstångernas kopplingspunkter
    p.g.a. friktionsmoment vid bottenstångernas fästpunkter
ffu=moment1/ul;% toppstångens friktionskraft vid toppstångens kopplingspunkt p.g.a.
    friktionsmoment vid toppstångens fästpunkt
j1=50;% antal punkter i första intervallet
j2=20;% antal punkter i andra intervallet
dism=0;% initialvärde på färdsträcka
distMat=0;
distMat(1)=dism;
FUMat=0;
FS=[0 0 0];
UL=[0 0 0];
FFU=[0 0 0];
FFR=[0 0 0];
FFL=[0 0 0];
LLR=LHPR-LLPR;
LLL=LHPL-LLPL;
for i=1:(j1+j2);% antal punkter
    if i<(j1+1);
        n=500/j1;% färdsträcka i första intervallet
        Move=[-1 0 0]*(i-1)*n;% sträcka som skall adderas för varje i i första intervallet
    else
        n=2000/j2;% färdsträcka i andra intervallet
        Move=Move+[-1 0 0]*n;% sträcka som skall adderas för varje i i andra intervallet
    end;
    LLPR=LLPR0+Move;% framåtflyttning av höger bottenstångsfäste
    LLPL=LLPL0+Move;% framåtflyttning av vänster bottenstångsfäste
    ULP=ULP0+Move;% framåtflyttning av toppstångsfästet
    if i>1;
        fi1=fmin('finyalfa',(fi1-0.1),(fi1+0.1));% söker ny vinkel på fi1 efter framflyttning
        distm=distm+n;% ökning av körsträckan
    end;
    kr=tan(fi1-deg2rad*90);% höger bottenstångs lutning i xy-planet
    kl=-tan(fi2-deg2rad*90);% vänster bottenstångs lutning i xy-planet
    CPx=(LLPL0(1,2)-LLPR0(1,2))/(kr-kl)+Move(1);% konvergenspunktens x-koordinat
    CPy=(CPx-Move(1))*kl+LLPL(1,2);% konvergenspunktens y-koordinat
    CP=[CPx CPy 0];% konvergenspunktens koordinater
    CB=LHPR-LHPL;% bärxelns läge
    CBMid=LHPL+0.5*CB;% bärxelns mittpunkt
    theta=fzero('findthet',0);% beräkning av redskapets rotationsvinkel kring bärxeln
    UL=UHP-ULP;% toppstångens läge

```

```

LLR=LHPR-LLPR;% höger bottenstångs läge
LLL=LHPL-LLPL;% vänster bottenstångs läge
MAST=UHP-CBMid;% toppramens läge
IMPaXIS1=impAxisXY*unilen(cross(CB,MAST));% vektor från bäroxelns mittpunkt till
                                                    motståndspunkten i redskapets xy-plan
IMPaXIS=IMPaXIS1+impAxisZ*unilen(MAST);% vektor mellan bäroxelns mitt och
                                                    motståndspunkten
LS=CBMid+IMPaXIS;% vektor från origo till motståndspunkten
d=-IMPaXIS(3)+soillevel;% arbetsdjup
fs=0.0046*d^2+0.042*d;% jordkraftens storlek horisontellt
LS(3)=LS(3)+.05*d;% jordkraftens angreppspunkts z-koordinat
FUP=-Z*(0.000135448*d^2+0.0216070749*d);% jordkraftens storlek vertikalt
MaXIS1=M(1)*unilen(cross(CB,MAST));
MaXIS2=M(2)*unilen(CB);
MaXIS=MaXIS1+MaXIS2+M(3)*unilen(MAST);% vektor från bäroxelns mittpunkt till
                                                    tyngdpunkten i redskapets aktuella läge

if i>1;
  FFR=ff*unilen(cross(LLR,Z));% höger bottenstångs friktionskrafts riktning
  FFL=ff*unilen(cross(LLL,Z));% vänster bottenstångs friktionskrafts riktning
  FFU=ffu*unilen(cross(UL,Z));% toppstångens friktionskrafts riktning
end;
alfa=fzero('fifroalf',0);% beräkning av kraftresultantens vinkel vid kraftjämvikt
PLine=unilen(FS)*(-len(LS-CP));% riktningsoberoende kraftresultantens riktning
kPL=-tan(acos(dot(unilen(PLine),[1 0 0])));% kraftresultantens lutning i xy-planet
DLine=unilen([IMPaXIS(1:2) 0])*1.1*(len(CBMid-CP));% redskapets riktning
kDL=tan(acos(dot(unilen(DLine),[1 0 0])));% riktningen i xy-planet
THPx=LS(2)/kPL+LS(1);% riktningsoberoende kopplingspunktens x-koordinat
LSI=CBMid+IMPaXIS1;% redskapets sidoavvikelse i xy-planet
DHPx=CBMid(2)/kDL+CBMid(1);% riktningsberoende kopplingspunktens x-koordinat
LHN=sqrt((THPx-LS(1))^2+LS(2)^2);% riktningsoberoende draglängd
LHD=sqrt((DHPx-LS(1))^2+LS(2)^2);% riktningsberoende draglängd
LHE=(LHN*LHD*(K+FND))/(FND*LHD+K*LHN);% effektiv draglängd
EHPx=LS(1)-sqrt(LHE^2-LS(2)^2);% effektiva kopplingspunktens x-koordinat
ELine=[EHPx 0 0]-[LS(1:2) 0];% riktningen på det effektiva draget
LSIM(i)=-LSI(i,2)/1000;% sidoavvikelse i meter
distMat(i)=distm/1000;% körsträcka i meter
FUMat(i)=len(FU);% beloppet toppstångskraften
end;
axis('square');
plot(distMat,LSIM,'k-');
title('Redskapets sidoavvikelse som funktion av färdsträcka');
xlabel('färdsträcka (meter)');
ylabel('sidoavvikelse (millimeter)');
pause
plot(LSIM,FUMat,'k-');
title('Toppstångskraften som funktion av sidoavvikelse');
xlabel('sidoavvikelse (millimeter)');
ylabel('toppstångskraft (Newton)');

```

BILAGA 7. PROGRAMKOD FÖR BERÄKNING AV ETT TREPUNKTSKOPPLAT REDSKAPS ÅTERGÅNG ENLIGT FÖRENKLAD TEORI

% Program för beräkning av ett trepunktskopplat redskaps återgång efter en sidostörning,
% enligt den förenklade teorin. Värden på draglängd och initialsidoavvikelse anges.

```
LH=2.930;% draglängd meter
LO=0.14;% initialsidoavvikelse meter
for i=1:250;% körsträcka centimeter
    str(i)=(i-1)*0.01;% körsträcka mellan varje beräknade sidoförskjutning
    L(i)=LO*exp(-str(i)/LH);% sidoavvikelse vid aktuell körsträcka
end;
plot(str,L,'k-');
title('Redskapets sidoavvikelse som funktion av färdsträcka');
xlabel('Färdsträcka (m)');
ylabel('Sidoavvikelse (m)');
```

BILAGA 8. KALIBRERING AV MÄTGIVARE

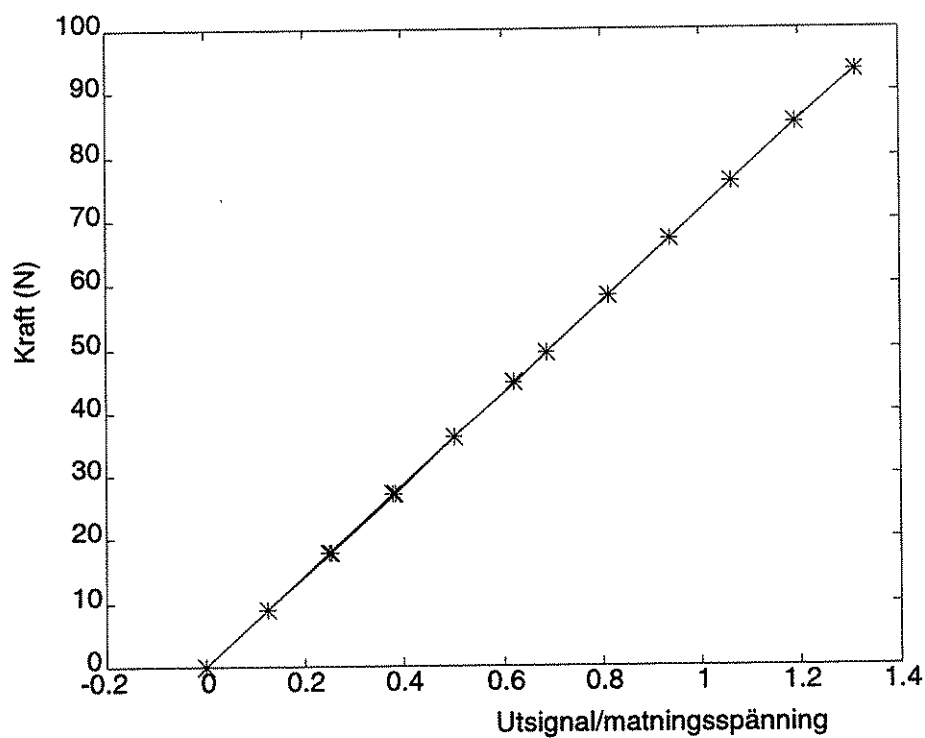


Fig. 8:1. Kraft på kraftgivaren som funktion av kvoten på kraftgivarens utsignal och dess matningsspänning. Förklaringsgraden, R^2 , är 99,9997 %.

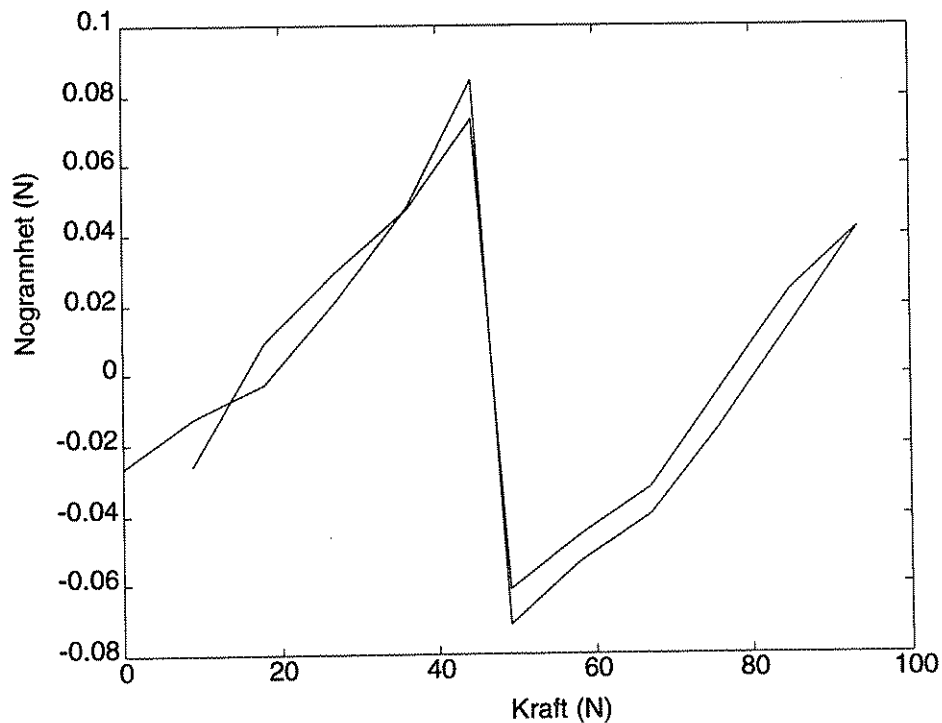


Fig. 8:2 Residualen för kraften som funktion av kvoten på kraftens utsignal och matningsspänning.

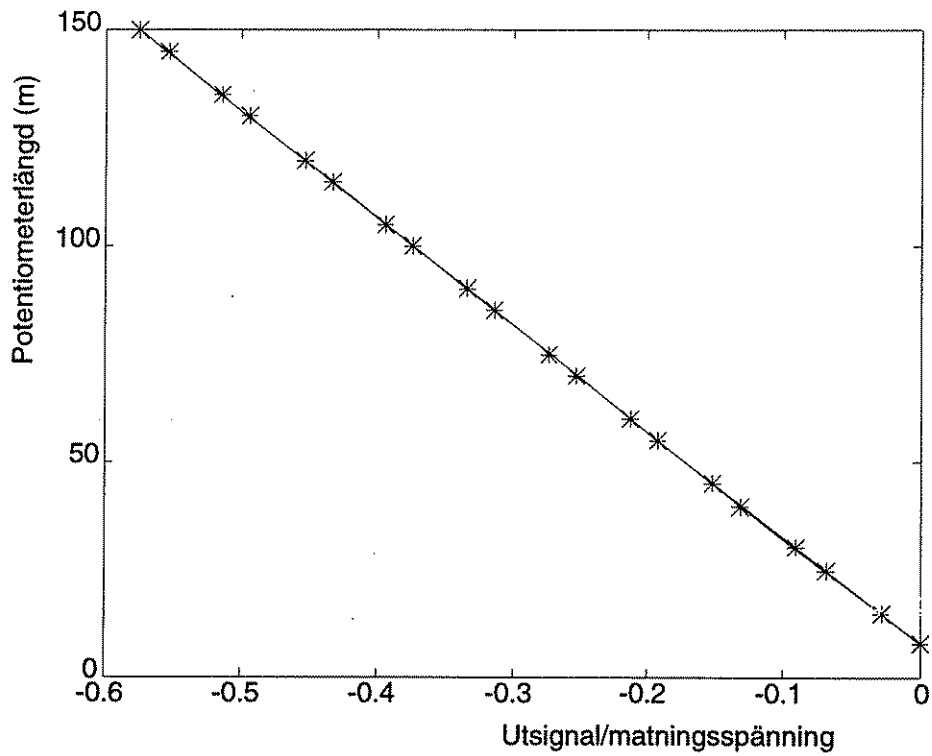


Fig. 8:3. Potentiometerlängd som funktion av kvoten mellan potentiometerns utsignal och matningsspänning. Förklaringsgraden, R^2 , är 99,9989 %

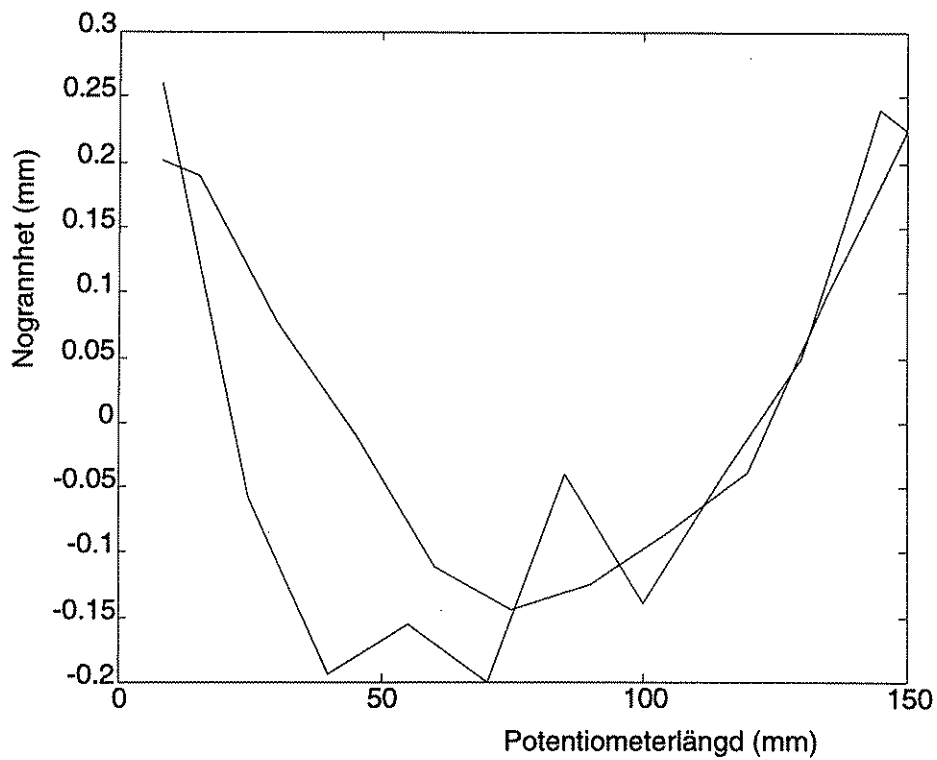


Fig. 8:4. Residualen för potentiometerlängden som funktion av kvoten mellan potentiometerns utsignal och dess matningsspänning.

BILAGA 9. PROGRAMKOD FÖR BEARBETNING AV MÄTDATA

%Program för bearbetning av mätdata från försökskopplingen till rälsbanan

```

global CB CBMid UHP ULP masth ul
load c:\d\meas\m1211101.818;% Inläsning av mätvärden från mätfil
x=m1211101;% lagring av mätvärdena i variabeln x
[B,A]=butter(2,0.05);% Butterworthfilter av andra ordningen med brytfrekvensen 5 Hertz
topforce=filtfilt(B,A,x(:,2));% filtrering av kraftgivarens signal
[D,E]=butter(2,0.01);% Butterworthfilter av andra ordningen med brytfrekvensen 1 Hertz
topM=filtfilt(D,E,x(:,3));% filtrering av potentiometerns signal
ll=500;% bottenstångslängd
LLPR=[0,-225,0];% höger bottenstångsfäste
LLPL=-LLPR;% vänster bottenstångsfäste
a=len(LLPR);% halva avståndet mellan skjutstångsfästena
masth=200;% toppramshöjd
ULP=[-160,0,200];% övre kopplingspunkt
cb=300;% bäraxellängd
ul=sqrt((sqrt(ll^2-(a-cb/2)^2)+ULP(1))^2+(masth-ULP(3))^2);% toppstångslängd
impAxisXY=181;% motståndspunktens läge framför bäraxel
impAxisz=-500;% motståndspunktens läge under bäraxel
fi1=pi-(0.492737+acos((408^2+202^2-(topM+245).^2)/(2*408*202)));% vänster
                                                    bottenstångs inre vinkel

j=0;
for i=1:length(fi1); antal mätvärden
    LHPL=LLPL+ll*[-sin(fi1(i)),cos(fi1(i)),0];% vänstra kopplingspunkten
    C=LHPL-LLPR;% diagonal i kopplingen mellan bottenstångerna
    c=len(C);% diagonalens längd
    fi21=acos((c^2+4*a^2-ll^2)/(4*a*c));% vinkeln i en av diagonalen bildade trianglarna
    fi22=acos((c^2+ll^2-cb^2)/(2*c*ll));% vinkeln i en av diagonalen bildade trianglarna
    fi2=fi21+fi22;% höger bottenstångs inre vinkel
    LHPR=LLPR+ll*[-sin(fi2) cos(fi2) 0];% höger bottenstångs kopplingspunkt
    CB=LHPR-LHPL;% bäraxelns riktning
    CBMid=LHPL+0.5*CB;% bäraxelns mittpunkt
    theta=fzero('findthet',startv);% beräkning av redskapets rotationsvinkel kring bäraxelns
    startv=theta;% nytt startvärde till nästa numeriska beräkning av rotationsvinkeln
    MAST=UHP-CBMid;% toppramens läge
    IMPaXIS1=impAxisXY*unilen(cross(CB,MAST));% vektor från bäraxelns mittpunkt till
                                                    motståndspunkten i redskapets xy-plan

    LS1=CBMid+IMPaXIS1;% redskapets sidoavvikelse
    IMPaXIS=IMPaXIS1+impAxisz*unilen(MAST);% vektor mellan bäraxelns mittpunkt
                                                    och motståndspunkten

    LS=CBMid+IMPaXIS;% vektor från origo till motståndspunkten
    topDisturbMat(i)=LS1(2)/1000;% redskapets sidoavvikelsen
    if topDisturbMat(i)<0.140;% spara bearbetningen när villkoret är uppfyllt
        j=j+1;% räknare
        dist(j)=x(i,6)-init;% körsträcka
        topdMat(j)=topDisturbMat(i);% sidoavvikelse
    end
end

```

```
y(j)=topforce(i)-0.8895;% toppstångskraft (kraftgivarens filtrerade signal-karftgivarens  
off-set)  
else  
  init=x(i,6);% initialvärde på färdsträckan  
end;  
  
end;  
axis('square');  
plot (dist,topdMat);  
title('Sidoavvikelse hos redskapet som funktion av färdsträcka');  
grid  
xlabel('Färdsträcka (meter) ');  
ylabel('Sidoavvikelse (meter)');  
pause  
plot (topdMat,y);  
title('Toppstångskraften som funktion av sidoavvikelse');  
grid  
xlabel('sidoavvikelse (millimeter) ');  
ylabel('toppstångskraft (N)');
```