



Title	耕土改良用機械器具に関する研究：第1報 作業機のリリースヒッチに関する作動特性について
Author(s)	常松, 栄; TSUNEMATSU, Sakae; 太田, 亨 他
Citation	北海道大學農學部邦文紀要, 2(4), 36-42
Issue Date	1956-11-18
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/11615
Type	departmental bulletin paper
File Information	2(4)_p36-42.pdf



耕土改良用機械器具に関する研究

第1報 作業機のリリースヒッチに関する 作動特性について

常 松 栄*
太 田 亨*

Research on the Machines and Implements for the Soil Improvement

[I] Studies on Characteristics of the Release Hitch of Farm Implements

By

Sakae TSUNEMATSU
and Akira ŌTA

I. 緒 言

近々数カ年前に発足した耕土改良事業の成果には括目すべきものがあり、該事業一段の進展の為には現段階に至るまでに逢著した種々なる隘路を打破し以て、明日に備える考究の要のあることは贅言を要しない。

筆者等は耕土改良用機械器具に関する研究に当り、過去の実績より最も多くの事故の一つの因となつた作業機のリリースヒッチをまず採り上げ各面からの考究を行つたので、ここにその結果を御報告する次第である。

すでに知られる通り、リリースヒッチは不測の荷重より作業機の安全を計るために装置されるもので、耕土改良用の場合には一役當農用の場合に比しいわゆる側曳あるいは耕深の増大等諸条件が加味されて、一段とその作用の適確性が要求されるのであるが、製品の多くが単なる外国製品の模倣にすぎない現段階においては、ヒッチの不備がそのまま事故の因となり該事業の遅滞となつている例が非常に多い現況である。筆者等はかかる状況に鑑み、その機械力学的解析とともに

静的条件を与えて作用の特性を試験し、両者の結果より動的条件への適用を試み、また現製品への批判検討をなし、設計製作上の資料および使用上の注意すべき諸条件等を求めた。

II. 供試機の機構およびその解析

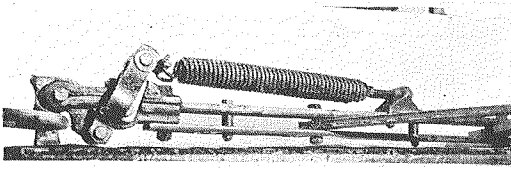
供試機にはいわゆる Cushion hitch と称される型式で、現在北海道で普遍的に使用される代表的な物を選んだ。その概要は Fig. 1-a~d の如くで、ドロバーにより作業機に装着し、前部ドラフトフックは牽曳用チェーンによりトラクターに連結され、耐荷重量は2本のトリップスプリングで調節される。(Fig. 2-a P-δ 線図参照)

その機構を見ると Fig. 1-e の如くで、A, B を固定節、C, D を移動節とした4節ベルリンクの機構であり、前部アンカー傾斜角度(α)を変位するとき、牽曳荷重(L =耐荷重量)に対するスプリングの張力(L_q)の減力比($R=L_q/L$)は α の変位に対する θ_1, θ_2 ならびに l, h の変量より次式の如く求められる。

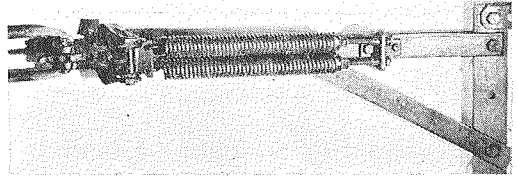
$$R=l/\alpha \cdot \sec \theta_2 \cdot h/c \cdot \sec \theta_1$$

即ち、 h の変位を齎す α の増加とともに減力比は著るしく小となる。(Fig. 2-b 参照)

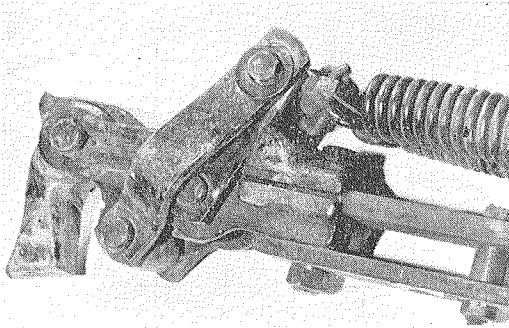
* 北海道大学農学部農業機械学教室



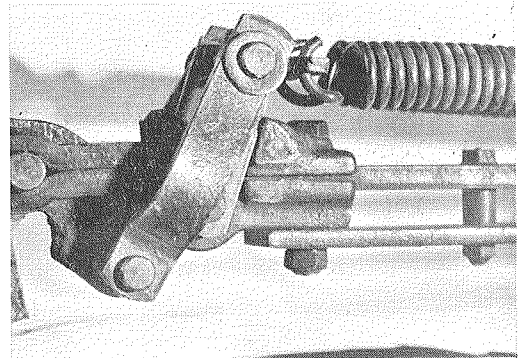
a) レリーズヒッチの側面



b) レリーズヒッチの平面



c) ドラフトフックとリンク機構



d) ドラフトフックとリンク機構を側面より撮る

Fig. 1-a~d. 供試レリーズヒッチ

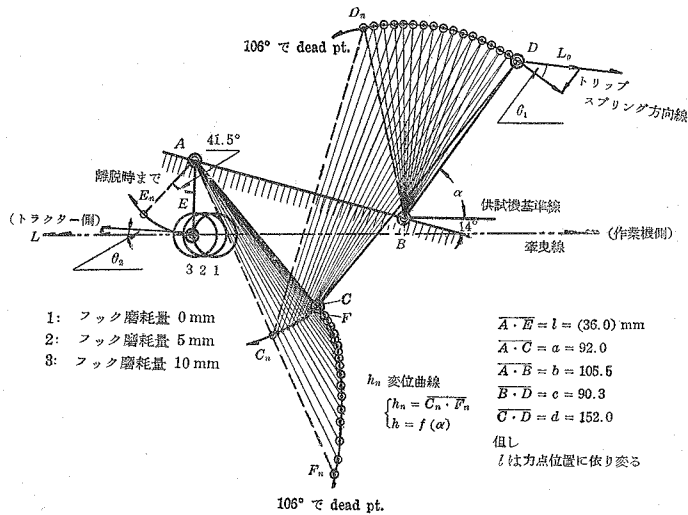
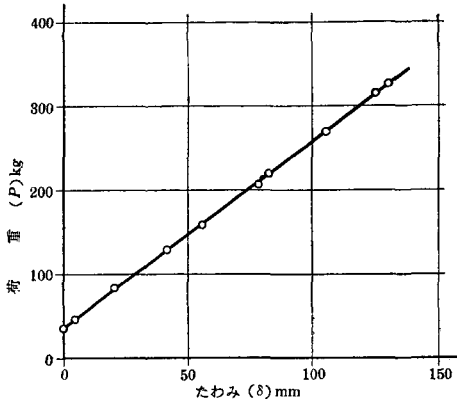


Fig. 1-e. 供試機のリンク機構

今 S の調節量 (S_a) = 0, 5, 10, 15, 20, 25 mm とし、 $\alpha = 55 \sim 76^\circ$ の範囲に 3° づつ変位させるときの理論的耐荷重曲線は Fig. 3 の如くなり-----線の示す L_{max} の点は S_a の増加とともに、即ちスプリング張力 L_q の大となるにつれて左に移向し、小リンク

板 (C) の変位し始める瞬間において L_{max} が存在する。-----線に示す等力線より所要の耐荷重量は前記供試スプリングの $P-\delta$ 線図の δ に換算して直ちに求められる。



註. 1) 本線図は2本のトリップスプリングの合算検定値である。
 2) 初張力 $\delta_0 = 39$ kg.

Fig. 2-a 供試レリーズヒッチトリップスプリングの荷重たわみ線図

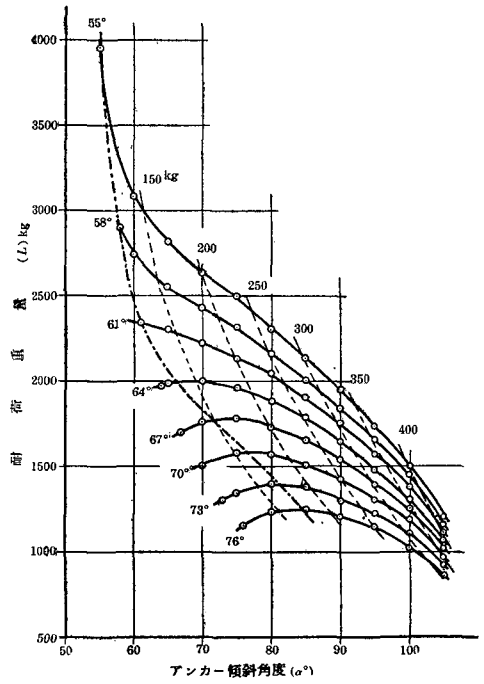


Fig. 3-b S=10 mm の場合

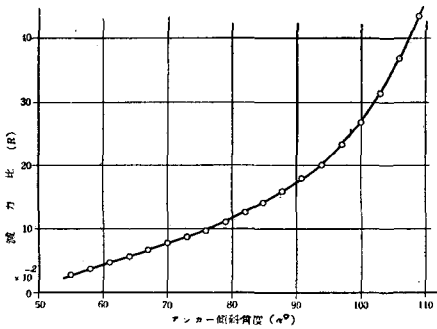


Fig. 2-b 減力比曲線

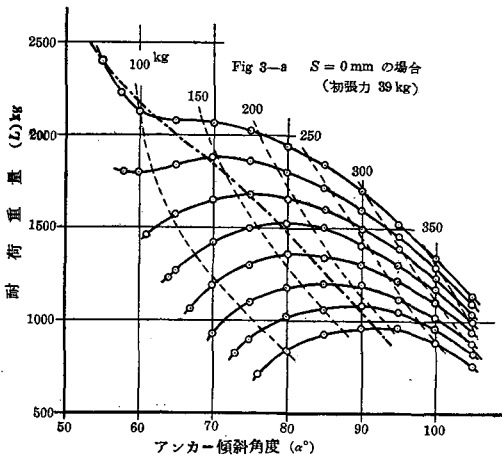


Fig. 3-a S=0 mm の場合 (初張力 39 kg)

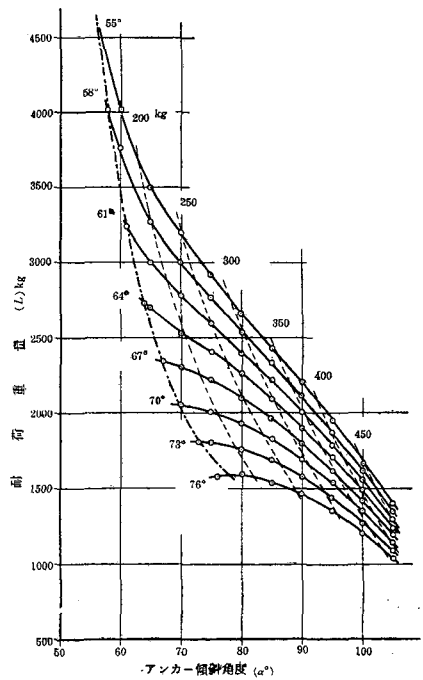


Fig. 3-c S=20 mm の場合

III. 試験方法

本試験においては、東京衡器製引張試験機（最大容量 100 ton，試験時最大容量 20 ton）を用い、次の如き条件を与えた。

1. α を適合調節範囲（55~76°）において3° づつ変位するときの S 調節量に対する L の変量
 2. フックの磨耗量（牽曳方向に対する）と L 量との関係
 3. 力点の変位と L 量との関係
 4. 牽曳角（0°, 10°, 20°, 30°）と L 量との関係
- また、供試スプリング検定にはアムスラー製鋼索試験機（引張側最大容量 1,000 kg）を用いた。試験時の牽引速度はいずれの場合も 0.005 m/sec に保つた。

IV. 試験結果ならびに考察

1. Fig. 2-b に示す如く他の条件を同一にすると

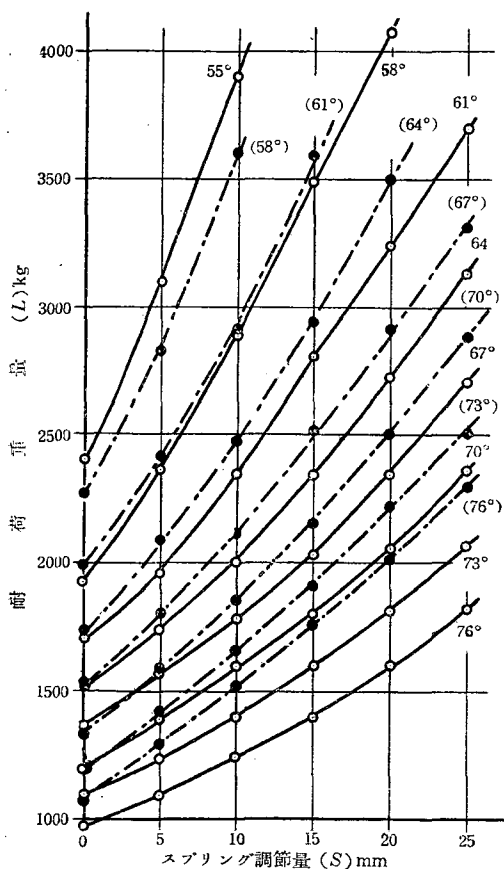


Fig. 4-a. スプリング調節量と耐荷重量の関係

き、減力比 R は α に比例する故、理論的に機素 m, n の平行となる時 $R_{max} = \infty$ を得る。しかしながらその構造上実際には R_{max} を得る前に各機素が干渉することとなり、また実用上 α の小にすぎるときは微妙な調節を要することとなり、反つて適確性を欠くこととなる。

したがつて今最小適合調節範囲 $\alpha=55^\circ$ とし、3° おきに 8 個のアンカーを製作し、 α による L 量の変異を求めた。

その結果は Fig. 4-a の如くで、----- 線は (II) において求めた各計算値である。また、Fig. 4-b はスプリング調節量 S の同一なる時の、 α と L との関係を示したものである。今、計算値と測定値との百分比 (r) をとり、2, 3 の考察を行うと次の如くである。

- 1) α に関りなく S が大になるにしたがい r は大となる。

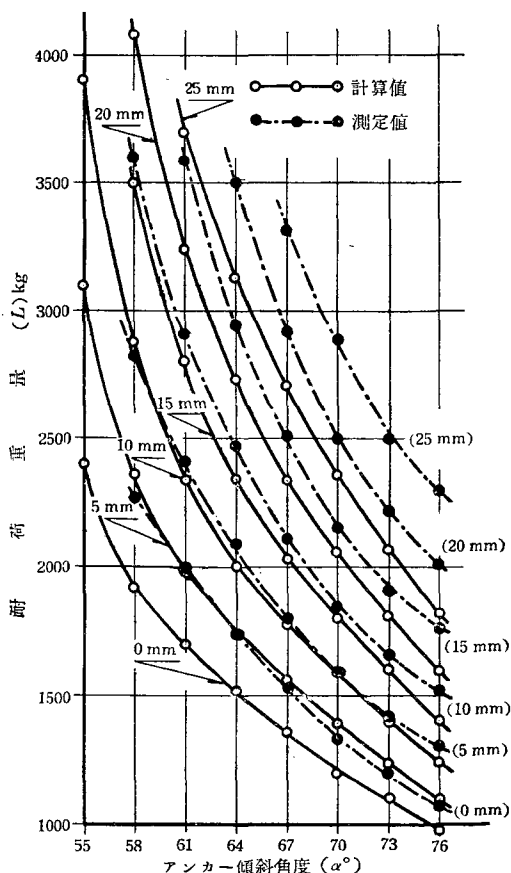


Fig. 4-b. アンカー傾斜角度と耐荷重量の関係

2) S の同一なる時 $\alpha=67^\circ$ を中心として r が大となり、 $\alpha=67^\circ$ で \min を示しこの傾向は S の大小に影響されない。

3) r の値は、 $\min 108.5\% \sim \max 125.0\%$ の範囲を有するが、 $\alpha=67^\circ$ において S による増減が最も少い。即ち、 $\alpha=67^\circ$ が最も計算値に近く、かつ実用上の耐荷重量 $1.5 \sim 3.5$ ton を任意に与える事を示した。

4) 以上から供試レリーズヒッチの如き型式の設計においては、リンク機構ならびに使用スプリングの張力の大小と相俟つて、減力比曲線の変位点(本供試機では 67°) 付近に α をとる様考慮すべき要が認められた。

2. ドラフトフックは常にチェーンと連結され損耗を生ずるものであるが、他方現地においてしばしば耐荷重量増加の目的で人為的にフックを研磨し使用することがあるので、フックの磨耗と L 量との関係を $\alpha=67^\circ$ のアンカーを用いて試験した。供試フックは Fig. 1-e に見られる如く、牽曳線方向に 0, 5, 10 mm の切削を行つた物を用いた。その結果は Fig. 5-b の如くで磨耗量が増加するにしたがつて耐荷重量もまた減少することを示した。減少割合は磨耗量 0 mm に対し 5 mm の場合は $\min 1.2 \sim \max 5.3\%$, 10 mm の場合は $\min 2.4 \sim \max 9.8\%$ である。

即ち、II において記した如く牽曳線方向の磨耗量の増加は θ_2 の増加となり、したがつて L の減少するこ

とは理論的にも肯定され、牽曳線方向のみの磨耗に対しては L の増加はあり得ない。

3. したがつて L 量増加のためのフックの磨耗は、ベルリンク l の短小によつて行われていると考えられるので、磨耗量 5 mm のフックを用い、種々力点を変じて力点の変異と L 量との関係を求めた。その結果は Fig. 5-a の如くで、力点の変位と耐荷重量とは殆んど計算値に合致することを知つた。この結果より、牽曳用チェーンの太さによつても耐荷重量が変わることが考察されるが、その結果は Fig. 5-c の如くである。本試験結果は供試チェーンの材料強弱上、5, 6 分機では 2.5 ton 前後でパーマネントセットを起したが、ほぼ Fig. 5-a と同一傾向を示して、必要以上の材料を用うときは、牽曳用チェーンによつても耐荷重量が 10% 内外増減することを示した。

4. 耕土改良の場合、作業機は側曳されることが多く、また往々にして作業を継続のまま廻行され、廻行時の無理な負荷が作業機破損の結果となることが多い。側曳される時の耐荷重量(L_0)の増量は直行時に比し理論的に牽曳角 10° の場合 1.5%, 20° では 6.4%, 30° では 15.4% と算定される。Fig. 6 各図は前項 [2] の供試フック 3 個を用い ($\alpha=67^\circ$) 右方向へ $\theta=10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ に変えるときの L_0 量を示したものである。(本試験では左右同一傾向をとるものと仮定した。) 試験結果を考察するに、磨耗量 0 mm のフック

の場合直行時 ($\theta=0^\circ$) に比し 10° では 5.0~5.9%, 20° では 12.5~13.9%, 30° では 26.5~32.2% 内外の増量 (r_a) となる。即ち、

1) r_a は理論的増量 (r_t) に比し 1.5~3 倍となり、 θ が大となる程両者の隔差 ($N=r_a/r_t$) は大となる。

2) また、Fig. 6-a では 3.5 ton 前後より除々にパーマネントセットを起してはいるが、 S の増加とともに r_t もまた増加する。

しかるに Fig. 6-b, c の如く磨耗量 5, 10 mm の場合には、直行時に比しその増量比 N が大きい。これ

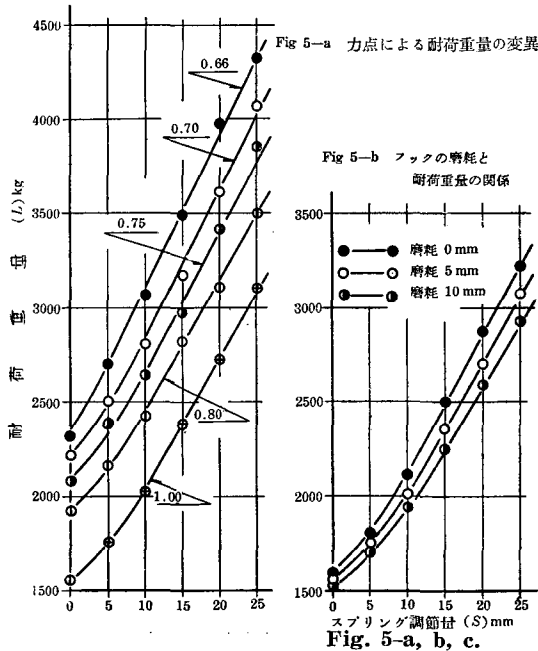


Fig. 5-a, b, c.

幅 (f) (使用チェーンの太さと連結に関連)、最大前幅 (g) もまた V が大である。 g の大きいことは (IV-4) に記した如く廻行時における力点の変異におよぼす影響大なることより看過できない。

3) 前部アンカーの傾斜角度 α に関しては (IV-1) に記したが、 $V=3.0\%$ であり、また α の規正に影響するアンカー取付距離 S_0 は $V=4.3\%$ となり、前述の試験結果よりも推論できる如く、マリアブル鋳物の単なる鑄放しあるいは取付面の簡單なる仕上のみでは不可なることが指摘できる。

4) 元来、スプリングは各メーカーとも殆んど外註されるものであり、かつヒッチ作用の不確実なる責を負わされること少くないが、本調査結果では、 p , q , D はそれぞれ $V=4.3$, 2.0 , 0.3% を示し、 p についてはやや V が大なる如く思われたので、JIS に規定される素線の公差よりその是非を試みた。即ち、一般に断面が円形である材料で作られたコイルスプリングの荷重—撓みの関係は形状係数を考慮外とすると、

$$\delta = 8NPD^3/Gd^4$$

N : 有効巻数

P : 荷重 p kg をかけたときの撓み量 mm

D : ばねのコイル径 mm

G : 材料の剪断弾性係数 kg/mm²

d : 材料の直径 mm

いまかりに材料の径 $d(1+a)$ なる物を用い、コイル径 $D(1+b)$ に作られたとすると (但し、 a , b はそれぞれの変化の割合を小数で表わしたもの)、そのスプリングの真の撓み量は次の如くなる。

$$\delta_1 = 8NPD^3(1+b)^3/Gd^4(1+a)^4 \dots (1)$$

略近的に $(1+b)^3 = 1+3b$
 $1/(1+a)^4 = 1-4a$ } とすると

$$\therefore \delta_1 = 8NPD^3/Gd^4 \cdot (1+3b-4a) \dots (2) \text{ となる。}$$

いま材料が許される公差の範囲で例えば 1% 小さいとき $a = -0.01$ $b = 0.01$ となる。

(2) より $\delta_1 = 1.07 \cdot 8NPD^3/Gd^4$ 即ち、7% の設計値の変動を生ずることとなり、 $V=4.3\%$ は許容されると称してよい。

以上各主要部の調査結果は、特にフックおよび前部アンカーの一段の工作精度を要求し、また現製品の個体差の大きいことを物語っている。

VI. 結 語

リンク装置の動力の伝達に関しては、1) 作用力の均合、2) 運動部分の慣性作用、3) 磨擦の影響の3要

素を考慮せねばならぬが、本研究においてはレリーズヒッチの作動特性を中心とする考究の便宜上、リンクの相互運動に付帯して生ずる慣性作用および磨擦の影響を除き——動力の伝達には全て関係を有するが——有効な機械的仕事をなす作用力についてのみ論じた。したが、作用力のみに関する計算値は、静的条件を与えた耐荷重量との間に 8.5~25.0% の差を有し、 $\alpha=67^\circ$ 即ち 4 節ベルリンク機構における減力比曲線の変異点付近を中心として、 α の大小に比例してスプリング張力の大小による差が大きくなった。慣性あるいは磨擦を除いた計算値の小なることは論を俟たないが、第 [IV] 項の各節考察において記した如く、その作動特性を比較検討するには充分であつたと思される。今後さらに動的条件を与えて試験を行い、設計上あるいは実用上との裏付を得たい。

機体調査結果は主要部について記した。これらについてはさらに具体的に材料の強弱、形体、工作精度等に関し、紙面を借りて記述したい。

参 考 文 献 第 2 報 に 併 記 す。

Summary

Unless a plow or one of implements is properly hitched to the tractor, it cannot give the highest possible performance. In order to design an adequate cushion hitch, we have carried out experimental studies on mechanical characteristics of it.

This paper considers mainly static forces involved, by making tests on some types of release hitch.

From this study, the following conclusions may be drawn;

1) As increasing of the angle of anchor (α°), the ratio of the tension of trip spring to the preload (L_0/L) decreases. There is an optimum value for the angle of anchor, because it is limited by constructin of hitch and size of trip spring. From our testing, we have found out that α is about 67° .

2) The weight to be preloaded, depends considerably upon size, shape and wearing quantity of each elements, hook and chain, and the angle of line of draft (θ°).

This paper will not solve all of problems, but perhaps it will help in determining the allowable precession and in designing the better structure for hitching.

Based on the static analysis outlined above, we will make practically dynamical tests on the release hitch under various conditions.