9108055
P

RAPPORT

Anders Lycken

Mätning av parametrar vid kedjesågning i laboratoriemiljö

Trätek
INSTITUTET FÖR TRÄTEKNISK FORSKNING

Anders Lycken

MÄTNING AV PARAMETRAR VID KEDJESÅGNING I LABORATORIEMILJÖ

Trätek, Rapport P 9108055
ISSN 1102-1071
ISRN TRÄTEK-R--91/055--SE

Nyckelord

chain saws
energy consumption
force measurement
harvesting
power consumption
saw chains

Stockholm augusti 1991

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1 FÖRORD 3

2 SAMMANFATTNING 3

3 BAKGRUND OCH SYFTE 4

4 FÖRLUSTER 5
4.1 Inledning 5
4.2 Friktion i kedjan 5
4.3 Friktion kedja - svärd 5
4.4 Förluster i noshjulet 6
4.5 Friktion kedja - drev 6
4.6 Förluster på grund av delningsfel på kugghjul och kedja 6
4.7 Accelerationsförluster 7
4.8 Friktion kedja - trä och andra sågförluster 7
4.9 Kommentarer till förlusterna 7
4.10 Mätning av tomgångsförluster 8

5 MÄTDATOR 9
5.1 Mätdator 9
5.2 Tryckgivare 9
5.3 Varvtalsgivare 9
5.4 Lägesgivare 10
5.5 Kraftgivare 10

6 PROVUTRUSTNING 11
6.1 Sågrigg 11
6.2 Hydraulaggregat 12
6.3 Provkropp 13
6.4 Kraftgivarmontage 13

7 KEDJESPÄNNKRAFT 14
7.1 Inledning 14
7.2 Variation på grund av olika drev 15
7.3 Variation på grund av olika förinspänningskraft 16
7.4 Variation på grund av olika kedjehastigheter 18
7.5 Variation på grund av kedjans förlängning 18

8 KRAFTER, EFFEKTER OCH ENERGIER VID SÅGNING 19
8.1 Förutsättningar för mätning av kraft 19
8.1.1 Kedjekraften 22
8.1.2 Matningskraften 23

8.2 Effektvariation vid olika sågparametrar 23
8.3 Energivariation vid olika sågparametrar 24

9 DISKUSSION 25

10 ANVÄNDA DEFINITIONER 27

11 LITTERATUR 29

12 SUMMARY 30

13 FIGURES 31

1 FÖRORD

Denna rapport är en redovisning av det pågående arbetet med att förbättra tekniken vid kedjesågning på skogsmaskiner. Resultatet bygger på laboratorieförsök.

2 SAMMANFATTNING

Syftet med föreliggande rapport är att redovisa effekt- och energiförlusterna vid kedjesågning med skogsmaskin, samt att studera sambandet mellan förlusternas beroende på avverkning, matning, matningskraft, kedjehastighet etc.

Förlusterna kan delas in i tre kategorier:
— hydrauliska förluster
— mekaniska förluster vid tomgång och
— mekaniska förluster vid sågning.

Effektbehovet för att driva enbart sågmotorn utan kedja med ca 8600 varv/minut (kedjehastighet ca 45 m/s) var ca 17 kW. Med kedja ökade effektbehovet till ca 19 kW i tomgång. Det totala effektbehovet vid sågning (kedjehastighet ca 45 m/s, matning 0,3 mm/tand) var ca 28 kW. Vid 5700 varv/minut (ca 30 m/s, matning 0,4 mm/tand) var effektbehovet 8 kW i tomgång och 16 kW vid sågning.
Dessa värden är mycket höga. Vid tidigare mätningar har effektbehovet i tomgång varit ca 13 kW vid en kedjehastighet på 45 m/s. Dessa olikheter kan bero på variationer mellan olika motorindivider.

Sågeffekten vid 45 m/s och 0,3 mm/tand var 9,2 kW och vid 30 m/s och 0,4 mm/tand 7,6 kW.

De största effekt- och energiförlusterna beror på hydraulsystemet, framför allt sågmotorn, som inte är anpassad till de höga varvtal som används. Kedja/svärd/drev-förhållandet har inte så stor del i effektförlusten.

Om kedjehastigheten kunde minskas till 30 m/s från dagens 45 m/s med motsvarande matningshöjning skulle effektbehovet kunna minska med 35 — 40 %. Detta är dock inte rekommenderbart då risken för fastkörning ökar med ökande matning samtidigt som det inte är säkert att grova stammar hinner kapas inom 1 sekund.

Varvtalet kan också minskas med 25 — 30 % med bibehållen kedjehastighet om till exempel 19 kuggars drev användes istället för 15, 15 kuggar istället för 12 eller 13 kuggar istället för 10.

Vid en drevstorleksökning och medföljande varvtalsminskning utan att ändra

kedjehastigheten ökar trycket över motorn. Varvtalsminskningen leder till minskat flöde och därmed minskade strömningsförluster i ledningarna. Verkningsgraden över motorn höjs både av varvtalsminskning och tryckökning.

Prov med olika inspänningskrafter har också utförts. Inspänningskraften har betydelse för kedjans slitage och funktion men inte för effektbehovet i någon högre grad. En löst inspänd kedja slår i svärdet hårdare och nöter på svärdets bommar och på drevet. En hårt inspänd kedja belastar noshjulet hårdare samtidigt som polygoneffekten blir mer uttalad.

3 BAKGRUND OCH SYFTE

Vid fällning och upparbetning av timmer och massaved med hjälp av skogsmaskiner bortgår en stor del av den tillförda effekten som förluster.

Vid en jämförelse mellan sågkraften uppmätt med en tand i pendel och motsvarande sågning med kedja har förluster på upp till 70% uppmätts, /1/. Förlusterna består av friktion, spåntransport och kedjeaccelerationer, det vill säga allt utom själva sågarbetet.

Syftet med studien har varit att mäta friktionsförlusterna, särskilt friktionen kedja/svärd, samt att studera sambandet mellan förlusternas beroende av avverkning, matning, matningskraft, kedjehastighet etc.

Genom att kontrollera och minska förlusterna samt optimera bearbetningsparametrarna kan man spara både effekt och energi samtidigt som olycksfallsrisken på grund av kedjebrott minskar.

Vid användning av skördare och processorer med kedjesåg är det vanligt att kedjorna går av med påföljande stora olycksrisker, /6/ och /12/. Kedjebrotten beror dels på ett eftersatt kedjeunderhåll, dels på att anpassningen kedja-drev-svärd inte är optimal och dels på att kedjorna är dimensionerade med en låg brottsäkerhetsfaktor. Det är i huvudsak ingen skillnad på dessa maskinsågkedjor och kedjor till handmotorsågar. Det kommer dock ut fler och fler 'riktiga' maskinkedjor på marknaden. Dessa kedjor har till exempel bredare länkar, kraftigare nitar och annan sidolänkkonstruktion. Den marginal man trots allt har till brott på kedjan kan ökas om man kan minska den 'icke nödvändiga' belastningen på kedjan. Till den 'icke nödvändiga' belastningen kan hänföras till exempel polygoneffekt vid kedjans passage över drev och nos och kedjans förkortning beroende på att skärlänkar i ingrepp reser sig, /2/.

Ett sätt att minska effektbehovet på kedjesågar utan att minska effektiviteten i motsvarande mängd, är att använda sågen vid dess optimala arbetsparametrar. Vilka dessa parametrar är med avseende på kedjehastighet, matningshastighet och kombinationen av dem, matning per tand, vet man idag inte riktigt.

Projektets mål är att för kombinationen skogsmaskinens hydraulsystem, kedja/svärd/drev och erforderlig kaptid hitta ett optimalt förhållande mellan kedjehastighet och matningshastighet för att därigenom minska olycksfallsrisken på grund av kedjebrott, minska effekt- och energiåtgången samt öka effektiviteten vid kedjesågning.

4 FÖRLUSTER

4.1 Inledning

Förlusterna kan delas in i tre kategorier:
— hydrauliska förluster
— mekaniska förluster vid tomgång och
— mekaniska förluster vid sågning.

De hydrauliska förlusterna är förluster i hydraulsystemet; slangar, ventiler, motorer och andra komponenter.
De hydrauliska förlusterna är betydande, men redovisas inte djupare här, med undantag för tomgångsförluster i sågmotorn.

De mekaniska tomgångsförlusterna är friktion i kedjan, friktion mellan kedja och svärd, friktion i noshjulet, friktion mellan kedja och drev samt accelerationsförluster då kedjan ändrar hastighet och riktning vid drev och noshjul.

De mekaniska förlusterna vid sågning består förutom av tomgångsförlusterna också av friktion mellan kedja och trä, friktion mellan spån och fast trä, spåntransport och deformationsförluster då underställningsklacken tränger in i trät. Andra förluster uppkommer då samma fiber skärs av flera gånger på grund av sidorörelse och tandutformning samt då kedjan 'arbetar' genom att skärlänkarna reser sig och återgår, se Figur 1.

4.2 Friktion i kedjan

Till friktion i kedjan räknas friktion länk - nit och friktion länk - länk.
Friktionskoefficienten mellan två ståldetaljer i kedjan kan antas vara 0,05 — 0,1 beroende på smörjning och ytfinhet.

4.3 Friktion kedja - svärd

Friktionen kedja - svärd uppstår då kedjan löper runt svärdet och glider på bommarna samt då drivlänken slår i spårets insida och då kedjan slår i svärdet efter drivhjul och noshjul.

Figur 1 Fotografi visande hur kedjan arbetar i sågning. Skärtändernas framkant reser sig.

Vid torrfriktion är μ så gott som oberoende av hastigheten. Vid fullfilmssmörjning är μ proportionell mot v^2 då $v > 8$ m/s.

Friktionen vid kedjesågning är en blandning av fullfilms- och torrfriktion.

4.4 Förluster i noshjulet

Vid noshjulets rotation förekommer också friktionsförluster. Dessa är dock mindre vid smort noshjul än vid osmort, vilket i sin tur är bättre än svärd utan noshjul.

4.5 Friktion kedja - drev

Denna förlust uppstår då kedjan glider mot drivhjulets kuggar vilket sker då drivhjulet drar kedjan och den glider inåt på drevet. Detta sker då kedjorna är slitna.

4.6 Förluster på grund av delningsfel på kugghjul och kedja

Förlusterna uppstår då kugghjulen, både drev och noshjul, och kedjorna inte är tillverkade med tillräcklig precision, eller då kedja och / eller drev är slitna så att avstånden mellan kuggar och mellan drivlänkar inte är exakt lika.

4.7 Accelerationsförluster

Till dessa förluster hör förluster beroende både på rotationsriktningsändring vid kedjans rotation runt drev och noshjul och på hastighetsändring beroende på varierande radie på drev och noshjul, så kallad polygoneffekt. Polygoneffekten medför också att kedjespänningen ändras för varje kuggingrepp.

Dessutom tillkommer, på nötta kedjor, det att kedjan inte kan rätas ut eller böjas fullständigt beroende att kedjan deformerats vid islag i svärd och drev, vilket medför både accelerationsförluster och ökad brottrisk.

4.8 Friktion kedja - trä och andra sågförluster

Friktionen mellan kedja och trä uppstår vid två ställen: vid skäreggen och vid underställningsklacken. Enligt /3/ är friktionskoefficienten, μ, 0,3 — 0,5 vid rått virke och en hastighet på 44 m/s. Underställningsklacken tar i då skärlänken reser sig, vilket den gör då den är i ingrepp.

En förlust vid sågning är att många fibrer skärs av flera gånger. Detta beror dels på skärtandens utformning, en tand med skarpt hörn är i det fallet bättre än en med runt hörn, dels på att kedjan kan 'luta' sig i svärdspåret.

En annan förlust vid sågning är att kedjan 'arbetar' genom att skärlänkarna reser sig och / eller lyfts från svärdbommarna vid ingrepp och sedan återgår till liggande position på bommarna. Detta kan en länk göra flera gånger under en ingreppscykel, dvs när länken är inne i sågspåret.

4.9 Kommentarer till förlusterna

De fyra första förlusterna är förluster på grund av friktion. De tre första, friktion i kedjan, kedja/svärd och i noshjulet, kan alla minskas och hållas så låg som möjligt genom effektiv smörjning av kedja och svärd.

Förluster på grund av klättring och delningsfel kan minskas genom bättre precision vid tillverkningen och, framför allt, bättre underhåll av kedjor och drev.

Accelerationsförlusterna på grund av varierande drevradie kan minskas genom att man använder större drev och noshjul. Enligt /10/ ska tandantalet för att undvika polygoneffekten vara minst 19 och helst mer än 25. Detta ska jämföras med att dreven har mellan 10 och, i bästa fall, 15 tänder och noshjulen har 11 tänder. Nu är det dock inte tandantalet i sig som är det viktigaste utan antalet brytpunkter. För sågkedjor gäller att antalet brytpunkter är dubbla tandantalet. Antalet brytpunkter är alltså mellan 20 och 30 stycken.

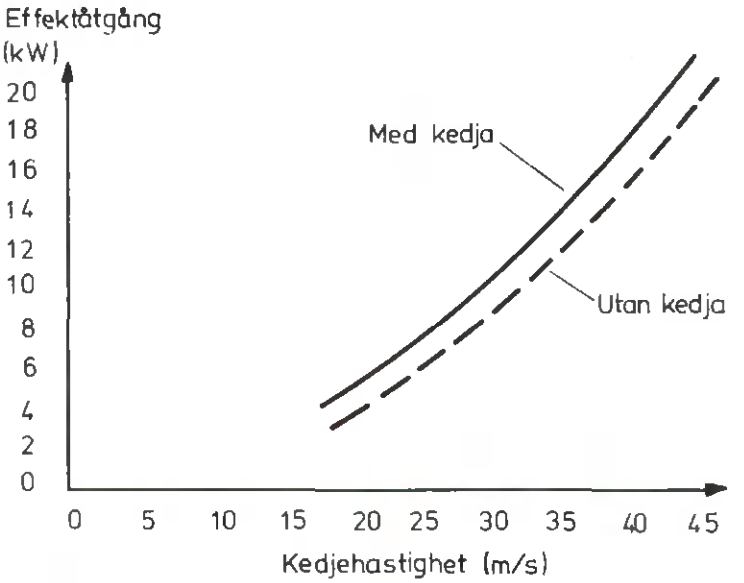
Samtliga av dessa förluster är proportionella mot v^3, där v är kedjehastigheten.

Förlusterna ökar om kedjan är så dåligt spänd att den buktar ut vid drev och noshjul beroende på att länkislagen blir hårdare och klättringen blir större.
Förlusterna ökar också om kedjan är för hårt spänd beroende på att smörjningen då inte blir effektiv i noshjul och i kedjans nitar. Glidfriktionen kedja/svärd ökar inte så mycket beroende på att kedjan lyfts vid noshjulet. På svärdets 'långsidor' ligger kedjan inte an så hårt att försträckningen påverkar friktionen nämnvärt.
En god smörjning minskar friktionen.

En teoribetraktelse av förlusterna i kedja / drev ger vid handen att storleksordningen av dem är 2 — 4 kW vid en kedjehastighet på 40 — 45 m/s, /11/.

4.10 Mätning av tomgångsförluster

Vid en effektmätning med och utan kedja finner man att tomgångseffekten för att driva bara sågmotorn F11-19, vilken beskrivs nedan i kapitel 6.1, med ca 8600 varv/*minut*, vilket motsvarar ca 45 m/s med ett 15 kuggars drev, kräver ca 17 kW. Med kedja krävs ca 19 kW. Förlusterna i kedjan vid tomgångskörning är alltså ca 2 kW vid en kedjehastighet på ca 45 m/s. Se Figur 2. Den största effekten åtgår alltså till att driva enbart motorn.



Figur 2 Effektåtgång i tomgång med och utan kedja vid olika kedjehastigheter för 19 cm^3 motorn i provriggen.

En annan motortyp, till exempel F11-10, ger mindre förluster då den har ett mindre

deplacement.

Vid en körning i tomgång utan kedja med F11-19 motorn med ett varvtal nära 9000 varv/minut med motorn på i 3 sekunder, av i 3 sekunder osv med paus 10 — 30 sekunder efter ett antal cykler under 5 minuter ökade temperaturen på motorgodset från 20 °C till ca 95 °C. Oljetemperaturen i tanken, ca 200 l, ökade från 20 till 35 °C.

Dessa förluster är höga. Förlusterna i motorerna är individberoende. Ett tidigare försök med en liknade motor gav ca 13 kW tomgångseffekt vid nära 9000 varv / minut.

5 MÄTDATOR, GIVARE, GIVARMONTAGE

5.1 **Mätdator**

Mätdatorn är utvecklad, konstruerad och tillverkad på Trätek. Datorn bygger på Intels 8-bitars enchipsmikrodator 8751. Till den kommer kringkretsar för kommunikation på 2 kanaler och mätvärdesinsamling på upp till 12 kanaler med mätområdet 0 - 5 V. Mellan de olika givarna och datorn finns moduler för att anpassa givarsignalerna till för datorn läsbara nivåer och signaltyper. Noggrannheten hos datorn är ± 10 mV och upplösningen är 20 mV.
Minsta samplingsintervall är 1 ms.

5.2 **Tryckgivare**

Tryckgivaren är av märket Dynisco med mätområdet 0 — 345 bar, 0 — 5000 PSI.
Utsignalen är 0 — 5 V.
Tryckgivaren är ansluten till trycksidan på sågmotorn.

Givare har även anslutits till retursidan. För att få utslag på returtrycket vid sågning var det nödvändigt att välja en givare med litet mätområde, 0 — 34,5 bar, 0 — 500 PSI. Det medförde att transienter med högre tryck som släpptes igenom efter fastkörning, då fastkörningen släppte, förstörde givaren. Returtrycket vid normalkörning är dock försumbart då returslangen är av tillräckligt stor dimension.

Tryckgivarsignalen ger via en omvandlingsformel kedjekraften, F_{chain}.

5.3 **Varvtalsgivare**

Varvtalet mäts med en induktiv pulsgivare som är kopplad till en frekvens/spänningsomvandlare. Antalet pulser per varv är 4. Pulserna fås från metallbitar fästade på ett plasthjul monterat på motoraxeln. Omvandlaren är inställd för att ge 5 V

vid ca 9500 varv/minut på sågmotorn. Givaren klarar 1 kHz, det vill säga 15000 varv/minut.

Varvtalsgivaren ger kedjehastigheten, v_{chain}, då man vet radien på drevet.

5.4 Lägesgivare

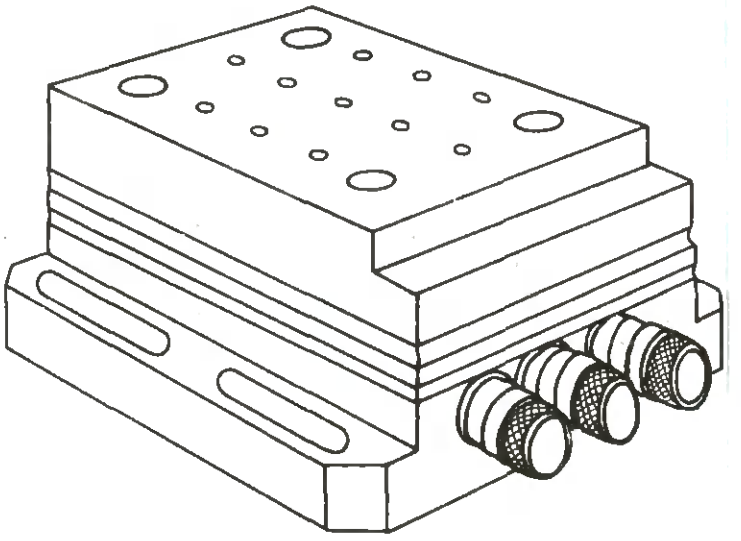
Som lägesgivare har en optisk inkremental vinkelgivare använts. Fabrikatet är Leine & Linde. Givaren har 2540 pulser / varv. Givaren roterar av att en kedja, som löper över ett kugghjul på givaraxeln, är fästad i linjärbordet. Pulserna samlas in på en pulsräknare vilken avläses vid insamlingstidpunkten.

En potentiometer har också prövats för positionsbestämning. Upplösningen och noggrannheten på den var dock för dålig för att vara användbar.

Lägesgivaren ger läget på sågen samt, dividerat med en tidsfaktor, matningshastigheten.

5.5 Kraftgivare

Kraftgivaren är en trekomponents piezoelektrisk mätplattform, tillverkad av Kistler Instrumente AG, med beteckningen 9257A, se Figur 3. Till den kopplas en laddningsförstärkare med beteckningen 5007.



Figur 3 Kistler mätplattform 9257A.

Några data för mätplattformen:

Maximal last	- 5 ... 5 kN
Styvhet, F_x, F_y	≈ 1 kN / μm
F_z	≈ 2 kN / μm
Egenfrekvens	> 4 kHz
Linjäritet	≤ ± 1 % FS
Överhörning mellan kanalerna	≤ ± 2 % FS

När en last läggs på i någon riktning byggs en proportionerlig laddning upp i motsvarande piezoelektriska element. Denna laddning förstärks och omvandlas till en spänning i laddningsförstärkaren. Förstärkaren kan anpassas till olika mätsituationer genom att byta filter, ändra känslighet med mera.

Vid sågningarna har vi använt aktiva lågpassfilter med gränsfrekvensen 22 Hz.

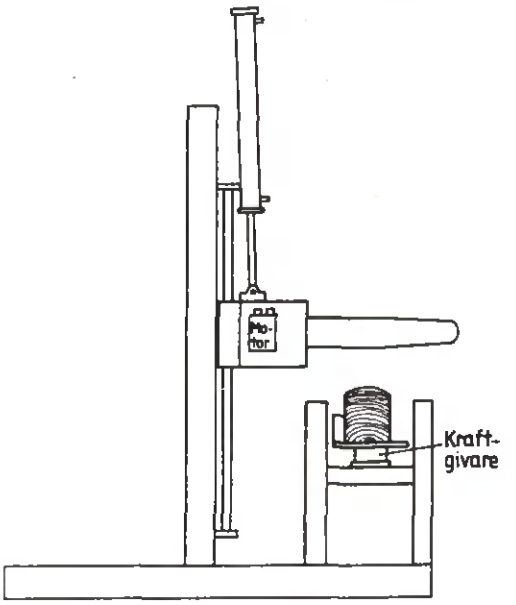
En låg gränsfrekvens har använts för att filtrera bort vibrationer från pumpar och motorer samt från tandingreppen.

Kraftgivaren kan monteras för mätning av krafterna på antingen svärdet eller stocken, se Figur 12 och Figur 13.

6 PROVUTRUSTNING

6.1 Sågrigg

Provutrustningen består av ett stativ med ett vertikalt linjärbord på vilket sågmotorfästet är monterat. I motorfästet fastsätts även svärd och, eventuellt, den treaxiella kraftgivaren. Stocken spänns fast på ett bord, antingen direkt eller via kraftgivaren, se Figur 12 och Figur 13. Figur 4 på visar försöksriggen.



Figur 4 Försöksrigg vid kedjesågning.

Sågmotorn är en hydraulmotor med fast deplacement från Volvo Flygmotor AB med beteckningen F11-19. Även motorn F11-10 kan monteras.

Data för motorn F11-19:	
Maximalt varvtal	7500 varv/minut
Maximalt kontinuerligt varvtal	5400 varv/minut
Maximal effekt	45 kW
Maximal kontinuerlig effekt	32 kW
Flöde, teoretiskt	19 cm^3 / varv
Vridmoment, teoretiskt	30,2 Nm / 100 bar

Det är samma typ av motor som används på många skogsmaskiner. Den har trots det nominella maxvarvtalet möjlighet att köras med 9500 varv/minut under korta perioder.

Vid effektmätning på olika motorindivider har olika värden på tomgångseffekten uppmätts.

Matningsrörelsen i sågriggen åstadkoms genom att förskjuta linjärbordet med hjälp av en hydraulcylinder. Slaglängden på cylindern är 500 mm. Kolvdiametern är 50 mm, kolvstången är 32 mm i diameter.
Matningshastigheten ställs in genom att justera systemtrycket och en strypning på cylinderns utloppssida.

Principen med parallellförflyttning i stället för vridning av svärdet har valts för att man ska veta var i stocken svärdet befinner sig och för att matningshastigheten ska bli lika genom hela sågningen. På skogsmaskiner sker matningen genom vridning av svärd och motor.

6.2 Hydraulaggregat

Hydraulaggregatet består av 3 variabla kolvpumpar med tillhörande riktnings- och överströmningsventiler. Pumparna är olika stora med maximal kapacitet på 25 — 210 l olja / minut.

Oljemängden i systemet är ca 300 l.

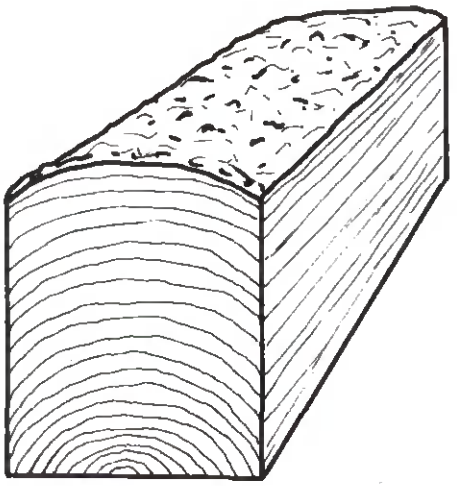
6.3 Provkropp

Provkropparna har formen av en formfranska med bredden 15 cm, se Figur 5. Höjden varierar beroende på ursprunglig stockdiameter, men är mellan 15 och 25 cm.
Limpformen har valts för att man ska få en väldefinierad sågarea samt för att man ska veta var i stocken sågen befinner sig. För att kunna mäta under en längre tid har en 'limpa' limmats ihop med ett fyrkantblock på höjden. Rundvirke har också provsågats.
Träslaget är furu.
Vid sågning i limträbalk kan man direkt i kedjekraftdiagrammet se de olika brädämnena, se Figur 6.

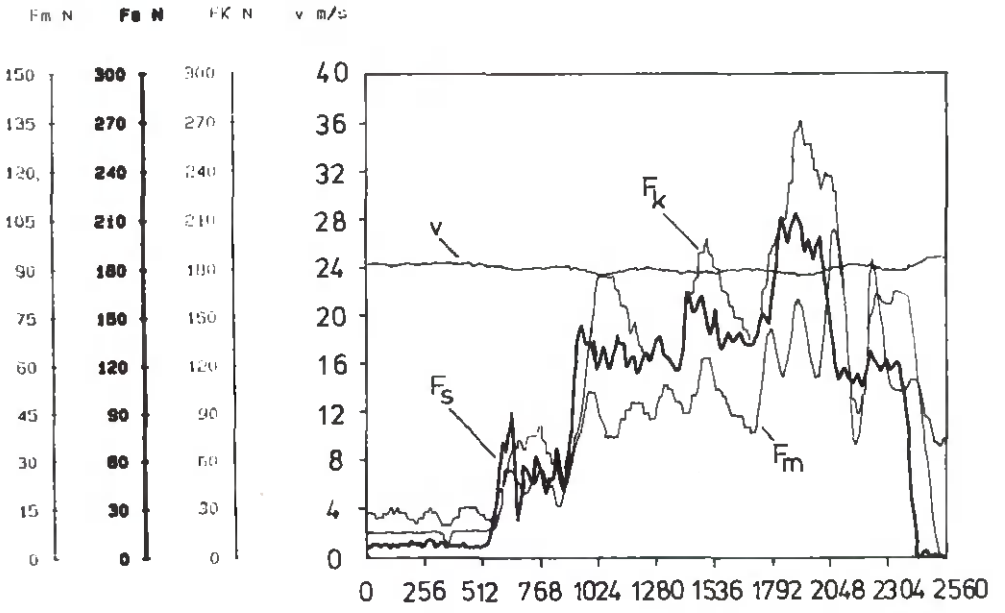
6.4 Kraftgivarmontage

Kraftgivaren kan monteras på två principiellt olika sätt.

Antingen sätts stocken fast i givaren, då mäter man krafterna som påverkar stocken, se Figur 12, eller så sätter man fast svärdet i givaren för att mäta svärdkrafterna, se Figur 13.



Figur 5 Provkropp för sågförsök.



Figur 6 Sågning i limträbalk med olika matningskraft, Fm, sågkraft, Fs, och kedjekraft, Fk, i de olika brädämnena.

7 KEDJESPÄNNKRAFT

7.1 **Inledning**

Med kedjespännkraft menas här den spännkraft som kedjan är spänd med. Kraften mäts på svärdet i svärdets längdsriktning. Vid stillastående är kraften som påverkar vardera kedjehalvan, övre och undre, halva förinspänningskraften. Vid sågning tillkommer ett antal andra krafter som påverkar kedjan.

Med svärdet monterat i kraftgivaren har ett antal olika mätningar utförts:

kedjespännkraftens variation på grund av olika

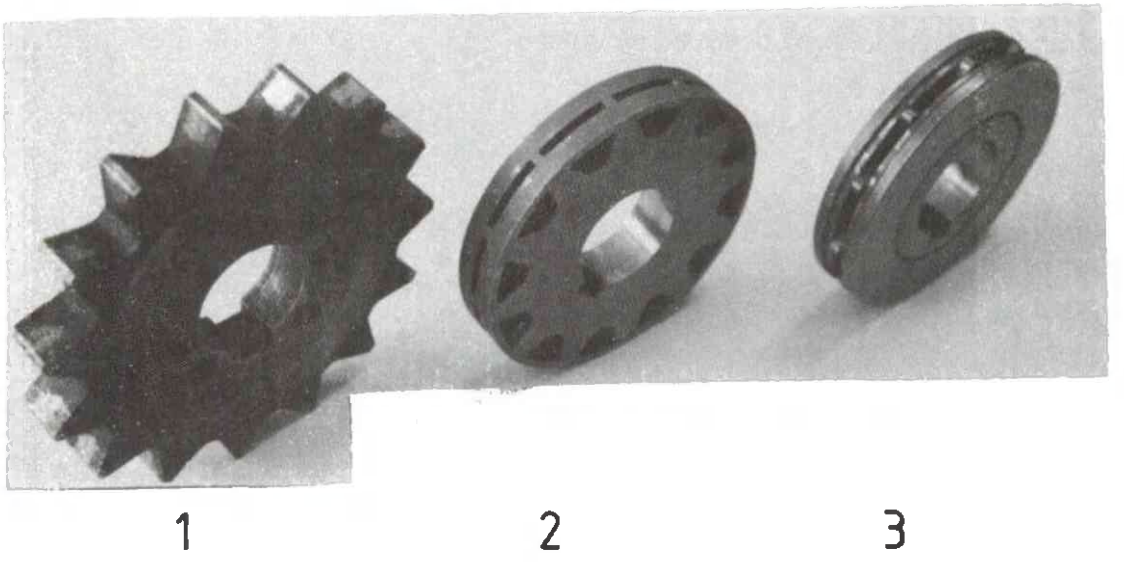
* drevtyper
* förspänning
* kedjehastigheter
* kedjeförlängning

7.2 Variation på grund av olika drev

Tre olika drev har undersökts, se Figur 7

Öppet kuggdrev, 15 kuggar, Sandvik Windsor
Slutet drev, ringdrev, 12 kuggar, Sandvik Windsor
Slutet drev, ringdrev, 11 kuggar, Appells

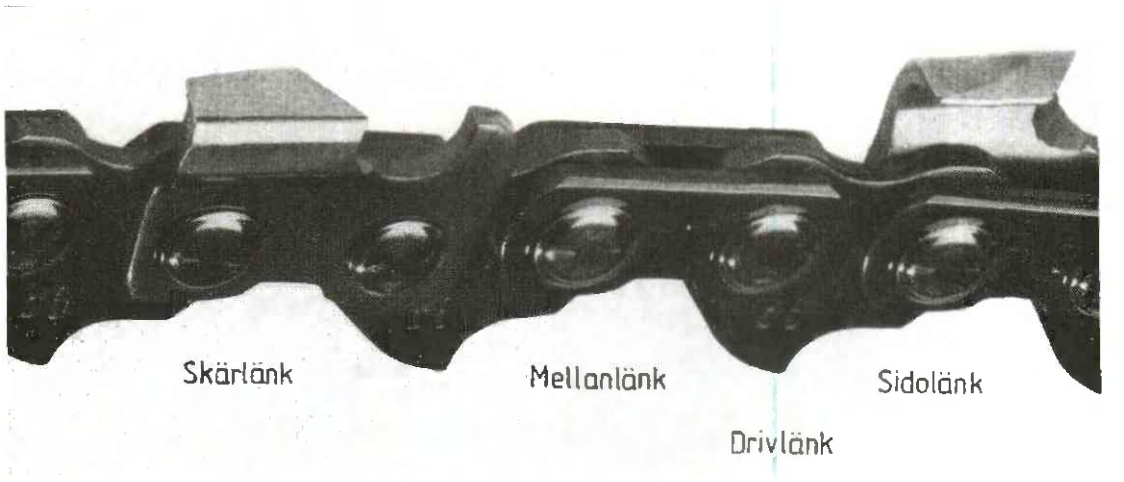
De två Sandvik Windsordreven är avsedda för vanlig skördarkedja medan Appellsdrevet är avsett för Oregon 18H med drivlänktjocklek 2mm.



Figur 7 Tre typer av drev.
1, kuggdrev, 15 kuggar, Sandvik Windsor,
2, ringdrev, 12 kuggar, Sandvik Windsor,
3, ringdrev, 11 kuggar, Appells.

Skillnaden mellan öppet och slutet drev är att det slutna drevet låter kedjans driv- , sido- mellanlänkar, se Figur 8, vila på drevets sidor, medan det öppna drevet lyfter mitt på kedjans mellanlänkar. Kedjan styrs bättre i det slutna drevet, vilket minskar risken för kedjeavhopp.

Skillnaden mellan Sandvik Windsordrevet och Appellsdrevet är, förutom att de är avsedda för olika kedjetyper, att Sandvik Windsordrevet är helgjutet medan Appells är svarvat och bearbetat i flera delar som gängas ihop.



Figur 8 Kedjans olika länkar.

Polygoneffekten minskar med det slutna drevet beroende på att kedjan där får dubbelt så många stödpunkter och att drevets effektiva radie inte varierar lika mycket som på det öppna drevet.

Vid våra körningar har vi också observerat att noshjulen inte är helt runda och/eller centrerade. Vid mätning av noshjulets centrering har skillnader på upp till 0,15 mm mellan största och minsta radien konstaterats. Variationer i inspänningskraften på mellan 200 och 250 N har uppmätts under ett varv beroende på ocentrering och polygoneffekt hos noshjul och drev.

7.3 Variation på grund av olika förinspänningskraft

Mätningar av kedjespännkraften vid olika förinspänningskraft har också företagits. Vid mätningen kördes sågen i tomgång intermittent med 4 av-/påslag per 10 sekunder med tio sekunders paus mellan körningarna,

- - - - - - - - - - - - osv,

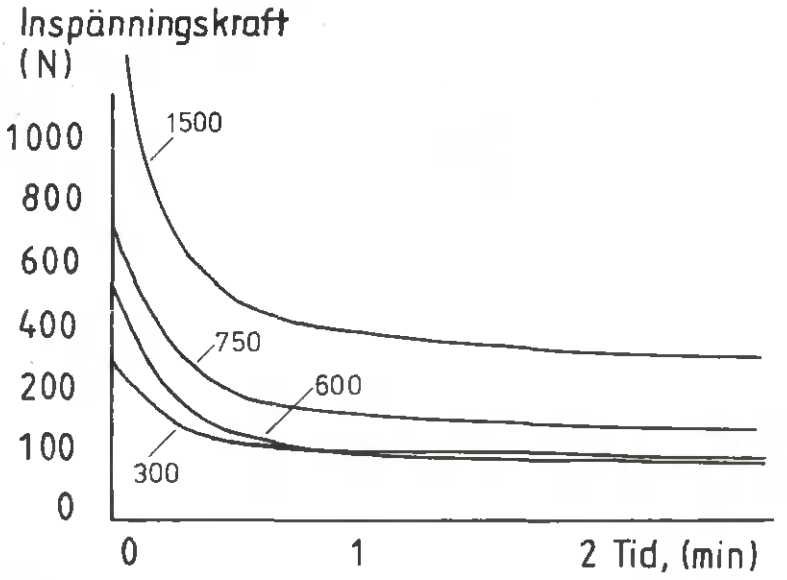
där - betecknar körning.

Kedjehastigheten var ca 43 m/s.

Förinspänningskraften vid stillastående och rumstempererad kedja och svärd var 300, 600, 750 och 1500 N.

Efter 1,5 — 2 minuter hade fortfarighet uppnåtts. Vid den tiden hade temperaturen i kedja och svärd stigit till mellan 80 och 100°C beroende på vilken förinspänningskraft som förelåg, högre temperatur vid högre förinspänningskraft.

Vid förinspänningskraft i stillastående mellan 300 och 750 N blev kraften i körning ca 100 N. Vid en förinspänningkraft på 1500 N blev kraften i körning ca 250 N. Se Figur 9.

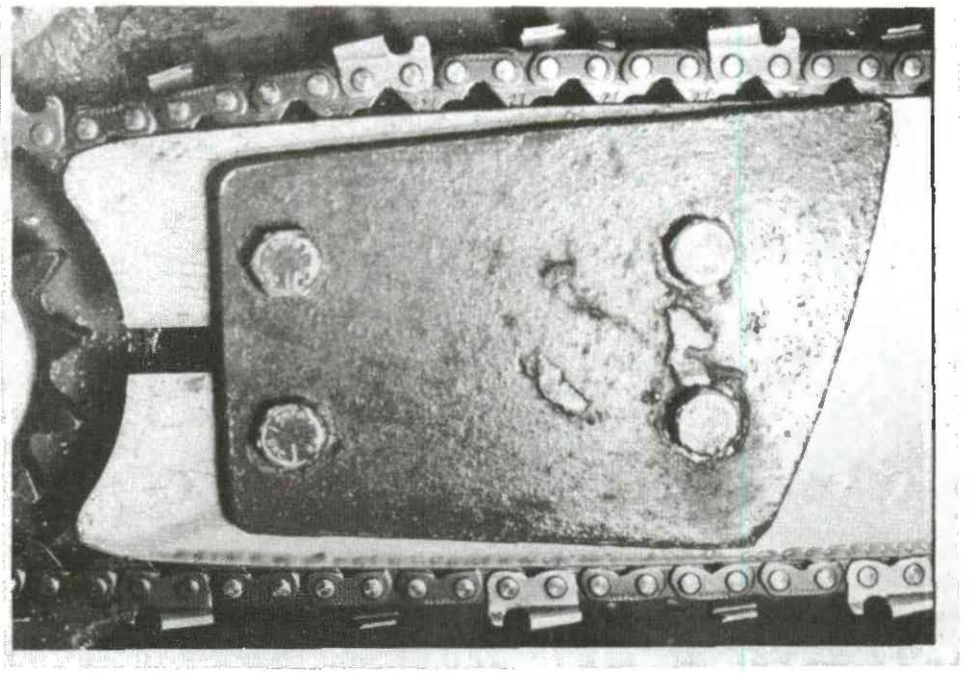


Figur 9 Kedjespännkraftens variation på grund av olika förinspänningskraft, 300 - 1500 N, efter ett antal minuters körning i tomgång med kedjehastigheten ca 43 m/s.

Vid en liten förinspänningskraft blir kedjan slak och risken för avhopp blir stor. Dessutom blir bukterna vid drev och noshjul stora med hårdare islag i svärdet som följd, se Figur 10. Islagen medför stora påkänningar på kedja och svärd. Vid stor förinspänningskraft blir friktionen stor och därmed ökar värmeutvecklingen och förslitningen på kedja och svärd.

Den av Sandvik Windsor rekommenderade inspänningskraften är ca 600 N. Den bygger på erfarenhet av att spänna kedjan och mäts genom att lyfta den från bommarna med en ganska stark hand och känna efter. Det verkar vara en ganska lämplig inspänningskraft. Hårdare spännkraft ger inte någon större vinst.

Såsom påpekats i ovanstående avsnitt om olika drev kan alltså förinspänningskraften variera inom ett stort område beroende på i vilket läge drevet står då kedjan spänns. Därför är det viktigt att dra runt drevet vid kedjeinspänning så att variationerna i spänning märks och ett lämpligt medelvärde kan ställas in.



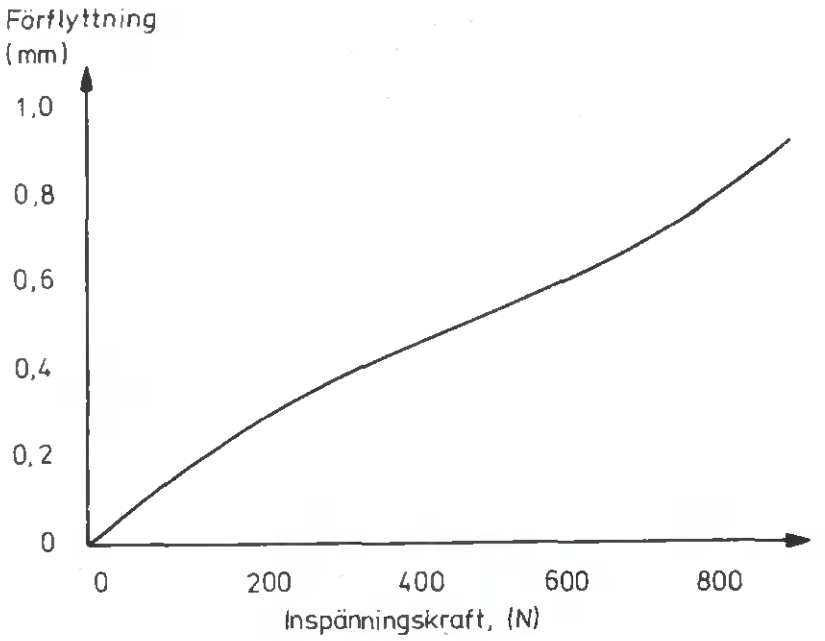
Figur 10 Kedjan buktar ut vid drevet på grund av för liten kedjespänning.

7.4 Variation på grund av olika kedjehastigheter

Vid ökande hastighet på kedjan ökar inspänningskraften. Detta beror på att kedjan på grund av tröghetskrafter buktar ut vid noshjul och drev.

7.5 Variation på grund av kedjans förlängning

Då kedjan förlängs, till exempel på grund av värmeutvidgning eller slitage, minskar inspänningskraften med ca 500 N/mm vid förlängning av kedjan. Mätning av detta har gjorts genom att sträcka kedjan genom att förflytta svärdet och plotta svärdets förflyttning relativt motoraxeln mot kraften, se Figur 11. I diagrammet är förflyttningen, y-axeln, den sträcka som svärdet förflyttat sig. Kedjan förlänger sig alltså dubbla den sträckan. Utvidgningskoefficienten för stål är 11,5 * 10^{-6} / K. Vid en temperaturökning på 100 °C, till exempel från -20 °C till +80 °C, förlängs en 1,5 m kedja 1,7 mm. Därvid minskar inspänningskraften med ca 850 N.



Figur 11 Svärdets förflyttning som funktion av kraften. Kedjans förlängning är dubbla svärdförflyttningen.

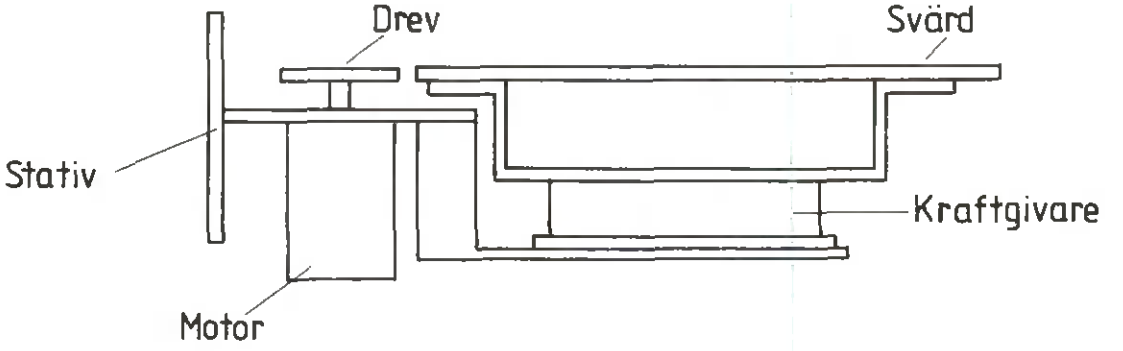
8 KRAFTER, EFFEKTER OCH ENERGIER VID SÅGNING

8.1 Förutsättningar för mätning av kraft

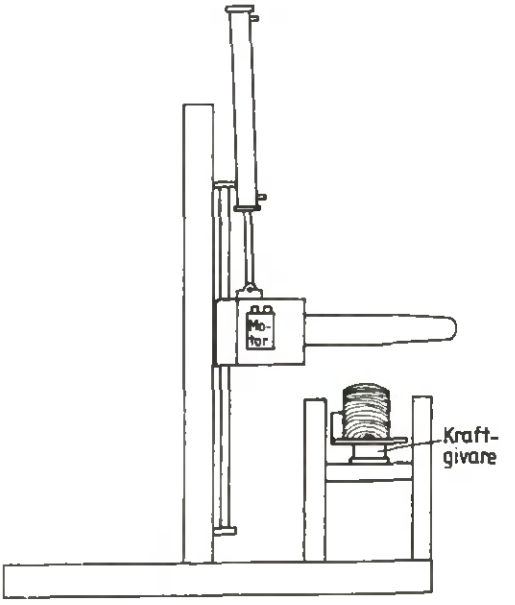
För att kapa en stock utan spjälkningsskador måste kapet ske på mindre än 1 sekund, oavsett stockdiameter, /1/.
Formeln för detta blir $^{d * z}/_{m * v} \leq 10$.
Då z, skärtanddelningen, på en .404 kedja är 4,1 cm, d är stockdiametern som kan sättas till 30 cm kan man laborera med m, matningen, med enhet mm/tand och v, kedjehastigheten, med enhet m/s.
m * v skall vara minst 12,3. Om v = 30 m/s skall matningen vara minst 0,41 mm/tand. Om v = 45 m/s skall matningen vara minst 0,27 mm/tand.

Vid sågningen uppstår krafter i kedja, svärd och stock. Vi har i denna undersökning endast tagit fasta på de enkelt mätbara krafterna F_{chain}, F_{feed}, F_{side}, F_{sword} och F_{saw} vilka motsvarar dragkraften i kedjan samt matnings-, sid- och längskraften i svärdet vilka fås med Kistlergivaren monterad i svärdet, se Figur 12. Med Kistlergivaren monterad i stocken fås i stället matnings-, sid- och sågkraften i stocken, se Figur 13.

Problemet har varit att i varje tidpunkt skilja ut förlustkrafterna ur de totalt uppmätta krafterna. Problemet beror till viss del på att hydraultrycket, ur vilket krafterna beräknas,



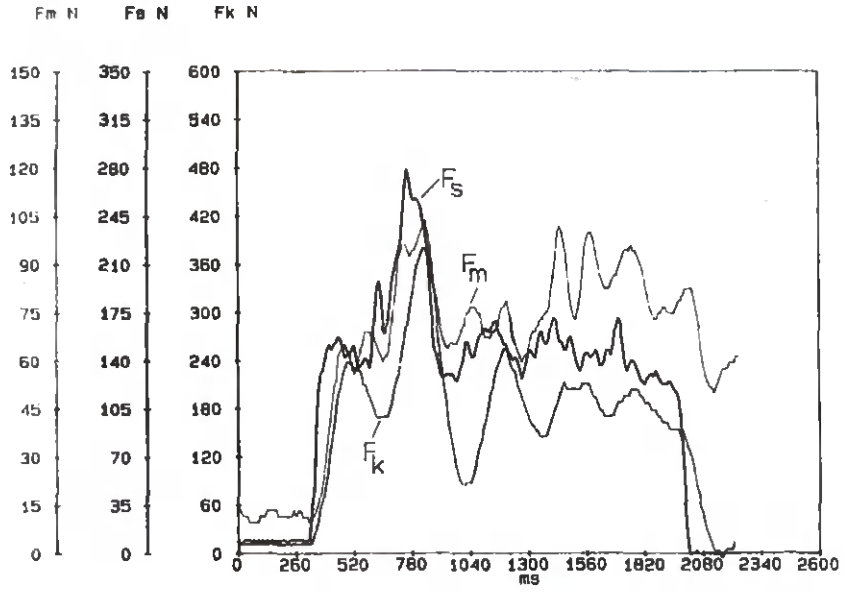
Figur 12 Schematisk bild av kraftgivaren monterad på svärdet, sett uppifrån.



Figur 13 Kraftgivaren monterad på stocken.

byggs upp och avklingar långsammare än den verkligt uttagna kraften. Förhållandet kan ses i Figur 14 och Figur 15. När kedjan går i ingrepp ökar F_s, sågkraften på stocken, momentant medan F_k, kedjekraften, byggs upp långsammare. När F_s går mot 0 är stocken genomsågad, men kedjekraften F_k minskar inte till sitt startvärde direkt, utan minskar först till ett värde under startvärdet och svänger sedan in mot detta. Minskningen och

ökningen beror på att hydraulsystemet 'pustar ut' efter sågarbetet. Denna 'pustning' beror på att hydraulsystemet utvidgas vid tryckökning och drar ihop sig vid trycksänkning, med påföljande flödesökning som följd. F_m är en ovidkommande kurva.



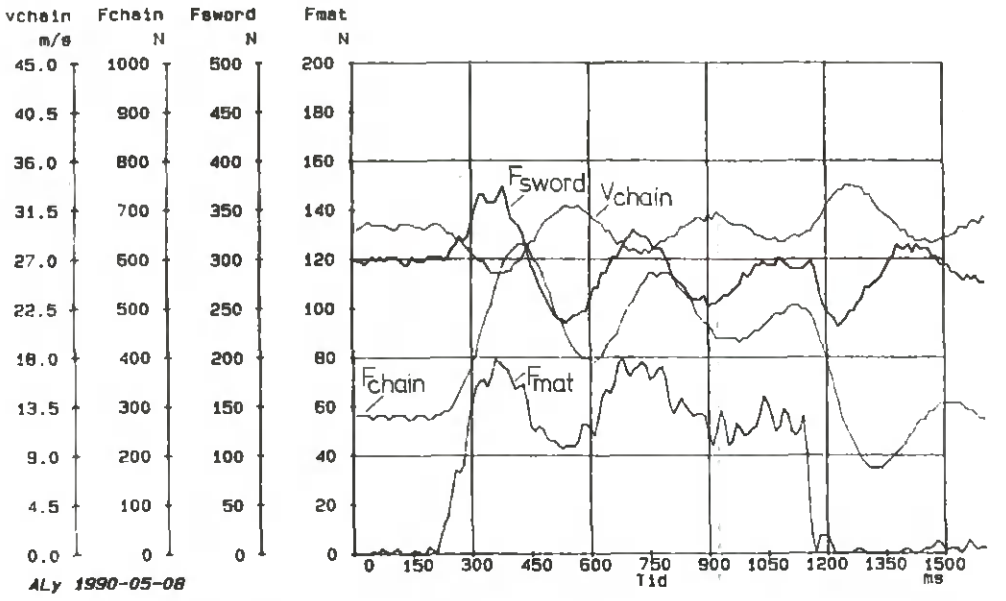
Figur 14 Krafter uppmätta med stocken monterad i kraftgivaren. Kedjehastighet 30 m/s, matning 0,2 mm/tand, avverkning 180 cm^2/s.

Vid montage av svärdet i Kistlergivaren var tanken den att friktionskraften direkt skulle vara mätbar som F_{sword}. I Figur 15 visas hur det gick.

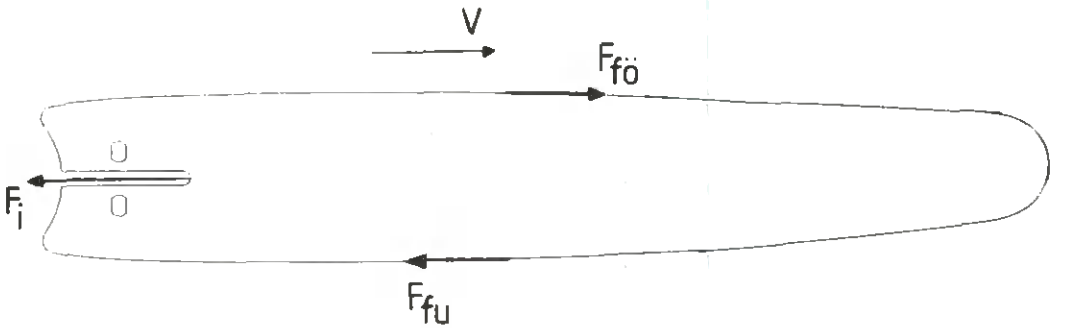
Man ser att svängningar uppträder även här, deras orsak är inte klarlagda. Om man studerar F_{sword}, kraften i svärdets längsled, ser man att kraften är lägre vid kapets slut än vid dess början. Om F_{sword} enbart var beroende av friktionen samtidigt som inspänningskraften var konstant skulle F_{sword} vara större under kapet än i tomgång samt ha lika värde före och efter kapet. F_{sword} är kraften som påverkar svärdet i dess längsled och den kraften är sammansatt av både friktion kedja/svärd och kedjeinspänningskraft, se Figur 16.

Kedjeinspänningskraften minskar, som tidigare visats, då kedjan blir varm och förlängs vilket inträffar i körning. På detta sätt kan man alltså inte heller mäta friktionen.

Vid en jämförelse mellan en ny välsmord och en ny osmord kedja med samma inspänningskraft i stillastående och samma skärparametrar i övrigt kan man inte finna någon säker skillnad i effektbehov eller energiåtgång. Skillnaden ligger istället i slitaget på kedjan och svärdet. Hur effekt- och energiförhållandena är vid välanvända träslöa kedjor är inte utrett i denna undersökning.



Figur 15 Krafter uppmätta med svärdet monterat i kraftgivaren. Kedjehastighet 30 m/s, matning 0,3 mm/tand, avverkning 320 cm^2/s, effektåtgång vid sågning 14 kW varav sågeffekt 5,6 kW.



Figur 16 Krafterna som bildar F_{sword} är inspänningskraften F_i, samt friktionskrafterna $F_{fö}$ på övre svärdsdelen och F_{fu} på undre. Vid sågning ökar F_{fu}.

8.1.1 Kedjekraften

Medelvärdena på kedjekraften under sågning visas i tabellen nedan. De faktiska maxkrafterna är svåra att ange beroende på mätningsförfarandet och problemen i hydraulsystemet som nämnts ovan. Den mätta kedjekraften uppgick som mest till ca 1100 N. Medelvärdena är baserade på fem eller sex körningar, olika beroende på parametrar.

Kedjekraften är här den kraftökning som uppmätts under sågning jämfört med i tomgång innan kedjan gått i ingrepp. Kraften anges i N.

Tabell 1. Medelvärde på kedjekraften i N under sågning med olika kedjehastigheter och matning. Snittlängd 15 cm.

	kedjehastighet, m/s	
	30	45
matning, mm/tand		
0,25	170	
0,3	220	230
0,4	280	
0,45		410

Avverkningen, det vill säga genomsågad yta per tidsenhet, varierar naturligtvis då kedjehastighet och matning varieras.

8.1.2 Matningskraften

Medelvärdena på matningskraften under sågning visas i tabellen nedan.
Kraften anges i N. Medelvärdena är baserade på fem eller sex körningar, olika beroende på parametrar.

Tabell 2. Medelvärde på matningskraften i N under sågning med olika kedjehastigheter och matning. Snittlängd 15 cm.

	kedjehastighet, m/s	
	30	45
matning, mm/tand		
0,25	43	
0,3	58	43
0,4	100	
0,45		164

8.2 Effektvariation vid olika sågparametrar

Sågeffekten i kW vid olika parametrar visas i tabellen nedan.

Sågeffekten i detta fall är den totala effekten vid sågning minus tomgångseffekten uppmätt innan kedjan går i ingrepp. Medelvärdena är baserade på fem eller sex körningar, olika beroende på parametrar.

Tabell 3. Medelvärde på sågeffekten i kW under sågning med olika kedjehastigheter och matning. Snittlängd 15 cm.

	kedjehastighet, m/s	
	30	45
matning, mm/tand		
0,25	5,0	
0,3	6,0	*9,2*
0,4	*7,6*	
0,45		15,1

Om man utgår från 30 m/s och 0,25 m matning ser man att den största effektökningen blir vid hastighetsökning, inte alls så mycket vid matningsökning.

Enligt resonemanget inledningsvis i detta kapitel är det de kursiverade effekterna som skall jämföras. Det är således bättre effektmässigt att såga med 30 m/s kedjehastighet och 0,4 mm matning per tand än 45 m/s och 0,3 mm matning. En lägre kedjehastighet kräver större vridmoment ur sågmotorn, och det är inte säkert att det räcker med de motorer som används vanligen med i övrigt samma utrustning som nu.

Tomgångseffekten vid en kedjehastighet på 30 m/s var mellan 7 och 8 kW. Vid 45 m/s var tomgångseffekten mellan 17 och 19 kW.
Totaleffekten vid 30 m/s och 0,4 mm var ca 16 kW, vid 45 m/s och 0,3 mm ca 26 kW. Med samma avverkning sjönk således totaleffektbehovet med 38 % om kedjehastigheten minskades från 45 till 30 m/s.
Sågeffekten minskade med 17 %.

Observera att effektmätningen är utförd på en stock med 15 cm snittlängd. Vid sågning av en stock med 30 cm diameter blir sågeffektbehovet troligen minst det dubbla men förhållandet mellan de olika parametrarna är fullt jämförbara.

8.3 Energivariation vid olika sågparametrar

Energifaktorn, vilken definieras som uttagen energi / sågad area, visas i tabellen nedan. Energifaktorn anges i Nm/cm^2. Medelvärdena är baserade på fem eller sex körningar, olika beroende på parametrar.

Tabell 4. Medelvärde på energifaktorn under sågning med olika kedjehastigheter och matning. Snittlängd 15 cm.

	kedjehastighet, m/s	
	30	45
matning, mm/tand		
0,25	18,6	
0,3	18,5	*20,7*
0,4	*18,4*	
0,45		19,8

Även vad gäller energifaktorn är det bättre att såga med 30 m/s och 0,4 mm matning än 45 m/s och 0,3 mm matning, jämför de kursiverade värdena.

9 DISKUSSION

Vi har alltså två problem som behöver lösas:
- effekt- och energiförluster samt
- stora belastningar på kedja, svärd och drev vilka leder till för hastig kedje-, svärd- och drevförslitning.

Det tycks som om förlusterna i kedja/svärd är förhållandevis svåra att komma till rätta med. Det är heller inte där de största förlusterna effekt- och energimässigt ligger. För att förbättra säkerheten och minska stilleståndstiden på maskinerna kan dock inte kedja/svärdförhållandet negligeras.

Vad gäller förslitning av komponenter är det viktigaste att tänka på för maskintillverkare och kedje-, drev- och svärdtillverkare att anpassa komponenterna till varandra och konstruera dem så att de är servicevänliga. Maskinförare måste tänka på att underhålla dem så att en utsliten detalj inte förstör de övriga. Till exempel leder ett slitet drev snabbt till kedjebrott; en dåligt spänd kedja klättrar på drev och noshjul och förstör både dem och sig själv på kort tid och sliter dessutom snabbt ner bommarna på svärdet genom hårda islag; en för hårt spänd kedja förstör noshjulet. Ett ocentrerat noshjul eller drev, beroende på antingen fel på noshjulet, motoraxeln eller drevet, leder till stora belastningar på svärdet, kedjan och motorn och kan så småningom medföra kedjebrott eller motorhaveri.

Både antalet belastningsväxlingar och belastningsstorleken kan minskas om större drev används. Antalet växlingar minskar då varvtalet minskar, och storleken minskar då polygoneffekten minskar.

Varvtalet skulle, med till exempel 19 kuggars drev istället för 15, 15 kuggar istället för 12 eller 13 kuggar istället för 10 kunna minskas med 25 — 30 % med samma kedjehastighet.

Effekt- och energiförlusterna ligger till allra största delen i hydraulsystemet. Vid en drevstorleksökning och medföljande varvtalsminskning utan att ändra kedjehastigheten ökar trycket över motorn. Varvtalsminskningen leder till minskat flöde och därmed minskade strömningsförluster i ledningarna. Verkningsgraden över motorn höjs både av varvtalsminskning och tryckökning.

Ett större drev skulle också kräva ett bredare svärd, vilket minskar risken för att svärdet böjs och bryts.

10 ANVÄNDA DEFINITIONER

a	:	Avverkning, [cm^2/s], beräknas ur v_{feed}, stockbredd, tanddelning och v_{chain}.
b	:	Stockbredd, [cm], mäts med tumstock.
Ef	:	Energifaktor, [Nm/cm^2]
F_{chain}	:	Dragkraften i kedjan, [N], beräknas ur tryckfallet över sågmotorn.
F_{feed}	:	Svärdets matningskraft, [N], mäts med kraftgivare.
F_{side}	:	Svärdets sidkraft, [N], mäts med kraftgivare.
F_{sword}	:	Kraften i svärdets längsriktning, [N], mäts med kraftgivare.
m	:	Matning, [$^{mm}/_{tand}$] beräknas ur v_{feed}, tanddelning och v_{chain}.
P_{hyd}	:	Uttagen effekt ur sågmotorn, [kW], beräknas som $F_{chain} * v_{chain}$.
p_{hyd}	:	Hydraultryck över sågmotorn, [bar], mäts med tryckgivare.
Pos	:	Läge i stocken, [mm], mäts med lägesgivare.
t	:	Tid, [ms], tas ur samplingsintervallet och antal samplingar.
v_{chain}	:	Kedjehastigheten, [$^{m}/_{s}$], mäts med induktiv pulsgivare.

v_{feed} : Matningshastighet, [cm/s],
beräknas ur läget och tiden

W : Uttagen energi under sågningen, [kJ],
beräknas ur $F_{chain} * v_{chain}$ och sågtiden.

z : Tanddelning, [mm],
mäts med tumstock.

μ : Friktionskoefficient

11 LITTERATUR

/1/ T Helgesson, S Söderlund: Kapning med kedjesåg, kapsprickor — kaptid — effektbehov. STFI-meddelande serie A nr 762, 1982.

/2/ L-E Stacke: On The Cutting Mechanics Of Saw Chains. Theory and measurements. Licentiatavhandling CTH Inst för Maskinelement, rapport nr 1985-11-18.

/3/ G Ning, B Thunell, K Lyth: The friction between some common Swedish wood species and steel; KTH inst för Träteknologi Rapport 19, 1982.

/4/ L-E Stacke: Cutting Action Of Saw Chains. Doktorsavhandling CTH Inst för Maskinelement, 1989.

/5/ M Wiklund, I Palm, J-Å Sjögren: Mekaniserad fällning och kapning med kedjesåg. STFI-meddelande serie B nr 134, 1972.

/6/ T Helgesson, A Söderqvist: Sågkedjebrott på skogsmaskiner. TräteknikRapport nr 63, 1985.

/7/ M Lundström, A Sahlén, B Stenby, J Vesanen: Slitagemätning på svärd och kedja på kedjemotorsågar. Projektarbete CTH Inst för Maskinelement, 1986.

/8/ S Grundberg: Utveckling av skärkraftsmätare för träbearbetning. HLu Inst för Träteknik, Examensarbete 1885:018 E, 1985

/9/ Karlebo handbok: Maskinaktiebolaget Karlebo, 1977

/10/ A Folkeson: Funktioner, Maskinelement Ak 1. KTH Inst för Maskinelement, 1978.

/11/ G Kylberg: Intern rapport, 1983

/12/ Provning av maskinkedjor på en- och tvågreppsskördare. Statens maskinprovningar meddelande 3248, 1990.

12 SUMMARY

This is a report on energy and power losses when using chain saws on forestry machine at harvesting. It also states the connection between the losses and their dependence on feed rate, feed force, chain speed, cutting capacity and so on.

The losses can be separated into tree categories:
— hydraulic losses
— mechanical losses when idling and
— mechanical losses when sawing.

The power consumption when running the saw motor without chain at 8600 rpm (chain speed approximately 45 m/s with a 15 teeth sprocket) was approximately 17 kW. With chain the power consumption increased to approximately 19 kW when idling. The total power consumption when sawing (chain speed 45 m/s, feed 0.3 mm/tooth) was approximately 28 kW. At 5700 rpm (30 m/s, feed 0.4 mm/tooth) the power consumption was 8 kW when idling and 16 kW when sawing.
These values are extremely high. In earlier measurements the power consumption when idling has been approximately 13 kW with a chain speed of 45 m/s. The differences could be due to variations between different motor individuals.

The sawing power at 45 m/s and 0.3 mm/tooth was 9.2 kW and at 30 m/s and 0.4 mm/tooth 7.6 kW.

Most of the power and energy losses depend on the hydraulic system, mostly the saw motor, which is not adapted to the high rotation speed used. The relation between chain, bar and sprocket is not of a significant importance for the power losses.

If the chain speed could be decreased to 30 m/s from today's 45 m/s with a corresponding increase in feed rate, the power consumption could be decreased 35—40%. This is however not recommended as the risk of the chain getting stuck increases with increasing feed rate. It is not certain that logs with a large diameter can be cut within 1 second, which is necessary.

The rotation speed can also be decreased by 25—30% with maintained chain speed if, for example, 19 teeth sprockets are used instead of 15, 15 teeth instead of 12 or 13 teeth instead of 10.

When incresing the size of the sprocket with a corresponding decrease in rotationspeed without changing the chain speed, the hydraulic pressure over the motor will increase. The reduction in rotation speed leads to a reduced oil flow and by that to reduced flow losses. The motor efficiency will increase both because of the reduction in rotation speed and of the increasing pressure.

Tests with different chain tensioning forces have also been carried out. The tensioning force is of importance to the wear of the chain but it is not of any great importance to the power need. A loose chain hits the bar harder and wears the bar and the sprocket. A hard tensioned chain puts a heavier load on the nose sprocket.

13 FIGURES

1 Photography showing the chain at work. The cutters incline.

2 The power need when idling, with and without chain running at different chain speeds measured in the test rig.

3 Kistler measuring platform 9257A.

4 Test rig for chain sawing.

5 The shape of test logs.

6 Sawing in glulam showing different feed force, Fm, saw force, Fs and chain force, Fk, in the different wood blanks.

7 Tree types of sprockets
1 Sandvik Windsor
2 Sandvik Windsor
3 Appells

8 The parts of a chain.

9 The chain force variation due to different pretensioning, 300 — 1500 N. Chain speed approximately 43 m/s.

10 The chain bends at the sprocket due to too little pretensioning.

11 The movement of the bar as a function of the force. The lengthening of the chain is twice the bar movement.

12 Schematic view of the force transducer mounted on the bar. View from above.

13 The force transducer mounted on the log.

14 Forces measured with the the log mounted in the force transducer. Chain speed 30 m/s, feed rate 0.2 mm/tooth, cutting capacity 180 cm^2.

15 Forces mesured with the the bar mounted in the force transducer. Chain speed 30 m/s, feed rate 0.3 mm/tooth, cutting capacity 320 cm^2, power consumption when sawing 14 kW from wich 5.6 kW is saw power.

16 The forces forming F_{sword} are tensioning force, F_i, and the friction forces $F_{fö}$ on the upper half of the bar, and F_{fu} on the lower half. During sawing F_{fu} increases.

Detta digitala dokument
skapades med anslag från

**Stiftelsen Nils och Dorthi
Troëdssons forskningsfond**

Trätek

INSTITUTET FÖR TRÄTEKNISK FORSKNING

Box 5609, 114 86 STOCKHOLM
Besöksadress: Drottning Kristinas väg 67
Telefon: 08-14 53 00
Telex: 144 45 tratek s
Telefax: 08-11 61 88
Huvudenhet med kansli

Åsenvägen 9, 553 31 JÖNKÖPING
Telefon: 036-12 60 41
Telefax: 036-16 87 98

Skeria 2, 931 87 SKELLEFTE
Besöksadress: Bockholmsvägen
Telefon: 0910-652 00
Telefax: 0910-652 65

ISSN 0283-4634