

INSTITUTT FOR MASKINLÆRE

KOMPENDIUM

til

ML 5

TRAKTORLÆRE

1986

## Innhold

- Traktorlære, av Sigmund Christensen. Serie C nr. 160. 22 s.
- Brenselutrustningen på dieselmotorer i landbruket, av Sverre Bjørnemo. Serie C nr. 146 identisk med C nr. 162. 30 s.
- Traktorens drivverk, av Sigmund Christensen. Serie C nr. 161. 27s.
- Kraftuttak på traktoren og litt om kraftoverføring til arbeidsmaskiner, av Sigmund Christensen. Serie C 155. 28 s.
- Firehjulstraktorar i bratt lende, av Birger Mølnå. Serie A nr. 489. 9 s.
- Prøver og forsøk med hjulutstyr 1 1979, av Birger Mølnå. Serie A nr. 635. 9 s.
- Kan vi spare traktorbensel? av Birger Mølnå. Serie A nr. 629. 3 s.
- Alternative drivstoffer for traktorer, av Birger Mølnå. Serie A nr. 641 6 s.
- Sammenlignende forsøk med koplings-systemer for traktor-redskaper, av Jan Reiling. Foredrag på NJF-seminar nr. 48. 8 s.
- Kobling av traktor-redskaper. Erfaringer med tilpasning av Accord hurtigkobling til ulike redskaper, av Olav Breivik. 7 s.

To skrifter som var med i 1985, må omarbeides:

- 1 Traktormekanikk
- 2 Geometriske forhold i trepunktkoplingen

I tillegg kommer NOROL-kompendiet og "Veiledning" om beredskapslagring av drivstoff fra LD og Best. nr. 320.

LANDBRUKSTEKNISK INSTITUTT

1432 Ås-NLH, Norge

L.nr. 1/84

Serie C

Nr. 160

---

Traktorlære

Utkast til forelesninger

av

Sigmund Christensen

Institutt for maskinlære

mars 1980

Traktorlære

Utkast til forelesninger

av

Sigmund Christensen

Definisjoner.

En traktor er en "Motorvogn som hovedsakelig er konstruert for å trekke annet kjøretøy og trekke, skyve, bære og drive forskjellig arbeidsredskap og som har hjul eller belter." ("Kjøretøyforskrifter" til Vegtrafikklov).

Videre heter det: "Motorvogn: Kjøretøy som blir drevet fram med motor." og: "Kjøretøy: Innretning som er bestemt til å kjøres på bakken uten skinner."

Det kan av og til være tvil om hvor grensen går mellom "traktor" og fire andre slags motorvogner, nemlig bil, beltebil, beltemotorsykkel og motorredskap.

Kjøretøyforskriftene har: "Bil: Motorvogn som hovedsakelig er innrettet for transport av personer eller gods, som har 4 eller flere hjul - eller 3 hjul og egenvekt 400 kg eller mer - og som er konstruert for en hastighet av 30 km/t eller mer, eller som ved uvesentlig konstruktiv forandring kan kjøres med slik hastighet. Som bil regnes også motorvogn som hovedsakelig er innrettet for å trekke annet kjøretøy og som er konstruert for en hastighet av 30 km/t eller mer. Bil inndeles i følgende grupper: a) Personbil ..., b) Buss ..., c) Varebil ..., d) Lastebil ..., e) Kombinert bil ..., f) Trekkbil: Bil som hovedsakelig er innrettet for å trekke annet kjøretøy."

Det er altså gruppen "f) Trekkbil" som eventuelt skulle kunne forveksles med "traktor".

Beltebil: Motorvogn som hovedsakelig er innrettet for transport av personer eller gods og/eller til å trekke annet kjøretøy og som har belter og eventuelt styreski/styrehjul og som har egenvekt 400 kg eller mer."

Beltemotorsykkel defineres i forskriftene nøyaktig som beltebil, men med vektgrense "mindre enn 400 kg". I daglig tale sier vi snøscooter.

Motorredskap: Motorvogn som hovedsakelig er innrettet for å utføre bestemte arbeider, har fast monterte redskaper eller maskiner og som har hjul og/eller belter. Som motorredskap regnes også motorvogn som hovedsakelig er innrettet for transport av personer eller gods eller til å trekke annet kjøretøy og som har hjul og er konstruert for en hastighet mindre enn 30 km/t. Som motorredskap

## Innhold

Definisjoner, statistikk m.m.	s. 2
Historikk	" 5
Traktortyper	" 10
Oversikt	" 10
Firehjulsdrevne traktorer	" 12
Traktorer med framskutt førerplass	" 14
Spesialtraktorer og spesialutstyr for skogbruket	" 14
Anleggs- og industritraktorer	" 15
Minitraktorer	" 16
Tohjulsstraktorer	" 17
Kombinert jordbruks- og skogbrukstraktor	" 18
Jordbrukstraktoren i skogen	" 19
Ønskelig utvikling av landbrukstraktoren	" 20

regnes også motorvogn som er bestemt til å føres av gående person. Som motorredskap regnes dessuten kombinasjoner av en slik motorvogn og tilhenger eller tilhengerredskap."

Som eksempel på "motorvogn som er bestemt til å føres av gående person" kan jo nevnes tohjulstraktoren, som altså i trafikklovgivningens forstand ikke er en traktor.

Det essensielle i definisjonen av "traktor" må altså være:

"... konstruert for å trekke annet kjøretøy og trekke, skyve, bære og drive forskjellige arbeidsredskap...", mens en motorvogn konstruert utelukkende "til å trekke annet kjøretøy" er enten "bil", "beltebil", "beltemotorsykel" eller "motorredskap" - alt etter øvrige kriterier som er sitert ovenfor.

En bør legge merke til at det ikke er noen hastighetsgrense i selve definisjonen av traktor. Men i Kjøretøyforskriftene er det i stor utstrekning forskjellige regler for traktorer konstruert for hastigheter over eller under visse grenser: enkelte steder 10 km/h, andre steder 15 km/h, 20 km/h, 30 km/h eller 50 km/h. I Fører kortforskriftene er nevnt en grense ved 30 km/h og en ved 50 km/h (§6). I Trafikkreglene er det bestemt at største tillatte fart for traktor er 30 km/h. - Når det gjelder bestemmelser om førervern, utstedt av Arbeidstilsynet, kan en merke seg at det er en vektgrense: "Traktor som veier 500 kg eller mer, skal være utstyrt med førervern ..."

Som eksempler på motorredskap kan nevnes selvgående skurtresker, mobilkran, veghøvel.

Det eneste tilfelle der det i praksis har vært problemer med definisjon og klassifisering, er for typen lavbygd, firehjulsdreven terrengtraktor, også kalt transporter. Imidlertid er det ikke klassifisering i henhold til vegtrafikklovgivningen som har vært hovedproblemet, men i henhold til tolltariffen. For transportere ble det til å begynne med oppkrevd toll og avgifter som for motorredskap - mens vanlig traktor er tollfri. Fritaket gjaldt fra først av (1969) for transportere med toppfart ikke over 20 km/h; det ble i 1971 endret til 30 km/h. Det har også vært diskusjon (og er nok ennå) om en transporter med lasteplan (-kasse) skal kunne fritas.

- For den såkalte "traktoravgiften" (på 20 % av avgiftsgrunnlaget), gjort gjeldende for det meste av 1978, for 1979 og deretter fornyet for 1980, gjelder helt spesielle regler, som vi ikke skal komme inn på. Det skal bare nevnes at transportere ikke blir belagt med denne særavgiften, heller ikke tohjulstraktorer eller beltetraktorer. På søknad kan avgiften refunderes for traktorer som bare er egnet til nydyrking og for rene skogbrukstraktorer.

I statistikken (NOS = Norges offisielle statistikk, fra Statistisk sentralbyrå) kan det være litt forskjellig inndeling fra tid til annen og i de forskjellige emneområder av statistikken. I jordbruksstatistikken blir firehjuls- og belte-traktorer slått sammen fra 1969 av. Fra samme år er motorslåmaskiner tatt med som egen gruppe; i faglitteraturen blir en motorslåmaskin ofte definert som en "spesialbygd tohjulstraktor". I skogbruksstatistikken finnes rubrikker for (a) tohjulstraktor; også slike påmontert boggi eller belter, (b) firehjuls jordbrukstraktor; også med halv-, trekvart- eller helbelter, (c) firehjuls spesialtraktor, og (d) beltetraktor. I importstatistikken står det i sammen-draget i Statistisk Årbok bare "traktor". I den detaljerte spesialstatistikken er det en tildels vidtgående gruppedeling. - I mange tilfeller (i alle emneområder) er traktorene spesifisert etter størrelse, basert på motoreffekt (angitt etter SAE-norm).

Antall traktorer i jordbruket.

	1949	1959	1969	1978
Beltetraktorer	197	321		
Firehjuls	9 309	44 962	89 167	121 150
Tohjuls	224	10 503	20 172	17 198
Motorslåmaskiner	-	-	15 547	18 567

Betegnelsen "traktor".

Ordet "tractor" ble visstnok brukt for første gang i 1856 i England, som kortform for "traction engine". Det forekommer i et patentskrift i U.S.A. i 1890 som betegnelse for en "track-laying steam traction engine" (en dampdreven beltetraktor). Mye tyder på at det ble "oppfunnet" eller "laget" enda en gang, uavhengig av tidligere eksistens, i 1906 - også da i U.S.A. Etter den tid har det bredt seg i verden. Selv i store språkområder som Frankrike og Sovjetsamveldet,



hvor folk foretrekker nasjonale ord og uttrykk, er "tracteur" og "traktor" de daglig brukte betegnelser. I Tyskland er "Schlepper" det vanligste uttrykk, men "Traktor brukes også. I tyskspråklig Sveits er "Traktor" visstnok den vanlige betegnelsen, likeså i Østerrike.

#### Historikk.

De første tilløpene til motorisering med "selvgående" maskiner kom i form av motorploger (1855). Men det var også en annen utviklingslinje, som muligens begynte enda tidligere, nemlig vinsjdrift med stasjonære dampmaskiner ("kabelmaskiner") - ofte med én i hver ende av jordet. (Rapportert fra England 1859, muligens brukt i U.S.A. allerede 1833.) Som et mål på størrelsen kan nevnes at en J.W. Fawkes (U.S.A.) i 1858 hadde en "damp-pløyer" som trakk 8 plogkropper med 4,8 km/h.

Også jordfreserens historie begynner ved omtrent samme tid; "The Standish steam rotary plow" er det tidligste kjente eksempel (U.S.A. 1868).

Beltegående maskiner ble forsøkt brukt i Krimkrigen (1853 - 56). De hadde langsgående ruller langs beltesidene for at svingen skulle bli lettere. Noen amerikanske patenter skriver seg også fra 1850-årene, men Parvins maskin fra 1873 var antakelig det første alvorlige forsøk på å lage en beltetraktor i U.S.A.

Ottos patenter på forbrenningsmotorer kom i U.S.A. i 1876, og i 1889 var det i det minste ett firma som bygget en traktor med forbrenningsmotor. Men forbrenningsmotoren fikk ingen større betydning i traktorkonstruksjoner før Ottos patentrettigheter utløp i 1890. Men deretter fortrengte den raskt dampmaskinen - skjønt helt fram til 1922-23 ble det i Amerika bygget dampdrevne traktorer i et omfang av betydning, og så seint som 1925 fremdeles noen få. Disse arbeidet med overhettete damp, ca. 40 ato. Med større eller mindre mellomrom er det også seinere gjort forsøk på å få i gang fabrikasjon av dampdrevne kjøretøyer, og det finnes nå (fra ca. 1970) dampmaskintyper som er både lette nok og lettstartende nok til å kunne brukes selv i personbiler.

Det kan tilføyes at de tidligste forbrenningsmotorene - de var bensindrevne - lignet svært på dampmaskinene fra samme periode, idet de hadde store dimensjoner og stor vekt i forhold til effekten, og gikk med turtall på bare 200 - 300 o/min. Mogul er et eksempel. Det kan også tilføyes at alle de tidligste

forbrenningsmotorene arbeidet etter firetaktssystemet. Den første brukbare totakter kom i 1879 i Storbritannia; det vites ikke når totaktmotor først ble brukt i en traktor.

En ny milepæl i motorens historie var det da Rudolf Diesel i 1893 endelig hadde fått sin kompresjonstenningsmotor driftsdugelig. De første dieselmotorene var imidlertid lite egnet til kjøretøydrift; først ved framkomsten av "kompressor-løs innsprøyting" i 1920-årene ble det mulig å bygge små, lette og (forholdsvis) hurtiggående dieselmotorer til bruk i biler og traktorer. I Tyskland kan en si at dieselmotoren alltid har vært enerådende (praktisk talt) i traktorer. I U.S.A. var den første dieselmotor-drevne traktor en Caterpillar beltemaskin fra 1930-31.

Etter den annen verdenskrig er som kjent forgassermotoren blitt fortrent av dieselmotoren - bare i U.S.A. lages ennå (1979) Ottomotorer i noen utstrekning. En bør være oppmerksom på at en annen type Ottomotor enn vi er vant til, nemlig den såkalte "LP-gas" motor, har en viss utbredelse i Amerika. "LP-gas" er forkortelse for "Liquefied Petroleum gas", d.e. kondensert jordgass (propan, butan ...).

Allerede ca. 1870 ble i England bygget damptraktor med kompakte gummihjul. Det ble visstnok først forsøkt med luftgummihjul, men uten hell. Det neste forsøk ble gjort i 1918, også da uten særlig hell.

I 1886 hadde en fabrikant utstyrt sin maskin med dampdrevet plogløft.

De tidligste traktorkonstruktørene hadde vanskeligheter med trekkeevnen, og søkte å løse problemet ved å gjøre hjulene meget brede. På en traktor fra 1900 (California) var hvert av drivhjulene en tretrommel med ikke mindre enn 5 m bredde og 3 m diameter. Denne maskinen veide ca. 40 tonn.

Fra 1890 er rapportert den første "hagetraktor" (garden tractor) - d.e. en liten maskin beregnet for små arealer. Hadde det ikke vært fordi denne maskinen ble drevet fram av et par langsgående skruer, kunne vi kalt den en tohjulstraktor. Den ble i alle fall ført av en person som gikk etter og holdt i to styrearmer.

De tidligste traktorene med forbrenningsmotor var helt tydelig laget ved at en stasjonærmotor ble plassert på en ramme med fire hjul og utstyrt med det aller nødtørftigste av styreanordning og transmisjon. Det var oftest ikke mer enn én hastighet forover (3 - 5 km/h) og en bakover. Det ble brukt grove, åpne, støpejerns tannhjul.

Det er blitt sagt at den første virkelige brukbare traktor kom (i Amerika) i 1892. Hva en skal legge i dette utsagnet, er naturligvis vanskelig å si. Det er i hvert fall vanskelig å peke på en bestemt oppfinnelse eller konstruksjonsforbedring som setter skille akkurat ved dette årstallet. Hva det nå enn kom av, så ble forøvrig den spesielle traktoren som det refereres til, brukt mest stasjonært.

Verdens første "traktorskole" eller kanskje heller "traktorkurs" ble holdt i 1906. Det tidligste tilfelle av sammenlignende traktorprøver som antakelig var noe mer enn bare en demonstrasjon, ble holdt i Winnipeg i Canada i 1908. Det ble en årlig foreteelse til 1912. Det er rapportert at den første traktordemonstrasjon (uten noen form for konkurranse maskinene imellom) i U.S.A. ble holdt i 1911. Samme år ble i Sverige holdt antakelig verdens første, offisielle traktorprøve ved Statens Maskinprovningar. Fem maskiner var påmeldt, tre falt nokså snart fra i prøvene. (De var bare prototyper.) Av de fem var to med sleperedskap, to med bæreredskap, og en var en "elektrisk plog" (vinsj). En av "slepetraktorene" var første utgave av den velkjente Mogul traktor fra International Harvester Co. Motoren hadde turtall 250 o/min, 1 sylinder med slagvolum 20 ℓ og effekt ca. 25 hk. Den ga altså vel 1 hk pr. ℓ slagvolum. Moderne traktorer har 15 - 20 hk/ℓ. Da traktoren veide 7500 kg, hadde den altså et vekt/effektforhold på 300 kg/hk. For moderne traktorer er vel 60 - 70 kg/hk vanlig. "Jernhesten" (Moline) 1400 kg (+ plog 300 kg), 12 - 16 hk. Munkteill 1918-19: 12,5 ℓ syl.vol., 23 hk v/400 o/min, 5 000 kg ): 215 kg/hk.

Fra tiden fra 1910 og noen år framover er forøvrig fra U.S.A. rapportert følgende:

1. "Little Traction Gear" var et understell til utnyttelse av en stasjonærmotor som måtte finnes på gården.
2. "Big Four "30"" hadde en form for automatisk styring under pløying: et ekstra forhjul foran de andre gikk i fåra.

3. "Hackney "Auto-Plow"" og "Opsata Motor Plow" hadde plog eller harv montert midt under. Flere lignende typer kom seinere. Enkelte hadde motordrevet, mekanisk løfteanordning.
4. Den første rammeløse traktor ble konstruert av en mann ved navn Eason, (1912 el. 1913). Han fikk senere innflytelse på konstruksjonen av den berømte Fordson traktor. (1917). Fordson hadde støpejerns transmisjonshus hvor hele transmisjonen var innesluttet. Den hadde ingen "sluttutveksling". Den første rammeløse hadde transmisjonshus av sammenboltede plater, og sluttutvekslingen var utenfor.
5. Et fabrikkat, "Ward", hadde, som antakelig den første, bakmontert bærerredskap. (1913)
6. Utviklingen gikk i det nevnte tidsrom raskt i retning av lettere traktorer.
7. Et bilde fra 1913 viser en tohjulstraktor ("Hoke") som trekker en selvbinder - et av de tidligste eksemplene på at mekanisk trekraft blir brukt til annet enn jordarbeidingsredskap.
8. Sidemontert slåmaskin fantes allerede i 1911.
9. Flere fabrikater av den typen som her i landet senere kom til å bli hetende "jernhest" kom på markedet. Typen kan beskrives som tohjulstraktor med sulky, idet kjøreren satt på et sete over plog, harv etc.
10. En "styrt" løfteanordning for treskjærs plog kom i 1914. Den virket slik at plogskjærene ble løftet etter tur, ett og ett, men de ble senket samtidig. Den første svenskbygde traktor, Munktells, kom i 1913.

Fra tiden under og nærmest etter den første verdenskrig kan nevnes noen spredte punkter.

#### 1917. Servostyring.

Fordson helt rammeløse og helt innkapslede. - Navnet "Fordson" har sin egen historie. Et par smarte folk ville benytte seg av Henry Fords berømmelse. De fikk alliert seg med en forøvrig ukjent og ubetydelig mann med samme etternavn, og fikk dermed rett til å kalle sin traktor "Ford". Deres fabrikk fikk ikke lang levetid. Men Henry Ford, som ble tvunget til å finne på et annet navn på sine traktorer, beholdt dette helt til ca. 1960 på sine britiskbygde traktorer - til i U.S.A. Henry Ford

bygde visstnok sin første traktor i 1907. (Fordson-navnet brukt også på lastebiler.)

(eller 1918) Kraftuttak - International Harvester co.

1916-18. Via en overgang - såkalte "motorkultivatorer" - ble de grove, tunge, lavbygde såkalte "standard"-traktorene supplert/erstattet med typer som også var egnet for radrensing: "all-purpose"- eller "row-crop"-typen.

1918. Nytt, mislykket forsøk på bruk av gummi hjul.

1919. Nebraska Tractor Test Law vedtatt. Denne loven foreskriver at alle traktorer som skal markedsføres i staten Nebraska, skal underkastes prøving av en statlig prøveetasjon (og at fabrikanten skal sørge for forsvarlig forsyning med reservedeler). Denne prøvevirksomheten har bidratt sterkt til utvikling av traktorkonstruksjonene, og dessuten til sunne omsetningsforhold.

1924. Farmall. Automatiske styrebremser - d.v.s. bremsene ble aktivert ved rattbevegelsene. Kraftuttak. Stor bakkeklaring. To tettstilte framhjul.

1927? Den første standard for kraftuttak ble vedtatt av ASEA (American Society of Agricultural Engineers). Den var basert på  $535 \pm 10$  o/min, 6 kilespor, og forøvrig i store trekk som nå.

1928. Appelsindyrkerne i Florida (og California?) begynte å utstyre sine traktorer med gummi hjul for å skåne trerøttene.

1930. Skjeletthjul (Oliver).

1931. B.F.Goodrich Co. lagde lavtrykks ("zero pressure") dekk.

1932. En traktorfabrikant utstyrte sine maskiner med luftgummi hjul som standard-utstyr (Allis-Chalmers).

Også i Storbritannia kom gummi hjulstraktorer.

Av alle hjultraktorer i U.S.A. var 14 % med gummi-hjul i 1935				
31 %	"	"	"	36
43 %	"	"	"	37
95 %	"	"	"	40
ca. 100 %	"	"	"	50

1933. Vannballast som tilleggsvekt i gummi-hjul.

1935. Fergusonsystemet uteksperimentert etter 17 års arbeid.

1936. Ferguson-system traktorer kom på markedet og 1260 eksemplarer ble i løpet av 2 år solgt på Britiske Øyer og (fra 1937) i Norge.

1938. Muntlig (!) avtale mellom Harry Ferguson og Henry Ford om fabrikasjon og markedsdeling. Avtalen ble skrevet i 1946, opphørte 30. juni 1947. Ferguson-systemet innebærer trepunkt redskapskopling med motstandsregulert hydraulisk løfte- og reguleringsanordning.

#### Traktortyper.

En "vanlig" landbruks- (eventuelt jordbruks-) traktor, som er den maskinen vi uten videre forbinder med ordet "traktor", kan beskrives omtrent som følger.

Det er en firehjulstraktor med luftgummi-hjul; store, drivende bakhjul og små, styrende forhjul (med akseltappstyring). Førerplassen er over bakakselen. Bakmontert, trepunkts redskapskopling med hydraulisk løfte- og reguleringsanordning og dessuten festepunkter for side- eller frontmontering av redskaper. Kraftuttaks-aksel bak, samt uttak for ytre hydraulikksylindere. Motoren er en stempel-forbrenningsmotor med ytelse fra ca. 15 kW til ca. 100 kW. Transmisjonen har en mekanisk, håndsjaltet gearkasse med 6-16 gear; differensial med sperre (med kloppling); fast sluttutveksling i drivhjulsnavnene. Bremsene er mekaniske, bare på bakhjul, og uavhengige.

Med denne beskrivelsen som uttalt eller underforstått utgangspunkt kan vi så spesifisere andre traktortyper eller varianter samt tilleggsutstyr.

Den beskrevne typen blir tildels kalt for universaltraktor - "universal" er et ord som er lett å gripe til, men som i regelen gir en feil karakteristikk. I dette tilfelle betegner det en traktor som er anvendelig til (a) jordarbeiding og trekk og drift av høstemaskiner, (b) transport både på jordet og på veg, (c) radrensing og andre arbeider i voksende grøde, (d) skogsdrift.

Om punkt "(d) skogsdrift" skal bemerkes at dette vel også egentlig dreier seg om transport, men, som kjent, på andre premisser enn jordbruks- og vegtransport.

Traktorens eventuelle anvendelighet til radrensing o.l. kan brukes som typeskille. En lavbygd (d.v.s. med liten bakkeklaring), bred, tung type med brede, men forholdsvis lave hjul ble tidligere kalt "standard-typen" (amerikansk: standard tractor). En høybygd, smal type med smale, høye hjul (og tildels med bare ett forhjul) ble kalt "radrensertypen" (amerikansk: row-crop tractor eller all-purpose tractor). Den første "all-purpose tractor" var Farmall fra International Harvester Co. (1924). Tiltross for at Farmall altså er et egennavn (med rettsbeskyttelse), har det vært brukt som typebetegnelse.

Den hos oss vanlige traktortypen kan også beskrives som en mellomform mellom "standard-" og "radrenser-"typene. I amerikansk terminologi betegnes den som "utility tractor".

Ovenstående henvisninger til amerikansk terminologi er basert på boka "Tractors and their Power Units", Second Edition, 1963. Det forteller litt om utviklingen, og litt om amerikanske forhold sammenlignet med våre, hvilke uttrykk som brukes i tredje utgave av samme bok (1979). "Standard, or row-crop tractor" betegner nå den typen som er mest brukt der borte, og som er mere høybygd enn våre (europeiske) vanlige traktorer. Det blir angitt størrelsesgrenser 15-150 kW. Den typen som tidligere ble kalt "standard tractor", er ikke nevnt. Derimot er "high-clearance tractor" brukt om en noe mere utpreget radrensertype; størrelse 15-60 kW. Den typen som vi er mest vant med, kalles "utility tractor" (som før); størrelse angitt til 15-60 kW.

Det må nevnes at i 3. utg. av "Tractors ..." er "universal tractor" brukt om en helt spesiell (og sjelden) type, som kan karakteriseres som et felles understell med motor og drivverk for forskjellige høstemaskiner. Den kunne kanskje kalles en redskabsbærer.

Vi skal også ta med noen tyske betegnelser, fordi også disse kan tjene til å belyse emnet.

Zugschlepper (slepetraktor) er, endefram, en traktor beregnet for å trekke redskaper - altså den opprinnelige typen; svarende til amrk. "standard tractor" i den opprinnelige betydning.

Tragschlepper (bæretraktor) er den typen som vi nå kaller den vanlige: beregnet for (3-punkts) bæreredskap.

Geräteträger (redskapsbærer) er en type som det ble stilt forventninger til i 1940-60-årene. Det er (var) en forholdsvis liten traktor (12-18 kW) med motor, drivverk og førerplass bak, mens fremre del er en ramme hvor f.eks. gjødselspreder, såmaskin eller lasteplan kan plasseres ( gjerne to maskiner eller redskaper samtidig). Det kan også koples til redskaper bak, eventuelt ved 3-punktkopling. Ulempene ved denne typen er dels tungvinn og ikke-standardisert redskapskopling på ramma, dels stor svingradius.

Transporter er en betegnelse som også er gått inn i norsk terminologi.

Transporteren er en lavbygd, firehjulsdreven traktor med forholdsvis små hjul (alle like); motor, drivverk og førerplass (samt et medhjelpersete) foran. Som navnet sier, er det egentlig en spesialmaskin for transport; bakre del gir plass for lasteplan eller -kasse. I Norge blir det vanligvis påbygd en 3-punktkopling, slik at vanlige bæreredskap kan benyttes. Transporteren kommer fra Sveits og Østerrike og kan vel betraktes som en videreutvikling av tohjulstraktor med kardangdreven tilhenger. Hovedfordelen er at den er usedvanlig velte- og steile-stabil. En annen betegnelse er terrengtraktor.

Nedenfor drøftes en del typer og betegnelser.

## 1. Firehjulsdrevne traktorer.

### A. ...Spesialbygde firehjulstrekkere.

Ved traktorer med ytelse over 75-100 kW motoreffekt er det nødvendig å gå over til firehjulsdrift, fordi ett hjulpar ikke kan prestere så stor trekraft som det da blir snakk om.



Slike store traktorer bør fra grunnen av konstrueres for firehjulsdrift. Dette innebærer særlig to tydelige avvik fra den klassiske traktors form.

(a) Alle hjul lages i "drivhjulsdimensjon" og altså like store.

(b) Traktorens egenvekt fordeles med 60-65 % på forakselen og 40-35 % på bakakselen. (For en vanlig, bakhjulsdreven traktor ligger bare omtrent 1/3 av vekten på forakselen.)

Styreanordningen er på en del av disse stortraktorene konstruert på vanlig måte (men alltid med servo eller eventuelt helhydraulisk). Men vi kan også finne to andre typer styring, nemlig firehjulsstyring og midjestyring.

Firehjulsstyring vil si at begge hjulpar har akseltappstyring. På enkelte traktormodeller kan bakhjulsstyringen omkastes, slik at bakhjulene enten svinges i samme kurve som forhjulene, eller motsatt. Sistnevnte innebærer at traktoren parallellforskyves sidevegs, "bikkjegange" (engelsk: crab steering - direkte oversatt altså krabbestyring).

Ved midjestyring er traktorkroppen delt i to, og fremre og bakre del er sammenkoplett på en vertikal kongebolt. (Det kalles også rammestyring.) Midjestyring brukes på spesielle skogstraktorer, både lunnetraktorer og lassbærende typer. Midjestyring gir traktoren meget god fremkomstevne i kronglete terreng, men har en uheldig virkning på veltestabiliteten.

Kjøring veilies eller på skrå i bakker, og spesielt svinging og snuing i bakker stiller store krav til føreren.

Midjestyring brukes også på lastemaskiner, dumpere m.m.

- Traktorer spesialkonstruert for firehjulsdrift etter det mønster som er beskrevet ovenfor, finnes ned til ca. 25 kW motorytelse.

#### B. Firehjulsdrift som tilleggsutstyr.

Flere og flere traktorfabrikker tilbyr inn- og utsjaltbar forhjulsdrift som tilleggsutstyr på modeller ned til i alle fall ca. 30 kW. Bortsett fra at forhjulene blir gjort litt større og får gripemønster istedenfor styremønster, skiller slike traktorer seg ikke fra grunnmodellene.

## 2. Traktorer med framskjøvet førerplass.

Det blir ofte hevdet at den vanlige traktoren er altfor sterkt preget av fortiden: traktoren som blott og bar trekkmaskin. Enkelte fabrikker har mere systematisk gått inn for å utnytte de mulighetene som foreligger til å gjøre traktoren til en mere allsidig, effektiv og førervennlig maskin.

De viktigste forbedringene består i (a) å plassere en standardisert redskapskopling foran på traktoren, i tillegg til den vanlige bak, og (b) å omforme traktoren slik at føreren får bedre utsikt rundt om - først og fremst til de forankopledede redskapene.

Det er to aktuelle fabrikata av slike "fremtidstraktorer", nemlig Deutz ("Intrac"-modellene) og Mercedes Benz ("MB-Trac"-modellene).

Den konstruksjonsendring som først faller i øynene, er at førerplassen er flyttet fram - på Deutz Intrac omtrent så langt det er mulig. Dessuten har Intrac liggende motor. Begge har plass til en kasse, tank eller beholder bak førerplassen. MB-trac har avfjærer foraksel og firehjuls bremses; den er i så måte altså "konstruert for en hastighet av 50 km/t eller mer". (Kjøretøyforskriftenes § 85, Bremses.)

Det kan tilføyes at noen av de forannevnte "stortraktorene" kan ha et eller flere konstruksjonstrekk til felles med Intrac og MB-trac.

## 3. Spesialtraktorer og spesialutstyr for skogbruket.

Vi har vært inne på denne gruppen under avsnittet om firehjulsdrevne traktorer. En lunnetraktor (eng. skidder eller tree skidder) har (lunne)vinsj og lunnepanne som standard utstyr. En lassbærende traktor har lessekran (tømmerkran). Bakre del av traktoren (bak kongebolten) har lastebanker og staker. (Byttes dette ut med en lastekasse, har vi for oss en typisk dumper.)

Halvbelter og ekstra skjermer (bukskjold o.l.) er typisk ekstrautstyr for skogskjøring. Det er ikke alle traktormodeller som har like gode muligheter for plassering av slikt.

Tohjulstraktoren kan utstyres med belteboggi, førersete og styreanordning, slik at de blir skikket til skogskjøring. (En kunne vel like gjerne tale om bygging av en beltetraktor på basis av en tohjulstraktor.)

#### 4. Anleggs- og industritraktorer.

Det har vist seg at traktorfabrikkene har funnet interessante markeder utenfor landbruket: Traktorer brukes til transport på fabrikktomter og varelagere, snørydding, vegvedlikehold og parkvedlikehold (kommunale etater og "vaktmestervirk-somhet"), bæring og drift av kompressorer og gravemaskiner (anleggsdrift), mili-tære formål, m.m.

Til disse formål kan det være aktuelt med større eller mindre forandringer på traktoren for å gjøre den mere skikket til et bestemt formål. Noen eksempler kan nevnes.

1. Trepunktkoplingen fjernes og erstattes eventuelt av annen koplingsanordning.
2. Hjuldimensjonene og slitebanemønsteret endres.
3. Maksimal kjørehastighet økes, enten (a) ved at motorturtallet reguleres opp eller (b) ved endringer i transmisjonen.
4. Den vanlige, mekaniske transmisjonen erstattes eller suppleres med en hydro-dynamisk momentforsterker ("torque converter").
5. Deler av traktoren forsterkes. Det kan være f.eks. forstilling, clutch, ramme eller traktorkropp, eller hjul (som foran nevnt). Slike forsterkede versjoner av traktormodellene, eventuelt av enkelte deler av traktoren, benevnes "HD-versjon" (Heavy Duty).
6. Tidligere var førerbekvemmelighetene ofte mere påkostet på spesialversjonene. Etterhvert som standardversjonene har fått stadig bedre seter, hytter med isolasjon og varmeapparat, o.s.v., er forskjellen på dette punkt blitt liten.

Det har vært vanlig at alle fabrikker har lakkert sine industri- og anleggsversjoner - HD-modeller - med gul farge.

## 5. Minitraktorer.

Med "minitraktor" menes her en liten, firehjuls, hage- eller hobbytraktor (eng. lawn and garden tractor). Størrelsen kan være fra 6 til 15 kW motoreffekt og vekt 300-800 kg. Det blir et skjønnsspørsmål hvor en skal trekke grensene mot de "vanlige" traktorene. Både hjuldimensjoner, transmisjon og utstyr i det hele tatt må tas med i vurderingen, likeså traktorens prestasjonsevner. En rimelig begrensning kunne vel være brukbarhet til jordarbeiding: en fullverdig traktor (som altså ikke er en minitraktor) skal kunne brukes til all normal jordarbeiding, og det til full dybde. En kunne kanskje sette grensen ved 10 kW. - Et annet navn er "kompakttraktor".

Det er på den annen side ikke noen skarp grense mellom minitraktorer og motoriserte plenklippere o.l. med førersete (eng. rider).

Minitraktorene karakteriseres ved små hjul, liten sporvidde, ofte liten veltevinkel. Motoren er som regel en énsylindret bensinmotor. Enkelte modeller har hydrostatisk transmisjon. Hvis transmisjonen er en vanlig, mekanisk sjaltegearkasse, er antall gear (som regel) mindre enn det kreves for en "fullverdig" traktor.

## 6. Traktorer til frukthager og andre spesielle kulturer.

I frukthager er det om å gjøre å unngå at lavhengende greiner haker seg fast i traktoren. En frukthagetraktor (orchard tractor) skal derfor ha en så lav og så glatt profil som mulig. I U.S.A. tillates det å kjøre slike traktorer uten førervern (hytte), som ellers er påbudt. Tildels blir frukthagetraktorer utstyrt med et sammenhengende deksel med avrundede former - en skjerm som bl.a. dekker hjul og ratt.

En vinbergstraktor kan være en traktor med spesielt liten totalbredde, d.v.s. at sporvidden er liten, mens traktorkroppen er som på en standardutgave. En vinbergstraktor kan også være en liten (10-22 kW) traktor som er montert på "stylter" for å få usedvanlig stor bakkeklaring (1,5 m til 2,0 m). Slike "styltetraktorer" omtales også i forbindelse med frødyrking (foedling) av mais.

## T O H J U L S T R A K T O R E R

På små gårder, hvor investering i firehjulstraktor ikke maktes, men først og fremst der det er for bratt for firehjulstraktoren, kan tohjulstraktoren være et svar på motoriseringsspørsmålet. I bratt lende kan jordbruksvinsj være et nyttig eller nødvendig supplement, enten montert på traktoren eller separat og med egen elektromotor. (Generelt settes stigning 1:4 som grense for firehjulstraktoren.) Imidlertid har utviklingen medført at firehjulstraktoren bokstavelig talt har erobret terreng fra tohjulstraktoren. Tekniske grunner for dette er bl.a. utvikling av firehjulsdrift og - ikke minst - introduksjon av transportereren. Økonomiske eller finansielle grunner ligger utenfor emnet.

Tohjulstraktorer har motorytelse opptil ca. 9 kW, vekt opptil 600 kg, hjuldimensjon 7.00-18 og 8.00-16, 4 gear forover + 1 revers. En slik traktor kan trekke en 10"-12" plog i stigning over 1:5 oppover og 1:2,6 med velting mot bakke. Den kan ha differensial med sperre + styrebremser, eller stiv aksel og individuelle klopplinger for hjulene.

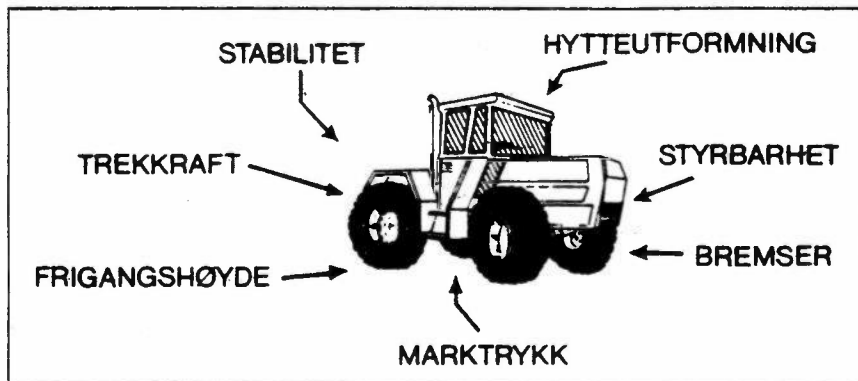
Til transport kan store tohjulstraktorer utstyres med kardangdreven tilhenger (tilhengerhjulene drives fra vegavhengig, eventuelt motoravhengig kraftuttak). Det kan da kjøres rett mot bakken i stigning over 1:3.

Ved videre utbygging av den kardangdrevne tilhengeren kan tohjulstraktoren, som nå er blitt en slags firehjulstraktor, bære og trekke høysvans og diverse trepunktmonterte redskaper. Men slik utbygging er lite aktuell etter at transportereren kom i bruk.

I 1950-årene ble det til noen få tohjulstraktorer bygget frontvogn med akseltappstyring. Med lass på 250 kg kunne en slik doning kjøre opp stigninger på vel 1:3.

En i høy grad aktuell anvendelse av tohjulstraktoren er til slått. Men det er da snakk om spesiellmaskiner, som i mindre utstrekning er anvendelige til f.eks. jordfresing, transport, drift av sprøytepumper m.m. Det er snakk om små maskiner: 3-4 kW og 120-160 kg vekt med slátteapparat.

# Ønskemål for en kombinert jord- og skogbrukstraktor



I driftssesongen 1972/73 ble det i Sverige kjørt fram 6,4 mill. m<sup>3</sup> tømmer med ca. 60 000 jordbruks-traktorer. Trekkraften i dette tilfellet er ikke konstruert for formålet, og i mange situasjoner vil man også i jordbruket ha bruk for en traktor som er annerledes enn den vanlige traktortype.

I artikkelen diskuteres 10 krav til en kombinert jord- og skogbrukstraktor med vekt på de kompromisser som må gjøres for å få

en bedre kombinasjonstraktor.

1. Tverr stabiliteten, 2. Lengdestabiliteten, 3. Kjørehastighet, 4. Styrbarhet, 5. Drakraft, 6. Marktrykk, 7. Bremses, 8. Frigangshøyde, 9. Ytre utforming og 10. Førerens miljø.

I tabellen nedenfor vises spesifikasjoner for en tenkt kombinert jord- og skogbrukstraktor sammenliknet med en vanlig jordbrukstraktor.

	Tenkt traktor	Konvensjonell jordbrukstraktor
Motor	4-syl- diesel	4-syl. diesel
Kraftuttakseffekt, maksimal	35—55 kw (50—80 hk)	53,8 kw (73,1 hk)
Traktorens totale		
— lengde	< 4,00 m	4,26 m
— bredde	< 2,25 m	1,90 m
— høyde	< 2,50 m	2,30 m
— vekt	3—5000 kg	4000 kg
Vektfordeling foran/bak	60/40	30/70
Drift	4-hjulsdrift	Bakhjulsdrift
Dekk, foran	f. eks. 14,9—24—8 PR	7,50—18
bak	f. eks. 14,9—24—8 PR	16,9/14—34
Sporvidde	1,5—2,0 m	1,58—1,98 m
Akselavstand	2,0—2,5 m	2,44 —
Styrsystem: hydrostatisk	Firehjulsstyring	Framhjulsstyring
Frigangshøyde	> 0,50 m	0,37
Hytte	Godkjent	Godkjent
Transmisjon	12 gir forover 3 gir bakover	16 gir forover 4 gir bakover
Standardutrustning	Skivebremses Jordbruksdrag Trepunktskopling Uavhengig og drivhjulsavhengig kraftuttak Hydraulikk uttak Vekselstrømgenerator	

Det slås fast at forandringene vil fordyre traktoren. Hvor mye er man så villig til å betale for et mer hensiktsmessig utstyr? Det er prøvd å beregne hvor mye en skogeier

som driver selv kan legge ned i merinvestering avhengig av årlig driftskvantum. Dessuten er det prøvd å beregne de gevinster en får i jordbruket ved mindre jord-

pakking (bedre jordstruktur), raske jordbearbeiding og generelt en mer egnet basmaskin til: Gjødsling, sprøyting, lastings- og gravearbeidet.

Det fins i dag i Europa et antall traktorer som oppfyller flere av de oppstilte ønsker til en kombinert jord- og skogbrukstraktor. I artikkelen er beskrevet noen av disse hvorav samtlige er fire-hjulsdrivet: Carraro Tigrone, Dents Intrac 2005, Ford County 764, Holder A 55, Kramer Allrad 914, MB-Trac 800, Schiller UT-6500.

Disse traktorene mener forfatteren er av en slik størrelse at de kan innpasses på en middelstor kombinert jord- og skogbruksgård. Det finnes også flere spesialtraktorer for jord- og skogbruket som tilfredsstiller flere av ønskemålene, men disse er for store for en gjennomsnittlig jord- og skogbruksgård.

P. G. D.

Sundstedt, E. Kravspesifikasjon på en traktor för det kombinerade jord- og skogsbruket. Skogshögskolan, Institutionen för skogsteknikk nr. 111 1977.

# Jordbrukstraktoren godt skikket i skogen

Landbrukstraktoren er den desidert viktigste trekraft i skogbruket. Men landbrukstraktoren har i de seinere år gjennomgått en utvikling som har gjort den mindre egnet til bruk nettopp der. Maskinene har blitt større, tyngre og mindre skogvennlige, sa skogsjef Magnus Tennås i Norges Skogeierforbund i sin innledning til en debatt under Landbruksveka om landbrukstraktoren som skogsredskap.

Skogeier Hans Andreas Korsbøen hevdet at det var satsset for lite på traktorer med firehjulsstrekk. Firehjulsdrevne traktorer har bedre trekkevne, flyteevne, terrengeskaper, stabilitet og kjøreegenskaper. Man sier denne traktor-

type ikke er nødvendig i jordbruket, men min erfaring er at sjøl på flate jorder, og med de stadig tyngre og større redskaper vi skaffer oss, så er det god økonomi å ha en traktor med firehjulsstrekk, framholdt Korsbøen: Du får gjort vår-

ren er så allsidig. I dag synes mekaniseringen i mange norske skoger å være fullt konkurransedyktig. Og for gardsskogeieren er det viktig mest mulig å utnytte den samme maskinpark både i jordbruket og i skogen. En jordbrukstraktor med tilleggsutstyr er ofte den beste løsningen.

— Teknisk sett er de fleste traktorer i dag bra utstyrt. Det er skjedd store forandringer som er til fordel når traktoren brukes i skogen. Det finnes stålbuker, frontgriller, ventilbeskyttere, forsterkede felger, spesielle redskapsrammer som sikrer en trygg og god redskapsmontering osv. For å sikre en best mulig stabilitet kan traktoren utstyres med frontvekter og hjulene kan flyttes til ønsket bredde. En riktig utstyrt jordbrukstraktor kan med forholdsvis enkelt tilleggsutstyr få spesialtraktorens preg over seg. Vi skal huske på at grunnelementene i jordbrukstraktoren i stor utstrekning også brukes i flere spesialmaskiner, sa Wålberg.

Skogkonsulent Anton Arvesen, Norges Skogeierforbund, sa at forskningen, maskinforhandlerne og ikke minst de norske vinsjproducentene gjorde en god innsats i perioden fra 1960 til 1970. Dette har ført til at det skogsutstyret som den norske bonden har er blant det beste i verden.

onna tidligere og det blir også råd med å foreta høstpløying under vanskelige forhold.

Seksjonssjef Henry Wålberg i Eikmaskin pekte på at det er sagt at jordbrukstraktoren kort og godt ikke er skikket for skogen i den stand den kommer fra fabrikken. Det kan være mye sant i dette, sa Wålberg. Jordbrukstraktoren er blitt satt inn i krevende tømmertransporter uten tanke på selv den minste form for verneutstyr for å beskytte traktorens mest sårbare deler mot de påkjenninger som kan oppstå, og slikt vet vi må mislykkes.

## Utvikling mot det bedre

Wålberg sa videre at det vil være riktig å satse på jordbrukstraktoren for en stor del av tømmertransportene, ikke minst fordi denne trakto-

Men jordbrukstraktoren har likevel ikke klart å beholde mer enn 55% av transportmarkedet. Krav til lønn og miljø fra arbeidstakerne i skogbruket forutsetter at det nyttes spesialmaskiner. Skogeiere som driver sjøl vil kunne redusere på slike krav, fordi sjølstendighet, uavhengighet, variasjon i arbeidet og utnytting av ledig tid og trekraft er faktorer som innenfor visse grenser vil oppveie kravene til høye prestasjoner og behagelige omgivelser, sa skogkonsulent Anton Arvesen.

# Utnyttelsespunkter på

# Ønskelig utvikling av landbrukstraktorer

**Traktoren har hittil dannet basis for mekaniseringen av de fleste arbeider i planteproduksjonen, transporarbeidene til og fra driftsbygningene og transportarbeidene i skogbruket. Skal det fortsatt bli slik ?**

Ser en på utviklingen i de nordiske land, på kontinentet og i Nord-Amerika, vil en finne flere retninger i mekaniseringen av feltarbeidene. Dette må nødvendigvis ses i sammenheng med driftsfaktorer som:

1. Brukstsørrelser.
2. Feltstørrelser.
3. Topografi.
4. Jordarter og jordas bæreevne.
5. Klima.
6. Planteproduksjonens art.

Når dette er nevnt kan en spørre: Er selvgående arbeidsmaskiner løsningen? Erfaringene med selvgående høstmaskiner som skurtreskere under relativt ugunstige forhold som i Norge viser disse fordeler:

1. Det frontmonterte høsteapparat hindrer nedkjøring av avling ved begynnende høsting på hvert felt.
2. Lett å manøvrere på små felt.
3. Kan ha god kjøreevne og stabilitet i bakker.
4. Kan ha god flyteevne på jordarter med liten bæreevne.
5. Større kapasitet og bedre arbeidsevne under ugunstige høsteforhold enn slepe- eller side-monterte maskiner.
6. Gunstig plassering av førerplass med god sikt og gunstig plassering av betjeningshendler og pedaler.

Ulempene ved selvgående maskiner er bl. a.:

1. Dyr i anskaffelse i forhold til traktordrevne maskiner.
2. Få brukstimer pr. sesong, dvs. høg total driftskostnad.
3. Mer ressurskrevende enn traktordrevne maskiner.

Dette kan sies om selvgående skurtreskere. Omtrent samme karakteristikk kan nyttes for alle selv-

gående spesialmaskiner for jordarbeiding, sprøyting, grashøsting, rotveksthøsting, potethøsting m. fl.

Typens mange gode egenskaper viser at det er lettere for konstruktørene å finne tilfredsstillende løsninger for en selvgående maskin enn for en traktordrevet. Det er lettere å få plassert de enkelte komponenter på ønskelig plass og i ønskelige dimensjoner. Mulighetene for en tilfredsstillende vektfordeling finnes, og førerplassen kan plasseres med god sikt til de viktigste arbeidsfunksjoner. At en blant de forskjellige fabrikata, særlig av potethøstere, kan se ugunstige løsninger skyldes antakelig ønsket om en billigst mulig løsning eller lite kjennskap til de ergonomiske krav. Fabrikantene av selvgående maskiner unngår også et problem som kan være meget stort for fabrikantene av traktorbårne og -drevne maskiner. Det er tilpassingen til stadig nye traktormodeller og -størrelser. Dertil kommer problemene som følger av at de internasjonale standarder ikke blir fulgt eller ikke er gode nok. Disse forhold gjør at det for fabrikantene er fristende å satse på selvgående maskiner.

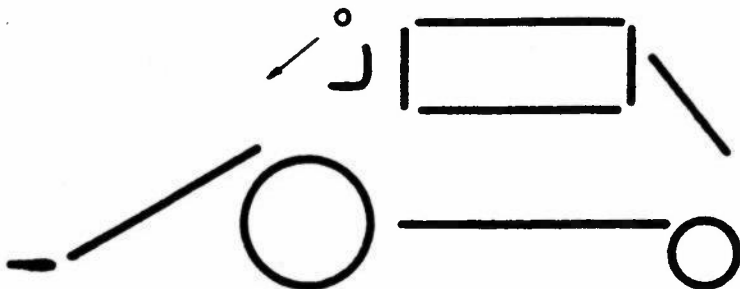
Er dette likevel en løsning som landbruket er tjent med? Teknisk sett vil vel alle jordbrukere ikke bare på de større bruk, men også på de mindre, se det fordelaktige

med selvgående spesialmaskiner til de enkelte feltarbeider. Men økonomisk vil det vanskelig kunne gjennomføres for de mindre bruk. Undersøkelser og praktisk erfaring viser at det trengs relativt store arealer før det er økonomisk riktig å nytte selvgående feltmaskiner. Formildende faktorer her kan være overkapasitet for å sikre berging av avlingen i rett tid og anskaffelse av relativt billige brukte maskiner.

Større arealer pr. maskin kan skaffes gjennom maskinholdervirkosomhet, maskinringer og -lag, men disse har hittil ikke fått den betydning som mange har håpet på.

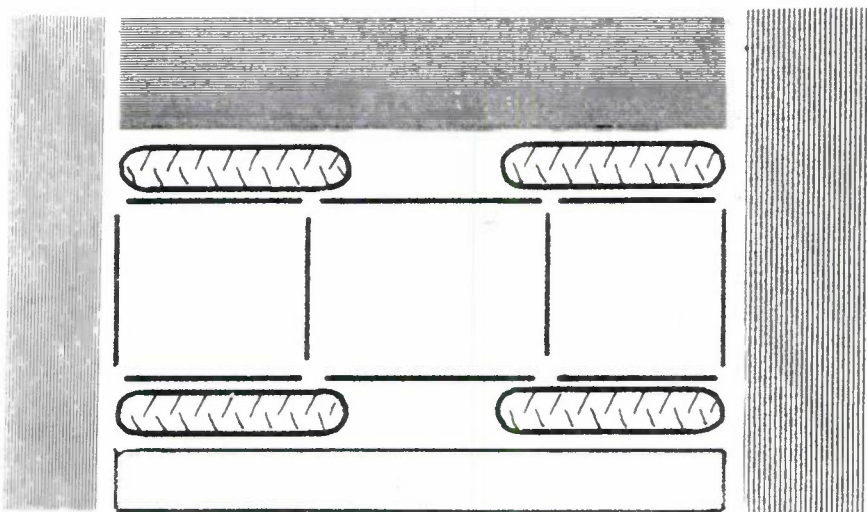
Vil en tilpassing av selvgående maskiner til flere arbeidsoperasjoner løse det økonomiske problemet? Å utvide funksjonsområdet for skurtreskere er lite sannsynlig. Det samme gjelder for forhøstere. Av potethøstere utvikles maskiner som også med fordel kan nyttes til høsting av rotvekster. Men gjøres spesialmaskinene mer universale, må en regne med større total anskaffelseskostnad.

Vil landbruket i årene framover få mer selvgående arbeidsmaskiner? Nepp! Både i de enkelte land og globalt ser det nå ut til at befolkningsveksten tilsier at landbruket beholder sine arbeidsplasser. Brukstsørrelsene vil derfor neppe endre seg noe vesentlig. Behovet for mer landbruksprodukter vil øke prisene og dermed øke mulighetene for opprettholdelse av de mindre brukstsørrelser. En framtidig økende knapphet på materialer og energi tilsier også tekniske totalløsninger som er mindre ressurskrevende.

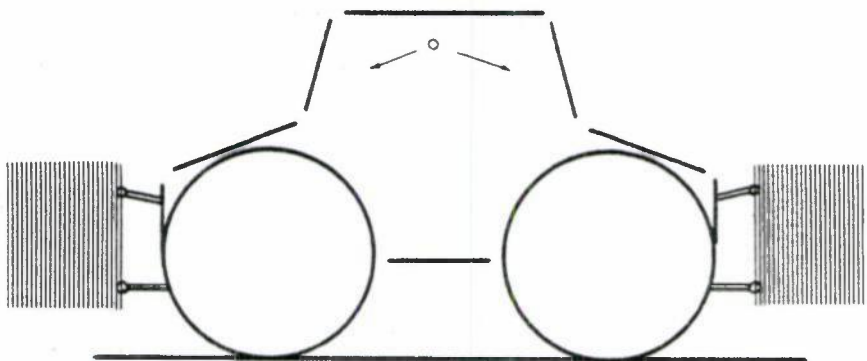


Konstruktøren har langt bedre muligheter for tilfredsstillende løsninger på selvgående maskiner enn på traktordrevne.





Funksjonsområdet er ikke lenger bare bak traktoren, men også på sidene og foran!



Standardisert trepunktstilkopling og kraftuttak også foran på traktoren vil øke mulighetene for nye typer av maskiner og for aktuelle redskapskombinasjoner! Endringer i traktorens overlinjer og plasseringen av førerhytten kan gi bedre sikt og lettere adkomst til førerplassen.

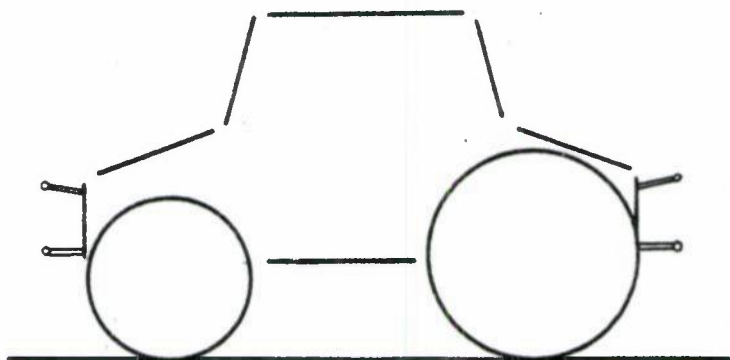


Fig. 4. Vil standardtraktoren bli firehjulsdrevet, men i serieproduksjonen lett å tilpasse til bakhjulsdrift?

Det synes derfor som om traktoren også i tiden framover vil komme til å danne basis for mekanisering på gårdene. For visse driftsforhold

og produksjoner vil traktorene kompletteres med selvgående maskiner.

Men et annet spørsmål er: Vil

den tradisjonelle standardtraktor med flere størrelser også bli den rådende traktortype i årene framover? Eller vil standardtraktoren få bare en til to størrelser og behovet ellers bli dekket med store firehjulsdrevne midjestyrtede eller firehjulsstyrte traktorer og mindre trucklignende traktorer til laste- og lossearbeider og lettere skyve- og trekkarbeider?

Diskusjoner om dette finner en både i europeisk og amerikansk fagpresse. Vurdert ut fra bruksstrukturene i Europa er det vel sannsynlig at en standardtraktor også i framtiden vil bli den mest utbredte traktortype.

Men tilfredsstillende den tradisjonelle standardtraktor i dag de krav som konstruktørene av arbeidsmaskiner stiller til den?

Dersom feltmaskinene vesentlig blir slepemaskiner kan en vel under tvil svare ja. Men bruksstrukturen og de topografiske forhold er mange steder slik at det er ønskelig med redskaper og maskiner som

*Fortsatt side 16*

## KONKLUSJON

Det vil fortsatt bli behov for selvgående maskiner og spesialtraktorer i store og små størrelser, men det største behovet for traktorer bør kunne dekket av en standardtype i få størrelser som bl. a. har disse kjennetegn:

1. Standardisert trepunkt tilkopling og hydraulisk løft foran og bak på traktoren.
2. Standardisert kraftuttak foran og bak på traktoren, samt hydraulisk anlegg med standardiserte tilkoplingspunkter som gir mulighet for uttak av hydraulisk effekt tilstrekkelig for drift av arbeidsmaskiner med moderat effektbehov.
3. Effektiv firehjulsdrift på basistraktor som også kan leveres bare med bakhjulsdrift.
4. Midtmontert førerhytte med god sikt bakover, til sidene og framover.

★ SYNSPUNKTER PÅ . . . .

Fra side 7

er bak-, side- eller frontmonterte. Da tilfredsstillers traktoren langt fra kravene. Hvorfor?

1. *Kraftuttak som regel bare bak på traktoren, ikke foran.*
2. *Som regel ikke trepunkts tilkopling og hydraulisk løft foran på traktoren.*

Side- og frontmonterte maskiner må derfor som oftest ha en mer komplisert transmisjon og tilkopling til traktoren.

Ved standardiserte kraftuttak, og trepunkts tilkopling med hydraulisk løft både foran og bak på traktoren vil det bli langt lettere for konstruktorene av arbeidsmaskiner å finne tilfredsstillende løsninger på maskiner som traktorene kan kjøres inn i og tilkoples.

Eksempler på interessante løsninger er J. F. sidemonterte skurtresker og Faun potethøster. Lignende, men enklere løsninger med god vekt fordeling og utnyttelse av plassen rundt traktoren og med lett til- og frakopling vil en kunne oppnå også med andre maskiner. Videre gir tilkopling foran og bak traktoren muligheter for praktiske redskapskombinasjoner.

I Europa er det i det siste kommet traktorer som har frontmontert kraftuttak og trepunkts tilkopling. Det er økende interesse for denne utviklingsretning, men skal den få noen betydning må både kraftuttaket og trepunktskoplingen få standardiserte dimensjoner og standardene må bli fulgt.

3. *Mulighetene for hydraulisk drift av arbeidsmaskiner fra traktorens hydrauliske anlegg er sterkt begrenset. Hydraulisk effekt nå som regel under 8 kW.*

En mulighet til å ta ut fra traktorens hydrauliske anlegg den effekt som trengs for drift av arbeidsmaskiner, vil også stille konstruktørene friere i plasseringen av maskinen ved traktoren og gi en relativ enkel transmisjon med muligheter for de turtallsinnstillinger som ønskes. For de mest effektkrevende maskiner vil denne type av transmisjon føre til nye problemer som trolig vil oppveie fordelene, men for maskiner med relativt moderat effektbehov, bør hydraulisk drift være en valgmulighet. Det hydrauliske anlegget bør i tillegg ha tilstrekkelig kapasitet for behovene til den nødvendige fjernbetjening av de enkelte arbeidsorganer.

En forutsetning for utvidet bruk

av hydraulisk drift av arbeidsmaskiner må være at den kan bli mer driftssikker enn nå, bl. a. må alle koplinger bli sikrere mot lekkasjer og heller ikke føre til forurensning av oljen ved tilkopling. En mer omfattende standardisering av komponentene er nødvendig, og standardene må følges.

4. *Få traktorfabrikata kan leveres med tilfredsstillende firehjulsdrift.*

Er utviklingen kommet så langt at en nå kan komme med følgende påstand?

Den framtidige standardtraktor bør ha firehjulsdrift og vektfordeling og hjuldimensjoner slik at framhjulsdriften blir effektiv! Begrunnelse: Under vanskelige bruksforhold for traktordrift har firehjulsdriften fått utvidet anvendelse på grunn av økt trekkeevne, bremseevne og flyteevne. Med frontmontering av redskaper øker også be rettigelsen og behovet for framhjulsdrift.

Største problemet hittil med framhjulsdrift har generelt vært for dårlig drifts-sikkerhet. Dette forhold er nå etter erfaringer fra prøvewirksomheten i Norge under tydelig bedring.

Framhjulsdriften øker anskaffelseskostnaden, men ved produksjon i større serier enn hva nå er tilfelle, må en anta at kostnadene vil kunne senkes.

Til gårdsbruk hvor topografi, jordforhold, maskiner m. m. ikke krever drift på traktorens framhjul, bør standardtraktoren kunne leveres bare med bakhjulsdrift, men ha den nevnte basiskonstruksjon slik at den i serieproduksjonen relativt lett kan endres til firesjulsdrift.

5. *Førerplass og førervern gir ikke tilfredsstillende sikt og betjeningsmuligheter for side- og frontmonterte maskiner.*

Påbudet om førervern har ført til en utvikling av førerplassen som i forhold til tidligere gir mindre sikt til alle sider. For å redusere støyen isoleres førervernet fra traktoren. Dermed kommer det i større høyde enn tidligere og gir også mindre muligheter for direkte betjening av bakmonterte redskaper.

Effektiv fjernbetjening kommer derfor nå som et krav fra mange praktikere.

En må derfor kunne stille spørsmålet om ikke tiden nå er inne til en flytting av førerplassen slik at den får en posisjon som totalt gir de beste siktmuligheter framover,

## Nytt håp for spesialtraktorer?

Statens arbeidstilsyn og dispensasjonspraksisen for en-dørs traktorer

Statens arbeidstilsyns Verneregler nr. 37 «Traktorer» stiller krav om at førerhus på traktor skal ha dør på begge sider. Det har vært fremmet søknader om dispensasjon fra denne regel for enkelte traktormodeller. Direktoratet for arbeidstilsynet har funnet det nødvendig å klarlegge betingelsene for at slik dispensasjon kan gis. Det slås fast at følgende krav må oppfylles ved typegodkjenning av førerhus med bare 1 dør:

- a) At det oppnås vesentlige ergonomiske eller sikkerhetsmessige fordeler ved at det bare er 1 dør.
- b) At det på høyre side finnes en reserveutgang av tilstrekkelig størrelse (bredde minst 45 cm, høyde minst 80 cm). Utgangen må kunne åpnes både innenfra og utenfra. Det skal være håndtak og stigtrinn slik at en person med normal førerlyktighet kan komme ut og inn i åpningen uten fare for å falle.
- c) At vernereglens krav om minst 3 uavhengige utganger er oppfylt.

Landbruksteknisk Institutt vil bistå med vurderingen av dispensasjoner i forbindelse med typegodkjenninger.

Førstekonsulent Odd Løvlien i Direktoratets tekniske avdeling understreker at det bare dreier seg om dispensasjon i forbindelse med typegodkjenning. Det kommer ikke på tale å gi dispensasjon for enkelttraktorer som ikke oppfyller kravet om at førerhus skal ha dør på begge sider.

Løvlien peker på at Statens arbeidstilsyn ved den dispensasjonspraksis det nå er lagt opp til, sikrer at det norske markedet ikke stenges for endørs traktorer for spesielle jordbruksformål.

til sidene og bakover. Det blir da naturlig å velge en plassering av førerplassen mer på midten av traktoren. Dette gir også bedre muligheter for lettere på- og avstigning.

LANDBRUKSTEKNISK INSTITUTT

1432 Ås-NLH, Norge

Stensiltrykk

L.nr. 34/82

Serie C

Nr. 146

---

BRENSELUTRUSTNINGEN PÅ

DIESELMOTORER

I LANDBRUKET

AV

SVERRE BJØRNEMO

## BRENSELUTRUSTNINGEN PÅ DIESELMOTORER I LANDBRUKET

av faglærer Sverre Bjørnemo, Institutt for maskinlære, NLH.

### Generelt om dieselmotorer.

For å få best mulig forståelse av det som hører til brenselssystemet på dieselmotorer, bør vi først se litt på arbeidsprinsippet for disse motorene, samt forskjellige konstruksjoner av motorer og forbrenningsrom. Arbeidsprinsippet går i korthet ut på at rein luft tilføres motorsylindrene under innsugningstakten. Kompresjonsforholdet er høgt og lufta oppnår derfor høg temperatur under kompresjonstakten.

Brenselet (dieseloljen) tilføres sylindrene gjennom innsprøytingsventiler i det riktige øyeblikk, d.v.s. mot slutten av kompresjonstakten, og det antennes av kompresjonsvarmen som da er oppe i 700 - 900° C. Dieselmotoren skal, i motsetning til Otto-motoren, arbeide med luftoverskudd. Dette for å sikre at alt det innsprøyta fint fordelte brenselet kommer i berøring med oksygen og forbrenner.

Ut fra hvordan lufta tilføres motorsylindrene, får vi begrepene normalladning og overladning.

I normallada motorer skjer luftinnsugningen bare ved hjelp av det undertrykket som oppstår i sylinderen under innsugningstakten.

I overlada motorer er det en kompressor (turbolader) som presser lufta inn med et visst overtrykk (ladetrykket). Det oppnås da bedre luftfylling i sylindrene, noe som bidrar til at motoren kan yte mer. Utstyr for overladning behandles i et senere avsnitt.

Dieselmotorer kan være bygget som 2-taktere eller 4-taktere. 2-taktsmotorene er avhengige av en forkompressor for lufttilførsel. Sylinderveggene har vanligvis porter for luftinntak. Avgassene kan bortledes gjennom porter i sylinderveggen eller gjennom tvangsstyrte ventiler i topplokket. Prinsippet med oljeblanding i brenselet for smøring av motoren kan ikke brukes. 2-taktsdieselmotorene har derfor vanlig trykksmøring.

skaper. Derfor er kompresjonsforholdet høgt, ca. 20:1 eller mer, mot ca. 16:1 på motorer med direkte innsprøyting. Det må også brukes hjelpestartanordninger i form av glødeplugger i kamrene, spesielt på forkammermotorene.

Tappdyser blir brukt, og åpningstrykket ligger for de fleste på 100 - 130 bar. I noen virvelkammermotorer kan også forekomme spesielle utførelser av hulldyser (vanligvis et eller to hull).

Særlig forkammermotorene får en myk og rolig gange. De brukes bl.a. i personbiler.

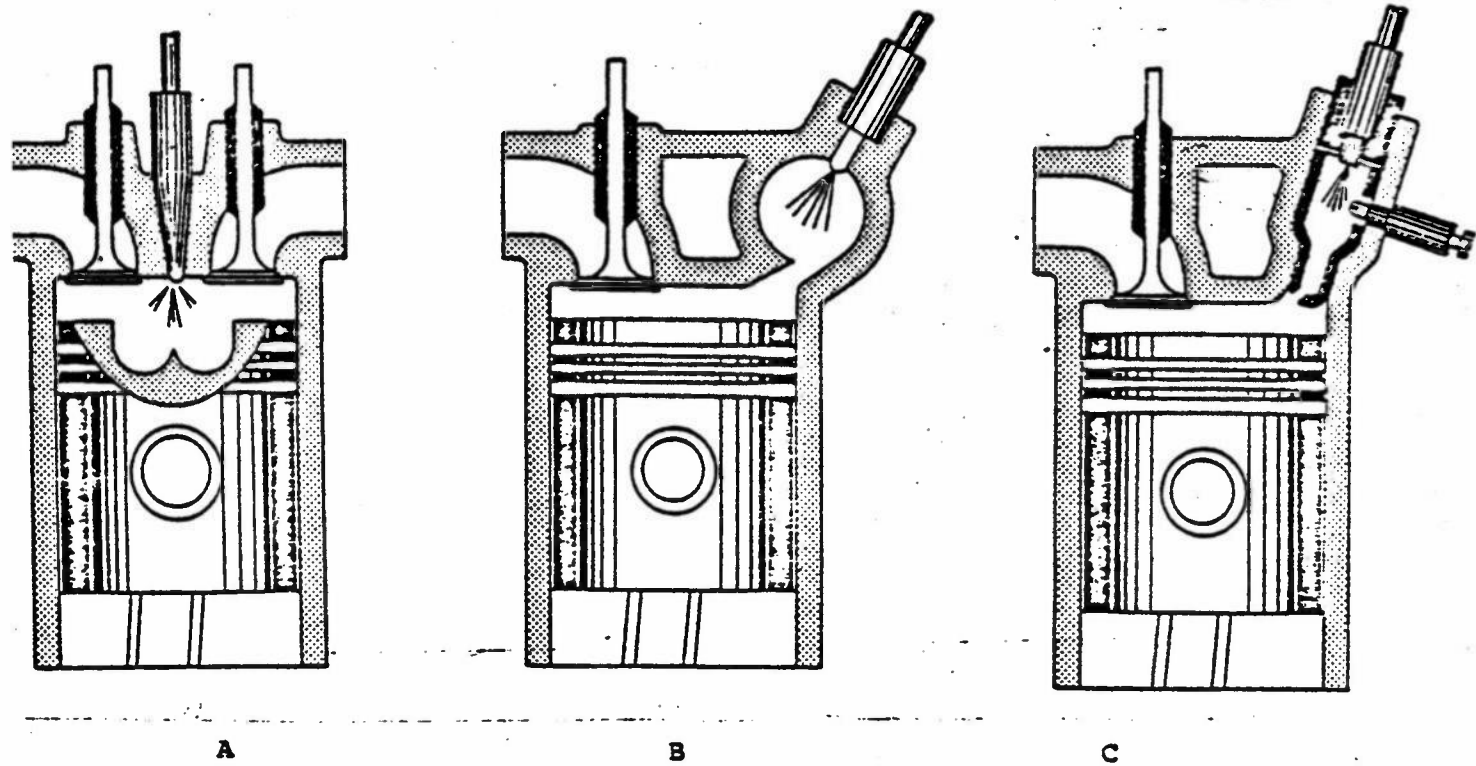


Fig. 1. Ulike typer av innsprøytingsprinsipp og forbrenningsrom.

- A. Direkte innsprøyting
- B. Virvelkammer
- C. Forkammer m. glødeplugg



### Finfiltre.

På lavtrykkledningen finner vi ett eller to finfiltre. Hvis det er to, er de som regel kopla i serie. Parallellkopling av filtre kan også forekomme. Det er mest papirfiltre som brukes på nyere motorer. Filterinnsatsen skal da skiftes etter foreskrevne driftsintervaller. Eldre filtertyper med filtinnsett kunne reingjøres.

I forbindelse med et finfilter sitter det en overstrømningsventil (trykkreduksjonsventil). Den reduserer trykket fra matepumpa, slik at det resterende trykket inn på innsprøytingspumpa vil holdes konstant. Det brenselet som passerer denne ventilen, ledes tilbake til tanken. Eventuelle luftblærer vil følge dette overskuddsbrenselet. Overstrømningsventilens oppgave er derfor både trykkregulering og kontinuerlig utlufting av systemet. En del av det brenselet som går i retur kan også være disponibelt for eventuell kaldstartanordning (termostart). Når det er to finfiltre i serie, skal gjerne det første skiftes med kortere mellomrom enn det andre. Filtertypene kan også være forskjellige, ha ulik finhet. Når filtrene blir brukt for lenge, vil de etter hvert bli for tette. Da alt brenselet må passere filtrene, vil dette da gå ut over brenseltilførselen til innsprøytingspumpa, og motoren vil miste effekt. Ved skifting av filtre, må de oppsatte forskrifter følges. Det må legges stor vekt på reinslighet, slik at ikke skitt og smuss kan få komme inn i brenselkanalene. Det må også passes på at det blir innsatt riktig filtertype, og at nødvendige tetningsringer blir sittende riktig på plass. Etter montering må systemet utluftes. Skifting av filtre bør ikke foretas av ukyndige folk.

### Innsprøytingspumper og regulatorer.

Følgende typer av innsprøytingspumper kan nevnes:

1. Rekkepumpe
2. Fordelerpumpe
3. Kombinasjonspumpe. Innsprøytingsventil og pumpeelement sammenbygget (GM).
4. PT-pumpe. Trykk-tid systemet (Cummins).

Det er de to førstnevnte vi vanligvis finner på våre landbruksmotorer. Det blir derfor bare disse vi i det følgende skal se litt nærmere på.

Bortsett fra at noen innsprøytingspumper skal ettersees med smøring, er de stort sett vedlikeholdsfrie. Viktige kontroller og justeringer som kalibrering og timing, kan bare foretas i pumpeprøvebenk, og dette må utføres av fagfolk.

Det finnes imidlertid utstyr for å foreta enklere kontroller, som sjekking av trykk og trykkventilenes tilstand, mens pumpa sitter på motoren. Men slike feilsøkeapparater er vanligvis også så dyre at de stort sett har liten interesse for det enkelte gardsverksted.

#### Smøring av innsprøytingspumper.

I fordelerpumpene besørger dieseloljen smøring av alle bevegelige deler. Disse pumpene er således vedlikeholdsfrie. Men de er svært ømfintlige for vann og urenheter i brenselet. Slurv på dette området, vil nokså sikkert resultere i at pumpa skjærer seg og må byttes, noe som vanligvis blir en kostbar affære.

I rekkepumpene smøres drivanordningen (kamaksel og løftere) med smøreolje (motorolje), mens pumpeelementene smøres av dieseloljen. Også her er det viktig at brenselet er reint. Smøreoljen i pumpas "veivhus" kan etter hvert bli noe uttynnet av dieselolje som siger ned fra pumperegisteret. Oljen må derfor fornyes etter et visst antall brukstimer, vanligvis samtidig med motoroljeskift. Forøvrig: Følg instruksjonsbokas anvisning. Det er nokså vanlig at det bare etterfylles ny olje. Dieselolje eller fortynna smøreolje vil da flyte øverst og renne ut gjennom et overløpsrør. En del nyere rekkepumper smøres fra motorens smøresystem og trenger da ikke ettersyn i form av oljepåfylling. Men her har vi da risikoen for at motoroljen kan bli litt utspedd med dieselolje. Det må derfor ikke kjøres for lenge mellom motoroljeskiftene når dette systemet finnes. Igjen: Følg instruksjonsboka!

Trykkventiler (også kalt trykkavlastningsventil eller synkeventil) sitter i overgangen mellom pumpeelement og høgtrykksrør på rekkepumper og på enkelte fordelerpumper. Ventilen løftes p.g.a. trykket når pumpeelementet inntreffer og brenselet slipper ut i rørledningen. Ventilens utforming er slik at når den presses tilbake av fjæra etter endt pumpeelement, vil volumet øke i rørledningen. Derfor avlastes trykket momentant og innsprøytingen kuttet tvert idet ventilen



stenger mot pumpekammeret. Trykkventil og sete kan utskiftes. Dette må gjøres når tettingen blir for dårlig. Utette trykkventiler fører til ned-satt motorytelse. Trykkventilens tetting kan kontrolleres med spesielle feilsøkeapparater. Det vanlige er at tida for et visst trykkfall kontrolleres.

#### Skifting av innsprøytingspumpe.

Det kan under tiden bli nødvendig å avmontere innsprøytingspumpe, enten for å sende den til reparasjon eller for å skifte den ut med ny. Før avmontering må pumpe og rørforbindelser gjøres godt reine. Når rørledningene løsnes, skal de forsynes med hetter eller overbindinger for å hindre at smuss kommer inn i ledningene. Reguleringsstag og festeskruer løsnes og pumpe frigjøres fra motoren. Det må passes på at koplingene til drivordningen ikke skades eller kommer ut av stilling. Det er tidsbesparende å sette inn ei byttepumpe i stedet for å vente på reparasjon av den gamle. Ved montering av pumpe må selvsagt også kravene til reinslighet overholdes. Det er også svært viktig at pumpe blir montert slik at innsprøytingstidspunktet blir riktig, (antall grader fra øvre dødpunkt på motorens veivaksel). Montering og innstilling er vanligvis ikke særlig vanskelig når en har motorens verkstedhåndbok med beskrivelse av framgangsmåten, og dessuten har litt teknisk innsikt og det nødvendige verktøy. Men det anbefales absolutt ikke å gå på dette arbeidet "i blinde".

Før motoren forsøkes startet etter en slik reparasjon, må pumpe fylles med dieselolje og systemet grundig utluftes. OBS. Foruten at starting umuliggjøres kan pumpe ødelegges hvis den kjøres tørr under startforsøk. Eventuell smøreolje må også sjekkes. Etter starting må vi se etter eventuelle lekkasjer på rørkoplinger og pumpehus etc. Hvis det er mistanke om at det var ureinheter i brenselet som ødela den gamle pumpe, bør tank og eventuell vannutskiller dreneres og filter skiftes før ny pumpe tas i bruk. Sjekk også gardens lagertank!

Både rekkepumper og fordelerpumper kan være utstyrt med innsprøytingsforstillere. Denne har som oppgave å gi tidligere innsprøyting (tenning) når motorturtallet øker. Det finnes prøveapparater med stroboskop også for dieselmotorer for å kontrollere innsprøytingstidspunkt og forstillereens reguleringsområde.

å bryte plomben for å oppnå høyere motorturtall. Dette må det bestemt advares mot. Resultatet vil for det første bli økt sotdannelse (svart røyk), og for det andre sannsynligvis redusert levetid for motoren. Eventuell garanti vil også bortfalle.

### Innsprøytingsventilene

Dyseholder og dyse (spiss) sammenmontert går vanligvis under navnet innsprøytingsventil (også kalt innsprøytingsdyse, injektor eller spreder). (Svensk: insprutare. Dansk: forstøver).

Innsprøytingsventilene har som oppgave å formidle brenseltilførselen til motorens forbrenningsrom. Innsprøytingen skjer direkte over stempeltoppen på motorer med direkte innsprøyting. På kammermotorer er innsprøytingsventilene plassert med dyseåpningene i kamrene. (se avsnitt om typer av forbrenningsrom). Dysene skal også finfordele (forstøve) brenselet, noe som er nødvendig for å få rask og god blanding med den komprimerte lufta, med påfølgende tenning og forbrenning. Utforming av forbrenningsrom og dyseåpninger, samt trykket som brenselet blir tilført med, vil sammen bidra til et best mulig forbrenningsforløp i motoren. Riktig dysetype og riktig justert åpningstrykk er derfor viktig.

Dysa består av dysehus og dysenål. Den monteres til dyseholderen ved hjelp av dysemutteren. Denne bør tiltrekkes med momentnøkkel til det anbefalte tiltrekkingsmoment. Likeså bør momentnøkkel brukes når dyseholderen monteres til topplokket. I dyseholderen finnes trykkfjær og trykkbolt. Forspenningen av trykkfjæra bestemmer dysenes åpningstrykk. Dette kan reguleres ved hjelp av stillskrue og låsemutter eller ved mellomleggskiver av forskjellig tykkelse. Under pumpe laget forplanter trykket seg gjennom høgtrykksrør og boringer i dyseholder og dysehus til dysas trykkammer. Når vasketrykket overvinner fjærtrykket, presses dysenåla fra nålesetet i dysehuset. Dyseåpning(en) frigjøres og innsprøyting skjer. Langs dysenåla vil vi ha noe tilbakelekkasje for smøring av nålebevegelsen. Denne lekkoljen blir som regel ledet tilbake til tanken. Innsprøytingen skal avbrytes tvert når trykket opphører. Til dette bidrar pumpas trykkventil og dysenålas tetning mot setet. Dysehus og dysenål er sammenpasset med fineste toleranse. Dysa må derfor betraktes som en enhet. Utskifting av enkeltkomponentene eller forbytting av disse må aldri fore-

Det er svært viktig at det brukes den dysetype som motor og forbrenningsrom er konstruert for. Typebetegnelse må alltid sjekkes ved dysebytting.

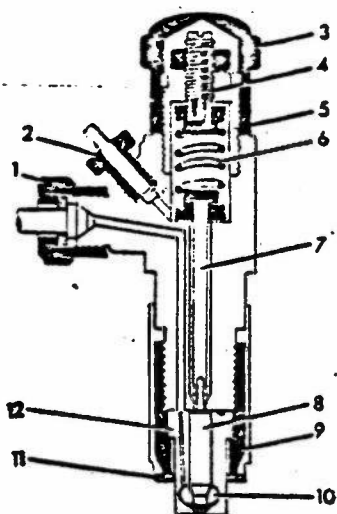


Fig. 8. Innsprøytingsventil

1. Tilkopling for trykkrør
2. Tilkopling for lekkoljerør
3. Toppmutter
4. Justeringsskrue
5. Fjærhylse
6. Trykkfjær
7. Trykkbolt
8. Dyse nål
9. Dysemutter
10. Trykkammer
11. Kobberpakning
12. Dysehus

### Feil ved dysene

Det er som oftest dysene som får skylda når det oppstår problemer med en dieselmotor. Symptomer på defekte dyser er at motoren blir vanskelig å starte, eller den hakker og banker og går dårlig. Effekten kan være tydelig nedsatt og brenselet utnyttes dårlig. Svært ofte resulterer det også i svart eksos. Dette kan imidlertid også skyldes for stor brenselmengde, tett luftfilter etc.

Driftsintervaller for dysene er oppgitt i instruksjonsbøkene. Normalt anbefales 500 - 600 timers driftstid mellom kontroll av innsprøytingsventilene på traktorer. Motorens driftsforhold og øvrig vedlikehold vil her spille en viss rolle. F.eks. feil ved motoren som forårsaker for høy temperatur vil også virke til at dysene tar skade. På den annen side kan kjøring med defekte dyser føre til større eller mindre skader på motoren (stempeler og forbrenningsrom).

Her skal nevnes noen feil som kan oppstå ved innsprøytingsventilene:

- 1.. Åpningstrykket kan ha forandret seg (blitt for lavt p.g.a. slitasje, evt. for høgt p.g.a. tetts dyseåpninger). Følgene av dette vil vanligvis være: Dårligere forstøvning og mangelfull forbrenning, tilsoting og svart røyk, evt. banking.
2. Utette nåleseter og drypping fra dysene. Kan forårsake skader på stempeltopp og forbrenningsrom. Også her dårlig forbrenning og svart røyk. Gjerne også banking når motoren går.

3. Tilkoksing av dyseåpninger. Fører til skjev og mangelfull forstøvning, mangelfull forbrenning og røyk. Kan også skade motoren.
4. Fasthengende dysenål. Kan være forårsaket av for høy temperatur. Dyse-  
spissen er gjerne også brent (blå). Det kan også være trykkfjæra i dyse-  
holderen som er brukket. Motoren vil banke og ryke når dysenåla sitter fast  
i åpen stilling. Kjøringen bør ikke fortsette. Skadd dyse må skiftes.  
Fastsittende dysenål kan også resultere i helt eller delvis tett dyse,  
med nedsatt effekt og ujevn gange som følge. Større påkjenning på trykkrør  
og pumpe.
5. For stor tilbakelekkasje (mellom dysenål og dysehus). Skyldes som regel  
slitasje. For stor del av brenselmengden fra pumpe vil da lekke tilbake  
fra trykkammeret. Mindre brensel til motoren.

Motorbank kan også skyldes feil innstilt innsprøytingstidspunkt. Det kan  
selvsagt også skyldes feil i motoren som ikke har noe med brenselssystemet å gjøre.

Hvis en har mistanke om at ei eller flere dyser er defekte, kan en lokalisere  
dem ved å løsne på rørtilkoplingen til en dyseholder om gangen, mens motoren  
går.

#### Testing av innsprøytingsventiler

For å ta en skikkelig kontroll og evt. justering av innsprøytingsventilene  
trenges et dyseprøveapparat. Slike er å få i forskjellige utførelser og  
prisklasser, fra ei enkel håndpumpe med manometer til de avanserte og kostbare  
dyseprøvebenkene. Uansett utstyr kreves det kyndighet av den som skal utføre  
arbeidet. I mangel av prøveapparat, kan forstøvningen sjekkes ved at inn-  
sprøytingsventilen frigjøres fra motoren og brenselleveringen skjer i fri luft  
når motoren tørnes rundt med selvstarteren. OBS. Hold aldri foran dyseåpningen!

De testene som bør kunne tas med prøveapparatet er følgende:

1. Kontroll av åpningstrykket, med evt. justering til det riktige.
2. Kontroll av dysenes tetthet (drypptest). Det skal ikke komme dråper fra  
dysespissen verken før eller etter innsprøyting. Prøves ved å holde trykket  
ca. 10 bar under åpningstrykket i 10 - 20 sekunder.

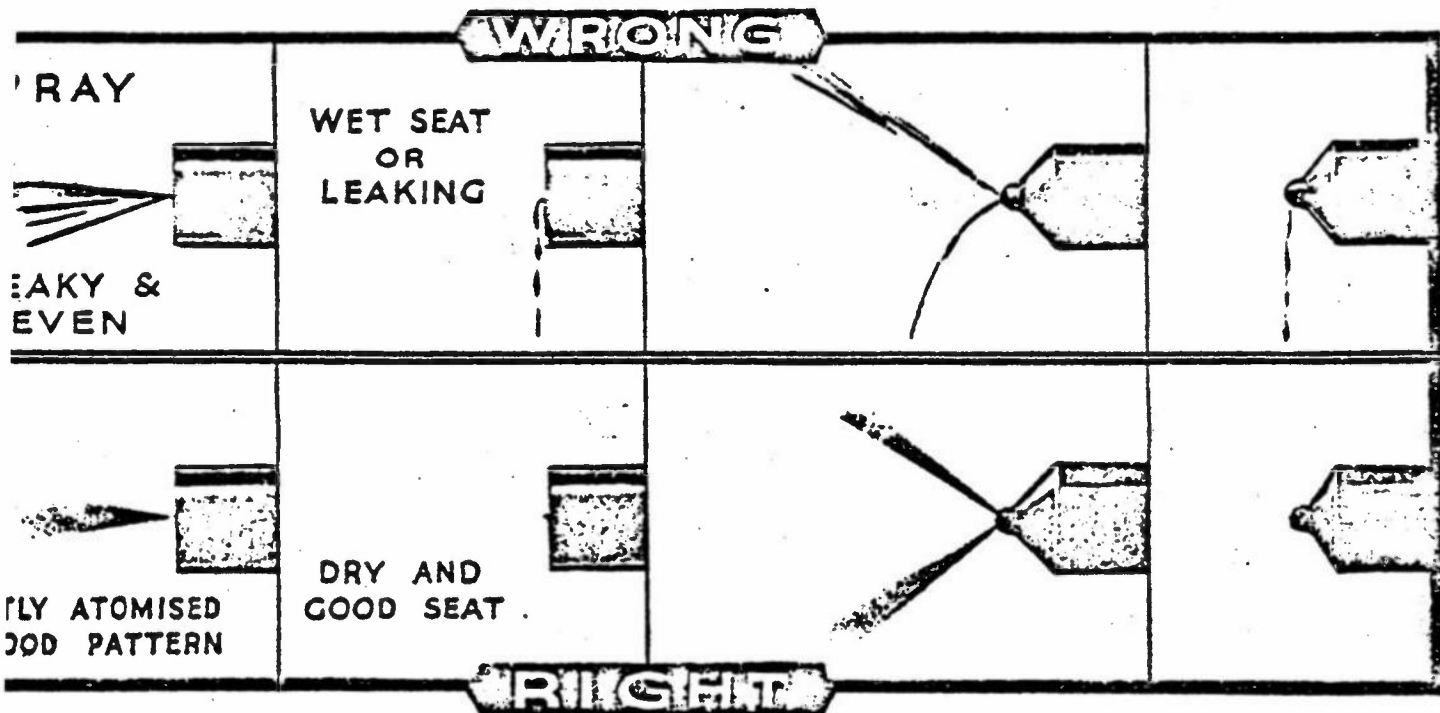


Fig. 13. Eksempel på dårlige og gode dyser.

#### Starthjelp-anordninger

Dieselmotorene har vanligvis en eller annen anordning for å lette startning i kaldt vær. På kammermotorer er slikt utstyr nødvendig, men vi finner det også på motorer med direkte innsprøyting.

I prinsippet går disse innretningene ut på:

1. Tilførsel av ekstra brensel i startøyeblikket og/eller
2. Tilførsel av varme i innsugningsrør eller kammer.

Foruten at feil ved kaldstartanordningene vanskeliggjør startning, kan det også føre til feilaktig brenseltilførsel til motoren under drift. Svart eksos og tilsota dyser blir gjerne resultatet.

Vi skal se litt på de vanligste anordningene for starthjelp.

Tilførsel av startbrensel i innsugningsmanifolden kan også skje ved hjelp av ei håndbetjent pumpe.

### 3. Glødeplugg i kamrene.

Som tidligere nevnt har kammermotorene større behov for starthjelpenordninger. I disse motorene finner vi da vanligvis glødeplugganlegg. Glødepluggene, en for hver sylinder, er plassert i motorens forkammer eller virvelkammer. Deres oppgave er å varme opp lufta i kammeret, og derved bidra til antenning av det innsprøyta brenselet. Pluggene blir som regel glødende etter noen få sekunder. Ved førerplassen finnes som regel en kontrollmotstand som begynner å lyse når glødingen er tilstrekkelig.

Det er i bruk to hovedtyper av glødeplugg:

- 1) De åpne glødespiralene som er topola og seriekopla. Siste plugg i serien er kopla til gods.
- 2) De innkapsla glødestiftene som vanligvis er enpola og parallellkopla.

Vi skal først se litt på de seriekopla typene.

Hvis det her blir brudd i en av pluggene (f.eks. avbrent glødetråd), vil hele kretsen være brutt. Glødekontroll-lampa vil da heller ikke lyse. Feilen kan lokaliseres enten ved hjelp av prøvelampe eller ved å sammenkople polene i en plugg av gangen. Blir det strøm i kretsen når det f.eks. koples direkte over plugg nr. 2, er det denne som har feilen. Bruddet kan også være andre steder enn i pluggene.

Hvis det i en av pluggene blir kortslutning (til godset i kammeret), vil de etterfølgende plugg i serien bli uten strøm. De foranliggende vil da få en stor strømgjennomgang og kan fort brenne av. Ved skifting av plugg er det viktig at det blir innsatt riktig type.

Pluggen må være beregnet for den spenning og det antall sylindre som motoren har. Ellers vil motstanden i anlegget bli feil. Ut fra dette skjønner vi at det heller ikke er bra å kople ut en defekt plugg i anlegget, og bruke de resterende. Det som tidligere er sagt om slik kopling gjelder bare for prøving og feilfinning.

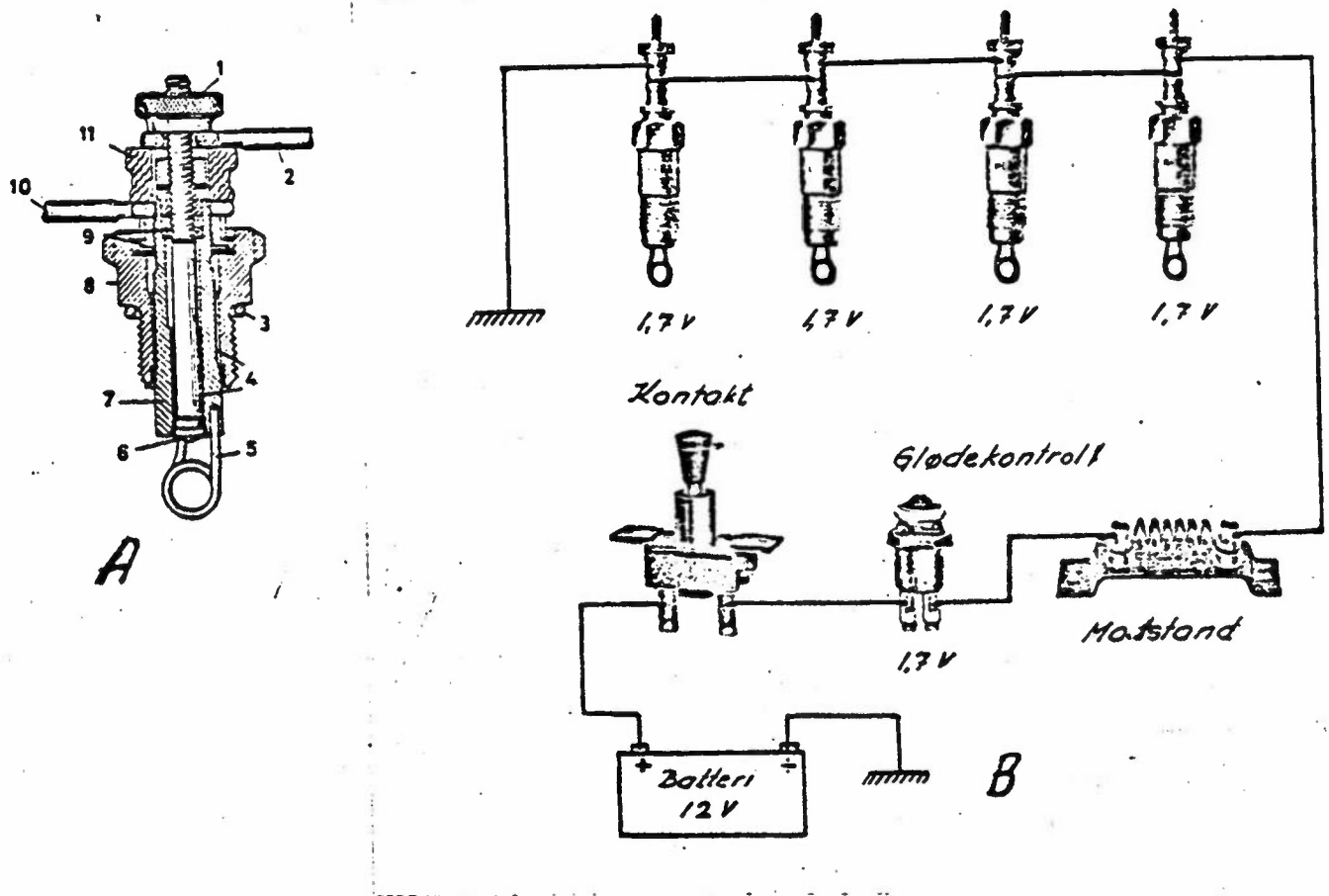


Fig. 16. A. Snitt av topolet glødeplugg.

- 1. Mutter 2. og 10. Strømskinner 3. Pakning
- 4. Glimmerisolasjon 5. Glødespiral 6. Senterbolt
- 7. Metallhylse 8. Pluggsokkel 9. Isolasjonsring
- 11. Isolatorhylse.

B. Forbindelse av seriekopla glødeanlegg.

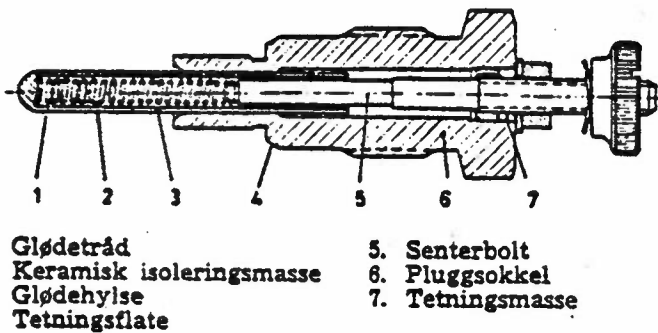


Fig. 17. Snitt gjennom en én-polet glødeplugg.

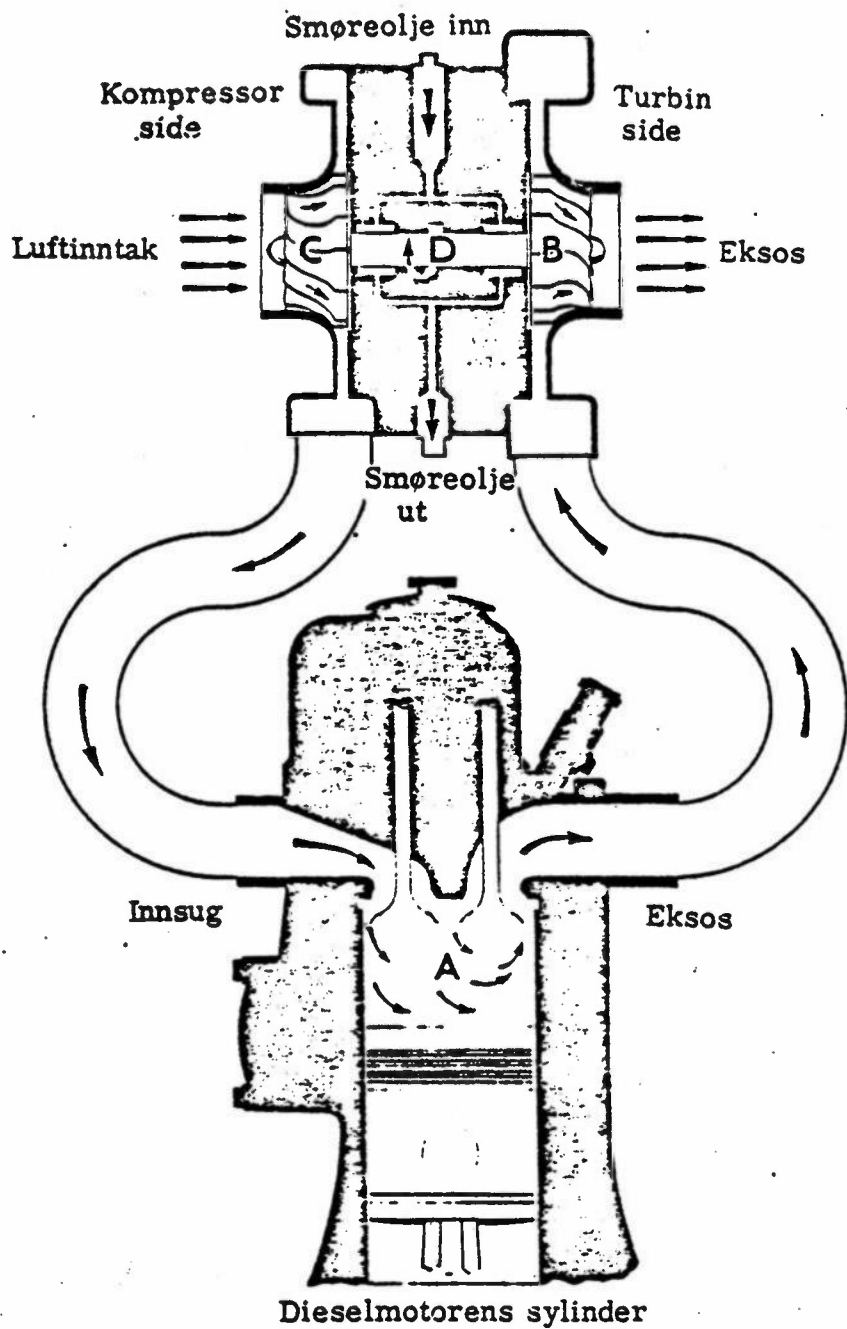


Fig. 18. Turboladningens prinsipp.



Forøvrig er det viktig å etterse sammenføyninger og tilkoplinger til turboladere slik at det ikke oppstår lekkasjer verken på utløps-(eksos-)siden eller innløps-(luft-)siden. Det samme gjelder oljerør og koplinger.

Fabrikantene av turboladere oppgir driftsintervaller for service, ettersyn og reingjøring, samt for full kontroll og overhaling på spesialverksted. Det vil lønne seg å følge opp dette.

På en del nyere innsprøytingspumper beregna for overlada motorer, blir anslaget for maks. brenselmengde automatisk regulert i forhold til ladetrykket.

Maks. ladetrykk ligger for de fleste anlegg på opp under en bar (overtrykk).

NB.. Det finnes nå smørefrie turboladere (selvsmørende lagre).

#### Brenselledninger og tilkoplinger.

Det kan av og til være nødvendig å skifte ut rørledninger på anlegget. Hvis det oppstår sprekker og lekkasjer, må røra utskiftes. Reparasjoner i form av sveising eller lodding må ikke foretas på grunn av glødeskalldannelse innvendig. Takket være en viss standardisering av brenselopplegg, finner vi så å si alltid 12 eller 14 mm gjengestusser for rørtilkoplinger. Dette må tas hensyn til ved anskaffing av nye rør. Før montering må røra gjennomspyles og blåses slik at de er absolutt reine. Hvis røra må bøyes, må det gjøres med så svake krumninger som mulig. Røra må ikke bli stående i bend mellom tilkoplingspunktene. Høgtrykksrør må være av samme lengde og innvendige diameter som de originale, ellers kan innsprøytingsforløpet bli forstyrret. Det må også være riktig rørkvalitet. Rør og konuser må settes rett i tilkoplingsstussene. Skjevheter og bending her kan føre til skader og lekkasjer i forbindelsene. Eksempler på riktig og gal tilkopling er vist ved fig. 19. Festemutterne skal gå lett på gjengene. Tiltrekking må skje med riktig nøkkeldimensjon, - fastnøkkel eller helst åpen stjernenøkkel.

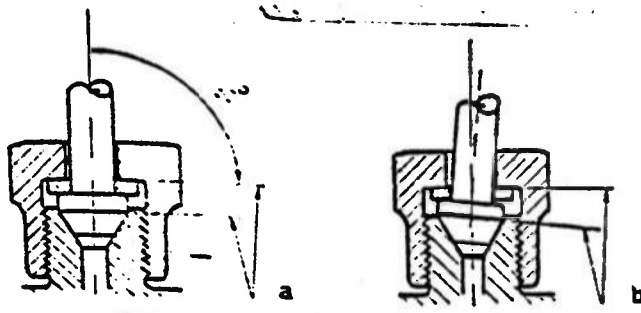


Fig. 19. Her er vist en korrekt trykkrørtilkopling (til venstre) og en gal tilkopling. Anleggsflatene skal være parallelle, som vist ved strekene a og ikke skjeve i forhold til hverandre, som vist ved strekene b.

### Dieselolje for vinterbruk. Petroleuminnblanding.

I kalde perioder blir det gjerne behov for noe mer lettflytende brensel enn den dieseloljen som til vanlig brukes. Problemet er at brenselet kan stivne til voks i filterne og motoren stopper. Hyppigheten for denne ulempen kan imidlertid variere mellom de forskjellige dieselmotorer og kjøretøyer.

Brenselleverandørene vil vanligvis kunne levere såkalt vinterdieselolje som har lavere viskositet og dermed ikke er så utsatt for tiltetting. Dette brenselet vil vanligvis kunne brukes uten problemer ned mot  $-20^{\circ}$  C. Blir det kaldere kan det være nødvendig å tilsette petroleum også til dette brenselet, men da i mindre mengder enn til sommerdieselolje. Skal det brukes sommerbrensel vinterstid, bør dette vanligvis utblandes med petroleum. Her kan tillates opp til <sup>40</sup>50 % hvis det er ekstra kaldt og det er et anlegg som er utsatt for tiltetting.

Bruk av kondensfjerner vil også hjelpe mot tiltetting i filtre og ledninger. Jfr. avsnitt om filtre og vannutskillere.

### Røykgrense.

I tillegg til det som er sagt om eksosrøyk under de forskjellige avsnitt, bør også nevnes den miljømessige siden av denne saken. Det er fastsatt bestemte grenser for tillatt røyk fra motorer. De målemetodene som Vegdirektoratets folk vanligvis bruker, går ut på å måle lysgjennomtrengeligheten i avgasser som blir oppsamlet mens motoren belastes (ruses). Resultatet kommer fram på en skala fra 0 til 100. (Jo svartere røyk desto høyere tallverdi.) Grensen er satt ved røyktall på 70. Viser målingen høyere tall vil det bli gitt pålegg om utbedring.

LANDBRUKSTEKNISK INSTITUTT

1432 Ås-NLH, Norge

L.nr. 2/84

Serie C

Nr. 161

---

Traktorens drivverk

av

Sigmund Christensen

TRAKTORENS DRIVVERK

av

Sigmund Christensen

1.0. Innledning.

Med "drivverk" menes her alle deler som tjener til å overføre bevegelsen fra motoren til drivhjulene og kraftuttaket, altså koplenger, tannhjul, aksler, turbiner, oljepumper, oljemotorer og hva det ellers måtte være. Andre fellesbetegnelser for disse delene er transmisjonen, transmisjonene, transmisjonssystemet og kraftoverføringen.

Da én av hoveddelene i dette systemet, nemlig den som gir oss mulighet til å endre utvekslingsforholdet etter ønske og behov, i det følgende blir benevnt "transmisjonen", passer det ikke å bruke dette uttrykket som fellesbetegnelse. Man kunne vel bruke f.eks. "transmisjon i vid forstand" kontra "transmisjon i trang forstand", men dette er i beste fall tungvint. Om "kraftoverføringen" som fellesbetegnelse er å si at dette ordet bruker vi i traktorlæren om en eventuell aksel mellom traktorens kraftuttak og en tilkoplede arbeidsmaskins kraftinntak.

I "Riksmålsordboken" finner vi:

"transmisjon, overføring av bevegelse, kraft, energi (f.eks. ved tannhjul, remskivesystem, elektrisk ledningsnett); maskineri, utstyr for slik overføring . . .".

J. H. B. Bjørge "Fremmedordbok ..." har rett og slett: "transmisjon: overføring". Opprinnelsen er lat. transmissio.

Det er i norsk språk ikke innarbeidet noen fast terminologi i det kjøretøytekniske faget. Men i alminnelighet brukes uttrykk som er sterkt påvirket av engelsk (amerikansk) språkbruk. Ofte brukes engelske ord og uttrykk i sin opprinnelige form - men tildels i en noe annen betydning enn den opprinnelige. Dette kan være forvirrende ved lesning av engelsk litteratur. (Noen eksempler nevnes der det passer i sammenhengen.) Det sees også ofte at stavemåten (og uttalen) er fornorsket eks. "råde" for "(connecting) rod" = veivstang.

I oversatte tekster er det ofte lett å se hvilket språk originalen har hatt, slik at oversettelsen er atskillig mindre engelskpreget når originalteksten er f.eks. tysk eller svensk.

Det som er sagt ovenfor, understreker behovet for at de uttrykkene som blir tatt i bruk etterhvert i en tekst, blir klart definert - f.eks. ved bilder, som gjerne kan være enkle skisser.

Forøvrig kan det være grunn til å minne om at heller ikke i andre språk er det fritt for uklarheter og inkonsekvenser i fagterminologien. Således kalles en beltetraktor i amerikansk litteratur fra de seneste år både "crawler (tractor)" og "track-type tractor". I en av de nyeste britiske lærebøkene kalles den for "tracklaying tractor" og "tracklayer".

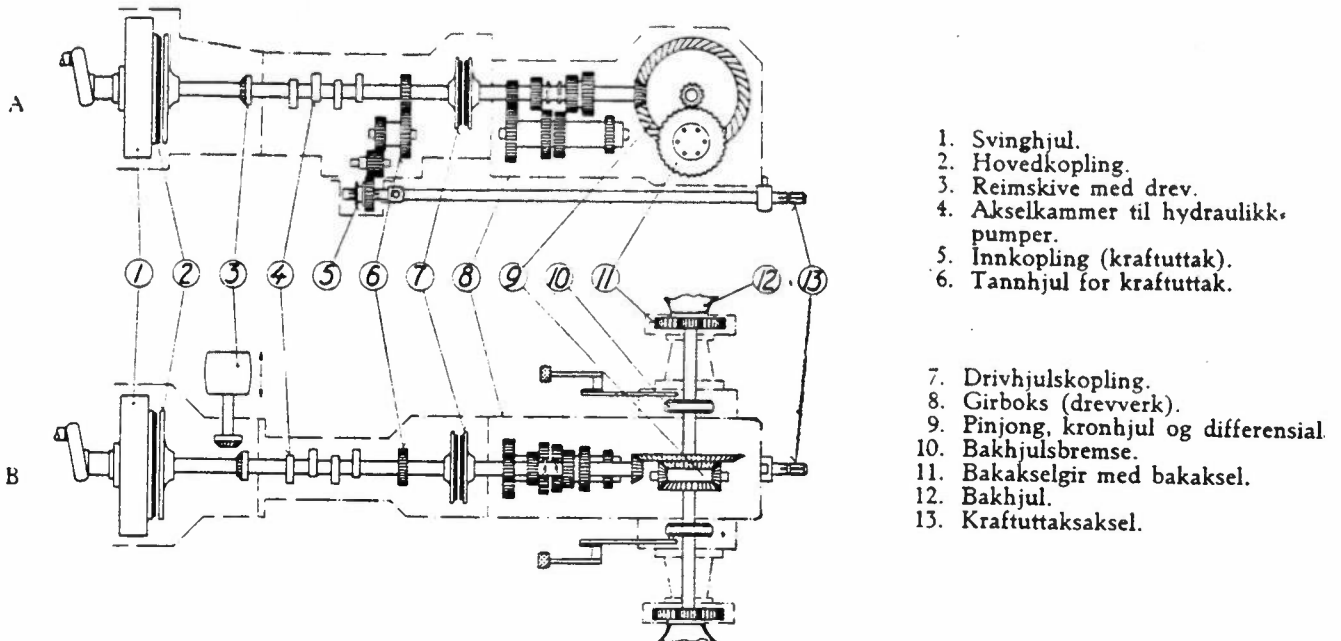


Fig. 110. Lengdesnitt og plansnitt gjennom en traktor. Lengdesnitt (A) og plansnitt (B) av traktor (Allis Chalmers).

Fig. 1.1.

### 1.1. Drivverkets hoveddeler.

Traktorens drivverk består av følgende hoveddeler se Fig. 1.1.:

1. Clutch
2. Transmisjon (gearkasse, evt. hydrostatisk eller hydrodynamisk anordning)
3. Differensial og vinkelveksel
4. Sluttutveksling
5. Kraftuttak

Bremser regnes som regel ikke med her. Men på traktorer er bremsene som oftest innebygget mellom eller inne i drivverkets nevnte hoveddeler, og kan logisk plasseres i sammenhengen.

## 1.2. Drivverkets oppgaver (funksjoner).

Drivverket skal formidle bevegelse og dreiemoment mellom motoren på den ene side, drivhjulene og kraftuttaket på den annen. Dets oppgaver eller funksjon må analyseres på bakgrunn av (a) motorens egenskaper og (b) hvilke prestasjoner vi ønsker av traktoren som helhet.

Som forbrenningsmotor kan trakotrmotoren ikke starte av seg selv, og den kan ikke gå for egen kraft medmindre turtallet er over en viss minstegrense. Derfor må motoren kunne frikoples fra drivverket når den skal startes og hvis den skal holdes i gang mens traktoren eventuelt er stoppet. Dette er da en del av clutchens oppgave.

Traktormotoren har sitt praktisk brukbare turtallsområde mellom ca. 1100 og ca. 2 000 r/min (18 - 33 r/s), og forholdet mellom høyeste og laveste turtall er altså, grovt regnet, 2:1. Forholdet mellom høyeste og laveste kjørehastighet er som 30:1. Dessuten er drivhjulenes turtall bare noen få rotasjoner per minutt.

Vi må altså ha en anordning som for det første setter turtallet sterkt ned og for det annet muliggjør veksling av turtall på drivhjulene. Den generelle turtallsreduksjonen foregår i flere trinn, dels i transmisjonen (2), dels i vinkelvekselen (3) (ikke i differensialen) og dels i sluttvekslingen (4). Den nødvendige vekslingen (valg mellom flere forskjellige kjørehastigheter) foregår i transmisjonen. En del av clutchens oppgave er å bryte forbindelsen mellom motor og transmisjon under gearvekslingen. - Alt etter drivverkets og hele traktorens totale oppbygning kan én eller flere av hoveddelene mangle, i og med at vedkommende funksjon kan overtas av en annen hoveddel eller på sett og vis bli overflødig.

## 2. Clutchen.

### 2.0. Innledning.

Etter det som er sagt om clutchens (kløtsjens) funksjon, er det klart at det må dreie seg om en friksjonskopling. Den skal jo nemlig kople sammen enkelt-deler med forskjellig turtall.

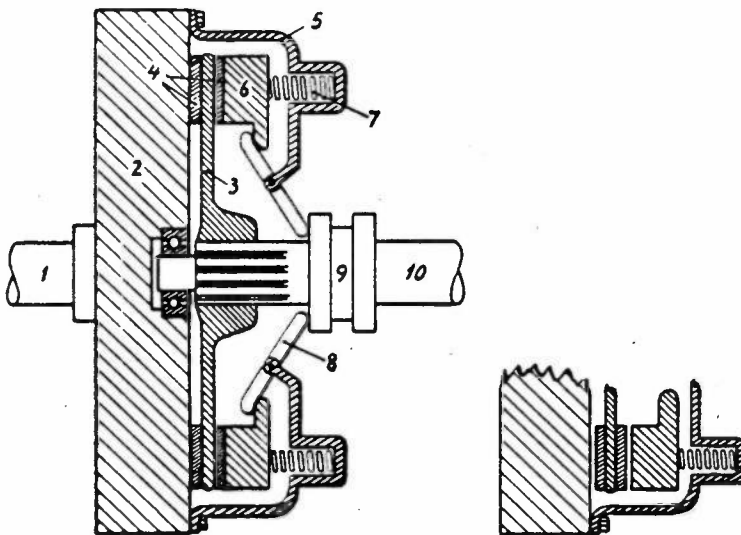
### 2.1. Benevnelse.

"Clutch" er det generelle engelske uttrykk for kopling og omfatter altså både friksjons- og klokopling o.s.v. I norsk språkbruk betegner det som regel

friksjonskoplingen mellom motoren og drivverket i et motorkjøretøy. Det kan også betegne "friksjonskopling" mere i sin alminnelighet, men særlig i kjøretøyteknisk sammenheng.

## 2.2. Konstruksjon.

Clutchen er i de aller fleste tilfeller en tørr enkeltplatekopling (fig. 2.1.).



Tørr enkeltplate clutch. 1 motorens veivaksel, 2 svinghjul, 3 clutchplate med friksjonsbelegg 4, 5 clutchhus (fastboltet til svinghjulet), 6 trykkplate, 7 fjær, 8 utløserarm, 9 utløserlager, 10 clutchaksel som føres inn i gearkassen.

Fig. 2.1.

Flerplatekopling, som i regelen også er "våt" (går i olje, om ikke nødvendigvis neddykket), har forekommet som clutch (hovedkopling). Som kopling i enkelte, spesielle transmisjoner, til inn- og utkopling av kraftuttak, som styrekopling på beltetraktorer m.m. er flerplatekoplinger vanlig. Ulemper ved våt clutch er: høyere pris, tendens til å "henge" (især når oljen er kald). Fordeler er: kjøles av oljestrømmen, mykere innkopling, tåler langt større flatetrykk og yter derved langt større moment, tar mindre plass (især radielt). Konstruksjonen av den vanlige, tørre clutchen framgår av (fig. 2.1., og virkemåten forutsettes kjent.

Istedenfor kranser av skruefjærer (feilaktig kalt spiralfjærer) brukes ofte en enkelt skivefjær (også kalt plate-, membran- eller Belleville-fjær, litt uheldig også tallerkenfjær). En clutch med skivefjær kalles ofte "membranclutch".

Skivefjæra erstatter også utløserarmene. Den tar mindre plass og krever mindre pedaltrykk enn skruefjærer, og gir litt mykere innkopling.

Clutchplata med feste for friksjonsbelegget (lamellene) kan utformes på flere måter; et viktig hensyn er å unngå torsjonssvingninger og rykk.

Friksjonsbeleggene (ett på hver side av clutchplata) kan lages som sammenhengende ringer eller oppdelt i segmenter. Oppdelingen har den fordel at vi får en kjølede luftstrøm i spaltene mellom segmentene.

Hovedbestanddelen i friksjonsbelegget er tradisjonelt asbestfibre, med en harpiks eller en gummi som bindemiddel og ofte iblandet kobber-, messing- eller aluminiumstråder. Etterhvert er keramisk (sintret metall-) friksjonsmateriale blitt vanlig. Det er mer slitesterkt og tåler større flatetrykk. Det tåler ikke egentlig høyere temperatur enn de "klassiske" belegg, men har bedre varmeledning, og kan derfor sies å tåle større varmebelastning. Det er en viktig egenskap ved friksjonsmateriale at friksjonskoeffisienten ikke endres brått ved en eventuell for høy temperatur.

"Totrinns-clutch" eller "dobbeltclutch" er betegnelsen på den vanlige konstruksjonen ved frittstående kraftuttak: kjøreclutchen er sammenbygd med friksjonskoplingen for kraftuttaket og de to koplingene betjenes med én og samme pedal.

### 2.3. Bruk og stell. Slitasje. Feil.

Etterhvert som friksjonsbelegget slites, må trykkplata skyves lengre og lengre mot svinghjulet for å gi fast forbindelse. Clutchpedalen må vandre tilsvarende lengre oppover. Når pedalen har vandret så langt at den støter mot fotbrettet eller en annen fast del før clutchen har fått fullt fjærpress, vil clutchen slure ved stor belastning. Sluringen vil til å begynne med være umerkelig og ubetydelig. Etterhvert som den tiltar, vil traktorens trekkraft påvirkes, samtidig som slitasjen på clutchen også tiltar. Den ekstra varmen som utvikles, vil bl.a. kunne få trykkplata til å slå seg. Clutchens overføringsstag og -lenker må justeres slik at pedalen alltid har den dødgang som er foreskrevet i traktorens instruksjonsbok.

Brukes clutchpedalen som fothviler, kan man få de samme skadevirkninger.



At clutchen hogger, kommer som regel av olje på friksjonsbelegget. Årsaken er lekkasje fra motoren eller muligens fra gearboksen.

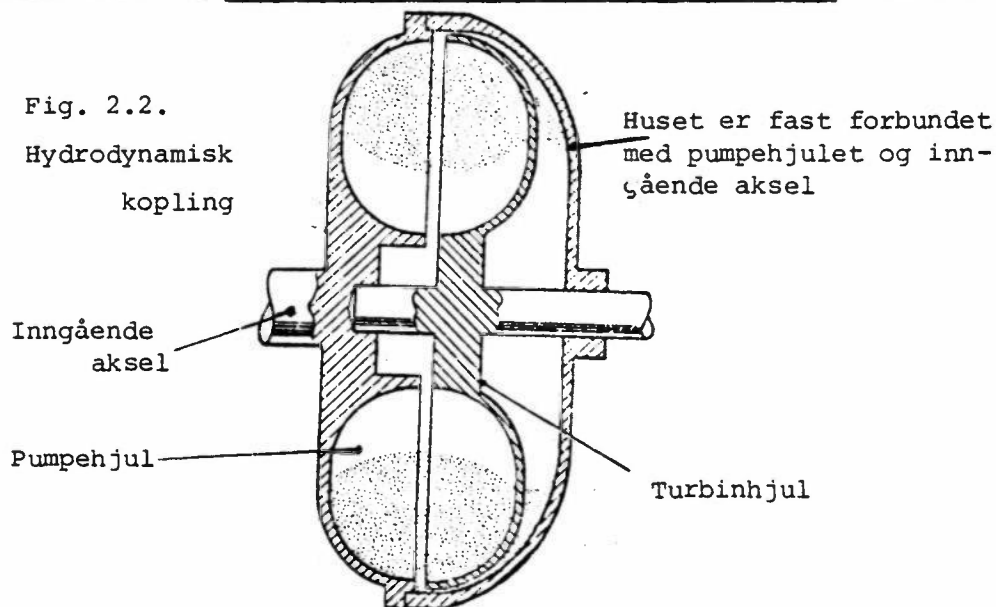
#### 2.4. Hydrodynamisk kopling.

Den hydrodynamiske koplingen består av to "randform"-formede skovlhjul vendt mot hverandre og plassert i et hus halvfyllt med olje. Pumpehjulet på inngående aksel slynger oljen over i turbinhjulet på utgående aksel. Derfra går den direkte tilbake i pumpehjulet. Man kan si at det er en sentrifugalpumpe forbundet med en sentripetalmotor. Ved svært lavt turtall på motoren og derved på koplingens inngående aksel blir overført dreiemoment lite, og turbinhjulet vil stå stille - 100 % slipp. Med økende turtall på pumpehjulet øker oljestrømmen og dreiemomentet, turbinhjulet vil (normalt) settes i rotasjon, slippet avtar. Under normal drift skal turbinhjulet teoretisk komme opp i pumpehjulets turtall - slippet eller etterslepet blir 0. Oljen vil da ligge som en ring eller "pølse" i periferien av koplingen; det er ingen strøm av olje fra det ene skovlhjulet til det andre.

I virkeligheten vil det under normal drift være et slipp på ca. 2 %, som svarer til at virkningsgraden (med hensyn på effekt) er ca. 98 %.

Hvis motstanden på utgående aksel øker, vil turtallet gå ned: slippet øker, virkningsgraden avtar, varmetviklingen i oljen (som svarer til effekttapet) øker. Motoren vil ikke kveles, men i grensetilfelle vil utgående aksel stå stille. Hele motorens avgitte effekt går da over til varme i oljen.

Reaksjonsmomentet fra turbinhjulet er hele tiden lik aksjonsmomentet fra pumpehjulet, og det blir aldri noen momentforsterkning i en hydrodynamisk kopling.



Den hydrodynamiske koplingen er automatisk, idet dens virkning (koplingskraft; overført moment) er direkte avhengig av dens turtall, og den kan ikke til- eller frakoples ved andre midler.

En hydrodynamisk kopling er hensiktsmessig som "startkopling", men ikke brukbar som "skiftekopling" ved gearveksling. Den kan derfor ikke erstatte en inn- og uttrykkbar friksjonskopling, men kommer i tillegg til denne. Den bygges inn i traktoren foran den vanlige clutchen. Kraftuttaket drift må anordnes utenom den hydrodynamiske koplingen.

Hovedhensikten med å sette inn en hydrodynamisk kopling er å få mykere igangsetting av traktoren og å minske sjokkbelastningene på motor og drivverk. Den gir dessuten mulighet for å stoppe traktorens framdrift uten å ta den ut av gear, nemlig ved å redusere motorturtallet til under koplingens igangsettings-turtall. Denne muligheten kan selvsagt ikke benyttes hvis kraftuttaket er i bruk.

Andre betegnelser er bl.a.:

hydraulisk kopling, væskekopling, turbokopling, turbinkopling, hydraulisk clutch, "turbomatik". Betegnelsen "hydraulisk clutch" o.l. må ikke føre til forveksling med hydraulisk overføring fra clutch til -pedal. Heller ikke må det forveksles med en friksjonskopling hvor normaltrykket (koplingstrykket) frembringes av hydraulisk stempel.

### 3. Transmisjon.

#### 3.1. Generelt.

Til det som innledningsvis er sagt om forbrenningsmotorens begrensninger og omsetningsforholdet mellom motor og bakaksel, kan tilføyes at på høyeste gear er omsetningsforholdet 20:1, på laveste gear 350:1. (Alle tall er omtrentlige.)

For en traktor er det enda en viktig begransning for utnyttelse av motoren, nemlig at kraftuttaket skal gå med konstant, standardisert turtall. Dermed bortfaller jo muligheten for å bruke endring av motorens turtall til å regulere kjørefarten med. Et unntak fra dette gir traktorer som har to utvekslinger (gear) for kraftuttaket, slik at det samme standardturtallet kan fåes ved to forskjellige motorturtall. (Denne anordningen må ikke forveksles med at mange

traktorer har omsjalling for de to standardturtall: 540 r/min og 1000 r/min på kraftuttak.)

Den kjøreteknisk ideelle transmisjon gir trinnløst alle kjørehastigheter mellom null og det valgte maksimum. For en trinn-bundet transmisjon må antall trinn (gear) begrenses både av (a) tekniske og kostnadmessige grunner og av (b) kjøretekniske eller bruksmessige grunner.

At det teknisk og kostnadmessig eller økonomisk er en grense for hvor mange gear en taaraktor kan utstyres med, er innlysende, og vi drøfter ikke den siden av saken her.

Som utgangspunkt for videre drøfting fastslår vi at transmisjonen er både turtallsomformer og dreiemomentomformer.

3.2. Kjøretekniske (bruksmessige) krav til en trintransmisjon.

En "trintransmisjon" er det samme som vi til daglig kaller en gearboks eller gearkasse.

Før en i detalj drøfter hvor mange og hvilke kjørehastigheter en bør disponere, må en gå igjennom alle mulige arbeider som en traktor skal brukes til, finne den ideelle hastighet for hvert, og deretter sette opp en "ønskeliste".

Vi skjærer igjennom dette og sier at det er ønskelig med åtte gear - vel vitende om at ikke så få traktorer idag gjør bra tjeneste med seks.

De åtte gearene kan grupperes slik:

1. Et "krabbegear" ca. 1 km/h for plantemaskin, tynningsarbeid o.l. Alle deler av traktoren bør være dimensjonert til å tåle det store dreiemomentet som svarer til dette lavgearet.
2. Tre gear fra 2,5 til 6,5 km/h for tungt jordarbeid og andre tunge eller "langsomme" arbeider - med eller uten kraftuttaksdrift.
3. To gear 8 - 10 km/h for lettere trekkarbeider.
4. To transportgear, ett på 12 - 15 km/h og ett som ved fullt motorturtall kan gi 25 - 30 km/h.

Kjørehastighetene bør stort sett beregnes ut fra det "normale" motorturtallet, d.e. det som gir kraftuttaket standardturtall.

- I begrunnelsen for "krabbegear"-hastigheten ligger en antydning om at kjørehastigheter nok kan bli å velge litt forskjellig for forskjellige traktorstørrelser.

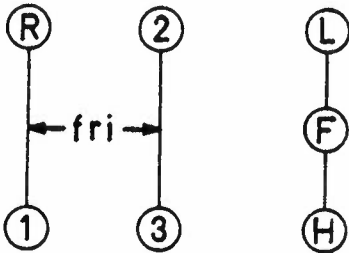
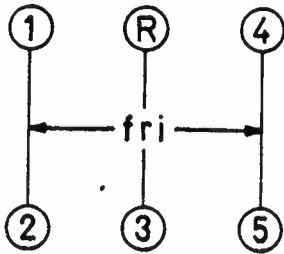
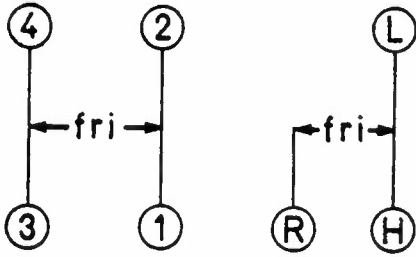
Det er funnet at hastigheten på et gear bør være 30 % høyere enn på det nest lavere. Er forskjellen mindre, er den utydelig for føreren og får liten reell betydning.

En kan altså si at den optimale gearfordeling danner en geometrisk rekke med kvotient 1,3.

I denne sammenheng er det et viktig poeng hvordan føreren kan finne fram til det ønskede gear - hvor lett eller innviklet sjaltingen er og hvor lang tid den tar.

Sjalting uten bruk av clutchpedal er raskere og enklere enn med pedalbruk. To konstruksjonsprinsipper kan tenkes: (a) at clutchen betjenes ved en servomekanisme som trer i funksjon når gearspaken beveges; (b) at "hvert gear har sin clutch" - d.v.s. at hvert enkelt gear sjaltes inn ved en separat (servobetjent) frik-sjonskopling. (Fords Select-O-Speed transmisjon hører til sistnevnte type.)

En transmisjon med mer enn seks spakposisjoner (f.eks. 5 gear forover og 1 revers) har to sjaltespaker, hvorav den ene ofte kalles "høy-lav-spak" (H-L) og den annen "hovedspak". Det er av vesentlig betydning for effektiv utnyttelse av gearene at de har en naturlig el. "logisk" rekkefølge i gearingskjemaet. Gear som det er aktuelt å alternere mellom under et arbeid, bør ligge nær hverandre i skjemaet. Mellom disse gear bør det kunne sjaltes med én spak, og såvidt mulig med rettlinjede sjaltebevegelser. Disse kravene er særlig betydningsfulle ved f.eks. lesseapparatarbeid, hvor den stadige veksling mellom et forover- og et bakovergear bør kunne utføres uten U- eller Z-føring.



Eksempler på gearings-skjemaer. Nederst transmisjon med to gearstenger, hovedstang t.v. og høg-låg-stang t.h. Transmisjonen er i fri når én av stengene er i fristilling. Seks gear forover + to bakover. Skjemaet for hovedspaken svarer til kassen på fig. 10. — I midten transmisjon med én gearstang. Fem gear forover + ett bakover. — Øverst transmisjon med hovedgearstang t.v. og gruppevelger t.h., fristilling på hver. Atte gear forover + fire bakover. Ved lesseapparatkjøring blir det Z- eller U-føring av gruppespaken.

Fig. 3.1.

3.3. Servoskift ("hurtiggear").

Mange av traktorfabrikkene leverer som tilleggsutstyr en tottrinns utveksling som sjaltes med servomekanisme og slik at sjalting både opp og ned kan foretas mens traktoren er i bevegelse og er belastet, og uten at clutchpedalen brukes.

Det er ikke innarbeidet noen god og noenlunde éntydig betegnelse på slik mekanisme. "Gear-under-fart"-anordning har vært brukt. Men en vanlig synkroniseringsanordning (syncromesh) tillater også gearing under fart. Betegnelsen "hurtiggear" går på at selve sjaltingen går hurtig, men kan lett forstås som en motsetning til krabbegear e.l.

Den enkelte fabrikk bruker i markedsføring og instruksjonsbøker sin helt spesielle betegnelse. Noen slike betegnelser nevnes: "Agriomatic" el. "Agriomatic Power Skift" (International Harvester), "Dual Power" (Ford), "Hi-Lo" (John Deere), "Hydrashift" (David Brown), "Multipower" (Massey Ferguson), "Power Shift" (John Deere), TracTrol (Volvo).

Flere av disse mekanismene er basert på planetveksler, og et bremseband/låseband omkring ringhjulet kan ha funksjon som friksjonskopling for inn- og utsjalting. Som regel blir i det minste ett av trinnene innsjaltet ved hjelp av en flerplate-clutch. Det forekommer at det annet trinn sjaltes rent mekanisk og automatisk (uten servo) - eksempler er Multipower og en versjon av TracTrol.

Skal en ha mer enn fem gear forover + ett bakover, blir konstruksjonen komplisert om alle gear skal kunne rykkes inn med bare én gearstang, men det fins gearkasser med 6 forover + 2 revers. Det vanlige er å ha en «høg-låg»-utveksling i tillegg til «hovedgear»-kassen, og en høg-låg-stang ved siden av hovedgearstanga. Høg-låg-vekselen kalles også gruppevelger e.l.

Skal en traktor kunne manøvreres raskt og sikkert, er det nødvendig at gearrekkefølgen er tydelig og varig avmerket på et sted som er lett synlig fra førerretet. Dette er desto mer nødvendig fordi rekkefølgen slett ikke alltid er «logisk». En nokså vanlig gearrekkefølge for traktorer med 4 + 4 gear forover er denne: 1L, 2L, 3L, 1H, 4L, 2H, 3H, 4H. (L = høg-låg-spak i «låg», H = høg-låg-spak i «høg».)

Det er dessuten om å gjøre at veksling for lesseapparatkjøring er grei.

I noen tilfeller er muligheten for å bremse med motoren begrenset til ett av de to utvekslingstrinn, og i mange tilfeller er det umulig å taue motoren i gang. I enkelte tilfeller advares mot tauing av traktoren i det hele tatt. Generelt må det sterkt understrekes at den som skal føre en traktor med en eller annen slik spesialtransmisjon, må sette seg nøye inn i virkemåten, eventuelle faremomenter og eventuelle spesielle vedlikeholdsregler. Uvitenhet eller likegyldighet kan føre til kostbart maskinhavari eller alvorlig ulykke. Det bør likeledes understrekes at før eventuelt innkjøp av traktor med slik servoskiftmekanisme, bør en studere nøye alle tekniske og økonomiske aspekter.

Det vil føre for langt å forklare og vurdere hver enkelt spesialtransmisjon, men et par av dem er kort beskrevet lenger bak i kompendiet. Her skal nevnes et par negative trekk - som ikke skal oppfattes som konklusjon.

1. Selv om servoskift-spaken kan flyttes med en fingertupp, kommer den i tillegg til øvrige spaker og pedaler. Den skal ha plass på traktoren, og betjeningen fordrer en særskilt bevegelse.
2. Antall mulige kombinasjoner av spakstillinger svarer ikke alltid til forskjellige kjørehastigheter (gear). Dette kommer dels av at nærliggende gear er for lite forskjellige (se foran), dels kommer det av at én spak "umyndiggjør" en annen. (Agriomatic S. Her er 24 forskjellige spakkombinasjoner, men disse gir bare 12 gear forover + 4 bakover. I realiteten er det bare 9-10 forskjellige hastigheter forover.)

#### 3.4. Skytteltransmisjon.

Med skytteltransmisjon menes en transmisjon hvor kjøreretningen kan endres med en enkelt manøver av føreren. Fords Select-O-Speed er et eksempel. Her må alle mellomliggende gear passeres; Select-O-Speed har kun ett betjeningshåndtak som føres i en sammenhengende bue og hvor gearene ligger i rekkefølge.

Eks. 2: Agriomatic S. Når gruppegearspaken står i stilling revers, brukes servospaken til skyttelkjøring.

Eks. 3: Massey Ferguson "Torque converter og skytteltransmisjon" (se fig.).

Den har en firetrinns gearkasse betjent med to vanlige gearspaker, en hydraulisk dreiemomentomformer (torque converter) og sideordnede forover- og bakover-drev som sjaltes inn med hver sin flerplateclutch. Disse betjenes med en vippepedal kombinert med gasspedalen. Trås pedalen rett ned, øker motorturtallet mens traktoren blir stående. Trås venstre eller høyre side av vippepedalen ned, kjører traktoren forover eller bakover.

### 3.5. Hydrodynamisk transmisjon.

Den hydrodynamiske dreiemomentomformer eller momentforsterker kan betraktes som en videreutvikling av den hydrodynamiske koplingen. I momentforsterkeren er det innskutt et ledehjul ("stator") som oljen må passere ved returen fra turbinhjulet til pumpehjulet. (Betegnelsen "converter" eller "torque converter" er så innarbeidet at vi vel må akseptere den. Det er imidlertid interessant at heller ikke engelskspråklige forfattere er helt fornøyd med betegnelsen. Den gjør det nemlig ikke klart at denne momentomvandleren for det første er en momentforsterker (eng. "amplifier"), for det annet er hydraulisk eller mere presist: hydrodynamisk, for det tredje er én av mange aktuelle dreiemomentforsterkere.)

Statoren kan oppta et reaksjonsmoment fra turbinen i tillegg til det som pumpehjulet presterer, og derved oppnås den momentforsterkningen som er tilsiktet.

Betegnelsen "stator" er bare betinget riktig. Når turbinen nærmer seg synkront turtall (går like fort som pumpehjulet), vil et stillestående ledehjul bremse oljestrømmen og øke effekttapet - altså virke mot sin hensikt. Ledehjulet er derfor montert med frihjulsanordning (sperrekopling), og roterer fritt med ved synkront turtall.

Momentet vil forsterkes med en faktor opptil 4,5 ved stillestående turbin, avtakende til maksimalt 2 à 3 i drift (forskjellig for forskjellige typer). Ved turbinturtall over 0,8 à 0,9 er faktoren = 1 (se fig.). For Massey Ferguson converter er faktoren maksimalt visstnok 2,3 i praktisk drift. En slik hydrodynamisk converter må i en transmisjon suppleres med mekaniske gear - for både fartens og momentets skyld. I personbiler er det helst planetgear, som passer godt til automatisk sjalting.

Convertere bygges også som 2-trinns og som 3-trinns. Da er turbinen spaltet opp i 2 eller 3 deler med ledehjul imellom.

# Sådan virker converteren

Af civiling. Niels Henriksen

På bæltetraktorer, rendegravere, gummihjuls-læssere, gravemaskiner osv. som drives med forbrændingsmotorer, er belastningen stærkt varierende. For at overføre kræfterne fra motoren og til f.eks. pumper, eller gearkasser anvendes i dag convertere, som i realiteten er en videreudvikling af den hydrauliske kobling.

Fordele ved anvendelse af hydrauliske koblinger er bl.a.:

Forbrændingsmotorens varierende effekt udjævnes gennem olien i den hydrauliske kobling, og påvirkningerne af de efterfølgende komponenter bliver formindsket.

Den hydrauliske kobling forhindrer overbelastning og den rent mekaniske slitage er minimal fordi der ikke findes mekanisk forbindelse mellem den trækkende og den trukne del i maskineriet.

For at forstå converterens funktion skal vi først se på opbygningen af den simple enkelte hydrauliske kobling, som i princippet er vist i figur 1, medens den i figur 2 er vist i snit.

Den hydrauliske kobling består af to skålformede koblingsdele, som begge er forsynet med skovlblade. De to skåle monteres mod hinanden i en tæt klokke som fyldes med olie. Endelig er de to koblingsdele monteret til henholdsvis motoraksel og f.eks. til pumpeaksel. Skovlhjulet som er monteret på motorakslen kaldes pumpen, medens det andet skovlhjul kaldes for turbinen.

Når pumpehjulet begynder at rotere, slynges olien ud mod periferien, bøjes af og

rammer skovlbladene i turbinen som derved tvinges til at rotere med.

Når motoren kører med fulde omdrejninger vil turbinen have et efterslæb på ca. 3%, hvilket betyder udvikling af varme, som normalt afledes uden problemer gennem koblingshuset.

## Converteren

Torque converteren, eller populært converteren, hedder på dansk en momentformer eller en momentforstærker, og denne er en videreudvikling af den hydrauliske kobling.

På fig. 3 ses en converter i skematisk snittegning. Mellem pumpe og turbine, som genfindes fra den hydrauliske kobling er der placeret et ledehjul med skovle, den såkaldte stator.

Når motoren startes og pumpen derved tilkobles, og turbinen er ubelastet (der er ingen modstand i maskineriet) virker converteren som en hydraulisk kobling, og oliestrømmen er omtrent som vist i figur 3.

I samme øjeblik turbinen belastes, man begynder f.eks. at køre med gummihjuls-læsseren, vil omdrejningshastigheden for turbinen blive reduceret, hvorved olien tvinges til at cirkulere hurtigere ude i converterens periferi. Oliens gribes af pumpens skovle, slynges ud mod periferien, bøjes af og møder turbinens skovle, som tvinger den tilbage mod centrum.

Her rammer olien statorens skovle, hvis udformning er sådan, at olien påny bøjes af og sendes ind i pumpen i samme retning

som den startede. Vi får herved en forøgelse i momentet mellem pumpe og turbine som helt automatisk reguleres i takt med belastningen på turbinedelen.

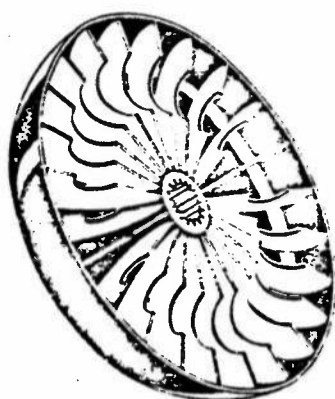
I princippet kan converteren sammenlignes med en vandturbine, som reguleres ved at sætte mere eller mindre vand på skovlene afhængig af belastningen.

Statoren sidder ikke fast i converterhuset, som det er vist på tegningen. Den kan i virkeligheden rotere, men kun en og samme vej som pumpen. Den er ophængt på samme måde som frihjulet på en cykel, og opgaven er alene at give oliestrømmen den retningsændring, som resulterer i en momentforøgelse.

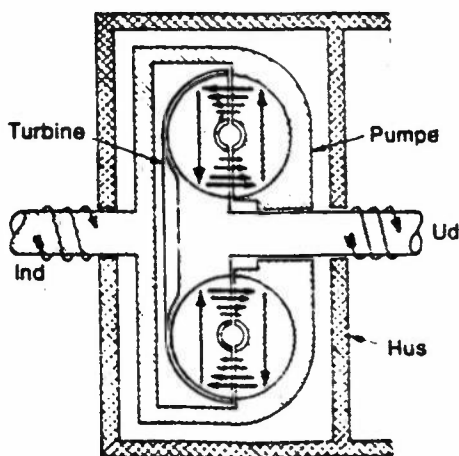
Converterens funktion kan opdeles i tre faser.

1. Første converterfase indtræffer når motoren starter. Pumpehjulet begynder at rotere medens turbine står stille. Efterslæbet er 100%. Oliestrømmen slynges fra pumpen mod turbinen, herfra ind mod statoren, hvor den vil forsøge at rotere denne modsat af pumpehjulet. Statoren står imidlertid fast, og bøjer oliestrømmen af og tvinger den tilbage til pumpehjulet, som dermed får et ekstra krafttilskud. Der findes nu største udveksling og største drejningsmomentforøgelse.

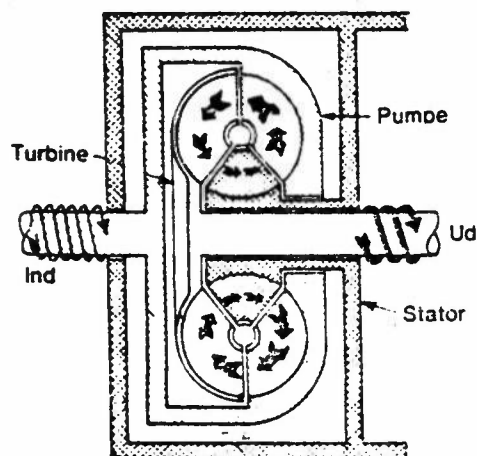
2. Anden converterfase indtræffer når belastningen på turbinen formindskes og statoren begynder at rotere med turbinen, som langsomt har øget omdrejningstallet.



Således er principopbygningen af den hydrauliske kobling.



Skematisk snit i hydraulisk kobling.



Skematisk snit i converter.



### 3.6. Hydrostatisk transmisjon.

En hydrostatisk transmisjon har som hovedkomponenter en stempelpumpe og en stempelmotor. Minst én av disse må ha variabel slaglengde, hvis utgående turtall og dreiemoment skal kunne varieres. Variasjonen kan i en aksialstempelpumpe eller -motor fremskaffes enten ved hjelp av en stillbar glideplate (dansk "indstillingsplade", svensk "styrplatta", engelsk "swash plate", tysk "Taumelscheibe") eller ved at hele sylinderblokken skråstilles mer eller mindre i forhold til akselen. Førstnevnte type kalles skråplate-pumpe og -motor, sistnevnte skråblokk-type. Se figurer.

Den berømte eksperimenttraktoren ved det engelske National Institute of Agricultural Engineering hadde en stillbar skråplatepumpe montert direkte på forbrenningsmotoren ("primærmotoren") og en fast (ikke-stillbar) radialstempel motor i hvert bakhjul. Alle mekaniske komponenter i drivverket var fjernet, og man fikk en åpen traktor med god plass til redskapsmontasje.

I seriemessig produserte traktorer er det bare selve "transmisjonen" (gearkassen) som er skiftet ut med hydrostatiske komponenter. Det greier seg da med én hydraulmotor, som dessuten dimensjoneres for et mindre moment enn i N.I.A.E.-traktoren. Differensial- og sluttutveksling beholdes; International Harvester (IHC) har dessuten beholdt et totrinns gear - det ene gir hastigheter (forover) fra 0 til 12,3 km/h, det annet fra 0 til 33 km/h.

I IHC-transmisjonen har både pumpe og motor variabel slaglengde. Se fig. og beskrivelse.

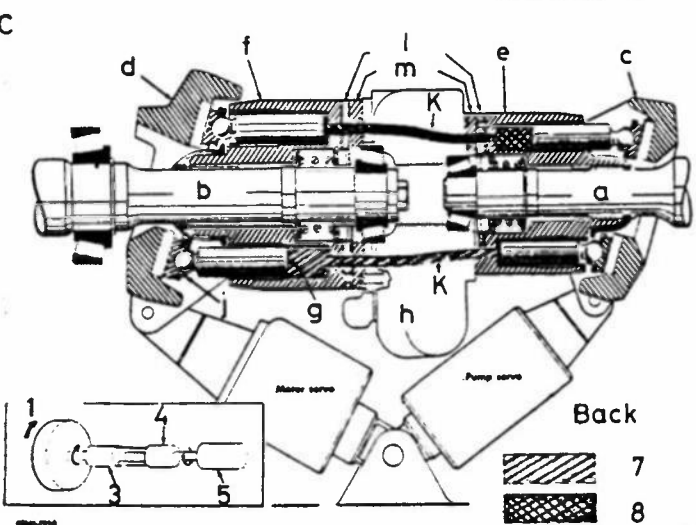
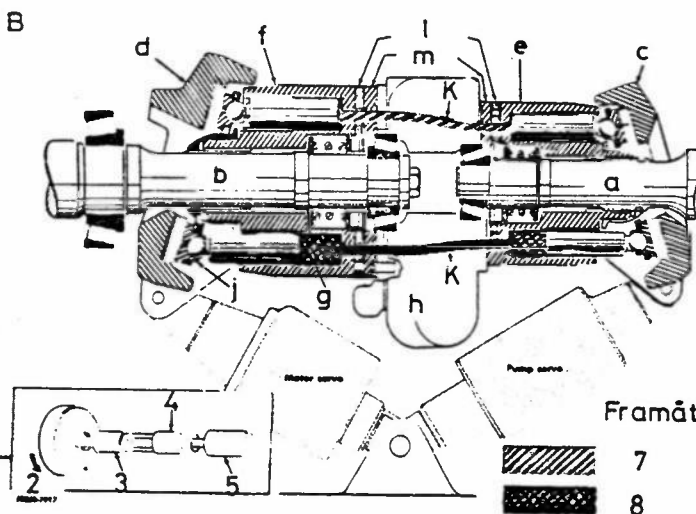
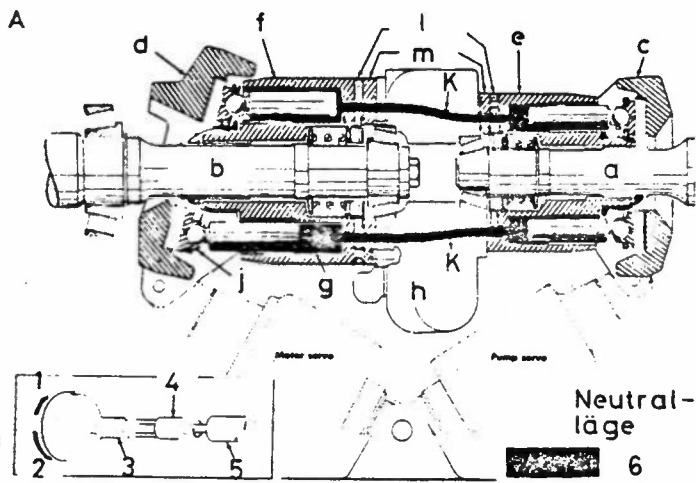
Hydrostatisk transmisjon har forholdsvis lav virkningsgrad, ca. 0,80 på det beste. På den annen side vil virkningsgraden av traktoren som helhet øke fordi optimal kjørehastighet til enhver tid kan finnes uten tidsødende gearing. Hvor stor denne økningen er, er vanskelig å si.

d 159. Hydrostatisk transmission med variabel slaglængd hos hydrostatpumpens kolvar (International Harvester). *a* ingående axel, *b* utgående axel, *c* kolvpumpens styrplatta, *d* hydrauloljemotorns styrplatta, pumpcylinderhus, *f* motorcylinderhus, *g* kolv, *h* centrumdel, *j* kullskål for motor- eller pumpkolv, *k* forbindelserør, *l* lagerplatta och *m* uttilplatta. Obs vanlig koppling saknas.

**Neutralläge.** Pumpens styrplatta står nu vertikalt, hvilket i praktiken betyder at pumpkolvarna inte har någon rörelse i längdled, dvs den levererar ingen olja till hydrauloljemotorn.

**Framåt.** Styrplattan för hydrauloljepumpen har nu vridits åt vänster med sin överdel. Pumpkolvarna rör sig nu fram och tillbaka när den ingående axeln roterar. Olja förs under högt tryck till motorn som verkar runt den utgående axeln. Styrplattornas läge regleras med pumpens motorservosystem. Hastigheten framåt är beroende av hur mycket båda styrplattorna bringas att luta. Lutningen regleras steglöst, och faktligen kommer även traktorns rörelse framåt att regleras steglöst på en stillastående till den högsta. Den utgående axeln är försedd med en kuggghjul. Dessa ger ett hög- och ett lågväxelområde för traktorn. I de båda hastighetsområdena regleras hastigheten genom lutning av styrplattan för pumpkolvarna.

**Bakåt.** Pumpens styrplatta är nu vriden åt höger. Funktionen blir den omvända mot vad som gäller för hastighetsregleringen framåt.



på s. 16 er skjematisk vist to-trinns hydrostatisk drift, som er arrangert med en motor i hvert hjul. (Som forhjulsdriften på en del John Deere traktorer.) Når motorene parallellkoples, får begge det samme (fulle) oljetrykk, d.v.s. de har "lavgear", og hver av motorene får den samme oljemengde. Øvre ventil på fig. er da i stilling V, altså forskjøvet et trinn til venstre for forhold til stillingen på bildet.

Med seriekoblede motorer (ventilstilling IV, som er på bildet) tvinges de til å gå like fort: samme oljemengde skal igjennom hver. Differensialsperreringning.

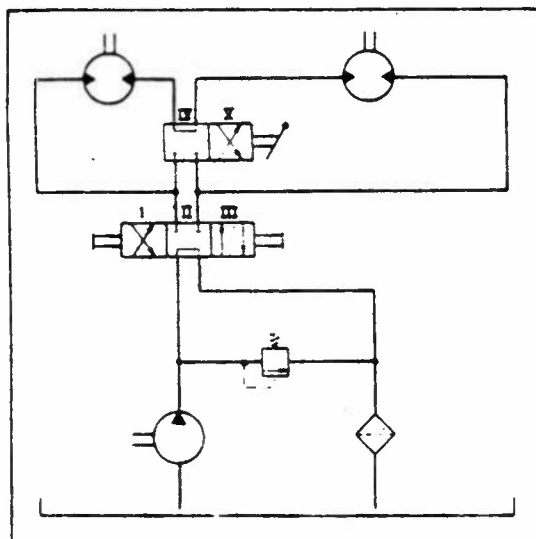
Den nedre ventilen på bildet, tredelt I - II - III, er tegnet i stopp-posisjon (egentlig: åpen for fri retur av oljen til reservoar; ingen olje til motorene). Stillingene I og III gir de to dreieretninger på motorene.

Ventilsymbolene i skjemaet skal oppfattes slik at hver enkelt firkant kan skyves inn i "ledningen". Oljestrømmen kan lett følges. Sirkel med utgående pil er pumpe. Sirkel med inngående pil er motor - med to piler indikeres at begge dreieretninger er mulig.

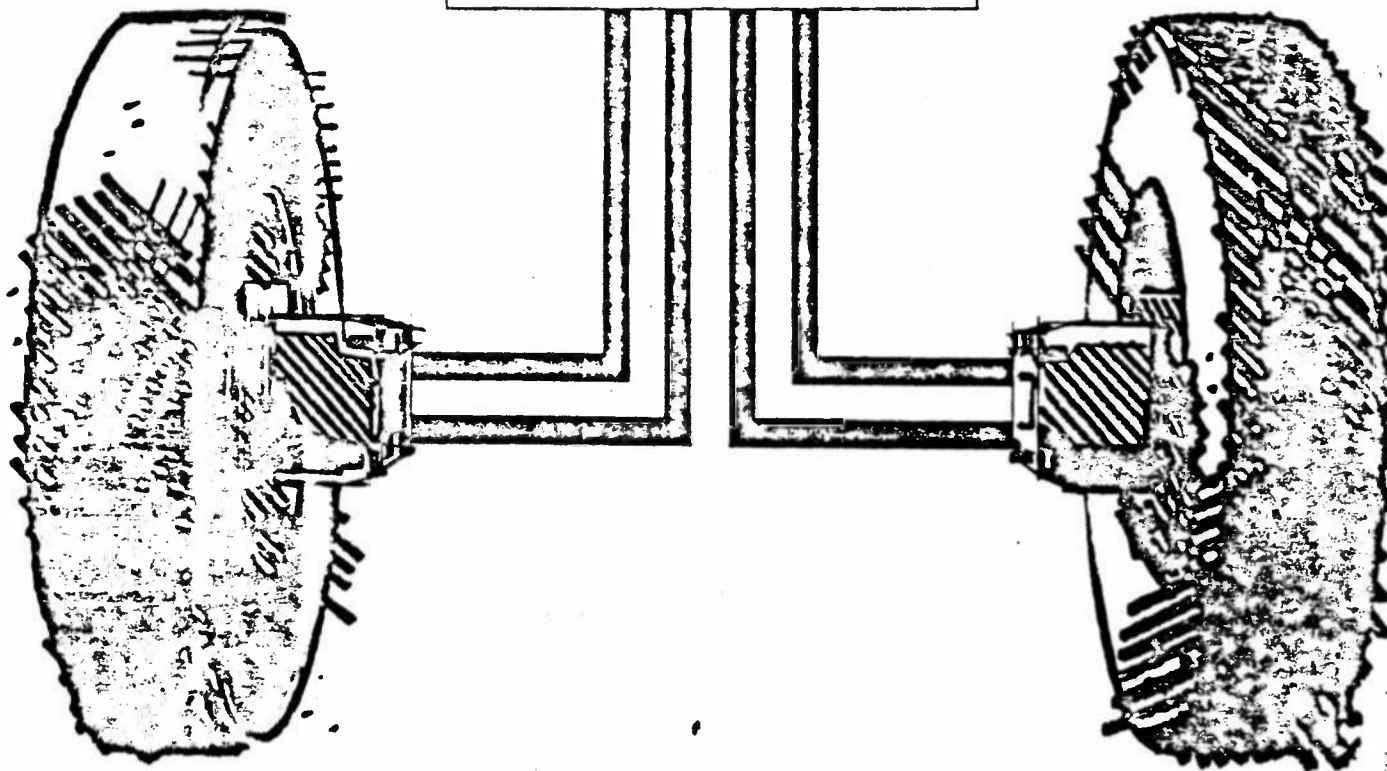
# 1. gear parallell 2. gear seriedrift

# Hydraulikk

Når motorkjøretøyer drives hydrostatisk, f.eks. med én motor i hvert av de to drivhjul, er en paralleldrift særdeles hensiktsmessig, fordi det gir to gear.



I det første gear forbindes de to motorer parallelt. Trykket over de to motorer er maksimum, mens oljestrømmen til de to motorer halveres, dvs. høyt dreiemoment med et halvert turtall. Det andre gearet er seriedrift hvor trykket over de to motorer halveres, mens den fulle oljestrøm går gjennom begge motorer, dvs. at dreiemomentet halveres ved høyt turtall.



AM DV INHNNRNVICR  
EUPU M...  
TIT TNAI 1-4481



HERO - DEEP  
*Druck*

Ekspérimenttraktoren ved det engelske National Institute of Agricultural Engineering hadde en variable pumpe av skråplate-typen og i hvert drivhjul en radialtype motor (stjerneromotor). Alle mekaniske deler av drivverket er fjernet.

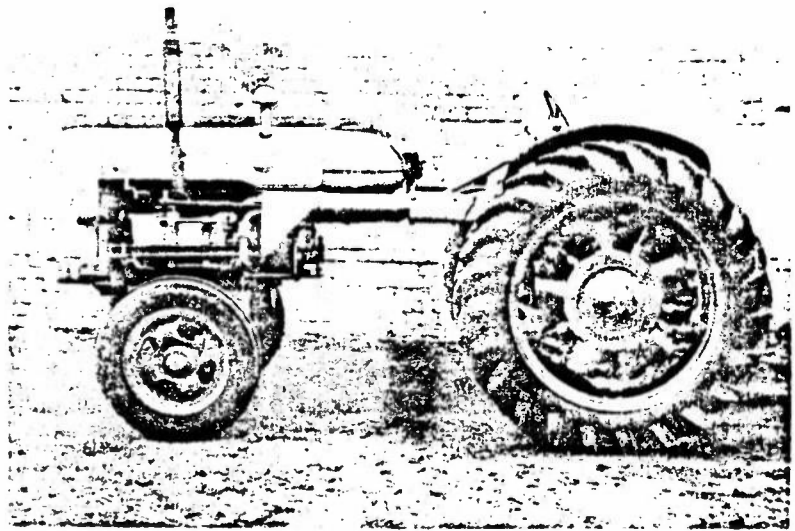


Fig. 12,18: Traktor med hydrostatisk transmission (N.I.A.E. fot.).

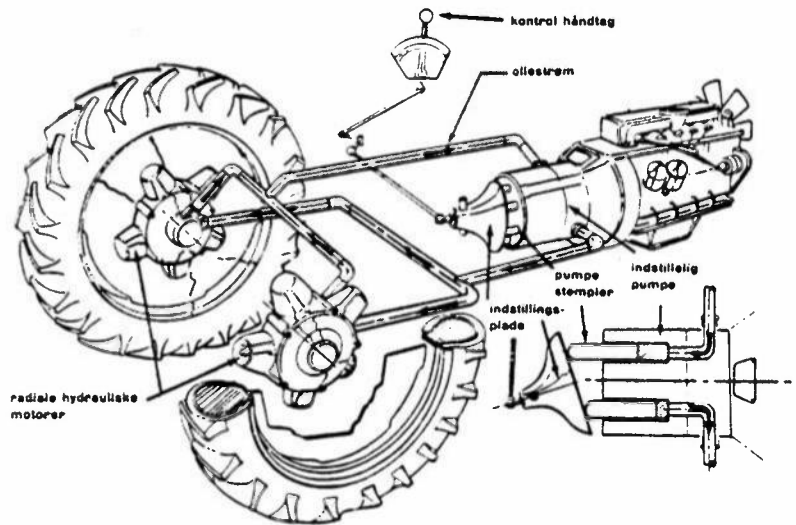
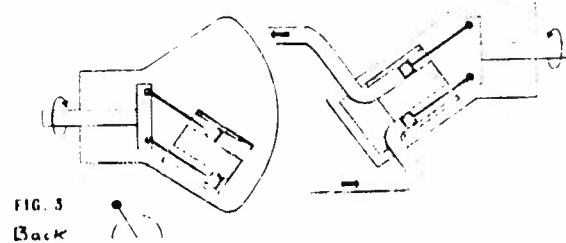
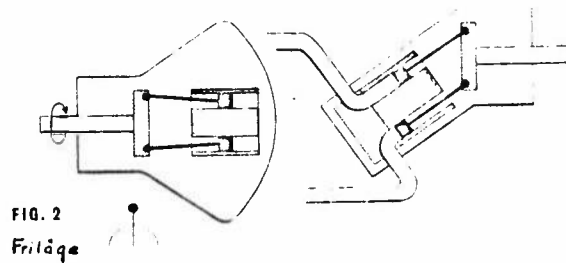
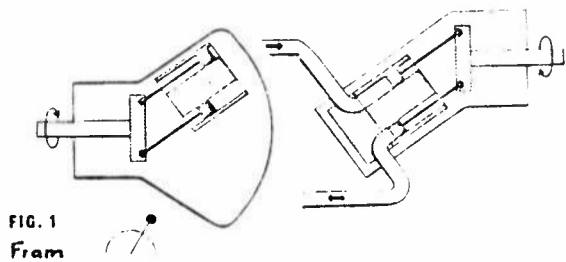


Fig. 12,19: Kredsløbet i en traktor med hydrostatisk transmission.



På bildene til venstre er både pumpe og motor av skråblokk aksialtype. Pumpa (t.v.) er variabel, mens motoren (t.h.) er fast (d.e. den har konstant slaglengde; konstant slagvolum per omdreining).

### 3.7. Trinnløs, mekanisk transmisjon.

Med *kilereimoverføring* er det mulig å få til en trinnløs utvekslingsvariasjon på en enkel måte. En kilereimskive kan vi si består av to flenser som reima løper mellom. Fører vi disse to flensene fra hverandre, legger reima seg lenger inn mot skivesentrum — og skivediameteren (den effektive diameteren) blir redusert. Presser vi flensene mot hverandre, tvinges reima lenger ut — og skivediameteren blir større. Vi kan variere utvekslingsforholdet ved å variere skivenes effektive diameter som forklart. Vi har da en *kilereimsvariator*.

*Kilereimsvariatoren* er mye brukt på skurtreskere. På traktorer er de ikke robuste og holdbare nok. Men hvis vi kan få erstattet kilereima med en *kjede av stål-ledd*, er det mulig å bruke samme prinsipp. Det er bygget forsøkstraktorer med slik *stålkjedevariator*. Stålkjedevariatoren bygges inn i gearkassen, og går altså i oljebad. Vi må derfor kunne regne med liten slitasje og god holdbarhet.

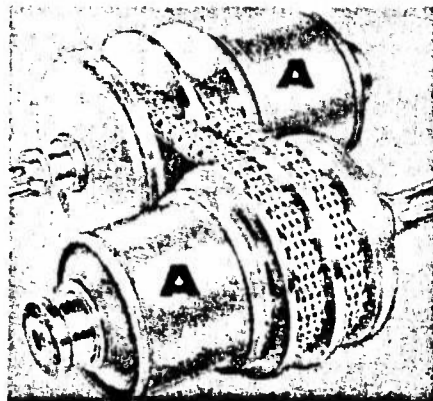


Fig. 13. Reimers mekaniske, trinnløse transmisjon med stålkjeder. Ved hjelp av hydraulisyndrene A—A kan flensene i «kilereim»-skivene skyves nærmere sammen eller fra hverandre, og derved endres utvekslingsforholdet.

Stålkjedevariatoren bygges inn i gearkassen, og går altså i oljebad. Vi må derfor kunne regne med liten slitasje og god holdbarhet.

Trinnløs utvekslingsvariasjon er i det hele lite brukt på traktorer. De fleste aktuelle transmisjoner bygger på tannhjul — enten «vanlige», sylindriske tannhjul eller *planetveksler*. Dette gjelder også halvautomatiske transmisjoner eller såkalte «gear-under-fart»-transmisjoner.

En *automatisk* eller «helautomatisk» transmisjon er slik at den *av seg selv* stiller inn på et utvekslingsforhold (gear) som passer til belastning og kjøreforhold i øyeblikket. Utenom hydraulisk dreiemomentforsterker fins ikke automatisk transmisjon i traktorer.

En *halvautomatisk* transmisjon har en *servomekanisme* som utfører selve gearingen (sjaltingen) når føreren har innstilt en *velger* på det ønskede utvekslingsforhold eller den ønskede kjøreretning. («Servo-» kommer av det latinske «servus» som betyr tjener eller slave. Servosjalting kalles på engelsk «Power Shift».) Det ligger i sakens natur at servosjaltingen foregår uten bruk av traktorens clutch.

En halvautomatisk transmisjon kan sjaltes (geares) under fart. Men ikke alle transmisjoner som kan sjaltes under fart, kan kalles halvautomatiske. Enkelte er manuelle.

Skal en tannhjulsutveksling kunne sjaltes under fart, må tannhjulene være i konstant inngrep. Selve sjaltingen må foregå ved hjelp av *friksjonskoplinger* (clutches). Vi kan si at en «gear-under-fart-transmisjon» er en videreutvikling av *synkroniserte gear*.

Oftest er det bare tale om en enkelt ekstrautveksling, som kan brukes i forbindelse med hvert av de normale gearene.

3.8. Planetveksel. Planetveksel (planetgear) brukes både som sluttutveksling og som ledd i transmisjoner som kan geares under fart.

Det er tre hoveddeler i planetvekselen: 1. Solhjulet i midten. 2. Planethjulholderen med planethjulene omkring solhjulet. 3. Ringhjulet omkring planethjulene. Ringhjulet har innvendig fortanning. Omkring ringhjulet ligger vanligvis et bremseband eller låseband, som det heller bør kalles.

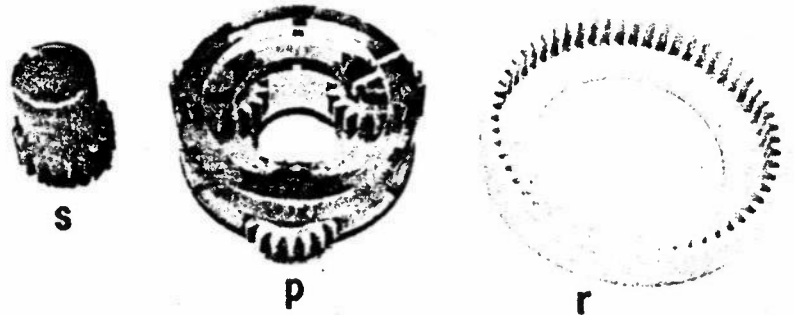


Fig. 14. De tre hoveddelene i en planetveksel: Solhjulet s, planethjulholderen med planethjulene p, ringhjulet r.

Legg merke til at tannhjulene her er i *konstant inngrep*. De forskjellige utvekslingene, og eventuelt vending av dreieretningen, får vi til på følgende måte:

- a. Inn- og utgående aksel forbindes med hver sin av de tre hoveddelene.
- b. Den tredje hoveddelen låses fast. (Slippes den fri, er også planetvekselen som helhet i fristilling, og ikke noe dreiemoment kan overføres.)
- c. Hvis to av hoveddelene forbindes, blir det fast forbindelse (direkte overføring).

Uttevslingsforholdet (omsetningsforholdet) er avhengig av tannantallet for solhjul og ringhjul. Planethjulenes tannantall har ingen betydning.

I tillegg til fristilling og direkte kopling gir planetvekselen søks muligheter. Med *samme dreieretning* på utgående som på inngående aksel kan vi få to forskjellige oppvekslinger og to forskjellige nedvekslinger. Med *reversert dreieretning* på utgående aksel kan vi få én oppveksling og én nedveksling. I praksis kan ikke alle muligheter utnyttes, fordi konstruksjonen ville bli altfor komplisert.

En planetveksel har konsentriske aksler og kan lages mindre og spinklere enn en tilsvarende tannhjulutveksling med akslene ved siden av hverandre. For det første har planetvekselen flere tenner i inngrep samtidig, og for det annet blir det ingen bøyepåkjenning på akslene.

Friksjonskoplingen på ringhjulet er et låseband. På solhjul og planethjulbærer brukes flerplateclutcher.

Planetvekselen kalles også «episyklisk gear».

Planetveksler brukes av mange traktorfabrikanter som komponent i "hurtiggear"-mekanismer. Låsebandet omkring ringhjulet kan da tjene som friksjonskopling ved sjaltingen. Men i mange tilfeller er konstruksjonen modifisert - den er ufullstendig i den forstand at ringhjul mangler, mens to planetveksler kan være direkte sammenkoplet ved at planethjulsakslene er fast forbundet med hverandre.

David Brown med sin "Hydrashift" er den fabrikk som for tiden gjør mest utstrakt bruk av planetveksler. D.B.-traktorer med denne transmisjon har en "vanlig" gruppegearkasse med 3 gear forover + revers; den betjenes ved hjelp av clutchen. Dertil er det en firetrinns servobetjent planetvekselkasse, som altså gir fire "clutchfrie" hastigheter for hvert gruppegear.

### Select-O-Speed.

I 1960- og -70-årene leverte Ford på flere av sine traktormodeller en halvautomatisk gearkasse basert på tre planetveksler i serie. (Noen av dem hadde riktignok fire planetveksler, men den ene var fast sluttutveksling og hadde for såvidt ikke noe med transmisjonen/ gearvekslingen å gjøre.)

Konstruksjonen var interessant ved at den var halvautomatisk (all gearing uten bruk av clutch) og ved at alle gear både forover og bakover kom i riktig rekkefølge på sjaltespaken. Men den ble forholdsvis snart tatt ut av produksjon. En viktig ulempe i bruksmessig sammenheng var at det ble for mye rykk og napp ved sjalting - selv om føreren førte sjaltespaken på riktig måte.

Clutcher og låseband beveges hydraulisk.

De hydrauliske styreventilene beveges av traktorføreren ved hjelp av kabel fra en spak under rattet. Vanlig clutch bortfaller. Disse traktorene har en «clutchpedal» likevel. Den virker på en strupeventil, og ved å trå ned pedalen kan kjøreren redusere traktorens hastighet. Dette er en fordel f.eks. ved tilkopling av redskap.

Select-o-speed-mekanismen kopler alltid direkte i det gear som manøverspaken stilles på. Kjøreren må derfor selv sørge for at det velges et passende lågt gear til start, gjerne to num-

mer lavere enn det en regner med å kjøre i. En må unngå brå veksling mellom forover- og bakoverkjøring. Det er 10 gear forover + 2 revers. Transmisjonen er låst når motoren står - d.v.s. når oljetrykket i servomekanismen er null. En særskilt, mekanisk kopling kan brukes hvis traktoren må taues - men motoren kan ikke taues i gang. Select-O-Speed krever en spesiell oljekvalitet.

Når traktoren kjøres i en sving, vil de hjulene som går yttersvingen få lenger veg å gå enn de som går innersvingen. For at bakhjulene skal kunne drives med forskjellig turtall i svinger, er det satt inn en differensial (fig. 19). En del traktorer har differensialen på en akse foran eller over bakakselen, og bakhjulene (bakakselen) drives da ved overføring med tannhjul.

#### 4.1. Differensialen

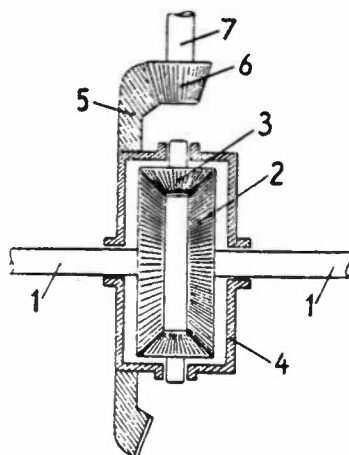


Fig. 19. Differensial. 1 bak-  
aksel, 2 solhjul, 3 planethjul,  
4 differensialhus, 5 kronhjul,  
6 pinjong, 7 gearaksel.

Differensialen har altså til oppgave å overføre bevegelsen fra motoren til bakhjulene på en slik måte at disse kan rotere med forskjellig turtall, men samtidig ta imot like stort dreiemoment fra motoren.

Bakakselen (eller akselen foran) er delt i to. (Fig. 19, 1.) På hver akseldel er det festet et konisk tannhjul, solhjulet. I inngrep med solhjulehe 2 er det anbrakt to til fire planethjul 3 som alle er lagret i differensialhuset 4. Dette er igjen lagret på bakakselen.

Til differensialhuset er det festet et konisk tannhjul, kronhjulet 5, som står i inngrep med pinjongen 6 på enden av gearakselen 7.

Når traktoren går, driver pinjongen kronhjulet og differensialhuset rundt. Planethjulene må følge med rundt, og de

tar med seg solhjulene og bakakselen. Går traktoren rett fram, og bakhjulene møter samme motstand, virker planethjulene som faste medbringere. Bakakselhalvdelen går like fort.

Men når traktoren svinger, f. eks. til venstre, vil planet-hjulene, samtidig som de følger med differensialhuset rundt, også dreie seg om sine egne aksler. I dette tilfelle vil det føre til at det høyre bakhjulet drives rundt fortere enn det venstre.

Hvis det ene bakhjulet, f. eks. det venstre, får minsket trekkeevne, vil det gå lettere rundt enn det andre. (Årsakene kan være enten at venstrehjulet bærer mindre del av traktor-tyngden, som ved pløying, eller at det er kommet ut på en glatt flekk.) Planethjulene vil da begynne å trille på høyre solhjul. De vil altså igjen dreie om sine egne aksler, samtidig som de må følge med differensialhuset rundt. De vil ta noe av farten fra høyre aksehalvdel og legge like mye over på venstre del. Hvis venstrehjulet går med 1,5 ganger det normale turtallet, går høyrehjulet 0,5 ganger det normale.

Spinner venstrehjulet fritt, vil det gå dobbelt så fort som normalt, mens høyrehjulet da stopper helt. I dette tilfelle gir venstrehjulet praktisk talt ingen trekraft. På grunn av differensialen vil heller ikke høyrehjulet yte noen trekraft.

På et kjøretøy med differensial begrenses trekraften av det hjulet som har dårligst markgrep. Vi kan si det slik: differensialen gir samme dreiemoment til begge aksehalvdeler. Dette dreiemoment kan ikke være større enn det som det «dårligste» drivhjulet mottar.

Hvis det ene hjulet spinner fritt, kan en så å si tvinge det til å motta et større dreiemoment ved å bremse det. Derved blir det også øket dreiemoment på det hjulet som har markgrep, slik at traktoren får en viss trekkeevne og kan komme videre. Denne bremsingen kan være til hjelp i et knipetak hvis en har traktor uten differensialsperr.



Det er ingenting i veien for å bygge differensialen av sylindriske tannhjul (sol- og planethjul).

#### 4.2. Vinkelveksel.

Kronhjulet (5) og pinjongen (6), som tilsammen danner et vinkeldrev eller en vinkelveksel, har ikke noe med differensialens funksjon å gjøre - de hører ikke til differensialen som sådan.

Hvis motoren ligger på tvers i traktoren eller bilen, blir differensialhuset selvfølgelig drevet over en sylindrisk tannhjulsviksel. Det kan også brukes snekkedrev, kjededrift, eller for den saks skyld også reimdrift.

I pinjong-kronhjul-overføringen legges inn en stor del av den nødvendige utveksling mellom motoraksel og bakaksel (turtallsreduksjon, dreiemomentforsterking, nedveksling). Differensialen omtales av og til som "kardangen". En sjelden gang kan man på trykk se "utligningsgear", som er en direkte oversettelse av det tyske ordet for differensial: "Ausgleichgetriebe".

#### 4.3. Differensialsperr.

**Differensialsperr.** Med en *differensialsperr* kan differensialen settes ut av funksjon slik at bakhjulene må rotere like fort. Det hjulet som har best tak, vil da drive traktoren framover. Differensialsperra låser differensialhuset fast til den ene halvparten av bakakselen, eller, om differensialakselen ligger foran bakakselen, kan bakakslene koples sammen direkte.

Differensialsperra kan være hånd- eller fotmanøvrert. Den må brukes bare når traktoren går rett fram, ellers kan differensialen bli sprenget.

Differensialsperra er vanligvis en klokopling, og traktoren må stoppes før sperra kan kobles inn. På grunn av drivkreftene må traktoren som regel også stoppes før sperra vil kople ut — selv om den er fjærbelastet. Sperring av differensialen øker traktorens ytelse og forbedrer kjøreøkonomien. Enkelte traktorer har differensialsperr av friksjonstype, som kan koples inn og ut mens traktoren går, og som derfor kan utnyttes mer effektivt enn den vanlige typen.

På terrengbiler er differensialsperr også vanlig utstyr. På vanlige personbiler er differensialsperr ikke alminnelig. Men enkelte modeller har den - og da i en automatisk virkende utførelse, "selvsperrende differensial". Det finnes mange forskjellige konstruksjoner og mange forskjellige betegnelser.

## 5. Sluttutveksling.

En del av utvekslingen mellom motor og bakaksel legges ofte til en sluttutveksling. Grunnen til dette er : (a) et ønske om å kunne bruke mindre dimensjoner på differensial og -sperre, differensialaksler og bremses, (b) mulighet for å øke traktorens bakkeklaring.

En må legg merke til at en minsket dimensjon på bremsene ikke har betydning for den effekt bremsene skal omsette, og altså heller ikke for den varmemengde som må avledes for bremsene. Det er bare dreiemomentet som minskes.

Hvis sluttutvekslingen ønskes utnyttet til å gi større bakkeklaring, må den lages av et sylindrisk tannhjulspar (eventuelt av en kjedeoverføring, som ble brukt i traktorens tidlige historie). Med denne konstruksjonen er det mulig å gjøre bakkeklaringen stillbar - en mulighet som riktignok sjelden har vært utnyttet.

Sluttutvekslingen kan også lages av en planetveksel. Dette forutsetter jo at bakakslene (bakhjulsakslene) ligger koaksialt med differensialakslene (utgående aksler fra differensialen).

Sluttutvekslingen kalles også bakakselgear eller reduksjonsgear.

MASSEY-FERGUSON "Multi-Power"

Tannhjulsparene 1/1b for lav utveksling og 2/2b for høy utveksling er begge i konstant inngrep.

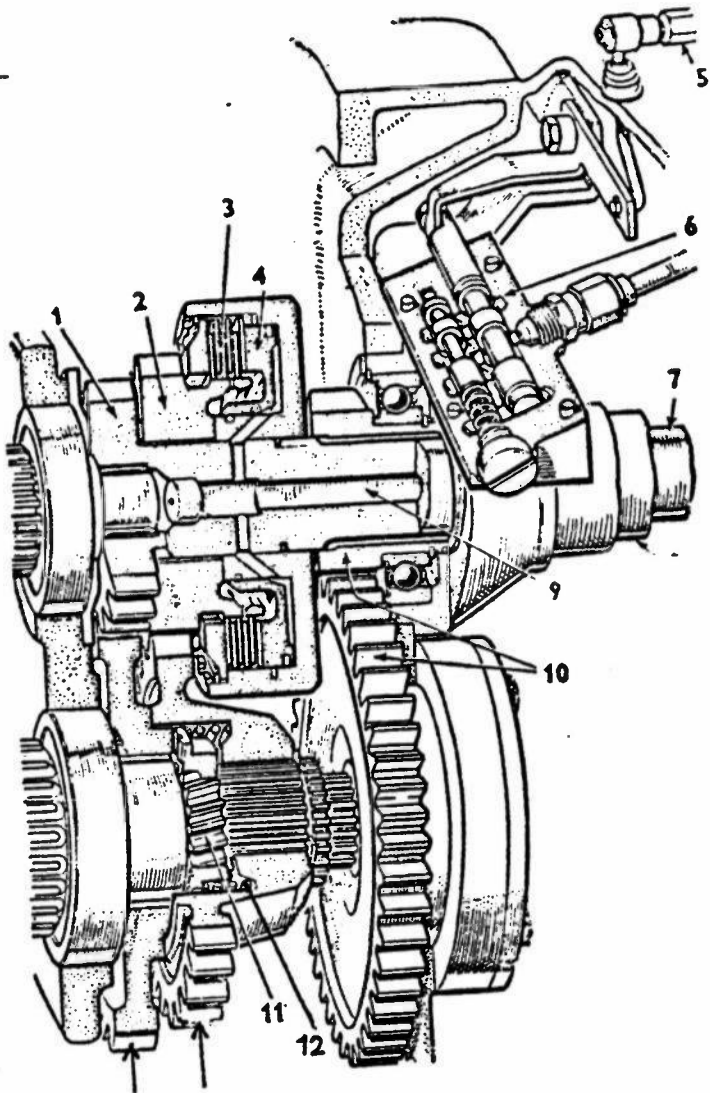
A. Lav utveksling

Det drevne tannhjul for "lav" (1b) dreier fritt på akselen, men kan settes i inngrep med denne gjennom klokopling som styres av skråtannhjulet (11), assistert av fjæra (12). Ved "lav" er lamellclutchen (3) fri. - Når motoren trekker traktoren i gang, skrues klokoplingen i inngrep (bevegelige kopplingsdel skrues mot venstre). Hvis derimot traktoren skyver på, skrues den løse kopplingsdelen ut av inngrep (mot fjærtrykket). En kan altså ikke bremse med motoren når "lav" er innkoplet. Det er frihjul.

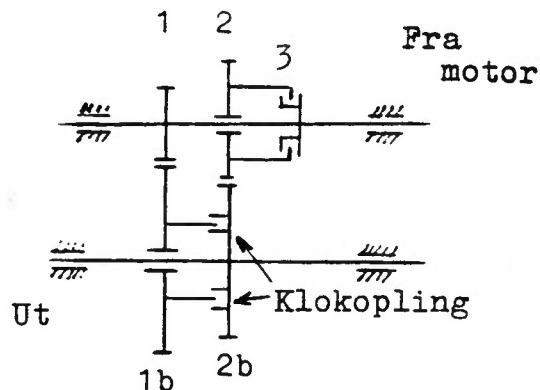
B. Høy utveksling

Drivende tannhjul for "høy" (2) dreier fritt på clutchakselen (7), men kan forbindes med denne gjennom flerplateclutchen (3), som koples hydraulisk med stampelet (4). Styreventilen (6) manøvreres med knasten på instrumentbordet. Likesom ved kjøring utfor bakke i "lav" vil nå kubben få øket turtall i forhold til skråtannkoplingen, som derfor løser ut. Hvis traktoren er i motbakke i forovergear og i MP høy, og clutchpedalen trås ned, reverseres kubben, klokoplingen griper, både "høy" og "lav" kommer i inngrep. Traktoren holdes uten bruk av bremsene.

Veksling mellom f.eks. "3. gear MP høy" der forholdene er gunstige og "3. gear MP lav" der det går tyngre gir full nytte av systemet. Men hvis det passer å bruke "3. gear MP høy" der forholdene er som dårligst, må en betjene clutch, to vanlige gearspaker og servohendelen for å sjalte til "4. gear MP lav", der det går lettere.



- 1. Lav utveksling
- 2. Høy utveksling
- 3. Lamell kløtsj
- 4. Hydraulisk dirigert «stempel»
- 5. Til knasten på instrumentbordet
- 6. Hydraulisk kontrollventil
- 7. Kløtsjaksel
- 8. Krafttutaksaksel
- 9. Oljekanal
- 10. Krafttutaks-tannhjul
- 11. Tannhjulskopling med skråtskærne tenner
- 12. Fjær



"Multi-Power"-gearet, skjematisk

## AGRIOMATIC POWER SHIFT

(Agriomatic S)

Agriomatic S har tre hovedkomponenter.

1. En firetrinns, synkronisert gearkasse (vanlig gearstang).
2. En "gruppeveksel" som gir høg, låg og revers (vanlig gearstang).
3. En servo-skift-enhet med to flerplateclutcher (fingertuppspak, også kalt "Power-Shift"-spak).

De fire gearene i hovedgearkassen sjaltes på vanlig måte ved hjelp av traktorens hovedclutch (pedal), likeså gruppegear.

Ovenfor er nevnt at "gruppevekselen" gir to grupper gear til foroverkjøring - *transportgruppe* og *arbeidsgruppe*. Ved hjelp av servomekanismen kan vi få en tredje - *mellomgruppen*. Når servospaken settes i fremste stilling (stilling A), koples mellom-gruppen inn, *uansett hvordan gruppespaken står*.

Det vil si at når gruppespaken står på "transport", vil servoen gi *reduisert* kjørehastighet i A-stilling. Står gruppespaken på "arbeid", gir servoen *øket* kjørehastighet i A. Står gruppespaken på "revers", går traktoren likevel *forover* når servospaken settes på A. Virkningen på kjøringen er altså forskjellig alt etter hvordan gruppespaken står.

Agriomatic S har i alt tolv gear forover og fire bakover.

*Servospaken* har fire stillinger. Den nest fremste og den bakre (B og D) er forskjellige stoppestillinger. Stilling C (nest bakre) gir transport-, arbeids- eller reversgear, alt etter hvordan gruppespaken står.

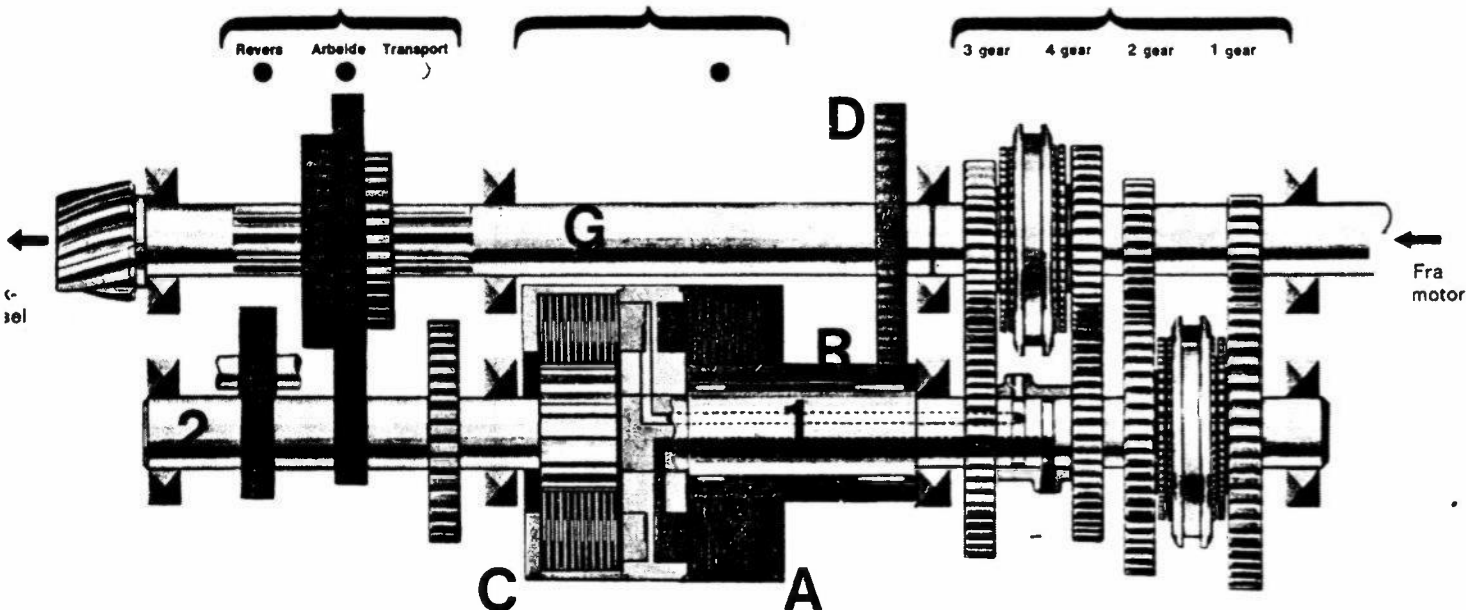
Transmisjonen kan ta skade hvis spaken holdes mer enn noen få minutter sammenhengende på B eller D.

Agriomatic S krever en helt spesiell smøreolje. Den har *clutchaavhengig* kraftuttak, men servospaken kan flyttes uten at kraftuttaket stopper. Det kan by på vanskeligheter å taue motoren i gang. Merk at det er *frihjul* i arbeids-geargruppen (gruppespaken på "arbeid" + servopak på C). Da kan en ikke bremse med motoren.

GRUPPEGEAR

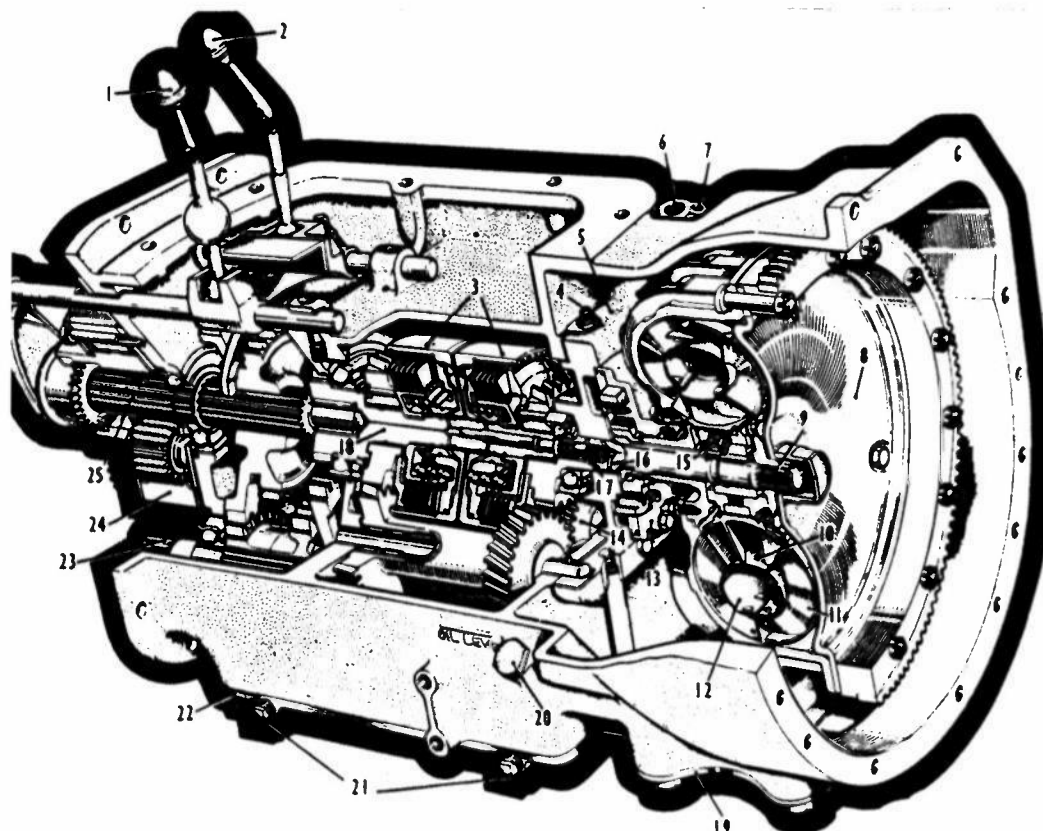
POWER SHIFT

FULLSYNKRONISERT GEARKASSE



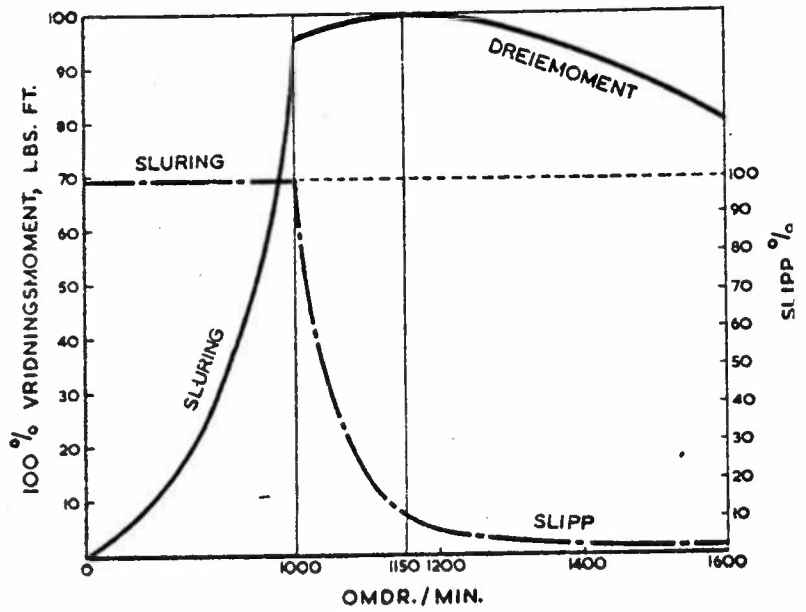
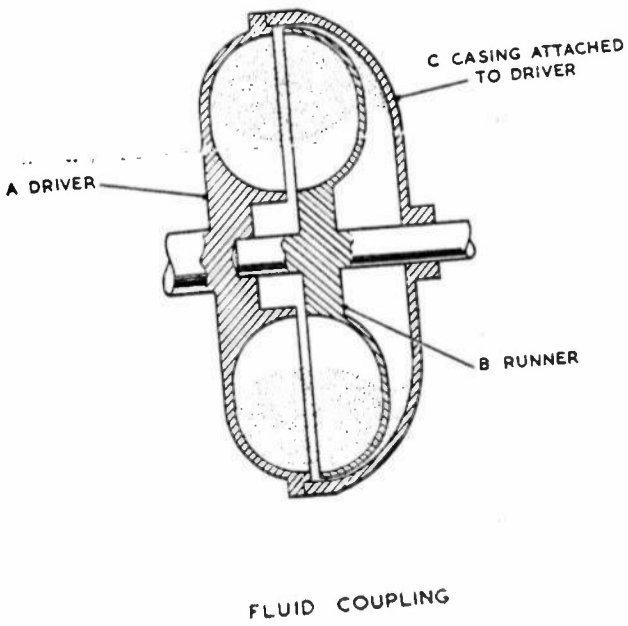
Agriomatic S. Mellomakselen ("kubben") er delt i fremre del 1, bakre del 2 og rørakselen R. Rørakselen er fortannet og i inngrep med drevet D. Mellomaksel 1 drives fra den synkroniserte gearkassen. Koples clutch A inn, går driften videre over rørakselen R og drevet D til gearakselen G. Hvis clutch C koples inn, går driften videre over akselen 2 og ett av de tre gruppegearene til gearakslen G.

1. «Høy-Lav» gearspak.
2. Gearspak.
3. Forover- og reverskløtsj.
4. Lufteventil.
5. Hus for kontrollventil.
6. Forbindelse for temperaturmåler.
7. Forbindelse for oljerør til filter.
8. Forenden av Torque Converteren.
9. Aksel fra Torque Converter til skytteltransmisjon.



10. Stator.
11. Turbin (den drevne del).
12. Pumpe (den drivende del).
13. Hydraulisk pumpe.
14. Mellomhjul.
15. Frihjulsmekanisme for stator.
16. Oljekanal til reverskløtsjen.
17. Oljekanal til foroverkløtsjen.
18. Utgående aksel.
19. Plate under huset for Torque Converteren.
20. Oljepåfyllingsåpning for skytteltransmisjonen og Torque Converteren.
21. Tappeplugg.
22. Plate under huset for skyttel- og den vanlige transmisjonen.
23. Aksel for drift av kraftuttak og hydr. pumpe.
24. Reduksjonsgear.
25. Hovedaksel for vanlig gear.

TORQUE CONVERTER OG SKYTTELTRANSMISJON



FREMSTILLING AV VÆSKEKOBLINGENS VIRKNING.

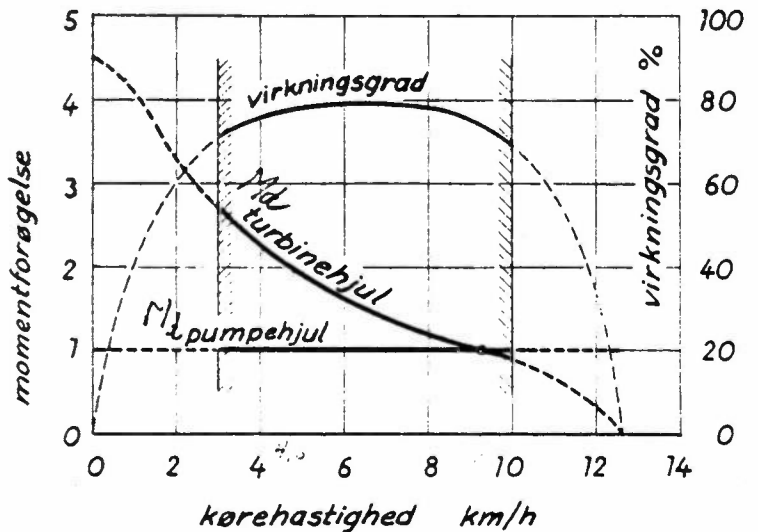
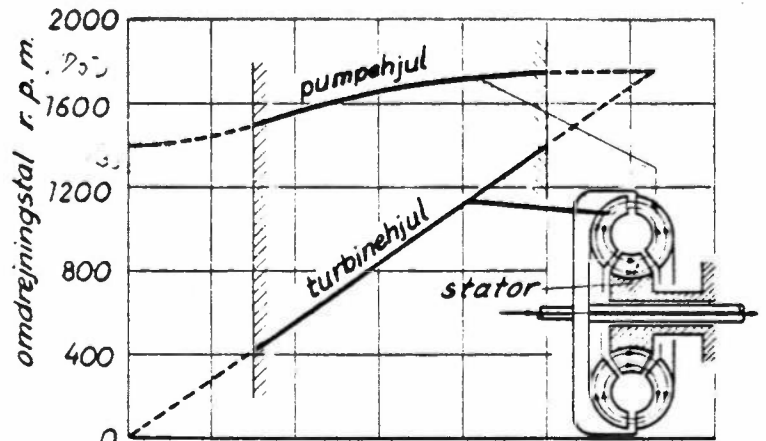
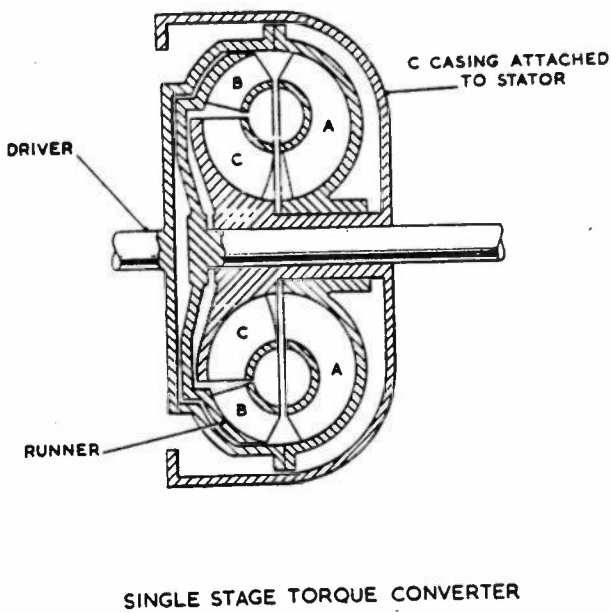


Fig. 12, 17: Torque converterens arbejdsområde og virkningsgrad (efter Jones).

Kraftuttak på traktoren  
 og litt om kraftoverføring til arbeidsmaskiner  
 av  
 Sigmund Christensen  
 Institutt for maskinlære, NLH

Dette stensiltrykket er en delvis omarbeiding av "Kraftuttak på traktoren", Serie C nr. 98. Første del og noen sider lenger bak er nyskrevet, resten er uforandret.

Definisjon

Kraftuttak eller kraftuttaksaksel på traktoren er en utvendig aksel eller akseltapp til drift av arbeidsmaskin eller tilhengerhjul fra traktormotoren. Det er altså tale om en mekanisk drift.

Overføring av effekt fra traktoren til annen maskin kan også være hydraulisk eller elektrisk. Hydraulisk og elektrisk effektoverføring regnes ikke uten videre inn under begrepet "Kraftoverføring". Med "kraftuttak" forstås en akseltapp bak på traktoren, når intet annet er nevnt. I Tyskland var det helt fra mellomkrigstiden og fram til 1960-årene vanlig med et kraftuttak midt under traktoren, beregnet for drift av slåmaskin. En spesiell bakre akseltapp for drift av tilhengerhjulene (vegavhengig kraftuttak) ble visstnok også introdusert i Tyskland. Uttaksaksel foran på traktoren er å betrakte som spesialutstyr til særskilte formål.

Det er underforstått at det i regelen dreier seg om drift av maskiner som trekkes av traktoren. Men det er ikke noe til hinder for at kraftuttaket kan brukes til drift av stasjonære maskiner.

En annen sak igjen er drift med reimoverføring (flatreim), som ifølge sin natur brukes bare stasjonært.

Selve uttrykket "kraftoverføring" er galt. Det er jo effekt det egentlig er tale om.

Hvis oppgaven er å beregne (dimensjonere) en kraftoverføringsaksel, må

"effekt" spaltes i dreiemoment og turtall.

Litt om elektrisk og hydraulisk effektoverføring.

Elektrisk effektoverføring er av interesse for små effekter - dvs. opptil det som traktorens ordinære anlegg kan yte. Dette er sjelden over 1 kW; forsiktigvis bør en ikke regne med stort mer enn 0,5 kW ved kontinuerlig drift.

Det finnes omformere som ved tilkoping til traktorens batteri eller direkte til dynamoen (3-fase) gir 220 V enten veksel- eller likespenning. Likestrømmen kan brukes til drift av vanlige små maskiner såsant de har universalmotor (motor med børster), og til loddebolter, glødelamper, brødrister og annet, men ikke til eller i forbindelse med radio- og fjernsynsapparater, lysstoffrør, termostater og trinnløse reguleringer. Med vekselstrøm er mulighetene større - det er prinsipielt mulig å drive alle slags 1-fase maskiner og apparater innenfor den givne effektgrensen. Det ligger imidlertid en begrensning i den forhøyede strømstyrken som asynkronmotorer krever ved start og som omformerapparatene ikke tåler. En leverandør oppgir følgende data for en vekselstrøm-type omformer, som skal koples til et batteri:

	Ueffekt (watt)		Størrelse på kortslutningsmotor
	kontinuerlig	50% intermittens	
Type "1" for 12 V	500	700	100
" " " 24V	500	700	100
Type "2" for 12 V	1000	1300	200
" " " 24 V	1000	1300	200
Forsterket modell for 24 V	1000	1300 (meget kortvarig: 2000)	400

Tabell 1.

("Kraftverk bærbar omformer KV3 ". Zarax)

For en likestrømstype fra en annen leverandør foreligger følgende opplysninger. Den skal kobles til kjøretøyets dynamo (som må være av vekselstrømstypen); det er altså tale om fast montasje. Det blir like gjerne



dynamoen som omformereren som setter grensen for ytelsen. (Legg merke til at det er én og samme apparattype som brukes i alle tilfeller.)

Dynamo	Uteffekt (watt)	
	kontinuerlig	interm./% av 100 s perioder
12 V/380 W	380	-
12 V/490 W	490	-
12 V/770 W	-	770/50%
24 V/980 W	-	980/25%

Tabell 2.

Opplysningene som her er stilt opp i tabellform, stemmer med opplysning annet sted i brosjyren: "Mars Power Pack er beregnet på en utgangseffekt på 500 watt ved kontinuerlig drift". Det er videre opplyst at ved store 24 V dynamoer kan to Mars-omformere parallellkobles, slik at det blir mulig å få opptil 1000 W kontinuerlig.

Uten en omformer av en eller annen type er det atskillig færre muligheter for å bruke kjøretøyets elektriske anlegg til drift av "fremmed" utstyr. Hovedgrunnen til dette er at det finnes lite av utstyr beregnet for den aktuelle spenning og strømart. Men i begrenset utstrekning blir strøm med batterispenning brukt til styrings- og innstillingsfunksjoner, som f.eks. tut og klaff på fôrøstere.

Elektrisk overføring av større effekter forutsetter at traktoren blir forsynt med en tilstrekkelig stor generator, som nødvendigvis blir stor og tung. Det kreves også spennings- og frekvensstabiliserende tilleggsutstyr, sikringstavle etc. Det ble gjort nokså omfattende forsøk i U.S.A. og i Sverige, noe mindre i Danmark (og kanskje andre steder) i 1940- og 50-årene, og med negativ konklusjon.

Med den elektronikkteknologi vi nå har til rådighet, ville flere av de største problemene fra den tiden ikke ha eksistert. Men om det er så at noen har gjort nye forsøk med elektrisk "kraft"-overføring, så har forsøkene i alle fall ikke resultert i at slik overføring har fått noen utbredelse. Det er derfor liten grunn til å gå inn på en diskusjon av systemet.

### Hydraulisk effektoverføring

Alle landbrukstraktorer har et hydraulisk system - dvs. en pumpe, ventil osv. - i forbindelse med redskapskoblingen. Det er etter hvert blitt en selvfølge at de også har uttak - ett eller flere - for tilkobling av utvendige hydrauliske sylindere. Men i og med at "sylinder" er nevnt, er det underforstått at det dreier seg om intermitterende (d.e. avbrutt = ikke-kontinuerlig) drift. Hvis en ut fra trykk og oljestrøm finner at redskapsløftens hydraulikksystem har en effekt på f.eks. 8 kW, er det ikke dermed sagt at dette systemet kan brukes til drift av en oljemotor (rotasjonsmotor) med nevnte 8 kW i effektbehov ved kontinuerlig drift. Vi skal ikke gå nærmere inn på hydraulisk effektoverføring. Det skal bare nevnes at hydraulikksystemet på traktorer i effektklassen 40 - 70 kW kan yte mellom 9 og 15 kW (nominell effekt). På den annen side vil hydraulisk overføring av små effekter være lite hensiktsmessig, fordi virkningsgraden i de fleste tilfeller er meget lav. Med "små" effekter er det her tenkt på ytelser under ca. 3 kW.

### Innledning. Historikk.

Første gang en traktor med virkelig brubart kraftuttak kom på markedet, var visstnok i 1919 (International Harvester, U.S.A.). I slutten av 1920-årene var kraftuttak nokså vanlig utstyr på traktorene. Visstnok allerede i 1923 hadde the Society of Automotive Engineers (SAE, bilingeniørenes forening) i U.S.A. utarbeidet en standard for kraftuttak. Seinere (1926) kom the American Society of Agricultural Engineers (ASAE, landbruksingeniørenes forening) med. Etter hvert er det kommet istand et samarbeid og en arbeidsdeling mellom de to organisasjonene. Standarder vedrørende landbrukstraktorer blir utgitt av ASAE eller av SAE, men i noen tilfeller visstnok som likelydende standarder fra begge av organisasjonene. Først henimot 1940 var standardiseringen gjennomgående akseptert av fabrikantene (i U.S.A.)

I tiden etter den annen verdenskrig er amerikansk standard for kraftuttak akseptert i de fleste traktorproduserende land, gjerne på den måten at det er utarbeidet nasjonale standarder, som bare på uvesentlige punkter skiller seg fra de amerikanske. En viktig forskjell i rent praktisk henseende var det lenge at amerikanerne oppga alle mål og dimensjoner i tommesystemet ("customary units", "English System Units", "English Units" "the English

System"). I en overgangsperiode hadde ASAE metriske mål som tilleggsoppløsning i standarder som det ble antatt var av internasjonal interesse. I någjeldende regler heter det at "Specifications shall be expressed in SI units or in both SI and customary units".

(Mer om standarder i et annet avsnitt.)

Kraftuttaksdrift - direkte drift av arbeidsmaskinene fra traktormotoren - var lenge bare et alternativ til drift fra maskinens kjørehjul. Det var tale om å verføre opptil ca. 3,5 kW (5hk) til slåmaskiner, selvbindere og andre, små høstemaskiner. Det var fullt tilfredsstillende at kraftuttaket stoppet når traktoren stoppet (clutchavhengig drift av kraftuttaket). Flere forhold i mekaniseringens utvikling gjorde det nødvendig å frigjøre kraftuttakets drift fra traktorens framdrift, helst slik at de to transmisjonslinjer ble helt uavhengige av hverandre. De forhold det siktes til, er:

- a) Større svingende eller roterende masser i maskinene. Det er lite ønskelig å måtte aksellerere disse hver gang traktorens clutch av en eller annen grunn har vært løst ut, eller å måtte aksellerere traktoren og maskineriet samtidig.
- b) Mer kompliserte og "automatiske" høstemaskiner. Maskinenes arbeidende deler må kunne fortsette å gå med normal hastighet selv om traktoren stanses eller gires, dersom arbeidskvaliteten skal være sikret.
- c) Ved overbelastning og truende tilstopping av arbeidsmaskinen må en kunne kjøre den tom - fremdeles med normal hastighet - ved helt enkelt å stoppe framdriften.

Frittløpende kraftuttak kom i bruk i begynnelsen av 1940-årene, uavhengig uttak i slutten av samme ti-år.

## STANDARDER

### Innledning. Litt historikk.

I dette avsnittet vil vi ta for oss mål- og funksjons-standardisering. Nomenklaturspørsmålene behandles i et annet kapitel.

Skal problemfri tilkopling og drift av arbeidsmaskin være sikret, er det en rekke størrelser (mål og toleranser) og egenskaper ved kraftuttaket som må normeres. En del stikkord kan nevnes: akseltappens diameter og lengde, dens form, plassering, turtall og dreieretning.

I tidens løp har det vært utgitt en rekke standarder for kraftuttaksaksler. Både dimensjon (diameter), form og turtall har det vært eksperimentert litt med. Mange av de standardiserte tappene fikk liten eller ingen utbredelse, og standardene er derfor blitt trukket tilbake. Lenge var det slik at det ble utgitt en separat standard (eget standardblad eller -nummer) for hver av de forskjellige tapptypene, men nå er det gjort slik at alle aktuelle typer er innarbeidet i én standard (type 1, type 2 og type 3; NS 1106 etc.)

Den typen som er mest utbredt, er ikke vesentlig forskjellig fra den som først ble standardisert i U.S.A. Men standarden er revidert atskillige ganger i og med at forskjellige detaljer er pusset på. Den (nominelle) diameteren på denne tappen er 35 mm (opprinnelig: 1 3/8"), tappen har 6 rette (flatsidede) spor (noter, "splines"), og turtallet er 540 r/min. (Det kan nevnes at opprinnelig var turtallet standardisert til  $536 \pm 10$  r/min ; dette ble så endret til  $535 \pm 10$ , deretter til  $540 \pm 10$  og endelig til det som gjelder nå, hvor det altså ikke er angitt noen toleranser).

Det kan også nevnes at en 6-spors tapp med 1 3/4" diameter tidligere fantes både i ASAE og i DIN standarder, og at Ferguson brukte 1 1/8"Ø på sin traktor. - Hermed slutt på denne historikken.

#### Tappens plass på traktoren.

Alle standarder (også kalt normer) for kraftuttak omfatter mål og toleranser for plassering av tappen. For side- og høydevegs mål går en da ut fra akseltappens senterlinje, mens en for endevegs mål refererer til tappens ende. Normene omfatter flere eller færre av følgende mål:

1. Avstand fra traktorens midtplan.
2. Horisontal avstand fra festehull i trekkbjelke, trekkbom eller nedre koblingspunkter.
3. Høyde over trekkbjelke.
4. Høyde over traktorens understøttelsesplan.

- (5. Trekkpunktets horisontale avstand fra bakhjulets periferi, eventuelt fra bakerste punkt på bakhjulets periferi.)

Det er satt parentes omkring punkt 5, fordi dette bare indirekte angår kraftuttaket. Det kan forøvrig være på sin plass med noen definisjoner og kommentarer.

Trekkbjelke er en langsgående stang, som regel gjort svingbar ("pendlende") sidevegs. Til forskjell fra dette er trekkbom en tversgående stang, ofte montert mellom trekkstengene som såkalt hull(e)bom. Avstand til nedre koblingspunkter må presiseres: det dreier seg om trepunktkoblingen, og det forutsettes at trekkstengene er i vannrett posisjon.

Noen av målene er de samme for alle de tre aktuelle kraftuttakstypene, mens andre er ulike. Det henvises forøvrig til NS 1106.

For alle kjente bakmonterte, motoravhengige (altså ikke vegavhengige) kraftuttakstapper er dreieretningen den samme, nemlig med urviserne når traktoren er sett bakfra.

#### Typer av kraftuttak

I samsvar med ISO- og en rekke andre nasjonale standarder har også NS 1106 tre typer kraftuttak. (NS 1106 har tittel: "Kraftoverføringer og trekk-anordninger mellom traktor og maskin 540 og 1000 r/min". Innledningen har: "Standarden gjelder for utstyr til mekanisk kraftoverføring (egentlig effektoverføring) mellom traktor og maskin".)

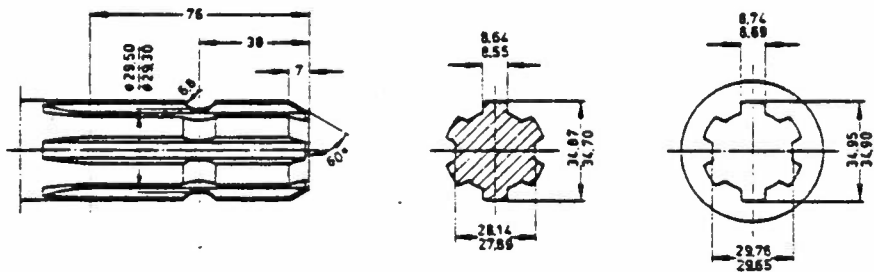
Type	Nominell diameter mm	Antall og type spor	Normal rotasjonsfrekvens r/min	Maks. overførbar effekt kW
1	35	6 rette	540	48
2	35	21 evolvente	1000	92
3	45	20 evolvente	1000	185

Tabell 3.

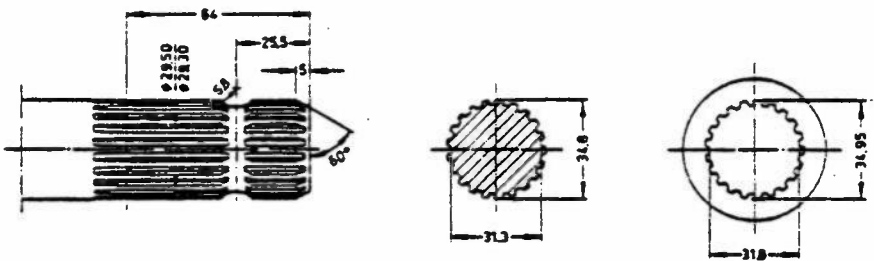
Normal rotasjonsfrekvens (normalet turtall) bør oppnås ved 80 til 90% av det turtall som traktorleverandøren angir for motorens maksimale ytelse (eng. rated speed, ty. Nenn Drehzahl). Maksimal overførbar effekt refereres til kraftuttakets normale turtall.

### Schlepperzapfwellenprofile Tractor P.T.O. shafts

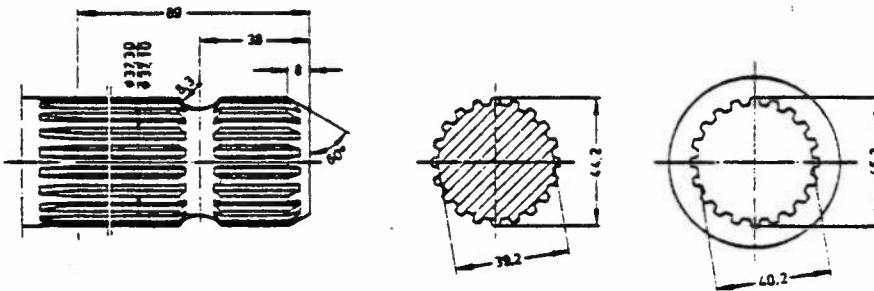
1 3/8" 6-teilig  
1 3/8" 6-Splines  
Form I



1 3/8" 21-teilig  
1 3/8" 21-Splines  
Form II



1 3/8" 20-teilig  
1 3/8" 20-Splines  
Form III



**WALTERSCHEID**

Zapfwellen- und Nabenprofile  
P.T.O. Shaft and Hub Profiles

1.4.01.001

Figur 1.

Form og noen av de viktigste målene på de tre typene  
av kraftuttak. Se NS 1106.

## Kommentarer

### 1. Kraftuttakets turtall

- a. Ved økning av turtallet kan overført effekt økes. Under ideelle forhold kan effekten økes proporsjonalt med turtallet. Ved en kraftoverføring må en ta i betraktning at dreiemomentet kan svinge mellom ganske vide grenser, dels på grunn av variasjoner i belastningen (f.eks. matningen av en maskin), dels på grunn av torsjonssvingninger i akselen, og dels på grunn av massekrefter av forskjellig art. I praksis bør en derfor ikke belaste en overføring ved 1000 r/min med mer enn 1,6 ganger tillatt belastning ved 540 r/min. Denne regelen er satt opp av hensyn til overføringsakselen mer enn til uttakstappen.
- b. Med høyere turtall på kraftuttaket blir nødvendig utvekslingsforhold mellom motor og aksel mindre. Dette skulle kunne redusere kostnaden for traktoren litt.
- c. Om utvekslingsforholdet på arbeidsmaskinsiden blir redusert ved økning av kraftuttaksturtallet, vil det også her kunne bli en kostnadsreduksjon.
- d. Er effekten gitt, dvs. hvis det er en bestemt maskin en betrakter, vil øket kraftuttaksturtall kunne gi en gevinst i mindre dimensjoner på overføringsakselen.

### 2. Kraftuttakets form

Dette avsnitt gjelder en sammeligning mellom rette og evolventformede spor. En evolvent er en kurve som kan genereres fra en annen gitt kurve. Man tenker seg en tråd lagt langs den gitte kurven. Når tråden rulles av stramt, vil dens endepunkt beskrive en evolvent til den gitte kurven. I forbindelse med sporaksler og likeså i forbindelse med tannhjul er det underforstått at den gitte kurven er en sirkel, og at det altså er tale om en sirkel-evolvent. (Evolvent på engelsk: involute; ty.: Evolvente.)

- a. Evolventtappen er enklere å tilvirke.
- b. Evolventsporene svekker akselen mindre enn de rette (flatsidede) sporene.
- c. Evolventformen gir bedre pasning mellom tapp og koblingshylse.

(De argumentene som går i favør av 1000 r/min og av evolventformen, er hentet fra den begrunnelse som ASAE ga ved introduksjonen av den nye "1000-rpm Power Take-off Standard" i 1958.)

### 3. Motorturtall og kraftuttakseffekt

Giringen mellom veivaksel og kraftuttak sammen med regulatorens og motorens karakteristikk gjør at de fleste traktorer gir sin maskimale effekt ved et motorturtall som ligger høyere enn det som gir kraftuttaket standardturtall. Differansen mellom absolutt maskimaleffekt og største effekt ved kraftuttaksdrift er for mange traktorer meget betydelig. (Se prøvemeldinger!)

Jfr. anmerkningen til tabell 3: Merk også at når motoren går med mindre enn det maskimale turtall for at kraftuttaket skal få normalturtall, så vil motoren befinne seg nærmere det turtall som gir maksimalt dreiemoment.

### 4. Kombinasjoner av "type 1" og "type 2"

Kraftuttak av type 2 (35 mm Ø, 21 spor, 1000 r/min) har ikke fått noen stor utbredelse, i alle fall ikke i Europa. Tendensen går mer i retning av å utnytte fordelene ved det høyere turtall i forbindelse med den "gamle" 6-spors tappen. En slik sammenblanding var noe av det man nettopp ville unngå ved å gi den "nye" tappen en annen form; det er jo lett å innse faren for at en maskin vil komme til å bli drevet med nært opptil det dobbelte av sitt normale turtall.

Mange traktorer blir altså levert med "to-girs kraftuttak" ved at de har en seks-spørtapp og en sjaltespak. Fra sikkerhetssynspunkt er det på de fleste traktorer for enkelt å sjalte om. Men det finnes enkelte modeller hvor omsjaltningen krever et sett av håndgrep på en egen hendel, som da kommer i tillegg til inn- og utkoblingsspaken. Dette skulle gi en ganske høy grad av idiotsikring.

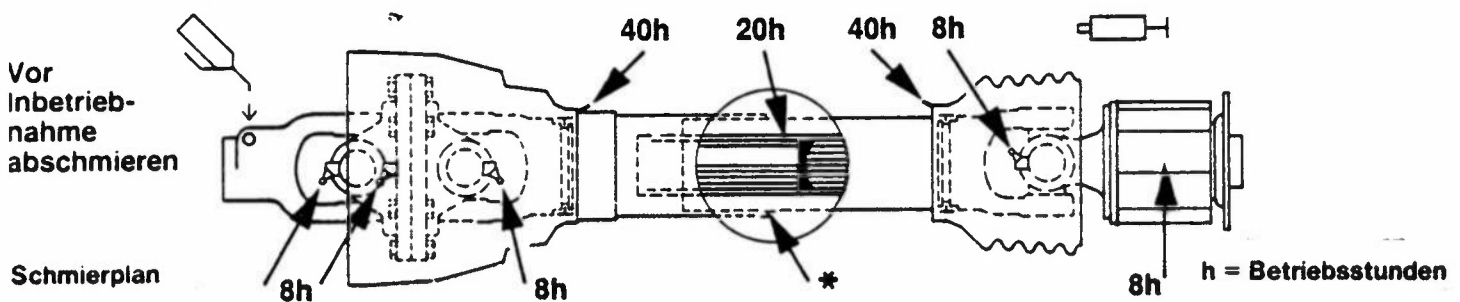


For de traktorfabrikanter som ønsker å opprettholde skillet mellom de to kraftuttakstypene, er det flere veger å gå. En i og for seg enkel framgangsmåte er jo å levere traktoren med enten det ene eller det annet kraftuttak, og slik at en forandring fra det ene til det annet krever en forholdsvis omfattende ombygging.

Enkelte modeller blir bygget med begge tapper side om side.

Atskillig mer elegant enn noen av de nevnte to løsningene er det å levere traktoren med begge utvekslingsforhold innbygget og med skiftbar tapp. På forskjellige måter kan det så være ordnet slik at 6-spors tappen, når den blir satt på, automatisk koples til 540 o/min, og 21-spors tappen blir koplet til 1000 o/min. Flere fabrikker bruker eller har brukt denne løsning. (Se fig. 3 og fig. 4.)

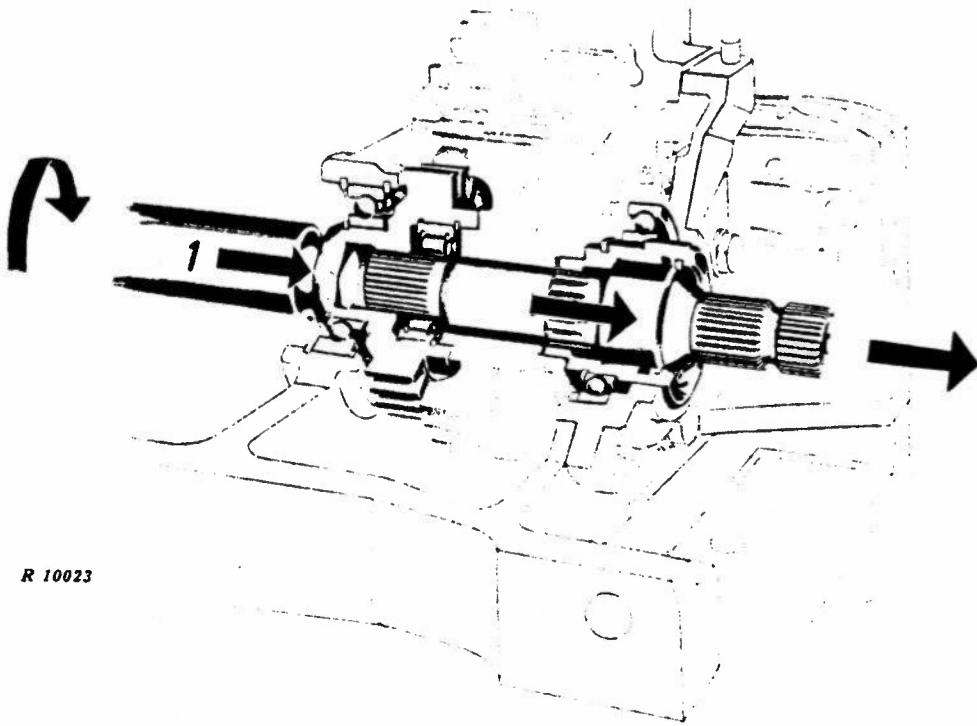
Enkelte andre traktorer blir levert med skiftbar tapp, men slik at omsjalingen mellom de to turtall foregår med en særskilt spak. Det er da altså likevel mulig å kjøre hver av tappene med begge turtall, og det kan lett inntreffe uhell eller ulykker ved at maskin eller overføringsaksel blir drevet med nært dobbelt så høyt turtall som de er beregnet for.



**\* Im Winterbetrieb sind die Schutzrohre zu fetten, um ein Festfrieren zu verhindern!**

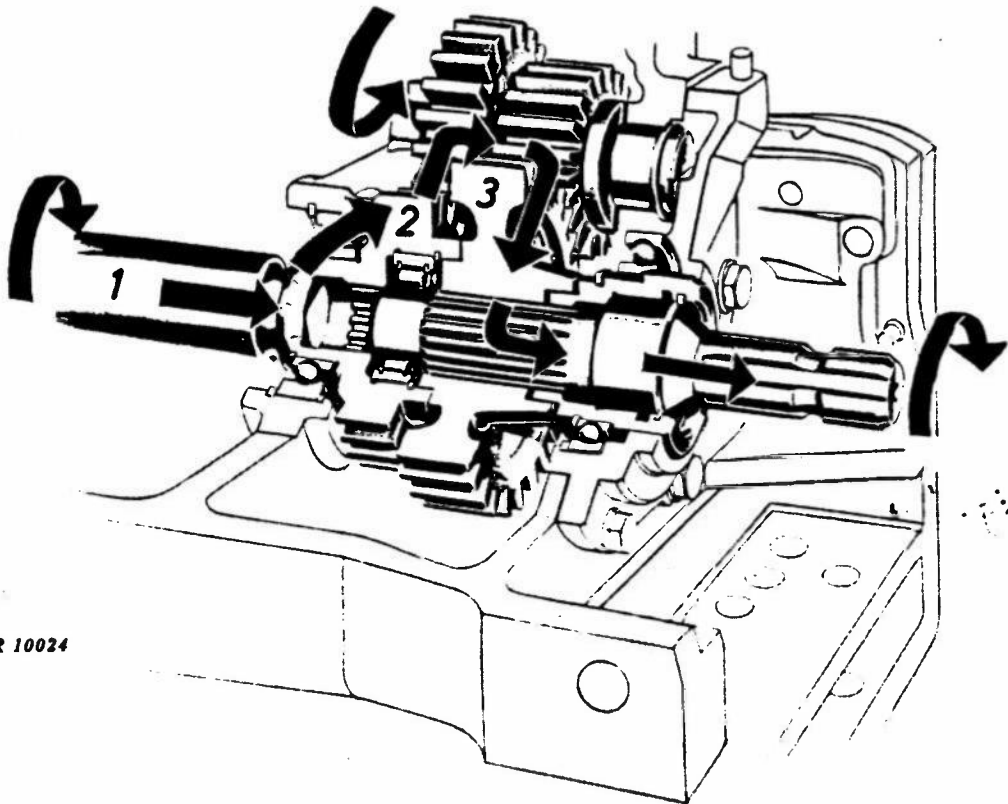
Figur 2.

Komplett kraftoverføringsaksel med ett vidvinkelledd og ett normaltled, overbelastningskobling, rørvern og vernetrakter. Legg merke til smøreanvisningene!



R 10023

Fig. 3 a. John Deere 4020 traktor. Trapp for 1000 o/min er innsatt. Bakre ende av kraftuttakets drivaksel (1) er en hylse, innvendig med noter som "1000-tappen" nå har inngrep med, slik at kraftuttaket har direkte drift. Jfr. fig. 3 b.



R 10024

Fig. 3. b. John Deere 4020 traktor. Tapp for 540 o/min er innsatt. Den har inngrep med noter innvendig i tannhjulet (3), og tappen drives via mellomakselen med turtallsreduksjon i to trinn.

Fig. 4. Sjaltmekanismen for kraftuttaket på John Deere 4010 traktor, med "1000-tapp" påskrudd i fig. 4 a (Fig. 160-5-5) og "540-tappen" i fig. 4 b (Fig. 160-5-6).

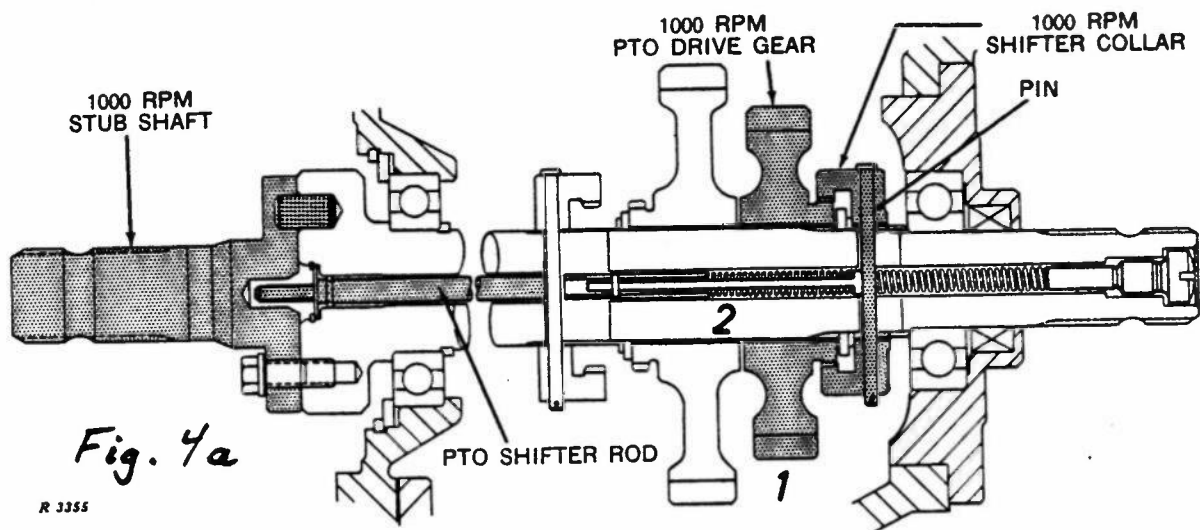


Fig. 160-5-5 - 4010 PTO Shifters in 1000 RPM Position

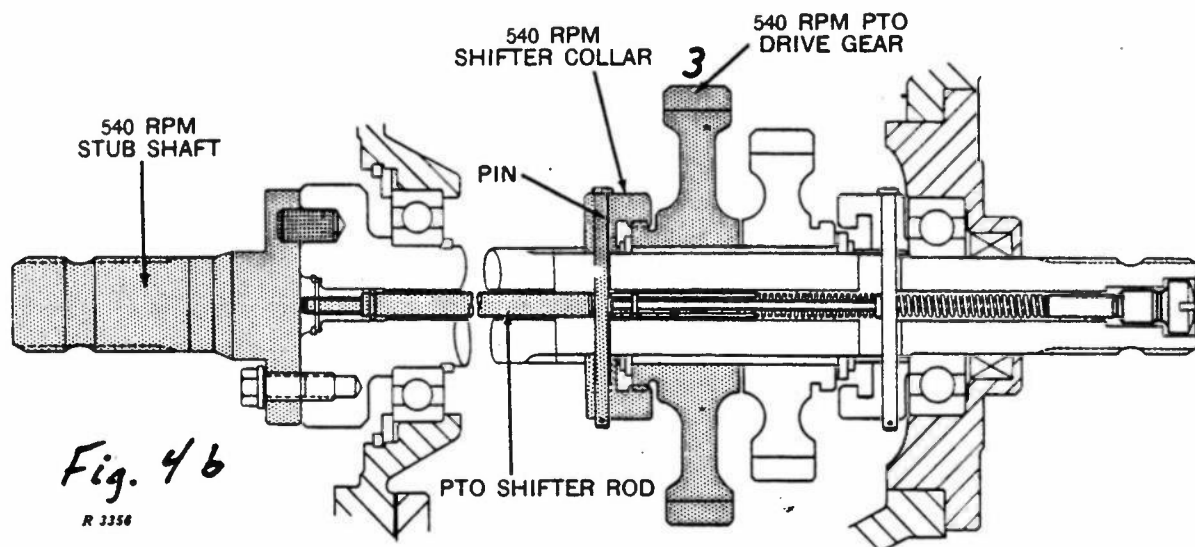


Fig. 160-5-6 - 4010 PTO Shifters in 540 RPM Position

4 a. Når 1000-tappen (1000 RPM stub shaft) eller ingen tapp er montert, føres sjaltepinnen (PTO shifter rod) ved fjærkraft bakover (til venstre på fig.) og en koplingshylse (1000 RPM shifter collar) forbinder tannhjulet (1) (1000 RPM PTO drive gear) med akselen (2) (the PTO shaft).

4 b. Når 540-tappen monteres, skyves sjaltepinnen forover mot fjærkraften, og tannhjulet (3) forbindes med kraftuttaksakselen.

Tannhjulene (1) og (3) er i stadig inngrep med hvert sitt drivende tannhjul, ikke vist på bildene.

#### 4. To eller flere "gear" på kraftuttaket.

Ifølge foregående avsnitt er det betenkelig å innrette traktoren slik at kraftuttaket kan drives med unormalt høyt turtall. Imidlertid viser det seg å være flere fordeler ved å kunne kjøre kraftuttaket med standard turtall ved redusert motorturtall. Reduseres motorturtallet, minsker også brenselforbruk, motor-slitasje og støy. Enkelte traktorer er utstyrt med slik omsjaltning at 540 o/min oppnås både ved et forholdsvis lavt motorturtall (f.eks. 1300-1500 o/min) og et motorturtall nær det maksimale (1800-2000 o/min). Også her ligger det til rette for å drive kraftoverføringen langt over dens normale turtall, men dog ikke over 700-750 o/min - d.e. ca. 1,5 ganger det normale.

I enkelte traktorer har transmisjonen høy-/lav-utvekslingen ("gruppegearet") foran drevet for kraftuttaket på en slik måte at det utisiktet blir to utvekslinger på kraftuttaket, og slik at dette ikke må brukes når gruppespaken står i "høy"-stilling. Se fig. 6 e. (Fig. 6 finnes bakerst i heftet.)

#### Inndeling etter drivforhold ("avhengighet").

Kraftuttakets drivanordning er en del av traktorens transmisjoner i videste forstand. Avgreningen fra drivhjultransmisjonen kan plasseres på forskjellige steder, og inn- og utkopling kan ordnes på forskjellig vis. På den måten blir kraftuttakets drift mer eller mindre, eller på forskjellig måte, avhengig av traktorens framdrift (stopp/start, hvilket gear den kjøres i, m.m.)

Plasseres kraftuttaksdrevet ("avgreningen") foran gearene, er kraftuttaket motoravhengig. Sitter drevet bak gearboksen (i forbindelse med pinjongakselen), er kraftuttaket vegavhengig. Mange moderne traktorer har begge slags drivordning innebygget og en enkel mulighet for omkopling mellom de to. Det vil si at én og samme tapp kan benyttes som motoravhengig eller vegavhengig. (Fig. 5 og fig. 6 f og g.)

For motoravhengig kraftuttak er turtallet proporsjonalt med motorens turtall, og det påvirkes ikke av gearvalget.

Vegavhengig kraftuttak drives med turtall proporsjonalt med drivhjulenes turtall, og det får motsatt dreieretning når traktoren kjøres i revers. Uansett hvilket gear traktoren kjøres i, går dette kraftuttaket like mange omdreininger pr. meter kjørestrekning eller veglengde som traktoren tilbakelegger. Det kalles også bl.a.

drivhjulsavhengig. Enkelte traktorer er slik innrettet at det vegavhengige kraftuttaket kan settes i drift mens traktoren står - men fremdeles med turtall avhengig av hvilket gear den står i. (Kraftuttaket stopper hvis gearspaken, eventuelt hovedgearspaken, settes i "fri".)

Har traktoren denne mulighet, sies det at den har gearavhengig kraftuttak.

(Fig. 6 g.)

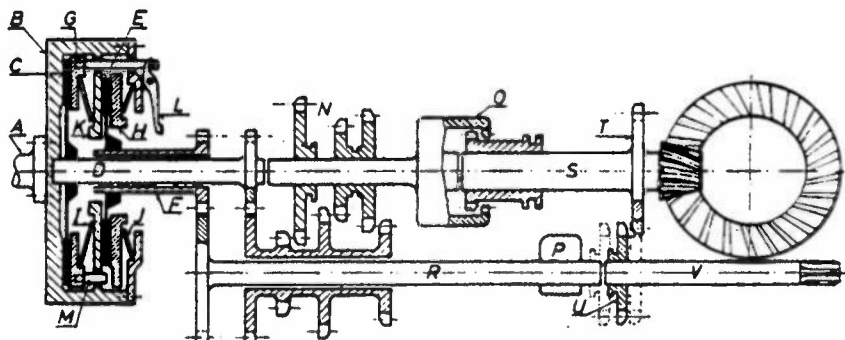


Fig. 126 B. Snitt gjennom koplingen, girboksen, differensialhuset og kraftuttaket på en traktor (Massey Ferguson 35).

- A. Motoraksel. B. Svinghjul. C. og E. Koplingsplater. D. Koplingsaksel.
- F. Hulaksel. G. og H. Trykkplater. I. og J. Fjærplater. K. Svinghjulplate.
- L. Utløserarm. M. Avstandsskruer. N. Gir. O. Reduksjonsgir (planetgir).
- P. Pumpe. R. Pumpeaksel. S. Giraksel. T. Tannhjul. U. Koplingshylse.
- V. Krafttuttaksaksel.

Vanlig arrangement for frittstående kraftuttak: med tottrinns kløtsj (tottrinns kopling) og med "kubben" (mellomakselen) i gearboksen utformet som et rør omkring krafttuttaksakselens drivaksel (R). Kraftuttaket blir motoravhengig når koplingshylsa (U) skyves forover. Kraftuttaket (V) kan her dessuten koples vegavhengig ved at koplingshylsa skyves bakover til inngrep med tannhjulet (T) på pinjongakselen.

Vegavhengig kraftuttak er ikke på noen måte standardisert. Antall omdreininger pr. m kjørestrekning varierer fra ca. 2 til ca. 8. Selv mellom forskjellige traktormodeller av samme fabrikat kan forskjellen være stor. (I virkeligheten er det umulig å få standardisert turtallet eller kanskje rettere: utvekslingsforholdet, i og med at enhver traktor kan utstyres med hjul av forskjellig diameter.)

Vegavhengig kraftuttak var opprinnelig beregnet på drift av tilhengerhjul. Det kan også brukes til så-, plante-, sette- og spredemaskiner m.m., men det anvendes lite. Det må brukes bare i forbindelse med lave gear. Transmisjonen bør ha en sperre som hindrer at det koples inn sammen med høye gear.

De forskjellige typer av kraftuttak kan samles i følgende oversikt:

- A. Motoravhengig kraftuttak.
  - 1. Kløtsjavyhengig kraftuttak
  - 2. Frittstående kraftuttak
  - 3. Uavhengig kraftuttak
- B. Vegavhengig kraftuttak,  
eventuelt med tilleggsmuligheten
- C. gearavhengig ved stasjonær drift.

Det må bemerkes at for alle typene er eller har vært i bruk en lang rekke andre betegnelser. Tildels brukes dessverre også samme betegnelse om to forskjellige typer.

A. Motoravhengig kraftuttak.

1. Kløtsjavyhengig kraftuttak.

Definisjon: Kraftuttak som er avhengig av traktorens transmisjonskløtsj (framdriftskløtsj).

Kraftuttaket drives bare når transmisjonskløtsjen er tilkople, og stanser så snart denne koples ut. Det kløtsjavyhengige kraftuttaks turtall er proporsjonalt med motorens turtall.

Etter dette blir "transmisjonskløtsjen" en hovedkløtsj. (Fig. 6 a og e.)

2. Frittstående kraftuttak.

Definisjon: Kraftuttak som fortsatt drives selv om traktorens transmisjonskløtsj (framdriftskløtsj) koples ut, men kraftuttakskløtsjen kan ikke løses uten at også transmisjonens drift avbrytes. Traktoren har to kløtsjer, hvorav den ene kan være en hovedkløtsj for framdrift og kraftuttak og den annen en særskilt framdriftskløtsj, eller det kan være en framdrifts- og en kraftuttakskløtsj slik sammenbygget at kraftuttakskløtsjen ikke kan løses ut uten at framdriftskløtsjen først er utløst. Det frittstående kraftuttaks turtall er proporsjonalt med motorens turtall.

I Europa er systemet med dobbel- eller tottrinns-kløtsj det vanligste arrangement for frittstående kraftuttak. (Fig. 5, 6 c.) Det kan være av interesse å merke seg at den amerikanske (ASAE) definisjonen på "Continuous-Running Power Take-Off" innledes med at "power to operate both the transmission and the power-take-off is

transmitted through a master clutch." (Fig. 6 b.) Ved denne definisjon utelukkes jo systemet med dobbel-kløtsj, hvor det ikke kan tales om noen "hovedkløtsj" ("master clutch").

### 3. Uavhengig kraftuttak.

Denne typen blir for presiseringens skyld ofte kalt "helt uavhengig". (Tilsvarende i andre språk: helt uafhængigt; helt oberoende; völlig unabhängig. En bør gjerne være oppmerksom på at i svensk, britisk og tysk litteratur skjelnes ikke skarpt mellom frittløpende og uavhengig kraftuttak.)

Definisjon: Uavhengig kraftuttak. Traktoren har to, innbyrdes uavhengige kløtsjer, en framdriftskløtsj og en kraftuttakskløtsj. Hver av disse kan brukes uten at den annen påvirkes. Det uavhengige kraftuttaks turtall er proporsjonalt med motorens turtall.

Fig. 6 d, f og g viser det vanlige drivarrangement for uavhengig kraftuttak, nemlig ved at driften tas ut fra en rørformet forlengelse av kløtsjhuset og at kraftuttaketts spesielle friksjonskopling er plassert langt bak i traktoren. På fig. 6 f er dessuten vist hvordan samme tapp kan omkoples til vegavhengig drift, og hvordan høy-/lav-utveksling ("gruppegear") foran hovedgearkassen kan ordnes så den ikke forstyrrer kraftuttaket. Jfr. fig. 6 e. På fig. 6 g vises hvordan plassering av H-/L-utvekslingen bak hovedgearkassen kan gi mulighet for gearavhengig drift av kraftuttaket ved stasjonær bruk av traktoren, i tillegg til vegavhengig. Se også bildetekstene.

### B. Vegavhengig kraftuttak.

Definisjon: Kraftuttak som drives fra gearboksens utgående aksel, og hvis turtall er proporsjonalt med drivhjulenes turtall. Antall omdreininger pr. meter kjørestrekning er <sup>u</sup>avhengig av hvilket gear traktoren kjøres i. Det vegavhengige kraftuttaks dreieretning er avhengig av traktorens kjøreretning. Fig. 5, fig. 6 f og g.

### C. Gearavhengig kraftuttak for stasjonær drift.

Definisjon: Et vegavhengig kraftuttak som kan settes i drift også når traktoren står stille. Det gearavhengige kraftuttaks turtall er avhengig av hvilket gear som er innsjaltet. Fig. 6 g.

## Kraftoverføring

"Kraftoverføringen" eller "kraftoverføringsakselen" er den aksel med tilhørende ledd og koplinger som forbinder kraftuttaksakselen på traktoren med kraftinntaksakselen på arbeidsmaskinen.

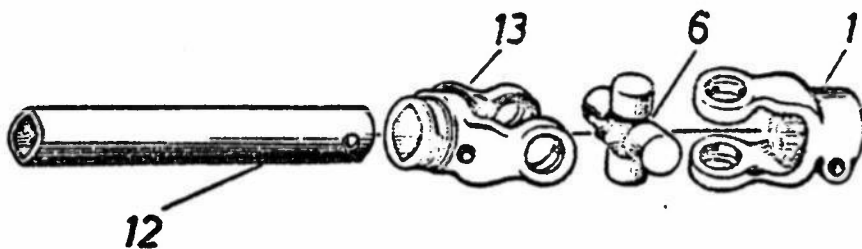
Da det forutsettes at traktor og arbeidsmaskin skal være bevegelige i forhold til hverandre, må overføringsakselen utstyres med ledd og hylseforbindelser som tillater akse- og vinkelforskyvninger.

En vanlig kraftoverføringsaksel består av tre deler, innbyrdes forbundet med to universalledd (kardangledd, kardangknuter). De to ytre akseldeler er hylser som passer til akseltappene på traktor og arbeidsmaskin og som er forsynt med en koplings- eller låsanordning. Den midtre akseldelen er teleskopisk.

Overføringsakselen skal alltid være skjernet i hele sin lengde. Vanlig er en rørformet skjerm, som er å betrakte som en del av akselen. (Veiledning fra Statens Arbeidstilsyn, Bestillingsnr. 191.)

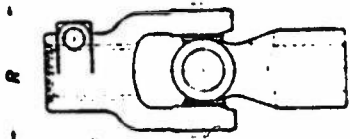
For å beskytte traktoren, arbeidsmaskinen og selve akselen kan denne være forsynt med en overbelastningskopling (momentbegrenser, "smatrekopling") og/eller en sperrekopling.

Et universalledd består av to gafler (én på hver akseldel), forbundet med et kors. Gaflene er lagret på korset. Fig. 7. Det finnes også doble universalledd. En spesialutførelse av disse kalles "vidvinkelledd". Fig. 8.

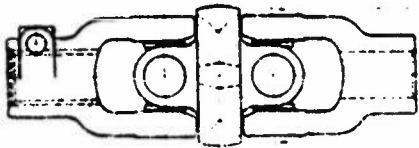


Figur 7 a. Universalledd (1, 6 og 13) og del av teleskopaksel (12). Legg merke til profilen på akselen (12)! Den er slik at delen (12) og den tilsvarende del (ikke vist) må settes sammen på én av to måter med 180° fordreining mellom. Derved sikres at akselens to universalledd blir koplet riktig sammen og roterer i samme fase.





Figur 7 b. Vanlig, enkelt universalledd.



Figur 8 a. Dobbelt universalledd.

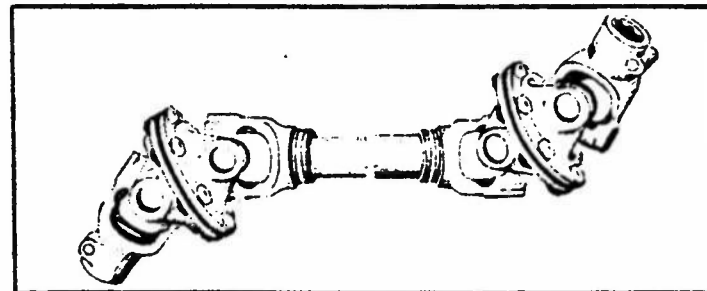
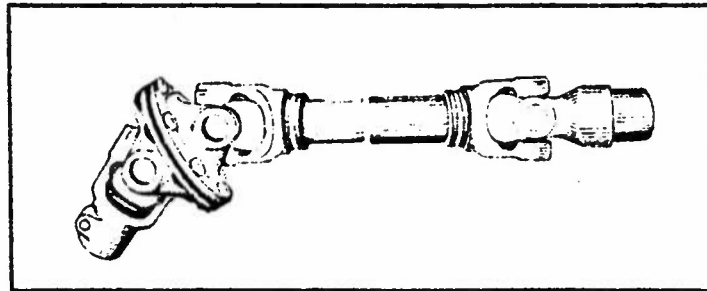
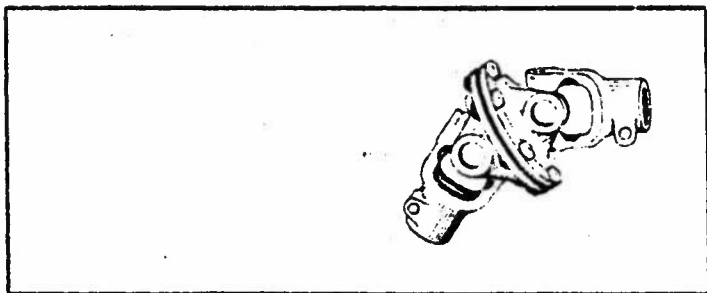


Fig. 8 b. Øverst et vidvinkelledd, i midten en aksel med ett vidvinkelledd og ett vanlig ledd, og nederst en aksel med to vidvinkelledd.

Et vanlig, enkelt universalledd tillater under belastning en vinkel på opptil  $40^\circ$  mellom de tilsluttede akslene - kortvarig opptil  $45^\circ$ . Uten belastning kan tillates opptil  $60^\circ$  avvinkling, og i stillstand helt opp til  $90^\circ$ .

Med vidvinkelledd kan tillates opptil  $70^\circ$  vinkel både under belastning og i stillstand. Et vidvinkelledd blir ødelagt hvis det avvinkles mer enn  $70^\circ$ . Om nødvendig må det monteres en stopper enten på traktoren eller på arbeidsmaskinen.

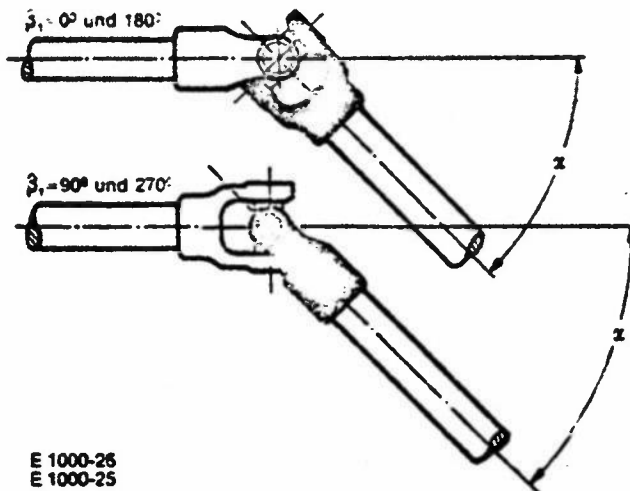
En jevn rotasjon - dreining med konstant vinkelhastighet  $\omega$  - blir av et avvinklet, enkelt universalledd omgjort til en ujevn bevegelse. Den drevne akseldel, etter universalleddet, aksellereres to ganger og retarderes to ganger i løpet av en omdreining ( $360^\circ$ ). Vinkelhastigheten,  $\omega_2$ , for den drevne akselen varierer etter en tilnærmet sinusfunksjon. Forholdet mellom vinkelhastigheten  $\omega_2$  for drevne aksel og vinkelhastigheten  $\omega_1$  for drivende aksel kan uttrykkes som en funksjon av akselvinkelen (leddvinkelen, "avvinklingen")  $\alpha$  og dreievinkelen  $\beta$ .

Hvis derimot den drivende akseldel roterer med den ovenfor beskrevne, ulikeformede bevegelse, vil et universalledd med passende avvinkling ( $\alpha_2 = \alpha_1$ ) jevne ut rotasjonen.

Hvis altså en overføringsaksel er utstyrt med to universalledd, og disse to ledd er avvinklet like mange grader, vil utgående aksel få samme rotasjon som inngående. Mellomakselen vil imidlertid få en ulikeformet bevegelse, som beskrevet.

Et "vidvinkelledd" består av to enkle ledd, sammenbygget på en slik måte at avvinklingen alltid blir jevnt fordelt. Utgående aksel vil derfor alltid rotere jevnt, hvis inngående aksel roterer jevnt. (Bare mellomskiven og andre "mindre deler" får ujevn rotasjon.)

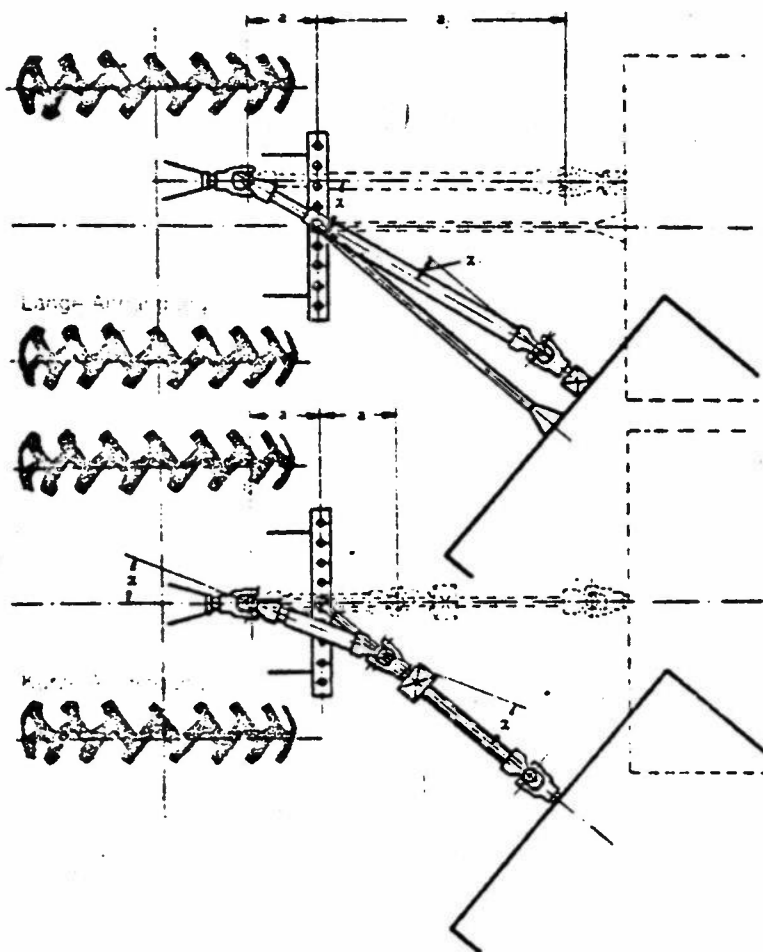
Abb. 10 Dreihlage des Getriebes bei den verschiedenen geneigten Wellen



Figur 9. Beliggenheten av gaflene i et universalledd i forhold til planet gjennom akseldelene etter dreievinkel  $\beta = 0^\circ$  og  $180^\circ$  øverst og etter dreievinkel  $\beta = 90^\circ$  og  $270^\circ$  nederst.

Skal en kraftoverføringsaksel kunne overføre rotasjonsbevegelsen jevnt, må den ha to (eller et annet like antall) universalledd, og avvinklingen må være lik i de to ledd (eventuelt parvis lik).

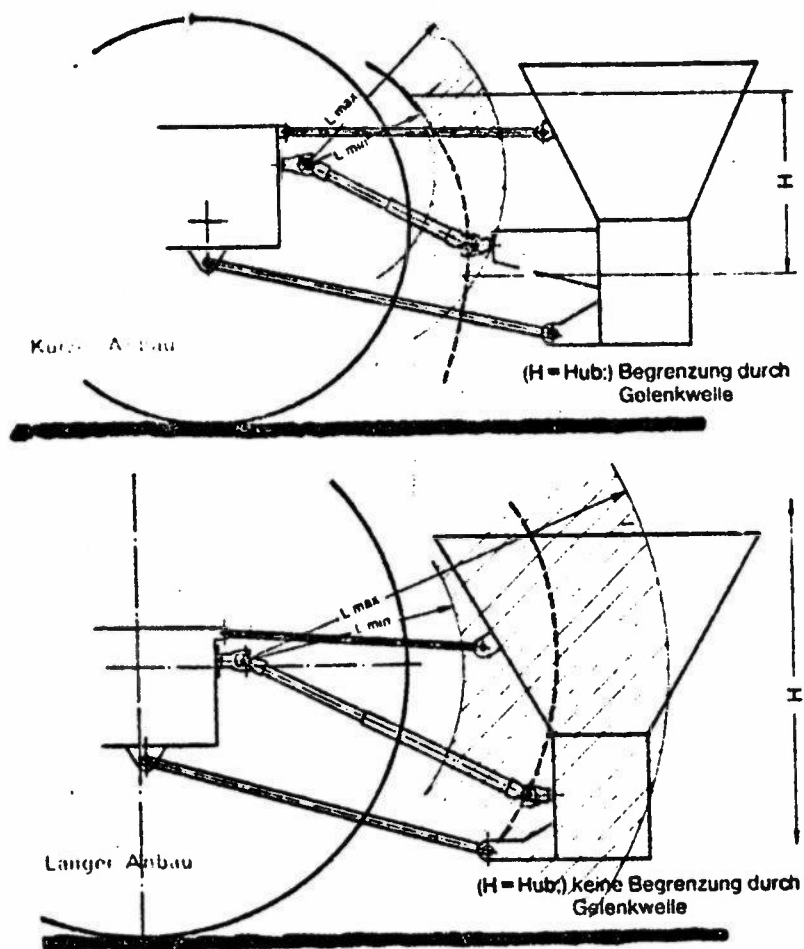
De to ledd i et par må dessuten rotere i samme fase. Dette oppnås ved at gaflene i begge ender av mellomakselen legges i samme plan. Se fig. 9, 10 og 11.



Figur 10. Langt (Lange Anhängung) og kort (Kurze Anhängung) oppheng for kraftoverføringsaksel til slepemaskin.

Det lange oppheng har som fordeler (1) at overlappingen i teleskopdelen er stor, så slitasjen her blir liten, og (2) at torsjonselastisiteten er stor og virker støtdempende. Langt oppheng er særlig fordelaktig hvis akseltappen ikke sitter midt på traktoren og arbeidsmaskinen. Ulempen er først og fremst at avvinklingen blir forskjellig ( $\alpha_2$  ikke lik  $\alpha_1$ ).

Det korte oppheng har den fordel at avvinklingen blir like stor i begge ledd, slik at bevegelsen blir jevn og rolig og svingemuligheten er større. Dessuten blir teleskopbevegelsen i svinger liten. Ulempen er at slitasjen i teleskopdelen blir forholdsvis stor. Merk: Det tredje ledd har til oppgave bare å utligne for skjvheter i akselen på redskapssiden.



Figur 11. Kort (Kurzer Aufbau) og lang (Langer Aufbau) kraftoverføringsaksel for bæremaskin. Den korte akselen begrenser løftehøyden sterkt. Vinkelen i leddene blir stor selv ved liten løftehøyde, og en risikerer at teleskopdelene enten butter i bunn (L min) eller faller fra hverandre (L max.) Akselen må tilpasses nøye til traktoren. Den lange akselen begrenser ikke løftet, og avvinklingen blir moderat. På grunn av den store teleskoplengden kan én og samme aksel uten videre brukes på mange, forskjellige traktorer.

Hvis det er tale om små dreiemomenter som skal overføres, og det er små roterende masser, kan en énsidig avvinkling tillates, men bare hvis den er forholdsvis liten.

Der avvinklingen er moderat, og universalleddene kan plasseres like langt fra koplingspunktet, brukes kraftoverføringsaksel med to enkle ledd. Er avvinklingen stor, brukes vidvinkelledd.

Må et ledd plasseres nær koplingspunktet (svingepunktet, sentret for bevegelsen mellom traktor og arbeidsmaskin), vil det lett bli en énsidig stor avvinkling her. Da velges en aksel med ett vidvinkelledd og ett enkelt ledd. Slike forhold opptrer ofte ved trepunktmonterte maskiner og for maskiner som koples til den hydrauliske trekkroken.

### Tillegg til avsnitt om vidvinkelledd og overføringsaksler

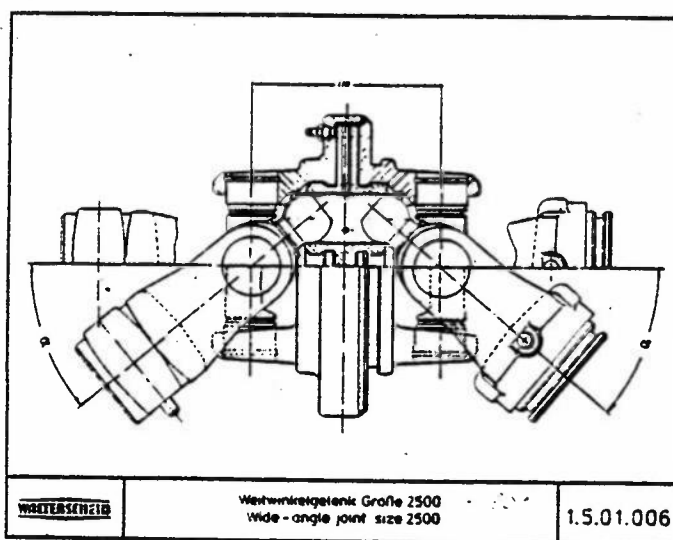
Den typen av universalledd som brukes i landbruksteknikken, med to flate gafler forbundet gjennom et firearmet gaffelkryss, ble oppfunnet første gang i det 16. århundre (til opphenging av skipskompass). Det har fått betegnelsen 'cardanledd' etter den italienske matematiker (og medisiner) Girolamo Cardano, til tross for at det visstnok ikke var hans idé opprinnelig. Blant flere oppfinnere som, uavhengig av hverandre, har kommet til samme konstruksjon, er svensken Polhem (18. årh.); derav betegnelsen 'polhemsknut' på svensk.

Det var den engelske matematiker og fysiker Robert Hooke (1635 - 1703; han som også har gitt navn til 'Hookes lov' i fasthetslæren) som først konstruerte en drivaksel med to cardanledd; derav betegnelse 'hookesaksel', som brukes ved siden av 'cardanaksel'.

I andre grener av teknikken, og spesielt i bilteknikken, brukes også flere typer universalledd, som konstruksjonsmessig er fullstendig annerledes enn gaffelkryss-typen. Noen av dem har navn etter oppfinner eller fabrikk, andre etter en eller annen karakteristisk detalj i oppbygningen. I noen av dem brukes det et antall stålkuler som elementer, i andre er det stål-ruller. Funksjonsmessig er det et hovedpoeng ved alle disse leddene at de, i en sammentrengt konstruksjon, gir samme bevegelse på utgående som på inngående aksel, alik at ett slikt ledd altså utgjør for to cardanledd. I bilteknikken brukes ofte uttrykket 'homokinetisk ledd' for å betegne dette. (Merk at uttrykket går på funksjon.) På norsk bør det hete jevnhastighetsledd (eng. constant velocity joint; ty. Gleichlaufgelenk eller homokinetisches Gelenk). Jevnhastighetsledd med et trearmet kryss, tre stålkuler og to trepunktsgafler kalles 'tripod(e)ledd'. De med seks stålkuler kalles enten 'sekskuleledd' eller 'rzeppaledd' (uttales retseppa), det siste etter opprinneren Alfred Hans Rzeppa (amerikansk ingeniør, 1897 - 1965). Enda en velkjent type er 'weissleddet'. Men det vil føre for langt å komme inn på alle typer og varianter.

Videreutvikling av både rzeppaleddet og av flere av de andre typene har ført fram til jevnhastighetsledd som i tillegg til avvinkling også tillater en ikke så liten aksialbevegelse, slik at det blir unødvendig med en spesiell teleskopkobling i akselen. I disse 'forskyvnings-jevnhastighetsledd' (ty. Gleichlauf-Verschiebegelenk) foregår aksialforskyvningen med svært lav friksjon. (Dette ikke minst ved at de gir mulighet for skikkelig smøring.) En minimalisering av aksialkreftene er av stor betydning i alle fall, men spesielt ved forhjulsdrivne biler.

Det er etterhvert utviklet forbedrede jevnhastighetsledd også med utgangspunkt i cardanleddet. Fig. 12 viser nyeste type fra Walterscheid. I følge leverandøren skal det kunne benyttes ved opptil  $80^\circ$  avvinkling. (I virkeligheten kan det fungere ved hele  $90^\circ$  avvinkling; så stor vinkel vil redusere levetiden vesentlig.)



Figur 12.

Vidvinkelledd for avvinkling opptil  $80^\circ$ , dvs.  $2\alpha = 80^\circ$ .

Den viktigste egenskapen ved ovennevnte type, som kunne kalles et 'dobbel-cardanledd', er tydeligvis den vide vinkelen det tillater. Det er derfor naturlig å bruke betegnelsen 'vinkelledd'. For de leddene som er nevnt foran, er tillatt vinkel vesentlig trangere, visstnok mellom  $15^\circ$  og  $30^\circ$ , og betegnelsen 'jevnhastighetsledd' passer derfor bedre. Men det er klart at også vidvinkelleddet i og for seg er et jevnhastighetsledd. Hvis det er nødvendig for å få meningen klart fram, får vi bruke en kombinasjon av betegnelsen: 'vidvinkel-jevnhastighetsledd' (ty. Weitwinkel-Gleichlaufgelenk).

### Overbelastningskoplinger.

Overbelastningskoplinger (eller dreiemomentbegrensere, overbelastningssikringer) finnes det en lang rekke forskjellige typer av, slik at forskjellige krav kan stettes.. Noen forhold som må tas i betraktning ved valg av type, skal nevnes:

1. Turtall (n)
2. Dreiemoment ( $M_d$ )
3. Plassbegrensning aksialt
4. Plassbegrensning radialt
5. Om sikringen skal virke likt i begge dreieretninger, eventuelt om den skal kombineres med sperrekopling.
6. Ønskelighet av torsjonsdemper (en bremseanordning)
7. Om det er ønskelig med hørbart signal ("smatrekopling").

Når det gjelder beskrivelse av typene og deres egenskaper, henvises til leverandørenes kataloger.

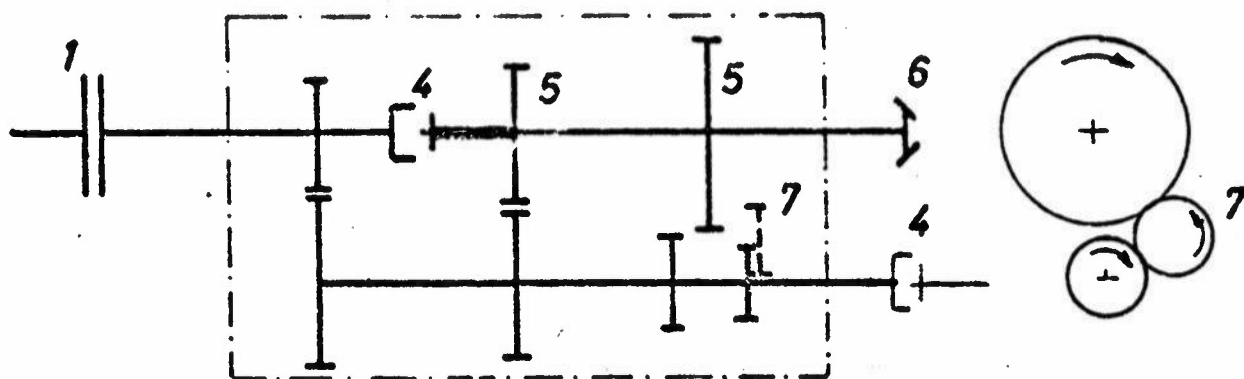
Illustrasjonene 1, 2 og 7-11 er hentet fra Walterscheid kataloger, fig. 3 og 4 fra John Deere verkstedhåndbok, fig. 5 fra Ø. Haugen: "Maskinlære for landbruket", Oslo 1962. Fig. 6 er original.

Fig. 6 a-g viser skissemessig en del eksempler på traktortransmisjoner med kraftuttak. På de fleste delfigurene er gearboksen bare antydning med stiplet firkant, eventuelt oppdelt i "hovedgearboks" og "gruppegearboks".

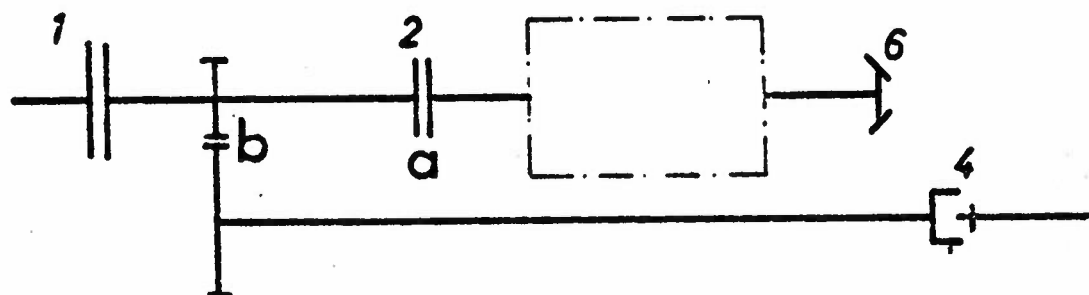
Felles tall- og bokstavsymboler har følgende betydning.

H: høyutveksling. N: nøytral (fristilling).  
L: lavutveksling. F: frittstående. G: vegavhengig.  
U: uavhengig og V: vegavhengig kraftuttak.

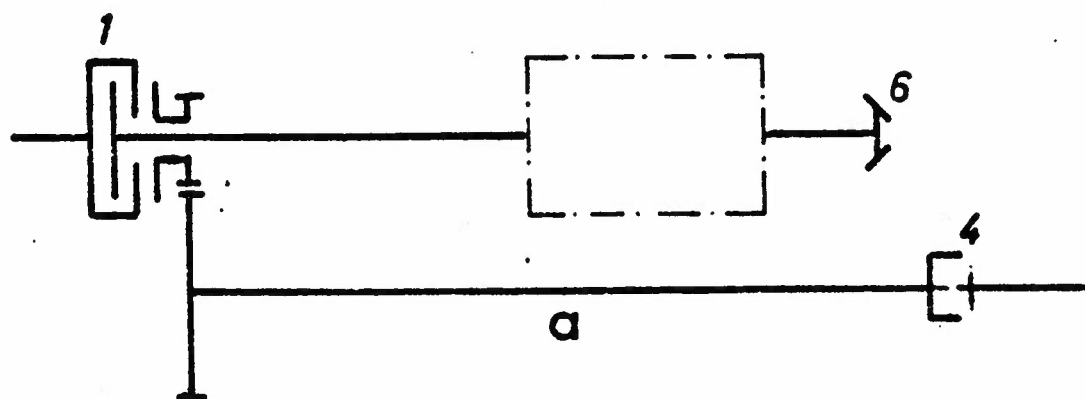
1: traktorens kløtsj. 2: annen friksjonskopling (kløtsj). 3: tannhjul for uavhengig kraftuttak. 4: klokopling. 5: sleidedrev. 6: pinjong.  
7: reversdrev (ekstra mellomaksel).



Figur 6 a. Transmisjon med 3 gear forover + revers, samt kløtsjvhengig kraftuttak. Kraftuttaksakselen er koplet direkte til gearboksens mellomaksen ("kubben") med en klokopling.

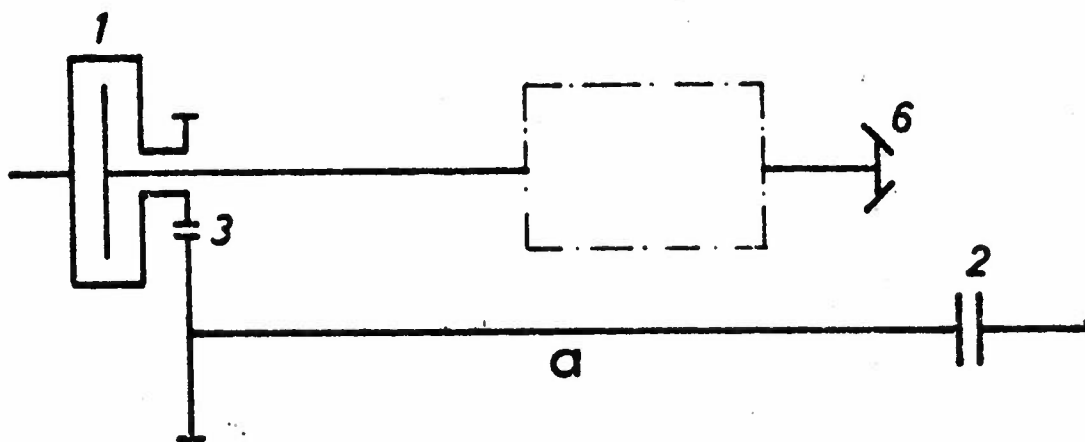


Figur 6 b. Frittløpende kraftuttak hvor traktorens vanlige kløtsj i svinghjulet virker som "hovedkløtsj". Særskilt framdriftskløtsj (drivhjulskopling) (a) mellom kraftuttaksdrevet (b) og gearboksen. (Eksemplet er hentet fra Allis Chalmers mod. WD traktor.)

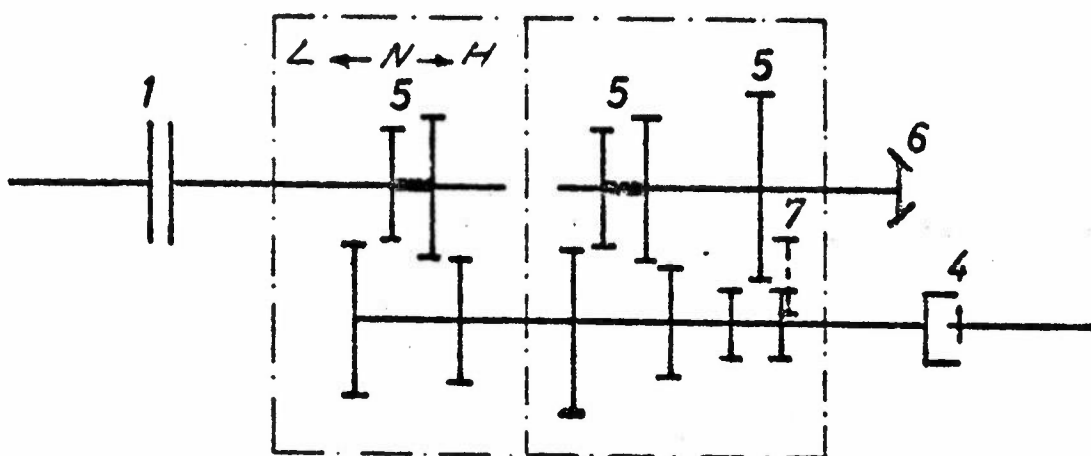


Figur 6 c. Frittløpende kraftuttak av den vanlige typen med dobbel kløtsj (totrinns kløtsj). Vanligvis ligger kraftuttaksakselens drivaksel (a) inne i "kubben", som altså er rørformet. Jfr. fig. 5.

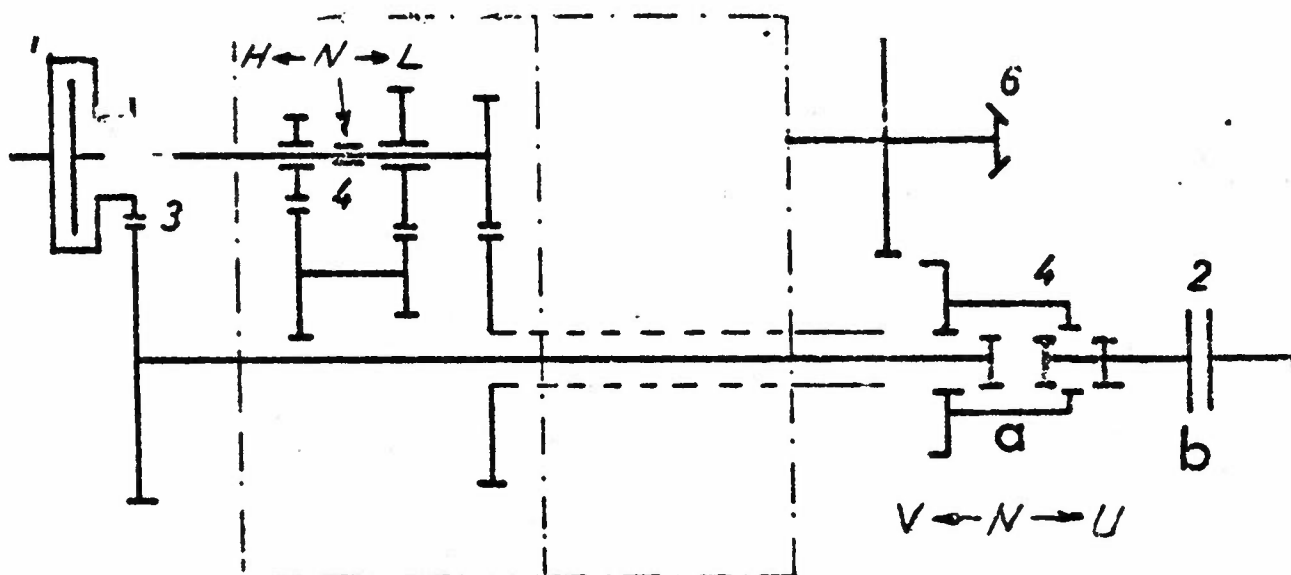




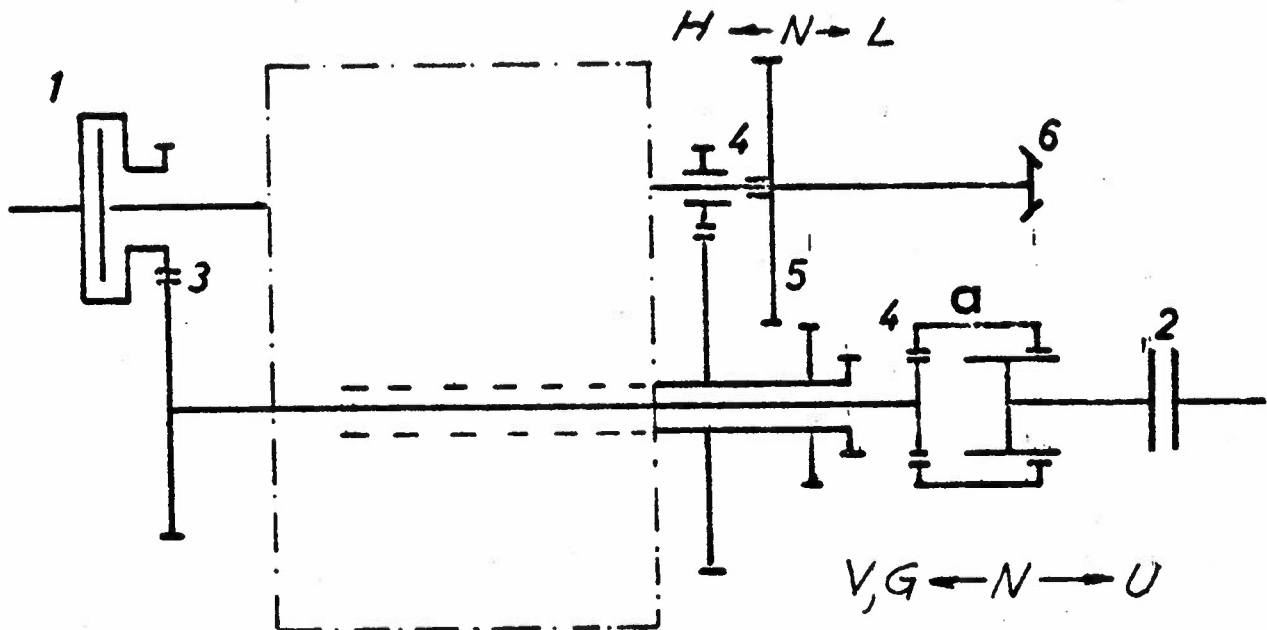
Figur 6 d. Uavhengig kraftuttak. Kraftuttakets drivaksel (a) ligger i virkeligheten inne i en rørformet "kubbe". Jfr. fig. 6 c, f og g.



Figur 6 e. Transmisjon med en "gruppegearkasse" (høy-/lav-veksel) foran en tre-trinns "hovedgearkasse" av samme type som i fig. 6 a. H-/L-vekselen virker på "kubben". Da kraftuttaket drives direkte fra kubben, får også dette to utvekslinger. Kraftuttaket er kløtsjåvhengig. (International Harvester 414).



Figur 6 f. Transmisjon med H-L-veksel foran hovedgear med hul mellomaksel. Kraftuttak som koples enten uavhengig (U) eller vegavhengig (V) ved hjelp av en koblingshylse (a). (BM-Volvo 359.) Jfr. fig. 5 og fig. 6 g.



Figur 6 g. Transmisjon med H-/L-veksel bak hovedgear med hul mellomaksel. Koples kraftuttaket til mellomakselen (hylsa (a)), (4) til venstre på figuren, blir dets turtall og dreieretning bestemt av hvilket (hoved)gear som er inn-sjaltet. Med H-L-spaken i fristilling (N) står traktoren i ro, og vi har gearavhengig kraftuttak. Koplet som på fig. er kraftuttaket uavhengig.

LANDBRUKSTEKNISK INSTITUTT

1432 Ås-NLH, Norge

Stensiltrykk

L.nr. 43/74

Serie A

Nr. 489

---

FIREHJULSTRAKTORAR I BRATT LENDE

Av Birger Mølnå, Landbruksteknisk institutt

Innleiing

Med ein firehjulstraktor og reidskapar som høver til han kan ein arbeida båd godt og fort i flatare lende. Som flatare lende kan vi i denne samanhang rekna stigningar på inntil 1:6 (17 %). Ved bruk av firehjulstraktor i større stigningar, møter ein mange problem, særleg i stigningar på meir enn 1:4 (25 %). Som stikkord kan nevast:

Mindre kapasitet

Større brenselforbruk

Skader på jord og avling

Større slitasje på traktor og reidskap

Auka psykisk og fysisk press på føraren

Fare for ulukker.

Dei vanskane som er nemnde kjem mellom anna av:

Auka sluring

Vanskar med stabiliteten

Skliing.

Dersom ein prøver seg fram i brattare og brattare lende, vil ein før eller sidan koma til ei grense der arbeidet stoppar opp eller faren for ulukker blir stor. Avgjerande for denne stigningsgrensa er både traktorkonstruksjonen, utstyret på traktoren, reidskapane og dugleiken til traktorføraren.

Ulike typar av firehjulstraktorar

Det er naturleg å skilja mellom firehjulstraktorar som har drift berre på bakhjula og firehjulsdrivne traktorar. Av firehjulsdrivne traktorar kan vi skilja mellom fire ulike typar:

- A) Framhjulsstyrte traktorar med store bakhjul og mindre framhjul.
- B) Framhjulsstyrte traktorar med store hjul både bak og framme (traktorar av denne typen kan og ha styring på bakhjula).
- C) Framhjulsstyrte traktorar med etter måten små hjul både bak og framme (transporterar).
- D) Midjestyrte traktorar.

Vi skal sjå litt på korleis bakhjulsdrivne og firehjulsdrivne traktorar ter seg ved kjøring mot bakke, i sidehelling og ved kjøring ned bakke.

Kjøring mot bakke

I motbakke går ein del av drivkrafta med til å vinna over stigningsmotstanden. Normalkrafta blir redusert, og den delen av normalkrafta som fell på bakhjula aukar etter kvart som bakken blir brattare.

Større trekkraftbehov og mindre normalkraft vil føra til meir sluring. Som døme på dette fylgjer ein liten tabell med resultat frå prøvene med Fiat 350:

Tabell 1. Pløyeprøver med Fiat 350.

Drift på	Styrings-tilhøve	Pløyedybde, cm	Sluring, %	Fart, km/h
Bakhjul	Flatt	24	19	5,0
	Stign. 1:4,2	17	38	2,7
Alle hjul	Flatt	23	13	5,6
	Stign. 1:4,3	19	25	3,7

I stigning 1:4,2 - 1:4,3 har, som ein ser, sluringa auka mykje, og både farten og kvaliteten på arbeidet har vorte redusert. Di brattare det blir, di meir vil sluringa auka, og til slutt vil arbeidet stoppa heilt opp. Som vi ser er sluringa noko mindre med drift på alle fire hjul.

For å få skikkeleg styring på traktoren, må minst 20 % av vekta kvile på framhjula. På ein bakhjulsdriven traktor vil difor berre 80 % av vekta kvile på drivande hjul. Dei 20 % som kviler på framhjula, vil dessutan føra til ein viss rullestand. På ein firehjulsdriven traktor kviler all vekta på drivande hjul, men hjula er ofte mindre enn på den bakhjulsdrivne traktoren.

Det er under visse føresetnader mogleg å rekna ut kor stor stigning ein traktor kan greia å forsera. På tørr og fast grasvoll som gir ein hjulgrepskoeffisient på 0,7 vil ein firehjulsdriven traktor med store hjul både framme og bak kunna koma opp ei stigning på inntil 60 %. Ein firehjulsdriven traktor med små hjul vil koma opp ei stigning på inntil 55 %. Den bakhjulsdrivne traktoren kan berre greie 45 til 48 %. Desse tala gjeld for traktor med berereidskap eller utan reidskap. Hengjer vi på ein tilhengar som veg like mykje som traktoren, greier jamvel ikkje den firehjulsdrivne traktoren meir enn 30 % stigning.

På våt grasvoll går friksjonen mellom hjul og underlag ned. Er jorda så laus at hjula søkk nedi, aukar og rullemotstanden. Det blir da vanskelegare for traktoren å ta seg opp bratte stigningar. Auka rullemotstand fører til at hjuldimensjonen blir avgjerande for traktoren si evne til å ta seg fram. Ein del trekkraftmålingar som vi gjorde på våt grasbakke hausten 1972 viser dette tydeleg. Ein firehjulsdriven traktor med 11.2-24 bakhjul greidde ei trekkraft på 32 % av traktorvekta. Dei tilsvarande tala for ein bakhjulsdriven traktor med 12.4-32 bakhjul var 27 - 31 %. Ein transporter med 11-12 bakhjul og 8-15 framhjul greidde berre 21 % av vekta si.

Hjulgrepskoeffisienten under prøvene hausten 1972 var truleg omlag 0,5 og friksjonskoeffisienten mellom hjul og underlag av noko same storleik. Det må i denne samanheng nemnast at vi, under granskingar av traktorulukker for ein del år sidan, målte friksjonskoeffisientar heilt ned i 0,32 på våt og sleip grasvoll. Det er såleis mogleg å koma bort i en god del vanskelegare tilhøve enn dei vi hadde hausten 1972.

Det er lett nok å rekne ut kva dei ulike traktortypane kan greia under ulike tilhøve, når ein kjenner dei data som trengst. I praksis er det vanskelegare å gjera slike samanlikningar. Det finst alltid ein del faktorar som det er uråd å få skikkeleg kontroll over. Her skal likevel refererast resultat frå prøver med eit par traktorar i stigningar med våt grasbakke. Traktorane var utstyrde med frontbelastning og Vossakasso full av gras.

Med den same firehjulsdrivne traktoren som vart brukt under trekkraftmålingane hausten 1972, vart her kjørt mot stigning 43 %. I denne stigninga var det mogleg å stoppa, rygga eit stykke nedover og starta på nytt. Ved kjøring framover utan stopp vart kjørt i enda større stigning. Med den bakhjulsdrivne traktoren var det mogleg å kjøra i stigning på 32 - 37 % med stopp og start. Ved kjøring mot bakke utan stopp gjekk traktoren opp 40 - 47 % stigning.

I visse høve kan det vera ynskjeleg å rygge oppover bakken. Ein større del av traktorvekta fell da på framhjula, og dette gjer at skilnaden mellom den firehjulsdrivne og den bakhjulsdrivne traktoren blir serleg stor. Ved rygging utan stopp greidde den firehjulsdrivne traktoren 49 - 54 %. Tilsvarende for den bakhjulsdrivne traktoren var 31 - 35 %. Ved rygging med stopp og start greidde den firehjulsdrivne traktoren 43 - 48 % stigning.

Ved kjøring mot bakke blir ein vanleg traktor med bakmonterte berereidskapar for lett framme. Dersom vi skal ha skikkeleg styring på traktoren må som nemnt minst 20 % av traktorvekta kvila på framhjula. Det vil difor, som regel, vera naudsynt med frontbelastning. Det er viktig at traktoren er slik laga og slik utstyrt at ein kan få på nok frontvekt på rett plass og på forsvarleg måte.

Frontvekta skal hjelpa oss til å få skikkeleg styring på traktoren, men i retteleg bratt lende kan vi ikkje rekna med at frontvekta er god nok som sikring mot steiling. Traktoren må difor alltid ha utstyr som kan ta ned i bakken eller på annan måte hindra at han velter bakover, om framenden vippar for langt opp.

Stor diameter på bakhjula fører til at tyngdepunktet kjem høgt og at det punktet der hjula får best kontakt med bakken kjem lenger fram. Traktoren får da lettare for å steila. Traktorar som skal brukast i bratt lende, bør difor ikkje ha større drivhjul enn naudsynt av omsyn til den gripeeigna og den trekkrafta som trengst.

Ved kjøring med Vossakasso eller bakmontert svans, kviler det stor tyngde på bakhjula. Det kan difor vera naudsynt å ha ekstra breie hjul eller tvillinghjul.

For å få god stabilitet mot steiling, må tyngdepunktet ligge langt frå bakakselsenteret. Transporterar har ei tyngdepunkts plassering som gir sers god stabilitet mot steiling. Det er og sers viktig at transporteren ikkje får høve til å steila, for framenden vil da dreia seg om lagringa mellom fram- og bakdel. Mange har utstyr som hindrar større dreining enn t.d. 20°, men dreininga kan likevel gi føraren ein farleg støkk.

Traktorar med stor akselavstand har som regel best stabilitet mot steiling.

### Kjøring i sidehelling

Problema ved kjøring i sidehelling kjem for ein del av at traktoren sklir sidelangs, for ein del av at stabiliteten mot velting blir for dårleg.

På tørr grasvoll vil ein først få skliing til sida ved relativt stor stigning, men jamvel om ein ikkje får regulær skliing, kan traktorhjula arbeida seg nedover medan traktoren kjører framover. Når hjula slurer under kjøring i sidehelling, vil rørsla mellom hjulet og jorda foregå etter ein resultatant av den parallelle og den vinkelrette krafta som verkar på hjulet. Tiltak som kan redusera sluringa som t.d. firehjulsdrift, eller bruk av differensialsperre, vil og redusera tendensen til at hjula arbeider seg nedover.

Dårleg stabilitet fører til auka sluring og større fare for velting. Ved ein veltevinkel på  $35^{\circ}$  vil berre 25 % av vekta falla på øvre hjul i ei sidehelling på  $19^{\circ}$ , dvs 35 %.

På heilt plant underlag vil ein traktor som står roleg og som har ein veltevinkel på  $35^{\circ}$  eller meir, som regel skli før han velter. Under kjøring kjem massekreftene inn i biletet. Dessutan er ikkje terrenget jamnt. Det er difor naudsynt å ha god sikker margin. Dersom vi reknar med ein sikker margin på  $20^{\circ}$ , bør eit kjørety som kan koma til å kjøra i ei sidehelling på inntil 1:2,5 dvs 40 % eller omlag  $22^{\circ}$ , ha ein veltevinkel på  $42^{\circ}$ . Ein slik veltevinkel kan vi få på ein vanleg traktor ved å auka sporvidda eller setja på tvillinghjul.

Ein transporter med trepunktskopling har gjerne ein veltevinkel på 45 til  $50^{\circ}$ . Eit kjørety med så stor veltevinkel er det mest ikkje råd å få til å velta, men korleis går det med veltevinkelen når vi set på eit lasteplan med høge karmar og får eit graslass oppi ?

Ved ei prøve vi gjorde med dette, vart resultatet slik:

Veltevinkel med trepunktskopling	$50,6^{\circ}$
Veltevinkel med plan, høge karmar og avlesseutstyr, utan lass	$41,7^{\circ}$
Veltevinkel med plan, høge karmar, avlesseutstyr og graslass på 1100 kr	$32,0^{\circ}$

### Kjøring nedover bakke

Ved kjøring nedover bakke vil ein større del av traktorvekta falla på framhjula. For traktorar som berre har bremsar på bakhjula, kan dette lett føra til skliing ved kjøring nedover bakke.

Dersom ein kjenner tyngdepunkts plasseringa, rullemotstand og friksjonskoeffisient, er det lett å rekna ut skligrensa for ulike traktorkonstruksjonar.

På ein firehjulsdriven traktor som har firehjulsdrifta innkopla, vil bremsene automatisk verka på alle fire hjul. På tørr og fast grasbakke med friksjonskoeffisient 0,7, vil da skligrensa ligga på 70 %. På våt grasbakke med friksjonskoeffisient 0,5, vil skligrensa ligge på 50 % og på retteleg sleip bakke med friksjonskoeffisient 0,32, vil skligrensa ligge på 32 %.

Det kan nemnast at vi ved prøvene med Fiat 350 og Vossakasso ikkje i noko høve fekk skliing ved kjøring nedover bakke. Under desse prøvene vart kjørt i stigningar på 43 til 54 %.

Hausten 1972 gjorde vi ein del målingar på våt grasvoll for å finna ut kor stor kraft som måtte til for å slepa ein traktor med blokkerte hjul. For Zetor 5545 som hadde etter måten store hjul både framme og bak, fekk vi da ein friksjonskoeffisient på omlag 0,45. For Fiat 350 med etter måten små hjul, var friksjonskoeffisienten 0,51. Det ser såleis ut som at store hjul er best når det gjeld å hindra sluring, og små hjul best når det gjeld å hindra skliing. Alle som kjører i bratt lende, veit at traktoren har lett for å skli når ein låser hjula, slik at ribbene missar taket i jorda. Slik tilhøva var på det feltet vi brukte hausten 1972, lukkast det likevel ikkje å få fram noko tal som viste skilnaden mellom statisk og dynamisk friksjon.

For ein vanleg bakhjulsdriven traktor som er på veg nedover ein grasbakke med friksjonskoeffisient 0,7, vil skligrensa ligge ved omlag 42 %. Med friksjonskoeffisient 0,5, vil skligrensa ligge ved omlag 31 %. Med ein friksjonskoeffisient på 0,35, vil skligrensa ligge ved omlag 26 %.

Under prøvene med Vossakasso vart gjort ein del forsøk med å kjøra nedover våt grasvoll med tom kasse på bakhjulsdriven traktor. Så lenge traktoren kjørte utan forsøk på stopp, gjekk det bra ned stigning inntil 39 %. Traktoren kunne ikkje stoppa i større stigning enn 31 - 35 %.

Dersom vi har ein tilhengar utan bremsar etter traktoren, vil sjølvstøtt faren for skliing bli mykje større. Følgjande utrekning viser kva nivå skligrensa da vil ligge på:



Føresetnader: Tilhengarvekt lik traktorvekt  
30 % av tilhengarvekta kvilar på traktoren  
50 % av traktorvekta kvilar på framhjula  
Rullemotstandskoeffisienten 0,15  
Friksjonskoeffisient 0,5.

Bremser å	Skligrense %
Fire hjul	38
To hjul	29

Skliing med tilhengar kan lett føra til saksing, og ein bør difor ha god sikker margin. Ein bør truleg ikkje kjøre med tilhengar som den i eksemplet ned bakkar med meir enn 20 % stigning.

På vanlege traktorar er det ikkje problem med stabiliteten ved kjøring nedover bakke. På transporterar ligg tyngdepunktet nærare framakselen, og ein transporter utan lasteplan eller reidskap bak, kan vippe opp bakenden ved bråbremsing på asfaltveg. Dette er både ulovleg og farleg. Transporteren må alltid ha så mykje vekt bak at bakenden ikkje vippar opp ved bråbremsing.

### Sving

På dei små og kronglete felta som er vanlege i bratt lende, og inne i driftsbygningane, er det viktig at traktoren treng liten plass for å snu. Her er det stor skilnad på ulike traktortypar, slik fylgjande tabell viser:

Tabell 2. Svingradius og svingplassradius for ulike traktorar.

Traktormodell	Svingradius, m	Svingplassradius, m
MF 135 / Ford 3000	2,95 - 3,28	3,04 - 3,39
Fiat 350 / 500	4,26 - 4,50	4,40 - 4,64
Muli 40 transporter	5,21 - 5,34	5,76 - 5,90
Schilter 5000 med framhjuls- styring	5,84 - 6,12	
Schilter 5000 med firehjuls- styring	3,62 - 3,64	

Ved grashausting med bakhjulsdrivne traktorar kan ein ofte ved hjelp av styrebremsene snu i hjørna utan å rygga. Ein firehjulsdriven traktor er

som regel meir framtung, og må rygga i hjørna. Eit forsøk vi gjorde synte at den firehjulsdrivne traktoren av denne grunnen brukte omlag eit minutt lengre tid til ein runde rundt eit rektangulært felt. I praksis vil dette seia at ein brukar omlag 20 minuttar lenger tid på eit felt som er 50 x 100 m, altså omlag fire minutt meire pr dekar.

#### Tiltak som aukar gripeeivna og gjer kjøringa tryggare

1. Høveleg lufttrykk i drivhjula. For høgt lufttrykk gir dårlegare gripeeivne, meir sluring og større skader på grasvollen.
2. Bruk av kjettingar på drivhjula. Vanlege piggkjettingar aukar friksjonen mellom hjulet og bakken, samstundes som vekta på drivhjulet aukar. Ein del trekkraftmålingar som vi gjorde på våt grasvoll hausten 1972 viste at kjettingane ikkje førte til auke i den maksimale trekkrafta, men vi fekk maksimal trekkraft med mykje mindre sluring. Dette er viktig når det gjeld å hindra skader på grasvollen. Det er og viktig å merka seg at ein vil ha lite nytte av kjettingane om ein let hjula slura så mykje at dei fyller seg med jord og planterestar.
3. Bruk av frontbelastning er nemnt før. For traktorar med bremsar berre på bakhjula vil frontbelastning auka faren for skliing ved kjøring nedover bakke. Omsynet til styreeigenskapane og faren for steiling må difor vegast mot omsynet til faren for skliing. På firehjulsdrivne traktorar treng ein ikkje ta slike omsyn. Det er likevel ingen grunn til å nytta større frontbelastning på firehjulsdrivne traktorar enn det som må til for å gi sikker styring. Dersom ein ynskjer å leggja ekstra vekt på hjula for å få meir trekkraft, vil det løna seg å leggja denne vekta på dei hjula som har størst diameter og minst lufttrykk.
4. Tvillingmonterte bakhjul  
Med tvillinghjul blir traktoren svært brei og får sers god stabilitet mot velting. Ved at vekta blir delt på fleire hjul, blir det dessutan mogleg å nytta lågare lufttrykk i hjula. Det reduserte lufttrykket gir mindre skader på grasvollen og i dei fleste høve betre gripeeivne og mindre sluring. Dessutan vil ekstrahjula verka på same måten som bakhjulsvektar, slik at ein større del av totalvekta fell på bakhjula. Dette skulle minka faren for skliing ved kjøring nedover bakke med bremsar berre på bakhjula.

Prøver på Voss med Ford 3000 med og utan tvillinghjul bak, viste at traktoren med full Vossakasso og enkle hjul nådde skligrensa ved kjøring nedover fuktig grasvoll med omlag 33 % stigning. Med tvillinghjul låg skligrensa ved omlag 39 % stigning.

Ved ei tilsvarande prøve med tom kasse ein regnversdag låg skligrensa på 27 - 28 % både for enkle hjul og tvillinghjul.

### Kjøreråd

1. Massekreftene ved stopp, start og svinging er avhengig av tyngda og farten. Ved 3,6 km/h er den kinetiske energien i traktoren nok til å løfta tyngdepunktet 5 cm. Aukar farten til det doble, kan den kinetiske energien løfta tyngdepunktet 20 cm, og det kan vera farleg mykje. Ved kjøring i bratt lende er det viktig å ha liten fart og å unngå brå endringar i fart eller retning.
2. Med bakhjulsdriven traktor er det vanskeleg å rygge mot bakke. Ved kjøring nedover bakke er det fare for skliing. Det gjeld difor om å unngå situasjonar der nasen på traktoren vender nedover. Må ein kjøra nedover, bør ein lata motoren hjelpa til å bremsa slik at ein ikkje får full blokkering av hjula.

### K O N K L U S J O N

Av det som er nemnt, ser vi at slike ting som drift og bremsar på to eller fire hjul, hjuldimensjon, tyngdepunkts plassering og akselavstand avgjer kor bratt lende traktoren kan arbeida i. Vi har og sett at reidskapane, utstyret på traktoren og kjøremåten er viktige. Det er likevel ei grense for kor bratt lende ein firehjulstraktor kan ta seg fram i. Under dei aller beste tilhøve ligg denne grensa på omlag 60 % for firehjulsdrivne kjørety, og omlag 40 % for kjørety med drift og bremsar berre på bakhjula. Under mindre gode tilhøve vil desse grenseverdiane ligga på omlag 50 % for drift og bremsar på alle fire hjul og omlag 30 % for drift og bremsar berre på bakhjula. Ein må vera merksam på at kjøring i desse grenseområda krev stor dugleik og psykisk balanse hos føraren.

## PRØVER OG FORSØK MED HJULUTSTYR I 1979

Av Birger Mølne

Foredrag ved LOT's informasjonsmøte i landbruksteknikk 18. - 20. mars 1980.

Ved Landbruksteknisk institutt får vi stadig henvendelse om hjulutstyr til traktorer. Disse henvendelsene kommer dels fra de som har lite bæredyktig jord, dels fra de som ønsker å redusere faren for skader på jordstrukturen.

Forskerne ved instituttet har tidligere arbeidet en del med problemene omkring flyteevne på lite bæredyktig jord, vesentlig i forbindelse med grashøsting. Et konsentrat av resultatene fra dette arbeid finnes i NLVF sluttrapport nr. 278. Av rapporten går fram at tvillingmontering av vanlige bakhjul eller bruk av breie lågprofilhjul gir best flyteevne.

Fra enkelte er det imidlertid pekt på at tvillinghjul og breie lågprofilhjul er dyre, og at de ikke er brukbare til en del arbeider, som f.eks. pløying. Det er hevdet at andre løsninger, som bruk av ribbehjul (gitterhjul) eller Twin-dekk og overgang til firehjulsdrift, kan være vel så aktuelle, spesielt hvis traktoren også skal brukes til jordarbeiding.

Sommeren 1979 ble det satt i gang en del prøver og forsøk for å få nærmere svar på noen av disse spørsmålene. Det ble dessverre hverken tid nok eller muligheter for å skaffe nok utstyr til å gjennomføre disse forsøkene i så stort omfang som vi gjerne kunne ønsket. Men det ble gjort en del forsøk, dels på myr og fastmark i Ås, dels på et myrfelt ved avdelinga på Vikeid i Sortland (Nord-Norge). Noen av resultatene er såpass interessante at de bør bli kjent, og i det følgende refereres en del om disse.

#### 1. Pløying og harving med tvillingmonterte bakhjul

Prøver som er gjort tidligere har vist at det er mulig å pløye med tvillingmonterte bakhjul på traktoren.

Det var imidlertid vesentlige ulemper ved å nytte tvillingmontert fârhjul

Tabell 1. Resultater fra prøvene med hjulutstyr. Pløying med 2x16" plog på myr i Ås, juni 1979.

Bakhjul og traktor	Antall forsøk herav			Dybde cm i gj.-snitt	Sluring		Kjørehastigh.	
	I alt	Kjørte ned traktoren	Måtte rygge		Ant.bruk- bare mål-inger	% i gj.sn.	Ant.bruk- bare mål-inger	km/h i gj.sn.
Enkle 12.4-28 på IMT 533	5	1	1	20,3	3	27	3	3,78
600-26.5 på MF 35 (med 280-15.5 framme)	8	0	2	23,0	5	36	6	3,58
Tvilling land- hjul og enkelt fårhjul på IMT 533	5	1	0	21,0	3	41	4	4,31
Tvilling på IMT 533	8	0	1	24,7	6	45	6	2,80

Tabell 2. Resultater fra prøvene med hjulutstyr. Pløying med MF 148 og 2x16" plog på myr i Sortland, juli 1979.

Bakhjul	Prøvestrek- ningens lengde i m	Dybde cm i gj.sn.	Sluring		Kjørehastighet	
			Antall brukbare målinger	% i gj.sn.	Antall brukbare målinger	km/h i gj.sn.
Enkle 12.4-32	40*	21,5	3	36	3	3,12
	30	20,9	3	25	3	3,62
500-22.5	40	19,2	5	18	5	3,91
12.4-28 og ribbehjul	30*	21,4	4	25	4	3,45
Tvilling 12.4-32	40	20,9	3	21	3	3,97
		21,2	3	17	3	3,87

\* Det viste seg at myra på den ene enden av den 40 m lange prøvestrekningen hadde så liten bæreevne at det var vanskelig å komme fram med enkle hjul og med ribbehjul. Prøvestrekningen for disse ble derfor kortet inn til 30 m.

Tabell 3. Resultater fra prøvene med hjulutstyr. Harving med MF 148 og 18 t fjærharv på nypløyd og sloddet myr i Sortland, juli 1979.

Bakhjul	Prøvestrekningens lengde i m	Antall målinger	Sluring % i gj.snitt	Kjørehastighet km/h i gj.snitt
Enkle	30	2	20	3,81
12.4-32	30	4	30	3,25
12.4-28 og ribbehjul	30	4	25	3,46
Tvilling				
12.4-32	30	3	12	4,15

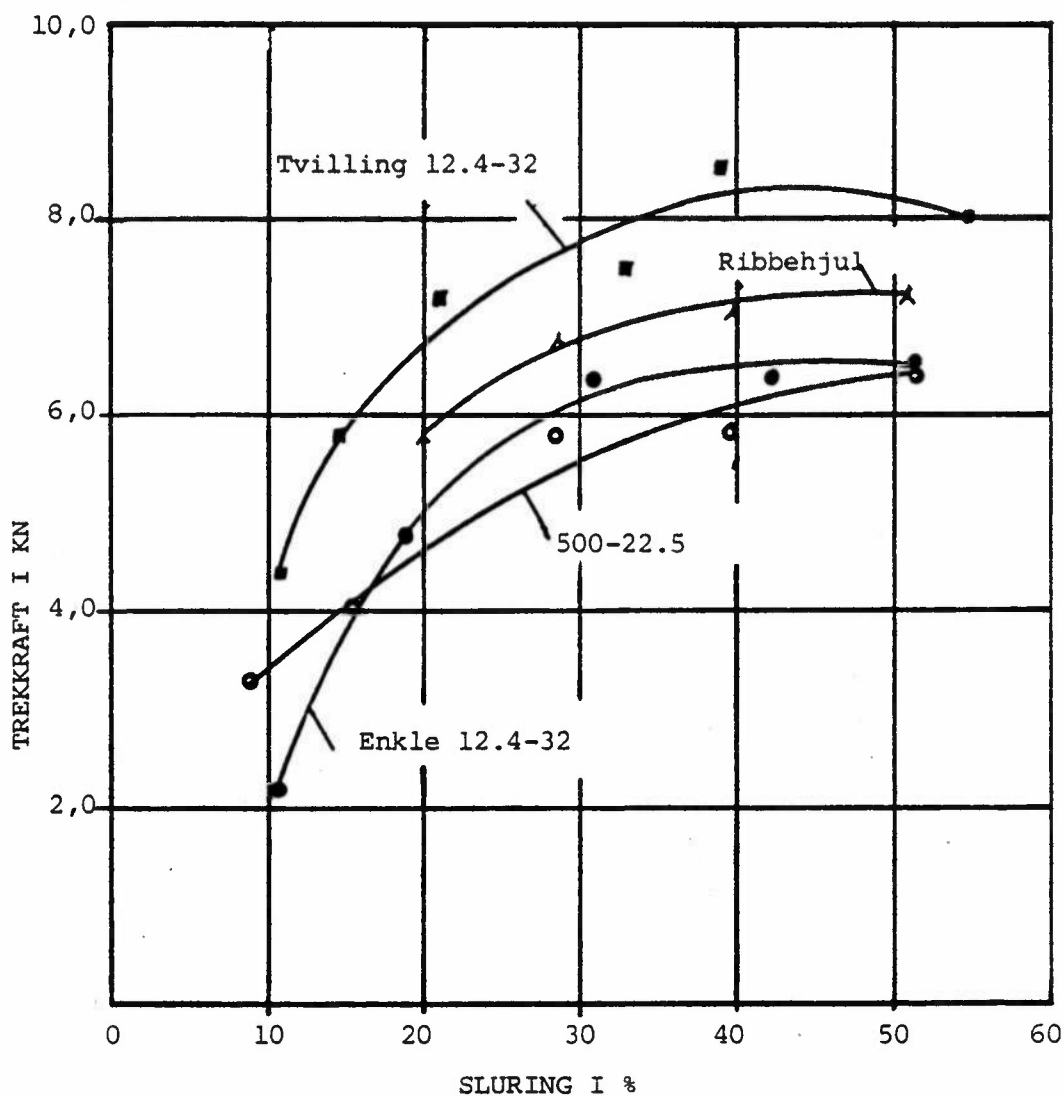


Fig. 1. Diagram som viser resultatene av trekkraftmålingene på pløyd og sloddet myrjord i Sortland.

sluringa i de fleste høve litt mindre og kjørehastigheten noe større enn for enkle hjul. De må likevel regnes som lite skikket for pløying. Velta ved siden av fåra blir klemt i stykker og stykkene klemmes inn mellom ribbene og hoper seg opp inne i ribbehjulet. Hvis et ribbehjul begynner å slure for mye, graver det et dypt hull så traktoren lett blir sittende fast før føreren rekker å reagere.

Det er nesten umulig å kjøre traktoren etter veg med påmonterte ribbehjul. De tar ned i alle ujevnheter, og en må kjøre svært sakte hvis en skal unngå alt for ubehagelige støt.

#### 5. Tvillingmonterte bakhjul eller firehjulsdrift på lite bæredyktig jord?

Dette spørsmål har vi enda ikke fått noe tilfredsstillende svar på. Prøver som ble gjort høsten 1979 under pløying på et myrfelt som var så løst at traktoren med bare bakhjulsdrift og enkle bakhjul kjørte seg fast under ett av forsøkene, viste at en ved å kople inn firehjulsdrifta i denne situasjon uten vansker kunne kjøre videre. Resultatene fra prøvene på dette feltet går ellers fram av tabell 4. Slik forholda var, fikk en større kapasitet og mindre sluring med enkle hjul og firehjulsdrift enn med tvillingmonterte bakhjul og drift bare på disse. Det ser ut til at så lenge en firehjulsdrevet traktor med enkle hjul kan ta seg fram uten å bli sittende fast, er den å foretrekke. Men om en bakhjulsdrevet traktor med tvillinghjul kan ta seg fram der den firehjulsdrevne traktoren med enkle hjul blir sittende fast, vet vi enda ikke. Det bør vel i denne forbindelse nevnes at også en firehjulsdrevet traktor kan ha tvillingmonterte hjul. Av de resultatene vi har, ligger det nær å tro at en slik tvillingmontering bare lønner seg der en ikke kommer fram med enkle hjul.

Litteratur

- Berg, E., 1974: Rapport fra "Flyteevne 73". Landbruksteknisk institutt, stensiltrykk serie A, nr. 492.
- Gjerlaug, Tor, 1976: Trekkevne ved jordarbeiding i flatt lende med fire-hjulsdrift og drift bare på enkle og tvillingmonterte bakhjul. Hovedoppgave ved Norges landbrukshøgskole.
- Hilmersen, A. og Raddum, H.G., 1976: Grashøsting på myr. Kort rapport fra prosjekt "Flyteevne 1974 og 1975". Landbruksteknisk institutt, stensiltrykk serie A, nr. 527.
- Norges landbruksvitenskapelige forskningsråd, 1978: Sluttrapport nr. 278 "Flyteevne på bæresvak jord".
- Raddum, H.G., 1977: Delrapport fra prosjekt "Flyteevne 77". Grashøsting, avtrykksmålinger og forsøkskjøringer, Landbruksteknisk institutt, stensiltrykk serie D, nr. 66.



KAN VI SPARE TRAKTORBRENSSEL?

av

Birger Mølnå

Landbruksteknisk institutt

I forhold til hele oljeforbruket her i landet er det som går med til drivstoff i jordbruket svært lite. Det dreier seg antakelig om mindre enn 2 %. I denne forbindelse kan også nevnes at en enebolig med oljefyrt sentraloppvarming bruker like mye olje som det to vanlige gardsbruk trenger til drivstoff for maskinene.

Selv om det hver enkelt av oss kan spare ikke monner så mye i en stor sammenheng, er det vår plikt som ansvarlige mennesker å unngå sløsing med ikke fornybare ressurser. Dessuten kan det komme tider med oljeknapphet eller skyhøye priser som gjør sparing til en nødvendighet.

Det aller meste av den oljen som brukes til drivstoff i jordbruket går til traktorene. Vi skal derfor i det følgende konsentrere oss om disse. Noe av det som blir nevnt vil også være aktuelt i forbindelse med andre maskiner, f.eks. selvgående skurtreskere.

Generelt kan en si at det er fire måter å spare drivstoff på:

1. Ved å sørge for at traktoren er i best mulig stand.
2. Ved å sørge for at redskapene er i best mulig stand og justert på riktig måte, slik at de krever minst mulig trekk- og drivkraft.
3. Ved å kjøre traktoren med de belastninger og tur-tall som gir den beste brenseløkonomi.
4. Ved å unngå all unødig belastning og unødig kjøring.

1. Traktorens tilstand

De fleste er antakelig så heldige at traktoren trekker godt uten unødig røykutvikling. Så lenge dette varer, er det ikke nødvendig med noe annet enn det stell og vedlikehold instruksjonsboka foreskriver.

Funksjonsfeil som kan føre til unødig brenselforbruk, viser seg gjerne ved at traktoren trekker dårlig og/eller sterk røykutvikling. Når motoren er varm og traktoren arbeider med 25 til 75 % av full belastning, skal eksosen fra en dieselmotor ikke

Det er visse muligheter for å spare brensel ved arbeider hvor en kan nytte lågt motorturtall. Her skal refereres resultater fra noen forsøk som ble gjort våren 1974:

Ved harving med fullt motorturtall gikk det med  $284 \text{ cm}^3/\text{da}$ .

Ved å bruke 1800 o/min, som vel de fleste praktikere ville ha gjort, gikk det med  $266 \text{ cm}^3/\text{da}$ .

Ved å gå ned til 1200 o/min gikk det med  $233 \text{ cm}^3/\text{da}$ .

Ved å bruke ei mindre harv og gå opp ett gir, gikk brenselforbruket ytterligere ned, til  $217 \text{ cm}^3/\text{da}$ .

Den mest økonomiske kjøremåte ga en besparelse på ca. 24 % i forhold til kjøring med fullt motorturtall. Men kapasiteten gikk også sterkt ned, fra 27,6 da/h ved den dårligste brenseløkonomi til 19,4 da/h ved best brenseløkonomi.

Det kan være nyttig å regne litt videre på disse tallene. La oss gå ut fra et areal på 50 daa som skal harves en gang. Videre forutsettes at den faktiske ytelse p.g.a. overlapping og ekstra kjøring på vendeteigene blir bare 77 % av den beregnede ytelse ved forsøkene. Med den kjøremåte som gir dårligst brenseløkonomi, vil arbeidet ta to timer og 22 minutter, og det går med 18,54 l brensel. Med den kjøremåte som gir best brenseløkonomi, vil det gå med bare 14,17 l brensel. Dette er en besparelse på nesten 4,4 l. Til gjengjeld vil arbeidet ta tre timer og 22 minutter, altså en time mer enn ved den kjøremåte som gir dårligst brenseløkonomi.

Noen vil kanskje spørre om det ikke er skadelig for traktoren å kjøre med lågt turtall og stor belastning. Dette er muligens riktig, men så lenge en holder turtallet på bortimot 60 % av det maksimale, er det neppe noen fare. Kjøring med et slikt turtall og moderat hastighet kan tvert imot tenkes å øke traktorens levetid.

#### 4. Unngå unødig belastning og unødig kjøring

Ved enkelte arbeider har vi gode muligheter for å redusere belastningen og dermed brenselforbruket. Ved pløying vil f.eks. brenselforbruket bli minst hvis arbeidet gjøres når jorda er lagelig og det ikke pløyes for djupt. Unødig djup pløying og harving er sløsing med brensel.

Ved arbeider som grashøsting med slaghøster og fjerning av snø med snøfreser er maskinens arbeidsturtall avgjørende for effektbehovet. Unødig høgt turtall fører til sterk økning i brenselforbruket. En bør derfor ikke nytte høyere turtall enn det som er nødvendig for å få tilstrekkelig kast på graset eller snøen.

Mye unødig kjøring kan unngås ved å planlegge arbeidet godt.

Det er heller ikke nødvendig å arbeide jorda så mye som enkelte gjør. Kanskje kan det klare seg med en gangs harving i stedet for tre? Dette vil jordkultur-forskerne kunne foretelle mere om.

LANDBRUKSTEKNISK INSTITUTT

1432 Ås-NLH, Norge

Stensiltrykk  
Serie A

L.nr. 31/80

Nr. 641

ALTERNATIVE DRIVSTOFFER FOR TRAKTORER

av

Birger Mølnå, Landbruksteknisk institutt

1. Innledning

I løpet av de siste 50 åra har alle industrialiserte samfunn blitt mer og mer avhengig av flytende drivstoffer i form av forskjellige oljeprodukter. Hvis tilgangen på oljeprodukter plutselig stoppet opp, ville nesten all virksomhet bli lammet. Dette gjelder også landbruket. Norsk landbruk er ingen unntakelse. Særlig de siste 30 åra har norsk landbruk blitt mer og mer avhengig av olje som drivstoff. Vi tør nesten ikke tenke på hva som vil skje, hvis det plutselig blir slutt på oljen.

Vi må likevel kunne se to ting i øynene. For det første så vet vi at verdens oljereserver ikke er evigvarende. En dag vil det bli stor knapphet på olje. Men forhåpentligvis vil vi kunne regne med en lang omstillingstid, slik at både de forskjellige kjøretøyer og vårt samfunnsmaskineri kan tilpasses en ny situasjon. Den annen mulighet er langt alvorligere. Det kan oppstå en situasjon hvor vårt land eller deler av det blir avskåret fra tilførsel av flytende brensel.

Som en vil forstå, er det både på lang og kort sikt all grunn til å se nærmere på hvilke muligheter vi har å erstatte oljen til våre traktorer med andre drivstoffer. Med tanke på en akutt krise, er det også all grunn til å vurdere hvilke tiltak som kan gjøres for at overgangstiden til andre drivstoffer skal bli lengst mulig. Av slike tiltak kan bl.a. nevnes beredskapslagring av olje ute på gårdene. Dette skal vi likevel ikke komme nærmere inn på her. I det følgende skal bare nevnes litt om forskjellige kjente eller mindre kjente erstatningsdrivstoffer og mulighetene for å skaffe disse i tilstrekkelig mengde innen rimelig tid.

## 2. Faste drivstoffer

Faste drivstoffer har lenge vært brukt i landbruket. Lokomobilene som ble nytted til å drive treskeverk og sagbruk kunne f.eks. fyres med ved. En vedfyrt dampmaskin vil imidlertid bli så tung i forhold til ytelsen at den foreløpig synes lite aktuell som motor i en traktor. Da er det bedre å bruke en forbrenningsmotor som drives med vedgass. Gassen produseres i en generator som sitter på traktoren og fyres med ved. Mange traktorer og biler ble ombygget til vedgassdrift under siste krig, og vi har ganske mange erfaringer på dette området. Etter krigen er det særlig i Sverige, men også til en viss grad her i landet, forsket videre på området bl.a. for å lage bedre generatorer og bedre filtere for gassen. Både det teoretiske og det tekniske grunnlag for vedgassdrift er forholdsvis godt utforsket. En overgang fra olje til veddrift av traktorene, vil imidlertid by på store økonomiske og praktiske problemer.

Den vanlige bensinmotor kan kjøres med vedgass uten særlige endringer. Effekten blir imidlertid 30-50 % mindre enn ved bensindrift. Å bygge om en dieselmotor til ren generatordrift er en mer komplisert sak. Motoren må da utstyres med et tømningssystem. For å unngå dette, er utviklet et system med s.k. dieselgassdrift. Gassblandingen tennes her ved hjelp av en liten mengde dieselbrensel som sprøytes inn i sylindere, mens mesteparten av energien kommer fra vedgassen. Ved laboratorieforsøk og ved prøver på store felter har forbruket av tennolje vært mellom 10 og 20 % av det oljeforbruket en ville ha hatt ved ren dieseldrift. Motoreffekten blir redusert med ca. 20 %. Forsøk her i Norge har imidlertid vist at for små og uregelmessige felter kan tennoljeforbruket bli opptil 50 % av normalt oljeforbruk ved ren dieseldrift. Det er derfor fremdeles et åpent spørsmål om man ikke også for dieseltraktorenes vedkommende bør ta sikte på en fullstendig ombygging til ren generatordrift.

En må rekne med at traktorens kapasitet vil gå ned mer enn ytelsen. Dette skyldes bl.a. at traktoren blir tyngre på grunn av generatoranlegget og får en mer ugunstig vektfordeling. Det er dessuten vanskelig å holde jevn ytelse over lengre tid. Variasjoner i belastningen, påfylling av ny ved o.s.v., gjør at gassblandings sammensetning stadig varierer. Dette vil være svært ugunstig ved drift av skurtreskere, slaghøstere og andre kraftuttagskrevende maskiner som krever et noenlunde konstant turtall.

Hvis det skulle bli nødvendig å gå over til generatordrift av traktorene våre,

vil dette bli en kjempeoppgave. Bedriftene som skal lage generatorene trenger kapital, materialer og fagfolk. Det vil bli et stort behov for instruktører som kan lære opp praktikerne. Praktikerne vil få store problemer med å mestre de forskjellige vanskene som oppstår både ved driften av motoren og ved de forskjellige arbeider. Det vil i tilfelle bli en både lang og smertefull omstillingsprosess.

Noen vil kanskje spørre om vi er i stand til å skaffe ved nok. Det er vanskelig å vite hvor mye ved vi i tilfelle får behov for, men det kan gjøres et lite reknestykke. I følge svenske forsøk går det ca. 1 kg ved pr. hestekrafttime. Rekner vi med en fastvedprosent på 70 og spesifikk vekt 0,6, vil en favn 60 cm ved veie ca. 1000 kg. Etter de nevnte svenske tallene, vil dette tilsvare omkring 200 kg eller ca. 250 l olje. Antar vi at traktorene våre idag bruker 100 000 tonn olje pr. år, kreves et kvantum på 500 000 favner for å erstatte denne oljen. Hvis det også skal skaffes ved til brensel og til drift av andre kjøretøyer, kan det bli vanskelig å få til nok ved.

Motorsaga kan nok ikke drives med vedgass, så det blir i tilfelle tale om å sage med handkraft.

Vi har hittil bare snakket om vedgass. Istedet for ved kan også brukes trekull.

For praktikerne ville det være en vesentlig fordel om vedgassen kunne framstilles i fabrikker og leveres på trykkflasker. Gengassen er imidlertid relativt energifattig, og det kan nevnes at en vanlig 50 l trykkflaske med komprimert gengass vil inneholde mindre energimengde enn 1 l olje og at en slik flaske veier nesten 75 kg. Så vi må nok fortsatt rekne med at generatoren skal sitte på traktoren.

I forbindelse med drivstoffer i fast form, er det riktig å nevne kull. I ubehandlet form kan det bare brukes til å fyre dampmaskiner med, men med kull som råstoff, er det mulig å lage drivstoffer for motorer. Det kan bl.a. lages flytende brensel av kull. Det ble gjort i Tyskland under krigen. Kull kan også brukes til å lage gassformig brensel. Det gjør en f.eks. når en lager koks av kull. Lysgass fåes da som et biprodukt. Lysgass er brukt og kan brukes til motorbrensel. Av kull kan også lages karbid. Karbid sammen med vann gir karbidgass, som også er brukt som motorbrensel. I forbindelse med mangel på olje, kan det imidlertid også bli mangel på kull, så en kan neppe rekne med drivstoffer fra kull.

### 3. Flytende drivstoffer

Både forgassermotorer og dieselmotorer kan kjøres på andre flytende drivstoffer enn mineraloljer. Av slike drivstoffer kan nevnes alkohol og oljer av vegetabilsk eller animalsk opprinnelse.

Vanlig sprit eller etylalkohol kan blandes i bensinen og brukes til å gi høyere oktantall og til å drøye ut bensinen med. Med litt forvarming kan også bensinmotoren kjøres på ren sprit. Metylalkohol eller tresprit kan også brukes som tilsetning til bensin.

Vegetabilske oljer kan brukes til drift av dieselmotorer, det er til og med hevdet at en kan få mer effekt enn ved bruk av vanlig dieselbrensel.

Vanlige motorer er imidlertid ikke bereknet på de drivstoffer som her nevnt, og det er sannsynlig at både stoffene selv og visse motorkomponenter må endres noe hvis en skal unngå vansker med motorene. Dette er likevel problemer som forskningen med tiden trolig kan løse. Det kan bli vanskeligere å produsere slike drivstoffer i tilstrekkelige mengder. Råstoffene, og tildels også stoffene selv, kan dessuten være høyverdig menneskeføde. I forbindelse med en brenselknapphet er det sannsynlig at det også vil oppstå matmangel. Dette kompliserer forholdet. Vi må imidlertid være klar over at vi tidligere har akseptert bruken av trekkdyr og at disse trekkdyr spiste mye som var brukbart til menneskemat eller fôr til dyr som produserte kjøtt og melk. Under siste krig hadde vi over 200 000 hester her i landet, og det gikk sannsynligvis med fôr fra ca. 2 mill. daa eller mer enn en femtepart av vårt jordbruksareal til disse. La oss derfor se litt på mulighetene for å "dyrke" drivstoff.

Frø fra oljevekster inneholder ca. 40 % olje. 90 % av dette kan tas ut ved pressing. Med en avling på 200 kg frø pr. dekar, vil vi altså kunne vinne ut over 70 kg olje pr. dekar.

Vi kan også dyrke poteter og lage sprit. En nettoavling på 2000 kg med 16 % stivelse vil kunne gi omlag 200 l sprit. For å produsere disse 200 l sprit, trenges imidlertid ca. 100 l olje. Denne oljemengde inneholder nesten like mye energi som spriten vi får ut. Framstillinga av spriten må derfor foregå med andre energibærere enn olje.

Begrepet "energiskog" må også nevnes. Med hurtigvoksende treslag kan det

produseres mye tørrstoff pr. dekar. Det høstede materiale kan ved behandling i fabrikker bl.a. omdannes til drivstoffer. Hvor langt det er mulig å komme på denne veg, vil fremtiden vise.

Bruk av animalske fettstoffer til motorbrensel, kan vi antakelig se bort fra. Det ser ut til at de store sildefiskeriene er slutt, og ei ku vil bare produsere ca. 30 kg melkefett pr. dekar.

#### 4. Drivstoffer i gassform

Naturgass, som opprinnelig var et uønsket biprodukt ved oljeutvinningen, har etterhvert fått større og større betydning både som motorbrensel og til oppvarming. En må imidlertid rekne med at hvis det blir slutt på oljen, blir det også slutt på gassen, Det samme gjelder en hel del av de produktene som lages av olje eller gass som f.eks. propan, butan og andre. Dette er svært brukbare motorbrensler, men de vil som sagt antakelig forsvinne med oljen.

En del brennbare gasser dannes ved mikrobiologiske prosesser i råtnende plantemateriale, bl.a. i gjødsel. Disse gassene er også brukbare som motorbrensler, men kan bare produseres i relativt beskjedne mengder i forholdsvis dyre anlegg. For å få gassproduksjonen igang, må gjødselmassen varmes opp. Gassproduksjon på denne måten passer best der klimaet er varmt nok, så en ikke behøver ekstra oppvarming. Om det kan være lønnsamt å komprimere biogassen og transportere den på beholdere, vet vi ennå ikke. Det påstås at noen av bussene i Stockholm under siste krig gikk på biogass, men vi har ikke fått dette bekräftet.

Hvis en har elektrisk energi, er det mulig å spalte vann til oksygen og hydrogen. Hydrogen kan komprimeres på beholdere og brukes som motorbrensel. Det sies at en ved framstilling av hydrogen får igjen ca. 30 % av den energien som ble brukt. Kjernefysikerne regner også med at det skal bli mulig å produsere hydrogen på mer rasjonell måte. Om hydrogen kan bli noen brukbar erstatning for olje, vet vi ennå ikke.

## 5. Konklusjon

Av det som er nevnt, vil gå fram at det finnes mange erstatninger for mineralolje som drivstoff. Det vil likevel bli store problemer om vi plutselig skulle bli nødt til å bruke disse i stedet for olje. Det mest nærliggende er vedgassdrift, som vi har erfaringer med fra siste krig. Det vil likevel ta tid å skaffe nok tørr ved, bygge om det nødvendige antall traktorer og å lære opp traktorførerne. Det er derfor meget viktig at vi i en krisesituasjon får en lengst mulig overgangs- og tilpasningstid. Dette kan både samfunnet og den enkelte bidra til, bl.a. ved å legge opp beredskapslagere av olje.

## 6. Litteraturliste

R. Gulbrandwen, 1941: Gassgeneratorboka.

Ingeniørvetenskapsakademien, 1950: Gengas. Svenske erfaringer fra åren 1939-1945.

Landbruksteknisk institutt, 1957: Generatorbrensel. Stensiltrykk serie A nr. 94.

Landbruksteknisk institutt, 1957: Prøver med drift av traktor med gengass. Stensiltrykk serie A nr. 116.

Lutz, R. A., 1980: Mangel på olje, men ikke ernergeri. Teknisk ukeblad nr 18a, 1980, s. 31 og 32.

Mølnå, B. og Weseth, G., 1966: Drift av dieseltraktor med vedgass og noe flytende brensel (dieselgassdrift). Forsøksmelding nr. 13 fra Landbruksteknisk institutt.

Statens Maskinprovningar, 1954: Meddelande 1268: Gengasdrift på nyare traktorer.

Øyen, K., 1979: Forskning for å finne fram til alternativt drivstoff prioriteres. Teknisk Ukeblad nr. 53a 1979, s. 21 og 22.



## SAMMENLIGNENDE FORSØK MED KOPLINGS-SYSTEMER FOR TRAKTOR-REDSKAPER

### 1. Innledning

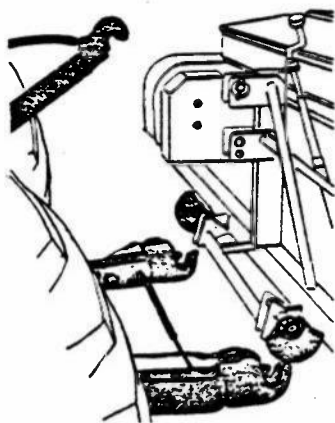
Trepunktsystemet som nå er i bruk på de vanlige traktorer ble oppfunnet av Massey Ferguson rundt 1920-tallet.

Prinsipielt sett har det ikke skjedd noen forandringer i form og funksjon av trepunktsystemet til tross for at det ikke er helt tilfredsstillende lenger.

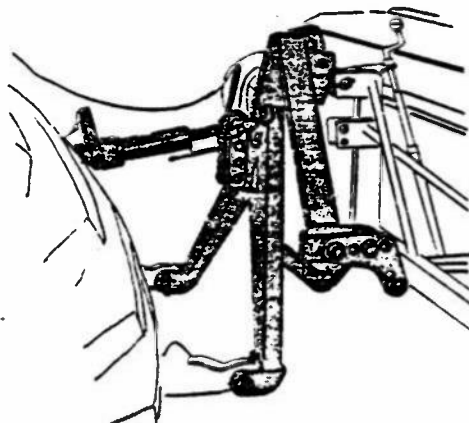
Utviklingen i retning av stadig større traktorer og tyngre redskaper, samt ønsket om økt sikkerhet og komfort krever et koplingssystem som gjør at en raskt, lett og sikkert kan kople redskaper.

Dagens markedsførte hurtigkoplinger kan inndeles i to typer:

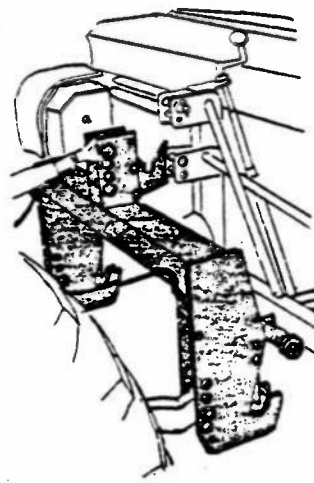
- I to-trinns hurtigkoplinger (også kalt halv-automatisk eller to-moment hurtigkoplinger (figur 1)
- II ett-trinns hurtigkoplinger (også kalt automatisk eller en-moment hurtigkoplinger (figur 2 a, b)



Figur 1. To-trinns  
hurtigkopling



Figur 2. ett-trinns hurtigkopling  
a) trekant-prinsipp



b)

### 1.1 Forsøkene med ulike koplingssystemer

Ved Landbruksteknisk institutt har en gjennomført sammenlignende forsøk med

følgende 7 forskjellige hurtigkoplingssystemer, som alle var utstyrt med hydraulisk teleskopiske toppstenger.

---

Koplingssystem	Type hurtigkopling
Accord	ett-trinns, trekant
Axla	" , omvendt U
A-draget	" , trekant
Walterscheid "clawhitch"	to-trinns
" "ballhitch"	"
Jeffes Hitch	"
CBM	"

---

I tillegg til hurtigkoplingene har en gjort forsøk med vanlige og teleskopiske trekkstenger. Forsøkene med disse to trekkstangtypene ble utført med og uten utvendig hydraulikkspak for løft og senk av trekkstengene. Det ble utført fire slags sammenlignende forsøk.

a) Nødvendig tilkjøringsnøyaktighet

For å få størst mulig nytte av en hurtigkopling bør det ikke være nødvendig å rygge helt nøyaktig inntil et redskap for at kopling skal bli mulig. En har målt hvor stor unøyaktighet som kan tillates ved tillrygging med de forskjellige hurtigkoplingene.

b) Nødvendig stabilitet av redskapet

Under koplingsoperasjonen blir det utøvet krefter mellom traktor og redskap. Redskapet må være så stabilt at det kan oppta disse krefter uten å velte. Stabilitet av redskapet bakover er spesielt viktig under tilkopling. Under frakopling er det først og fremst stabiliteten framover som er viktig. En har undersøkt hvilke krav de forskjellige hurtigkoplingene stiller til redskapets stabilitet.

c) Tidsstudier av til- of frakoplingsoperasjonen

Tiden som går med for å kople synes ikke å være det vesentligste, tatt i betraktning at det er lite tid som går med til å kople redskap i forhold til annet arbeid på en gård. Derimot viser tidlige forsøk at forskjellen i tidsforbruk mellom ulike koplingssystemer gir en pekepinn på hvor lett og sikkert eller hvor plundrete det er å kople med disse ulike hurtigkoplingssystemer i forhold til hverandre.

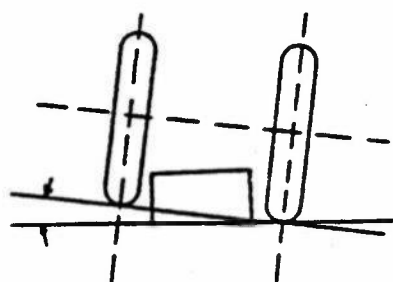
- d) Under til- og frakoplingen med hurtigkoplinger sitter kjøreren bøyd og vridd bakover. I denne stillingen drar kjøreren i utlørsnorer og betjener spaken for løft og senk av trekkstengene.

Både når det gjelder kopling med hurtigkoplinger og kopling med trekkstenger har en analysert arbeidsstillingen og en har målt retning og størrelse på kreftene som utøves.

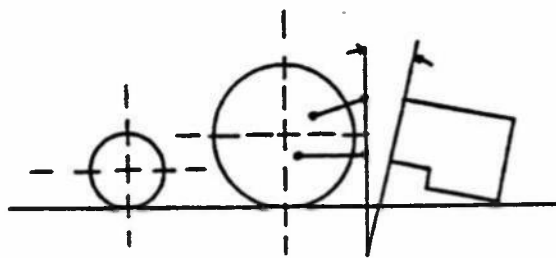
## 2. Resultater fra forsøkene

### 2.1 Krav til tilkjøringsnøyaktighet

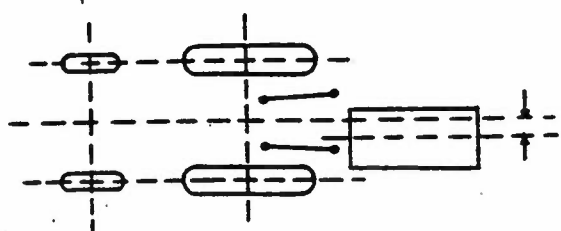
Til disse målingene ble benyttet en Fiat 780 DT traktor til alle hurtigkoplinger. Som redskap ble benyttet en spesiell ramme, som var laget slik at den på en lettvinnt måte kunne settes i forskjellige vinkler i forhold til traktoren og belastes på ulike måter. Definisjoner av parametere som er målt går fram av figur 3.



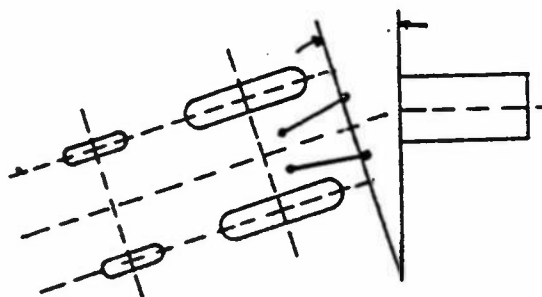
Helling sideveis



Helling bakover/framover



Parallelforskyvning



Vinkel i horisontal planet

Figur 3. Vinkler og forskyvninger som kan forekomme mellom traktor og redskap under kopling

Forsøkene viste at disse vinklene og forskyvningene er avhengig av redskapet og av minimale og maksimale toppstanglengder. Det er vanskelig å finne almenngyldige tall for en bestemt hurtigkopling.

Ut fra de observasjoner en har gjort kan en allikevel trekke den konklusjon som er gjengitt i tabell 1.

---

Hurtigkopling	Krav til tilkjøringsnøyaktighet
Accord, A-draget	minst
Axla	
CBM, Walterscheid	
Jeffes Hitch	størst

---

Tabell 1. Krav som de forskjellige hurtigkoplinger stiller til nødvendig tilkjøringsnøyaktighet.

## 2.2 Krav til stabilitet av redskapet

For å undersøke hvor stabilt et redskap må være ved bruk av forskjellige hurtigkoplinger, ble det utført koplingsforsøk med LTI-forsøksramma. På denne kan en lett variere stabiliteten ved å flytte bein og belastning.

Tabell 2 viser rangering av hurtigkoplिंगene etter krav som stilles til redskapets stabilitet bakover.

---

Hurtigkopling	Krav til redskapets stabilitet bakover
Axla, A-draget, Accord	minst
Jeffes Hitch, CBM	
Walterscheid "ballhitch"	
Walterscheid "clawhitch"	størst

---

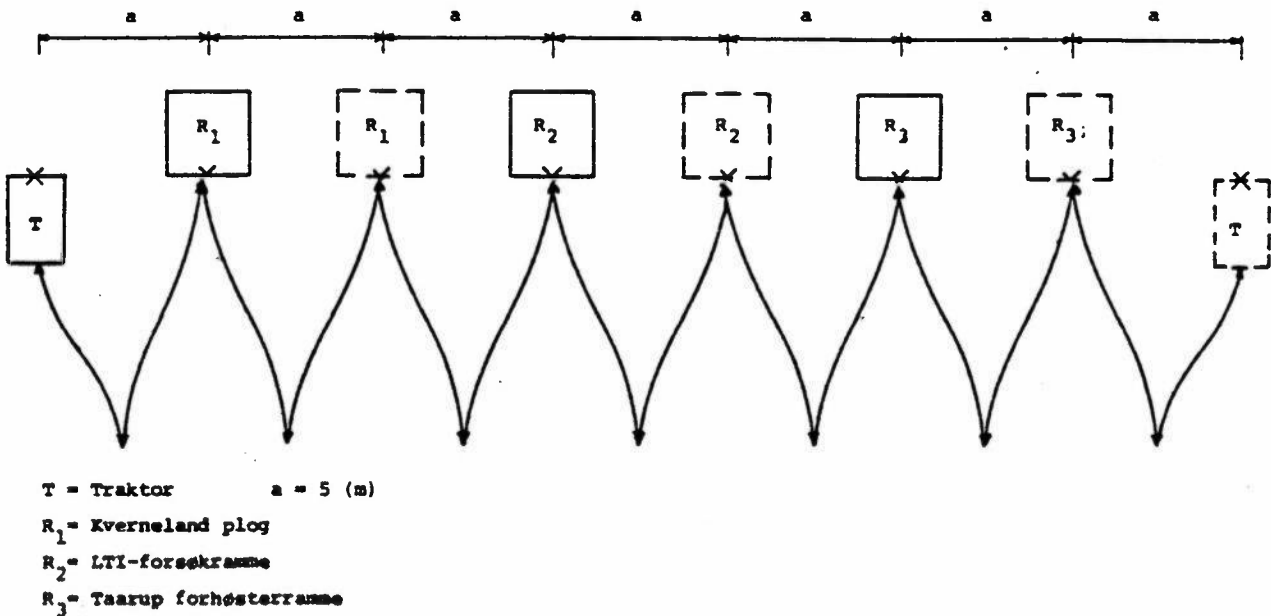
Tabell 2. Krav som de forskjellige hurtigkoplinger stiller til redskapets stabilitet bakover.

Når det gjelder stabilitet framover, peker spesielt Axla seg ut som den hurtigkoplिंगen som krever størst stabilitet av redskapet.

## 2.3 Tidsstudier

Det ble benyttet en Fiat 780 DT traktor til alle hurtigkoplinger og i tillegg en MB-Trac 700 S til hurtigkoplिंगene Accord, A-draget og Walterscheid type "clawhitch".

Sju kjørere koplet tre redskaper to ganger med hvert koplingsutstyr. Oppstilling av redskap og flyttemønsteret er vist i figur 4.



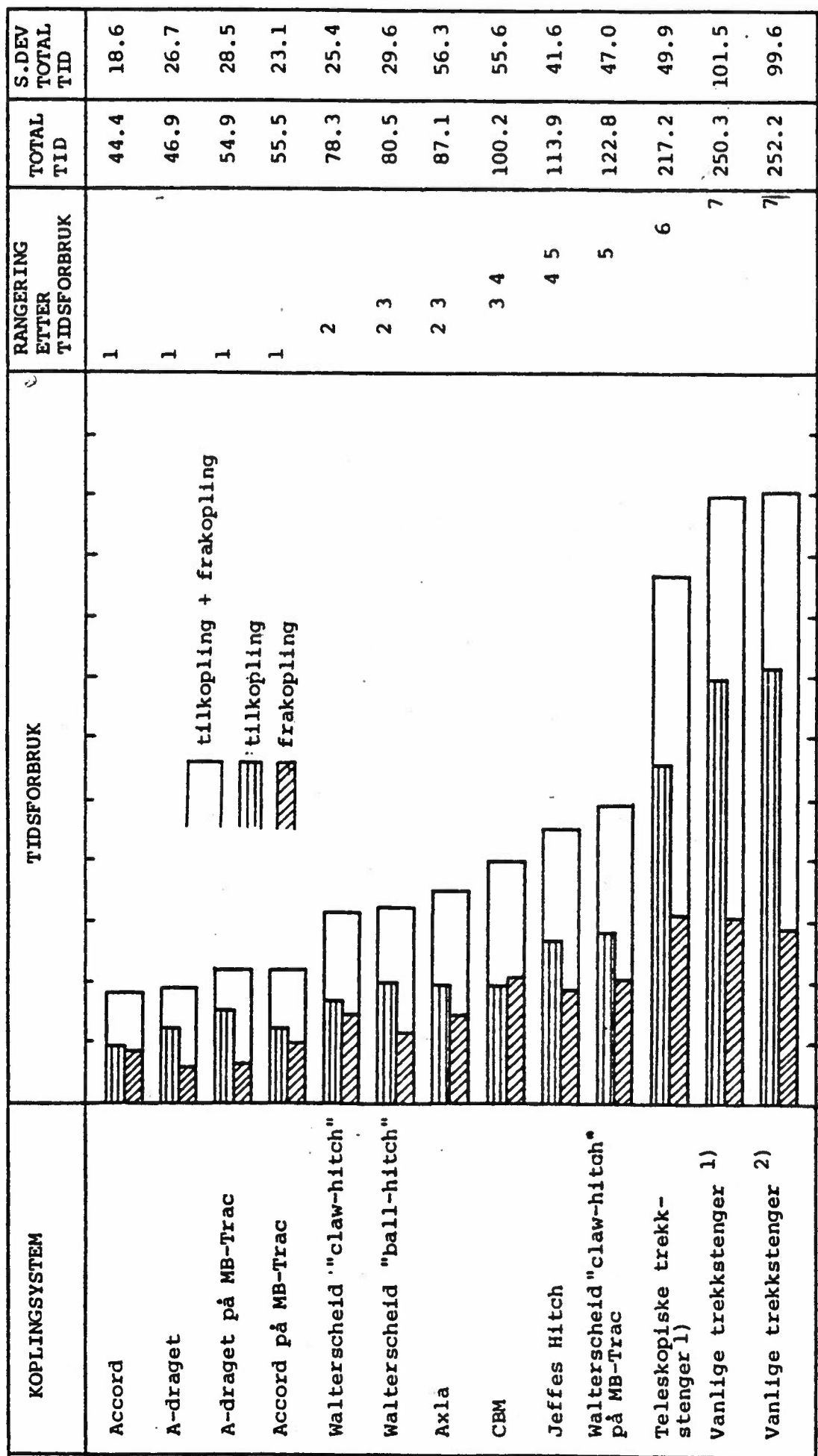
Figur 4. Oppstilling av redskap og "flyttemønster" under forsøkene

Under forsøkene ble tidsforbruk målt for ulike deloperasjoner ved til- og frakopling. Figur 5 viser tidsforbruk for selve til- og frakoplingsoperasjonen. I kolonnen "RANGERING ETTER TIDSFORBRUK" står resultatene av en statistisk analyse med "DUNCAN's multiple range test". Det er ikke statistisk forskjell mellom koplingsystemer som har fått samme nummer (95 % sannsynlighet).

Figur 5 viser ellers at kopling med hurtigkopling går betydelig raskere enn med teleskopiske eller vanlige trekkstenger. Skjønt det ikke har gitt store utslag i forskjell i tidsforbruk, ga kjørerne tydelig uttrykk for at kopling med vanlige trekkstenger blir betraktelig enklere når hydraulikkspaken for løft og senk kan betjenes utenfra bak på traktoren.

Utvendig hydraulikkspak medfører imidlertid store faremomenter. Under forsøkene ble det observert flere ganger situasjoner der det var tydelig at kjøreren ikke hadde full kontroll over bevegelsene av trekkstengene. Ofte kunne kjørerenes reaksjoner virke nesten panikkartede.

Figur 5 viser videre at kopling med ett-trinns hurtigkoplinger går raskere enn med to-trinns hurtigkoplinger. Et unntak er Axla ett-trinns kopling som inntar en rangeringsplass blant to-trinns koplingene. Når det gjelder Accord og A-draget er det ikke påviselig forskjell i tidsforbruket om man bruker MB-Trac eller Fiat. Derimot er det forskjell i tidsforbruk for de to traktorene ved bruk av Walterscheid "claw-hitch" hurtigkopling. Dette skyldes hovedsakelig at en ikke kunne kople toppstangen fra førerplassen på MB-Trac traktoren. Mellom de ulike to-trinns hurtigkoplinger, samt Axla en-trinns, er det ingen eller bare liten statistisk sikker forskjell i tidsforbruk



Figur 5. Tidsforbruk med forskjellige koplingssystemer; gjennomsnitt for alle kjøpere, gjentak og redskap. Det er ikke statistisk forskjell mellom koplingssystemer som har fått samme nummer i spalte "RANGERING ETTER TIDSFORBRUK".

- 1) med bruk av hydraulikkspak plassert bak på traktoren.
- 2) uten bruk av hydraulikkspak plassert bak på traktoren.

## 2.4 Arbeidsstilling

Under til- og frakopling med hurtigkopling sitter kjøreren bøyd og vridd bakover. I denne stillingen drar kjøreren i utlørsnorer og betjener spaken for løft og senk av trekkstengene.

Gjennomsnittsverdier av maksimale krefter som blir utøvet i denne dårlige arbeidsstillingen, går fram av tabell 3. Verdiene gjelder for kopling av LTI-forsøksramma på slett og fast underlag og med rene låsemekanismer.

Gjennomsnitt av utøvede maksimalkrefter (N)			
Hurtigkopling	(Fanghake) lås frakopling	Toppstang	
		tilkopling	frakopling
Accord	132		
Walterscheid			
"clawhitch"	186	120	230
"ballhitch"	134	120	230
Jeffes Hitch	103	78	132
CBM	260	110	150

Tabell 3. Gjennomsnitt av målte maksimalkrefter, utøvet under kopling av LTI forsøksramme med ulike hurtigkoplinger

En har ikke målt krefter for A-draget og Axla. For A-draget blir låsen betjent med en kabel som kan overføre både strekk og trykk og betjeningsspaken er plassert i førerhuset. Utøvede krefter er da hovedsakelig avhengig av spaklengde og overføringskonstruksjon. For Axla blir låsemekanismen betjent hydraulisk.

Når det gjelder kopling med faste eller teleskopiske trekkstenger må føreren gå av traktoren og innta mange ulike arbeidsstillinger, som varierer fra koplingsoperasjon til koplingsoperasjon. Mange av disse arbeidsstillingene vil være ubehagelige og noen direkte farlige.

En har forsøkt å måle hvor store krefter kjøreren utøver under kopling av LTI-forsøksramma og en Kverneland tre-skjærsplog. Vekten av disse redskapene er henholdsvis ca. 3 200 N og 6 000 N.

I tabell 4 er det gjengitt noen resultater fra disse målingene. Tabellen viser hvor store krefter som ble utøvet uten å si noe om disse kreftene var tilstrekkelig store til å oppnå det resultat en ønsket.

---

Operasjon	Utøvede maksimalkrefter (N)
Løft i trekkstang	860, 1120
Skyve eller sparke trekkstang på koplingstapp	960, 1140, 1360, 1520
Dra eller sparke trekkstang fra koplingstapp	440, 500, 1140, 1260, 1540
Dra i redskap	960, 1320, 1500

---

Tabell 4. Maksimale krefter utøvet under kopling av LTI-forsøksramme og Kverneland tre-skjærs plog med faste trekkstenger på Fiat 780 DT

Ved kopling med teleskopiske trekkstenger har en målt maksimal utøvet kraft på opptil 930 N for å løfte og skyve trekkstengene på koplingstappene.

Tilkopling med teleskopiske trekkstenger går lettere enn med faste trekkstenger. For det første behøver en ikke å kjøre så nøyaktig inntil redskapet, og en behøver ikke å dra i redskapet for å få det i riktig posisjon. For det andre unngår en å bruke så store krefter for å skyve trekkstengene på eller dra trekkstengene av koplingstappene.

Arbeidsstillingen under kopling med hurtigkoplinger er ikke god, men det er bare et lite antall handlinger som utføres, og størrelsen av utøvede krefter er moderate, sammenlignet med kopling med faste eller teleskopiske trekkstenger.



17 FEB. 1982

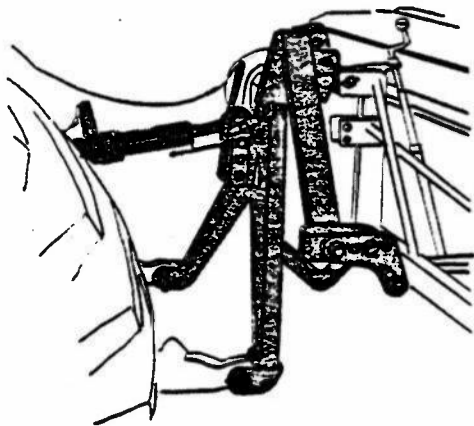
Fagassistent Olav Breivik  
Landbruksteknisk institutt

## KOBLING AV TRAKTORREDSKAPER

ERFARINGER MED PRAKTISK TILPASNING AV ACCORD HURTIGKOBLING TIL ULIKE REDSKAPER

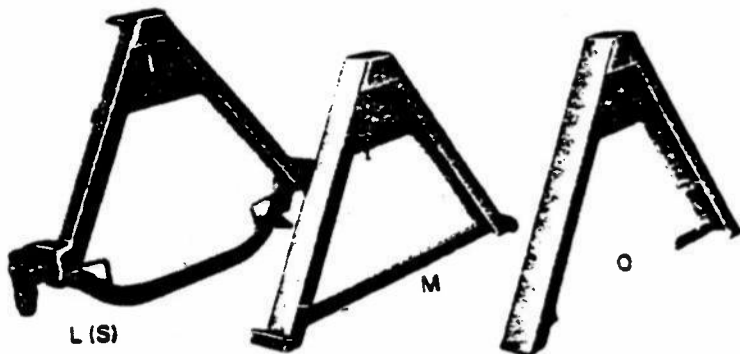
### Innledning

I de senere år har en ved Landbruksteknisk institutt, Ås arbeidet med kobling mellom traktor og redskap. Erfaringene fra dette arbeidet viste at brukerne i prinsippet vil være best tjent med en ett-trinns kobling med tanke på de skader og ulykker som de utsettes for. Dette var årsak til at instituttet satte igang et prosjekt spesielt med tanke på praktisk tilpasning av Accord-hurtigkobling til et allsidig redskapsutvalg:



Bilde 1. Accord hurtigkobling

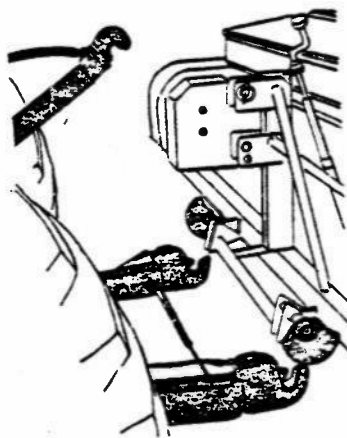
Accordkoblingen består av tre deler - en traktordel, en redskapsdel og toppstag, bilde 1.



Bilde 2. Accord redskapsdeler

Redskapsdelen kan fåes i 3 forskjellige utførelser, bilde 2. Redskapsdel L (S) er beregnet for montering på redskapets koblingstapper, mens M og O er beregnet for påsveising. I tillegg finnes det kuleledd og festebraketter for å lette tilpasningen. Det tilbys to typer toppstag, et mekanisk med teleskop og et hydraulisk. Accord går under betegnelsen ett-trinns kobling dvs. at man kobler hele redskapet samtidig i motsetning til fanghakesystemet hvor man først kobler fanghakene og deretter toppstaget, bilde 3.

Bilde 3. Walterscheid hurtigkobling  
(2-trinns kobling)

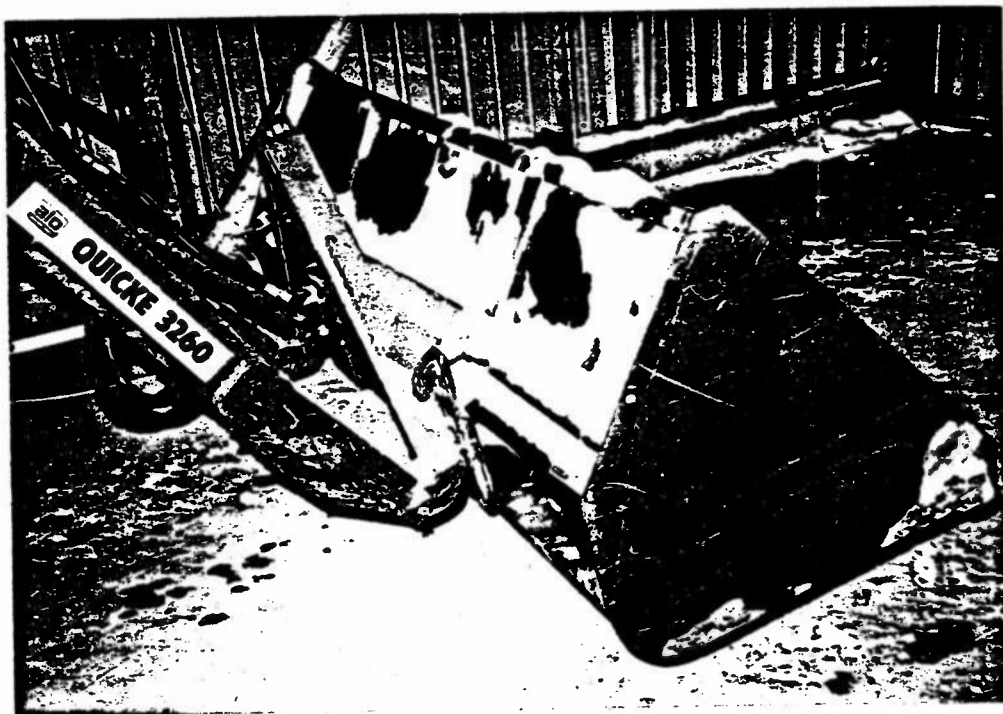


I prosjektet deltok 5 praktikere og 3 gårder i alderen 28 til 60 år. Produksjonen på gårdene var: Grønnsaker, grønnsaker + korn + skog og korn + skog. Gårdene brukte 36 redskaper, 29 av disse ble tilpasset Accord. De redskaper som ikke ble tilpasset var bl.a. 2 ploger (den ene var vendepløg), en-tromlet skogbruksvinsj og en sentrifugalspreder. Tilpasningen ble først og fremst utført på redskaper beregnet tilkoblet traktorens trepunktsanheng. Men på en av gårdene ble også traktorens frontlaster tilpasset Accord (bilde 4).

Bilde 4.

Accord tilpasset  
frontlaster.

(John Deere 2130  
med Alø front-  
laster)



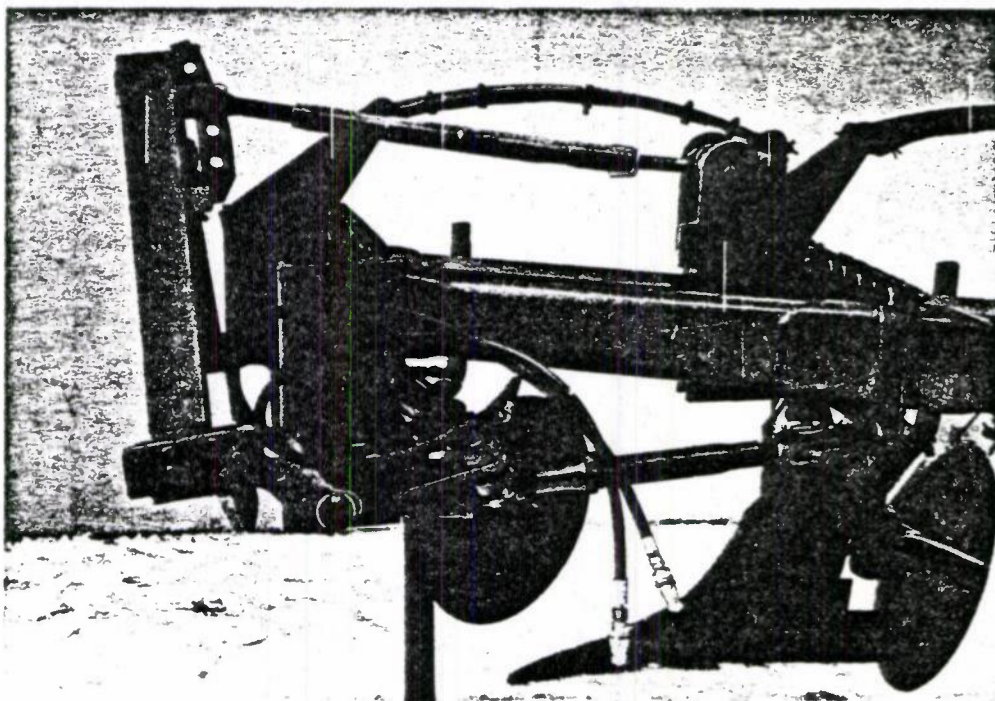
### Hovedmål

Hovedmålet med prosjektet var å se på tilpasningen av systemet og den praktiske brukbarheten. En forsøkte å få med i prosjektet de redskaper som i diskusjonen har pekt seg ut som vanskelige å tilpasse.

## Erfaringer fra praksis

### Plog

Plogen er et av de redskaper som er vanskeligst å tilpasse. Dette gjelder særlig eldre ploger hvor brystet på plogen stikker langt fram. Men også nyere løfteploger vil en ved tilpasning til Accord bygge plogen 15-30 cm bakover (bilde 5). Byggingen bakover behøver ikke bety svært mye og i de fleste tilfeller er det tilstrekkelig å belaste traktoren med en ekstra frontvekt. Under de praktiske pløveprøvene med 3-skjærs Kverneland A-plog med hydraulisk sideregulering oppsto det ingen problemer på grunn av tilpasningen til Accord.

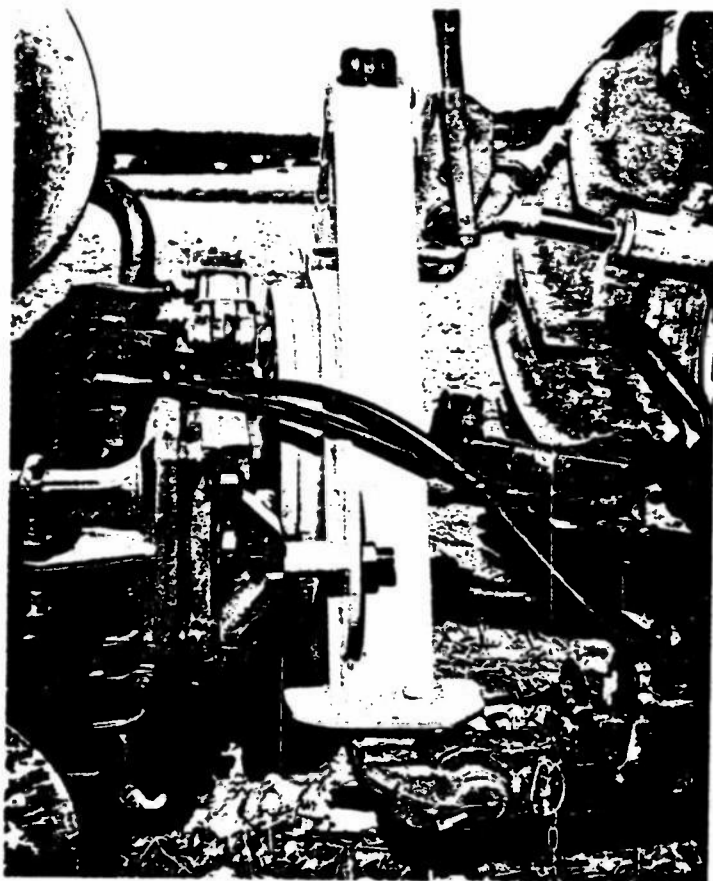


Bilde 5. 3-skjærs plog tilpasset Accord  
(Kverneland A-plog m/hydraulisk sideregulering)

For vendepløg vil en hver økning av løftekraftbehovet være svært ugunstig, og en bakoverbygging av plogen på 30-40 cm er utakseptabelt.

Instituttet er igang med å konstruere et nytt vendehode hvor man forsøker å integrere redskapsdelen slik at plogen bygger minimalt bakover. Vi har her samarbeid med Kverneland A/S og en student fra NTH som har gjort en diplomoppgave med tittel "Konstruksjon for tilkobling og dreining av vendepløg". Praktiske kjøreforsøk med denne løsningen er beregnet våren -82.

Bilde 6.  
Kvernelands vendeplog med LTI's  
vendehode (Prototype uten  
vendemekanisme)



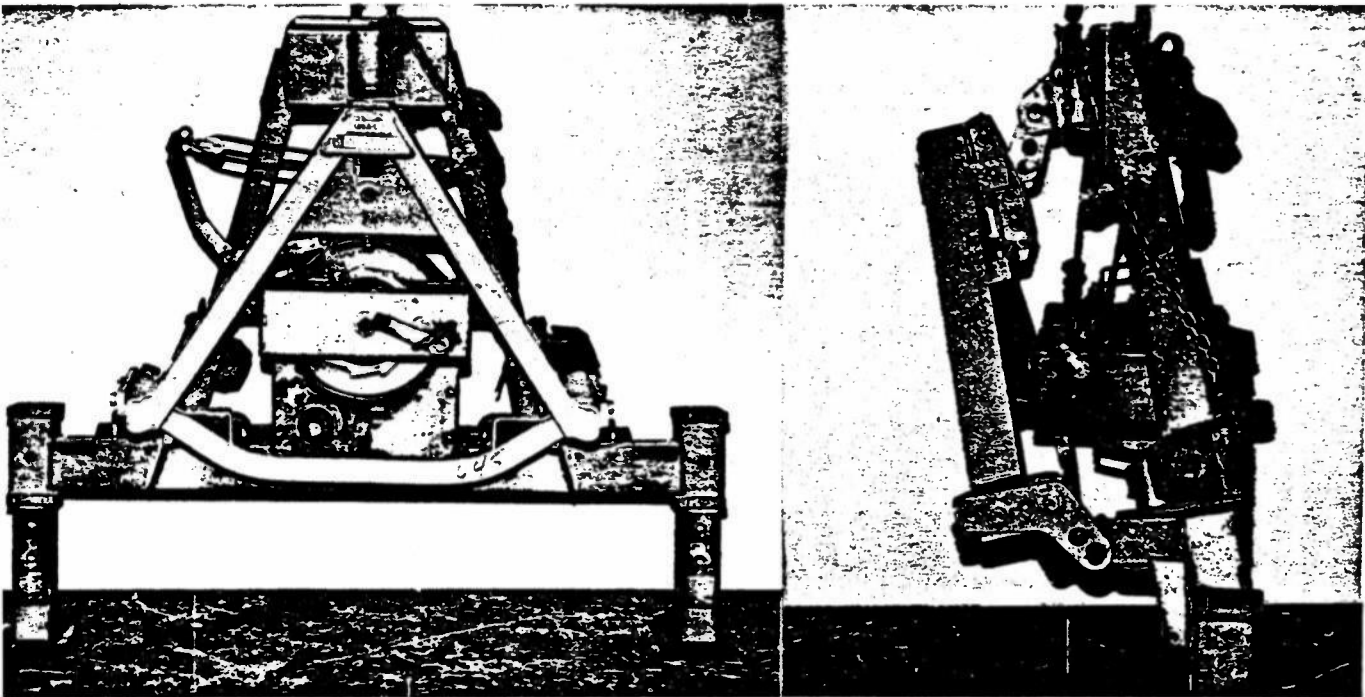
#### Såmaskin/kombimaskin

For såmaskiner/kombimaskiner har det vist seg at dersom maskinen følger standard når det gjelder avstand mellom koblingstapper/bolter vil redskapstrekkant L være utgangspunkt for monteringen. I de tilfeller hvor traktoren ikke har sleideføring i trekkstengene kan det være aktuelt å sveise på kuleledd ved trekkpunktet på redskapstrekkanten og dobbelt kuleledd ved toppstagfestet. Dette gjøres for å unngå bryting mellom traktor og redskap. Ved påbygging til Accord har disse redskapene blitt bygget bakover 10-30 cm. For såmaskinene har en økning av løftekraftbehovet betydd svært lite i praksis, men på kombimaskinene har denne økningen generelt vært uheldig. I et av tilfellene hvor man ikke fikk løftet kombimaskinen hadde løftekraftbehovet øket fra 1900 kg til 2200 kg. Der hvor systemet ble tilpasset og brukt oppsto det ingen problemer under de praktiske prøvene.

#### Skogbruksvinsj

Det er særlig 1-tromlet og 2-tromlet vinsj som er mye utbredt for bruk på jordbrukstraktoren. En-tromlet vinsj blir som oftest tilkoblet traktorens trespunktsoppheng. Trommelen på vinsjen er som regel plassert slik at den utnytter frirommet mellom trekkstengene. Dette gjør at redskapstrekkanten kommer uforholdsmessig langt fram og løftekraftbehovet øker med den følge at kjøreegenskapene blir redusert (bilde 7). I de praktiske kjøreforsøkene ble

sikkerheten ved lunning/kjøring langt dårligere. Når det gjelder 1-tromlet vinsj er det spesielt viktig at redskapstrekanten blir en del av vinsjens konstruksjon. Til- og frakobling gikk meget greit og man unngikk her de store farer ved kobling som er spesielle for vinsj.



Bilde 7. 1-tromlet vinsj tilpasset Accord (Sandvik 3000)

Når det gjelder to-tromlet vinsj viste det seg umulig å tilpasse Accord dersom man skulle legge vekt på praktisk brukbarhet. Her er det helt nødvendig at en produsent "tenker Accord" dersom man skal kunne benytte systemet. Kobling/montering av en to-tromlet vinsj oppleves blant praktikere som tungvint og meget farlig. En av praktikerne fortalte at han var redd for å koble utstyret.

### Sentrifugalspreder

For disse redskaper er det først og fremst ombygging av betjeningsspaker som har vist seg å være det største problemet ved tilpasning for Accord. I og med at betjeningsspaken også fungerer som indikator for tiltenkt mengde blir tilpasningen adskillig mer komplisert. Sentrifugalspreder er også en redskapstype hvor man med enkle forandringer fra produsent ville gitt mulighet for enkel tilpasning til Accord.

## Generelle merknader

Det har vist seg at hydraulisk toppstag bør velges ved bruk av Accord. Toppstaget bør også ha indikator for slaglengde, spesielt der det kreves en nøyaktig innstilling av redskapet (såmaskin, plog etc.). Slaglengden på toppstaget velges så lang som mulig men ikke lenger enn at traktortrekanten kan helle  $5^\circ$  framover (bilde 8).

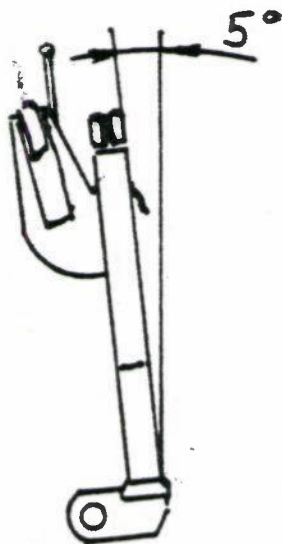
Redskapstrekantene kan i mange tilfeller lages selv, men man må være nøye med vinkelen som er  $66^\circ$  (bilde 9). De største fordeler og ulemper med systemet synes å være:

### Fordeler

1. Mye lettere å koble til og fra, slipper tunge løft
2. Øket sikkerhet ved kobling
3. Større effektivitet

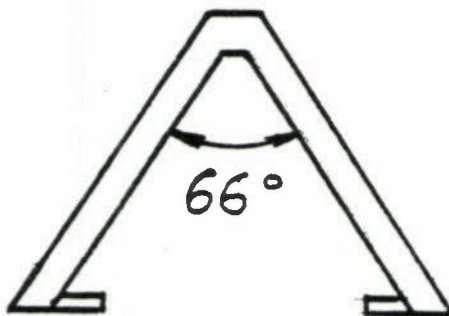
### Ulemper

1. Mye arbeid ved tilpasning
2. Større løftekraftbehov
3. Pris



Bilde 8.

Accord traktordel, minimal helning mot traktor



Bilde 9.

Accord redskapsdel  
 $66^\circ$  vinkel

De traktorer som har stabiliseringsstag som blir festet på koblingstappene (eldre traktorer) må ombygges slik at de blir festet til trekkstengene. Når det gjelder tilpasning til bakmonterte redskaper må nederste del av redskapstrekanten og avstanden til marken minst være 40 cm (bilde 9). For redskap kun beregnet til frontlaster kan avstanden til marken reduseres til 20 cm. I 9 av 10 tilpasninger ble redskapene bygd lengre bakover og dermed tyngre å løfte.

## Konklusjon

Accord ett-trinns kobling må tilpasses til alle redskaper som er i drift på gården dersom systemet skal fungere helt bra. Det er viktig at man bygger om betjeningsspaker slik at de fungerer minst like greit som tidligere. For at systemet skal komme fullt ut til sin rett, må redskapsdelen være integrert i redskapet fra produsent. Det er ikke tilstrekkelig å standardisere koblingstapper og avstanden mellom disse. I et redskapsutvalg hvor Accord er standard vil en praktiker som satser på systemet få øket sikkerhet og effektivitet. Dersom plog, såmaskin, kombimaskin, sentrifugalspreder og skogbruksvinsj kunne tilbys med redskapsdeler integrert i redskapet ville dette ha stor betydning for utbredelsen av Accord i Norge.