

1

Hydrostatische Antriebe

Die *Ölhydraulik* ist der Zweig der neuzeitlichen Fluidtechnik, der *flüssige Druckmedien* – herkömmlich Mineralöl – benutzt, um Leistung zu übertragen und Bewegungen zu erzeugen.

In Hydraulikanlagen wird Energie durch eine unter Druck stehende Flüssigkeit innerhalb eines Kreislaufs geleitet, gesteuert oder geregelt, wie DIN ISO 1219 Teil 1 definiert.

Die entsprechende Leistung wird durch Verschiebearbeit übertragen, indem man Effekte und Gesetzmäßigkeiten der Hydrostatik nutzt, d. h. solche der Fluidmechanik vorwiegend an gleichförmig bewegten Flüssigkeiten. Hierbei ist die spezifische Druckenergie, nicht die spezifische Geschwindigkeitsenergie, s. Abschn. 2.1.6.2, die vorherrschende stromgebundene Energieform. Man spricht daher von *hydrostatischer Leistungsübertragung*, die von der hydrodynamischen unterschieden werden muss und besondere Vorzüge in sich vereint. So sind für die hydrostatische Art der hydraulischen Leistungsübertragung kleines Bauvolumen der Antriebseinheiten für das Bewegen großer Lasten und günstiges Zeitverhalten beim Steuern von Energie kennzeichnend. Durch hydrostatische Leistungsübertragung kann man bei mobilen und stationären Anlagen vielfach zu Varianten von höherer technisch-wirtschaftlicher Wertigkeit gelangen.

Neuerungen in Konstruktion, Material- und Fertigungstechnik ermöglichen es, Bauvolumen und Leckverlust der Hydrogeräte zu verringern, Energiebedarf sowie Pulsation und Geräusch zu mindern. Durch den Zusammenschluss von elektronischen Komponenten und Hydrogeräten ließen sich Schaltungen für komplexe Steuer- und Regelungsaufgaben verwirklichen. Innovationen in der Fluidtechnik und Integration von Mikroelektronik, Mikrosystemtechnik brachten es mit sich, dass Antriebe mit flüssigem Energieträger ein zunehmend breiteres Anwendungsfeld überdecken.

Die *Fluidtechnik* erfüllt antriebstechnische Aufgaben, indem sie Kräfte und Momente auf verteilte Orte überträgt und Bewegungen nach vorgegebenen Bahnen oder Funktionen erzeugt.

Gleichartige Aufgaben erfüllen durchaus auch die elektrische und die mechanische Antriebstechnik, die durch Integration zu hohem Entwicklungsstand gelangten. Im Wettbewerb der Antriebssysteme zeichnen sich elektrohydraulische Antriebe durch sehr gute statische und dynamische Eigenschaften aus. Über die erfolgreiche Integration von Elektronik und Hydraulik im Signalteil hinausgehend findet dieser Zusammenschluss auch im Leistungsteil erste Anwendungen. Die Vernetzung mit standardisierten Umgebungen von Maschinensteuerungen ist so weit fortgeschritten, dass elektrohydraulische und elektromechanische Antriebe gleichberechtigt angesteuert werden können.

Die Höhe des Entwicklungsstands und der Zuverlässigkeit elektrohydraulischer Antriebe hat die Fertigungs- und Prozessautomation stationärer Maschinen und Anlagen wesentlich gefördert, wenn nicht gar erst ermöglicht. Nicht minder bei mobilen Arbeitsmaschinen haben Innovation und Integration in der Fluidtechnik Leistungsfähigkeit, Wirtschaftlichkeit und Sicherheit beim Fahrtrieb ebenso wie Bedienkomfort und Schwingungsdämpfung beim Arbeitsantrieb erheblich verbessert [308, 359].

Die hydraulische Leistungsübertragung gehorcht im Grundsatz der Theorie der *Getriebetechnik*.

Hydraulische Getriebe (Flüssigkeitsgetriebe) unterscheiden sich von mechanischen Moment-Drehzahl-Wandlern prinzipbedingt durch einen größeren Übersetzungsbereich und ein geringeres leistungsbezogenes Gewicht. Wegen des zweimaligen Wechsels der Energieform ist ihr Wirkungsgrad allerdings niedriger als der mechanischer Getriebe.

Bindet man die hydrostatischen Antriebe in die *Getriebesystematik* ein (VDI 2127), erhält man eine Verständigungsbrücke zwischen Konstrukteur, Hydrauliker und Getriebetechniker, Abschn. 1.1.

Für die Auswahl geeigneter Getriebebauformen sind Getriebeatlanten gebräuchlich, deren Ordnungsprinzipien auf kennzeichnenden Merkmalen der Bauform oder des Bewegungsgesetzes beruhen. So lassen sich anhand von Kurventafeln mehrere Getriebekennwerte gleichzeitig erfassen und günstige Lösungsbereiche einfach auffinden [1, 2]. Dem Vorteil solcher Lösungssammlungen, geringere Vorkenntnisse bei der Lösungssuche vorauszusetzen, steht der Nachteil einer zeitaufwändigen Lösungsermittlung durch den Konstrukteur gegenüber [3]. Dem begegnen getriebetechnische Konstruktionskataloge durch einen an der Konstruktionsmethodik orientierten Aufbau (VDI 2222, Bl. 2), der das Suchen, Bewerten und Auswählen von Lösungen erheblich erleichtert (VDI 2727, Bl. 1).

Die Vollständigkeit der in diesen Katalogen angebotenen Lösungsvarianten, etwa für die Erzeugung einer bestimmten Bewegungsform, beschränkt sich allerdings auf Mechanismen und Getriebe, z. B. auf mehrgliedrige Gelenkgetriebe, Kombinationen aus Gelenk- und Rädergetrieben sowie Kurvengetriebe. So verschafft die systematisch aufgebaute Getriebebauform-Sammlung für das Erzeugen hin- und hergehender Schubbewegungen (VDI 2727, Bl. 2) einen Überblick lediglich über „mechanische Huberzeuger“, obgleich die angegebenen Zugriffsmerkmale nicht minder auf „fluidtechnische Huberzeuger“ zutreffen. Es sind daher hier *Konstruktionskataloge für „hydraulische Drehwinkel- und Huberzeuger“* aufgestellt worden, Abschn. 3.4.4 und 3.5.6. Die Kataloge erleichtern für die geforderten Antriebsfunktionen „Wechselsinnig Drehen oder Schieben“ die Schwenkmotor- bzw. Zylinderauswahl durch methodisches Vorgehen und zeigen als Ergänzung zu getriebetechnischen Konstruktionskatalogen Parallelen zwischen den Disziplinen auf.

Die methodische Suche nach der bestgeeigneten Antriebslösung für eine gegebene Bewegungsaufgabe ist außer auf mechanische auf elektrische, pneumatische und hydraulische Lösungsvarianten zu erstrecken, wenn man tatsächlich Vollständigkeit des betrachteten Lösungsfeldes anstrebt. Der Wechsel des Energieträgers macht bei jedem indirekten Wirkprinzip die Rückformung in mechanische Energie am Ausgang erforderlich. Da als generelles Ziel beim Erfüllen technischer Funktionen die Grundregel „einfach“ gilt, liegt es nahe, die gesuchte Bewegungsform durch mechanische Getriebe zu erzeugen. Diese behalten die Energieform bei, ver-

ursachen also keine Verluste durch Energieumformung. Die mechanische Lösung ist folglich eine einfache, wenngleich keineswegs immer die günstigste Lösung. Indes sind Getriebebauformen als mögliche Lösungsalternative stets vergleichend heranzuziehen, bevor eine Auswahlentscheidung zu Gunsten hydrostatischer Antriebe getroffen wird.

1.1 Einordnung des hydrostatischen Antriebs in die Getriebesystematik

Ein Getriebe (kinematische Kette) besteht aus wenigstens drei durch Elementepaare (Gelenke) miteinander beweglich verbundenen Gliedern, wovon eines mit einem ruhenden Bezugssystem (Gestell) verbunden ist. Die Getriebeart „Gelenkgetriebe“, etwa die Kurbelschwinge, leitet sich aus der kinematischen Kette mit vier Drehgelenken her. Kraft und Bewegung werden vom umlaufenden Antriebsglied Kurbel in das Getriebe eingeleitet, über das Übertragungsglied „Koppel“ geleitet, schließlich nach Umformung durch das Abtriebsglied „Schwinge“ an die Arbeitsmaschine abgegeben.

Das *Übertragungsglied* ist weder An- noch Abtriebsglied, sondern leitet mechanische Energie. Dieses Zwischenglied eignet sich zur Eingliederung von Flüssigkeitsgetrieben in die Getriebesystematik, wenn man auch die hydraulische Energieform zur Übertragung zulässt.

Die in mechanischen Getrieben gelenkig verbundenen Glieder sind feste Körper, die man in der Regel als starr ansieht. Um eine Drehbewegung zwischen parallelen Wellen mit größerem Achsabstand zu übertragen, greift man auf biegeschlaffe oder -weiche Körper als Zugmittel zurück. Ketten und Riemen sind Übertragungsglieder, die nur Zugkräfte F_{trc} übertragen und daher Zugmittelglieder genannt werden. Wenigstens ein Zugmittelglied mit mindestens zwei form- oder reibschlüssigen Elementepaaren (Zugmittelgelenken), Kette um Rad bzw. Riemen auf Scheibe, ergeben ein Zugmittelgetriebe.

Die Drehbewegung kann auch durch aneinander grenzende Schubglieder (Stahllamellen), die Längsbewegung durch wälzgeführte Zentrallamelle oder durch Druckflüssigkeit übertragen werden. Allen Druckmitteln ist gemeinsam, dass sie als vielgliedriger Starrkörper, als elastischer Verformungskörper oder als annähernd volumenbeständiger, fließfähiger Stoff nur Druckkräfte F_{pre} leiten. Hierzu ist das Druckmittel durch allseitig stützende Umhüllung zu führen. Die Umhüllung, z. B. Stahlband, Stahlschlauch oder Stahlrohr, formt das Übertragungsglied zum **Druckmittelglied** (VDI 2127), Bild 1-1.

Das *Endlos-Druckmittelglied* „Schubgliederband“ läuft zwischen zwei Keilscheiben in einer Ebene und überträgt die Energie stetig für eine kontinuierliche Abtriebsbewegung über mittlere Achsabstände. Geführt zwischen Scheiben veränderbaren Durchmessers (Kegelscheiben) wird dieses Zwischenglied in Drehzahlwandlern (Ganzmetall-Umschlingungsgetrieben) für Kraftfahrzeuge, also in CVT-(Continuously Variable Transmission-) Getrieben eingesetzt [4], Bild 1-1a.

Das *nicht-rückkehrende Druckmittelglied* „Druckbetätigung“ verbindet durch wälzgeführte Zentrallamelle zwei Endarmaturen, ist auf Grund flexibler Innenteile räumlich verlegbar und überträgt Energie unstetig durch lineare Stellbewegung über mittlere Entfernungen. Angeschlossen an Geber- und Nehmerelement (Hebel, Pe-

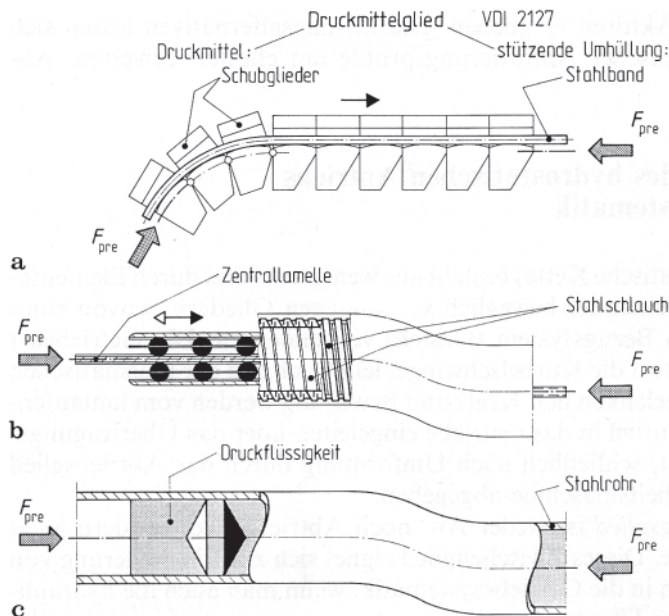


Bild 1-1. Druckmittelglieder, ausgeführte Lösungen. **a** Keilscheiben umschlingendes Van-Doorne-Schubgliederband [4]; **b** Wälzgeführte Druck-Zug-Betätigung (Zug-Druckmittelglied), Bauart Flexball, Vofa [5]; **c** Fluid „Druckflüssigkeit“ in Rohrleitung

dal) dient das Zwischenglied zur mechanischen Fernbetätigung in Land- und Baumaschinen [5], Bild 1-1b.

Das *biegeumformbare Druckmittelglied* „Flüssigkeit in Rohrleitung“ verbindet durch das im abgedichteten Raum geführte Flüssigkeitsvolumen die Verdrängerzellen von Pumpe und Motor, ist auf Grund leichter Umlenkbarkeit von Fluiden durch Biegen von Rohren räumlich verlegbar und überträgt Energie unstopig durch hin- und hergehenden Flüssigkeitsstrom über mittlere Entfernungen, Bild 1-1c.

Gegeneinander bewegliches Druckmittelglied und Verdrängerzelle berühren sich im *kraftschlüssigen (offenen) Elementepaar* „Verdrängerelement (Kolben) in Druckflüssigkeit“ unter statischem Druck. Die Berührung von festem und flüssigem Element wird durch äußere Kolbenkraft gesichert, das sich flächenförmig berührende Elementepaar überträgt die Gelenkkraft normal zur wirksamen Fläche (Kolbenfläche) nur in einer Richtung (Druckkraft) nach dem hydrostatischen Gesetz von *Pascal*. Wenigstens eine Leitung mit mindestens zwei unter statischem Druck beaufschlagten Kolben ergeben ein **Druckmittelgetriebe** (VDI 2127). Es dient mit ungleichen Wirkflächen als Kraftwandler, Bild 1-2a.

Auf Grund der Verzweigbarkeit von Fluiden lässt sich das aus dem Druckmittelglied austretende Flüssigkeitsvolumen auf mehrere kraftschlüssige Elementepaare verteilen bzw. beim Einlauf vereinigen, indem man eine endliche Zahl an Verdrängerelementen radial oder axial um eine Achse anordnet. Man gelangt damit zur Verdrängermaschine mit phasenversetzt parallelen Verdrängerzellen. Das Zusammenschalten von Verdrängerpumpe und Verdrängermotor lässt über einen rückkehren-

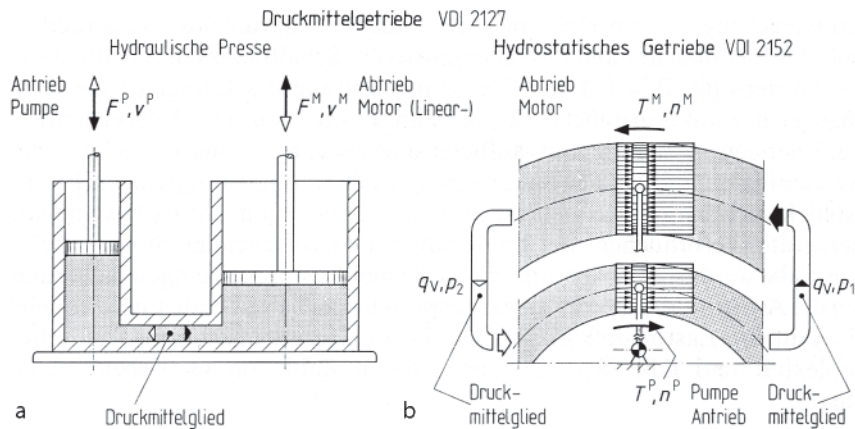


Bild 1-2. Energieübertragung nach dem Verdrängerprinzip durch: **a** Druckmittelgetriebe für diskontinuierliche (wechselsinnige) Bewegung; **b** Hydrostatisches Getriebe für kontinuierliche (gleichsinnige) Bewegung

den Flüssigkeitsstrom stetige Energieübertragung für kontinuierliche Abtriebsbewegung zu. Bei Flüssigkeitsstromumlauf über ein zweites Druckmittelglied ergibt sich das im geschlossenen Kreislauf arbeitende **hydrostatische Getriebe** (VDI 2152). Es dient mit ungleichen Verdrängerräumen als Drehmomentwandler, Bild 1-2b. Auf Grund der Dosierbarkeit von Fluiden führt die stetige Hubverstellung auf ein veränderbares Verdrängungsvolumen für stufenlose Übersetzungsänderung (Verdrängersteuerung).

Von Druckkraft leitenden festen Körpern unterscheidet sich die Druckflüssigkeit durch die Vielfalt kinematisch umsetzbarer Eigenschaften. Auf Grund der beliebigen Umlenkbarkeit, Übertragbarkeit über mittlere Entfernungen, Verzweigbarkeit und Dosierbarkeit von Fluiden ist der hydrostatische Antrieb eine höchst vielseitige getriebetechnische Variante. So können flüssigkeitsgebundene Energieströme nicht nur gleichmäßig übertragen, geteilt oder stufenlos gewandelt werden, z. B. im hydraulischen Fern-, Verteil- und Verstellgetriebe, sondern ebenso Bewegungen umgeformt werden, z. B. als hydraulischer Drehwinkel- und Huberzeuger [6, 7].

1.2 Wirkschema hydrostatischer Antriebe und verallgemeinerte Getriebekennwerte

Die Darstellung des Wirkungsablaufs in hydraulischen Anlagen erfolgt geräteorientiert mittels grafischer Symbole für sämtliche Geräte und deren Verbindungen (DIN ISO 1219 Teil 1). Diese werden zu Schaltplänen verwendet (DIN ISO 1219 Teil 2, früher DIN 24 347), die Hydraulikkreisläufe für alle Steuerungs- und Bewegungsabläufe erkennen lassen [8-10]. Schaltpläne sind übersichtlich und mit einfacher Leitungsführung anzulegen, indem man die Gesamtsteuerung in einzelne, nebeneinander anzuordnende Steuerketten aufteilt. Ordnet man anhand des schematisierten Schaltplans eines hydrostatischen Antriebs [11], Bild 1-3, die Geräte in Richtung des Energiestromes an, ergeben sich Funktionsblöcke für mechanisch-hydraulische

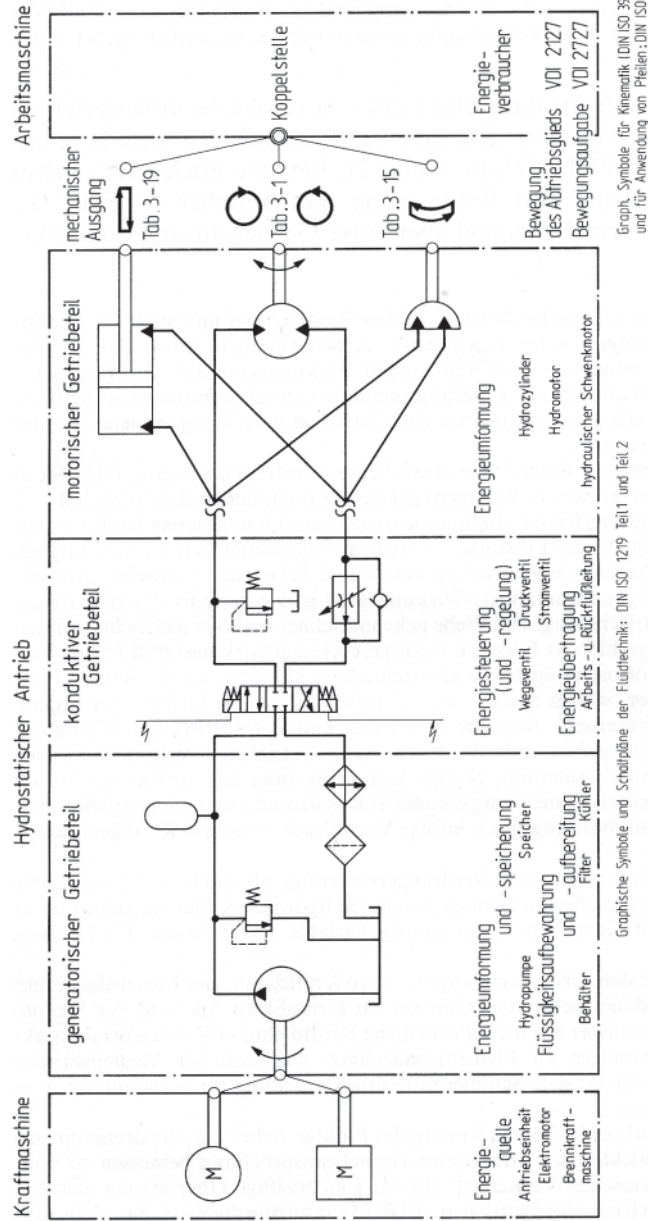


Bild 1-3. Energieflußkette eines hydrostatischen Antriebs (offener Hydrokreis) [8–11] mit Funktionsblöcken (Getriebeteilen) und unterschiedlichen Bewegungsformen am mechanischen Ausgang (Koppelstelle zur Arbeitsmaschine)

Energieumformung, Energieübertragung und -aufbereitung sowie hydraulisch-mechanische Energieumformung. Den als Baugruppen strichpunktiert umgrenzten Funktionsblöcken entspricht weitgehend die Geräteanordnung „Antriebsaggregat, Steuergeräte, Verbraucher“ der im Schaltplan darzustellenden Steuerkette.

Getriebe werden zwischen Energiequelle und Lastprozess eingeschaltet und haben die Aufgabe, die in Vorzugsarbeitspunkten zu betreibende Energiequelle optimal an den Lastprozess anzupassen. Diese Gesamtfunktion ist von hoher Komplexität und lässt sich mit einer großen Zahl von Getriebeleistungen erfüllen.

► Kutzbach [12] arbeitete der Aufstellung vergleichender Maschinentheorien grundlegend vor, indem er Analogiebeziehungen zur Leistungsverzweigung in mechanischen Systemen herleitete.

Cannon [13] sowie Shearer, Murphy und Richardson [14] untersuchten die vergleichende Bewertung des dynamischen Verhaltens von Maschinen.

Schlösser [15–18] stellte Analogien zwischen Antrieben unterschiedlicher Energiearten auf. Betrachtet man die Maschinen als Systeme, in denen Energie sowie begleitend Informationen transformiert und transportiert werden, lassen sich die Maschinen auf die 4 Komponenten Energiequelle, Getriebe, Lastprozess, Steuerung und Regelung zurückführen. Für den Antrieb einer Maschine bestehen folgende Forderungen an das Zwischenge triebe:

- Verwirklichung optimaler Lastprozesse,
- Verwirklichung des Betriebs von Energiequellen in Vorzugsarbeitspunkten,
- Nutzung der von Energiespeichern gebotenen Vorzüge,
- Erhöhung der Steuer- und Regelbarkeit,
- Verwirklichung hoher Wirtschaftlichkeit

und Wünsche konstruktiver Art von ggf. hoher Bedeutung:

- möglicher Einbau im kleinsten Raum,
- mögliche räumliche Versetzung der Energiequelle und Last gegeneinander.

Die Dreiteilung der Energieübertrager gliedert Getriebe längs des Energiepfads in einen generatorischen (antreibenden), einen konduktiven (übertragenden) und einen motorischen (abtreibenden) Getriebeteil. Die Einteilung der Getriebe erfolgt nach den 3 Ordnungsparametern Art des Energieträgers, Zeitabhängigkeit der Durchgangsgröße (Geschwindigkeit, elektrischer Strom, hydraulischer Durchfluss) im konduktiven Getriebeteil, Form der An- und Abtriebsbewegung (An- und Abtriebsfunktion, VDI 2727 Bl. 1).

Nach diesem Schema der Antriebe lassen sich fluidtechnische Energieübertrager (Fluidgetriebe) wie folgt einordnen.

Der hydrostatische Antrieb befindet sich zwischen Kraftmaschine (Energiequelle) und Arbeitsmaschine und gliedert sich nach Funktions- und Baueinheiten in 3 Getriebeteile. Dem generatorischen Getriebeteil obliegt die Hauptfunktion der Umformung von mechanischer in hydraulische Energie. Hiermit verbinden sich häufig Nebenfunktionen wie Energiespeicherung sowie Flüssigkeitsaufbewahrung und -aufbereitung. Zugeordnete Geräte (Komponenten) sind Pumpe bzw. Speicher sowie Behälter, Filter und Kühler. Der konduktive Getriebeteil nimmt die Hauptfunktion der Energieübertragung durch Leitungen, vielfach auch die der Energiesteuerung und -regelung durch Ventile wahr. Die Rückformung von hydraulischer in mechanische Energie findet im motorischen Getriebeteil statt. Diese Hauptfunktion wird je nach der gestellten Bewegungsaufgabe wahlweise durch die Komponenten Zylinder, Motor oder Schwenkmotor erfüllt. Hydrostatische Antriebe sind (vorwiegend) Gleichstromgetriebe mit flüssigem Energieträger (H) und verwirklichen die Energieübertragung „rotierend ein und aus“ (R – R) oder „rotierend ein, translatorisch aus“ (R – T) (gleichsinnig Drehen in gleich- bzw. wechelsinnig Drehen oder in wechelsinnig Schieben, VDI 2727 Bl. 1).

Um Getriebe ähnlicher Struktur und Funktion vergleichend bewerten zu können, wurden Getriebekennwerte definiert und in einer Kennwertesammlung zusammengestellt (VDI 2725 Bl. 1 und 2). Letztere erleichtert es dem Konstrukteur, bei Entwurf und Entwicklung mechanischer Getriebe die Bewegungsaufgabe zu formulieren und alternative Getriebelösungen zu beurteilen.

- *Schlösser* [15-18] bezieht nichtmechanische Antriebe in den Vergleich ein und stellt für Gleichstromgetriebe die *Vergleichsparameter* Kraftdichte, Arbeitsvolumen sowie die Teilwirkungsgrade Winkelgeschwindigkeits- und Drehmoment-Wirkungsgrad auf. Die Vergleichsparameter sind als energieartunabhängige, verallgemeinerte Getriebekennwerte zu betrachten, die dem Anlageplaner die gezielte Auswahl von Getrieben nach bestgeeigneter Art der Energieübertragung erleichtern.

Hydrostatische Antriebe sind durch hohe Kraftdichte (Kraftflächendichte, DIN 5485) und kleines Arbeitsvolumen (effektives Volumen) gekennzeichnet, heben sich folglich durch kleines leistungsbezogenes (zutreffender: drehmomentbezogenes) Bauvolumen heraus (kompakte Bauweise). Der Energieträger Flüssigkeit verursacht volumetrischen Verlust, folglich eine Differenz der Abtriebsdrehzahl zwischen unbelastetem und belastetem Getriebe (Schlupfdrehzahl), d. h., der Winkelgeschwindigkeits-Wirkungsgrad ist kleiner eins. Hydrostatische Antriebe sind damit als kraftschlüssiges Getriebe gekennzeichnet und den nichtschlupffreien Getrieben zuzurechnen. Der hieraus folgende niedrigere Gesamtwirkungsgrad ist im Vergleich zum schlupffreien Formschlussgetriebe als nachteiliges Merkmal zu betrachten. Dem steht der Vorzug gegenüber, stetige Steuer- und Regelsignale in die Energieübertragung einleiten zu können. Hydrostatische Antriebe lassen sich mittels einfacher Verstellung des Arbeitsvolumens im generatorischen und/oder motorischen Getriebeteil verlustarm steuern (Primär-, Sekundär-, Verbundsteuerung). Stetige Signaleinleitung ist darüber hinaus im konduktiven Getriebeteil mittels schnell reagierender Hauptstromdrosselung möglich, wenn eine Minderung des Drehmoment-Wirkungsgrads infolge Ventildruckverlusts in Kauf genommen werden kann.

Die Eigenschaft, sowohl verlustarme Verdrängersteuerung als auch hochdynamische Widerstandssteuerung verwirklichen zu können, weist den hydrostatischen Antrieben unter den stufenlos verstellbaren Getrieben (continuously variable transmission, CVT) einen wesentlichen Platz zu.

Schouten [19] untersucht den Zusammenhang zwischen Kraftdichte und Lebensdauer, um eine vergleichende Lebensdauertheorie der Getriebe zu formulieren. Es wird der Einfluss variabler Konstruktionsparameter auf die hohe örtliche Kraftdichte in Kontraformkontakten dargestellt, die insbesondere an Elementpaarungen mechanischer Verstellgetriebe auftreten. Die elastohydrodynamische Schmiermitteldruckverteilung im Wälzkontakt wird durch Messung nachgewiesen.

Findeisen [20] legt den prinzipbedingten Vorzug des Fluidgetriebes dar, die drehmomenterzeugende mittlere Kraftdichte nach ertragbarer Grenzbeanspruchung bemessen zu können. Während beim mechanischen Verstellgetriebe für gleichmäßige Übersetzung, das den reibschlüssigen Getrieben (Reibschlussgetrieben, VDI 2155) zuzuordnen ist, ein nicht aufhebbarer Unterschied zwischen bauteilbeanspruchender örtlicher Kraftdichte und Energie übertragender mittlerer Kraftdichte besteht, tritt beim hydrostatischen Getriebe kein Unterschied zwischen örtlicher und mittlerer Kraftdichte auf. Ursache ist die Art der Kraftleitung in den Gelenken mit hieraus folgender Beanspruchung und Struktur des Tribosystems in den sich berührenden Elementen. Beim Verdrängerelement in Druckflüssigkeit werden die treibenden Gelenkkräfte normal zu den Wirkflächen übertragen (Normalflächenschluss). Es liegt ein kraftschlüssiges Elementepaar vor mit dem Effekt „flächenförmiger Berührung und gleich verteilten Drucks“ durch das Element „Flüssigkeit“. Bei mechanischen Verstellgetrieben werden die treibenden Gelenkkräfte in Richtung der Berührungstangente der Wirkflächen übertragen (Tangentialflächenschluss). Dies kennzeichnet das reibschlüssige Elementepaar mit punkt- oder linienförmiger Berührung und inhomoge-

ner Spannungsverteilung in Festkörpern. Nach Schlussart und zulässiger Ortskraftdichte in den Gelenken ergibt sich für das Fluidgetriebe eine in Umfangsrichtung nutzbare mittlere Kraftdichte, die gegenüber dem Wälzgetriebe 12-mal, gegenüber dem Zugmittelgetriebe 4-mal größer ist. Zwar wird die Energie im Fluidgetriebe außer durch Berührung mit flüssigen Elementen über Elemente mit Festkörperberührung geleitet, doch setzt sich der Normalflächenschluss im Triebwerk von Verdrängermaschinen fort. Es enthält ebene oder räumliche Kurvgelenke, die überwiegend druckbeansprucht, also kraftschlüssige Elementepaarungen sind. Demgegenüber ist der Kontaktzustand in reibschlüssigen Elementepaarungen komplexer, deren tribologische Beanspruchung höher. Anders als beim Reibschlussgetriebe sind beim kraftschlüssigen Getriebe große Werte für Kraftdichte und Lebensdauer mittels Konstruktionsoptimierung zu erzielen, wie am Beispiel hydrostatisch entlasteter Kolbenabstützung im Fluidgetriebe zu belegen ist.

Die genannten Arbeiten legen den Schwerpunkt auf die vergleichende Untersuchung von Getrieben, um für die Fragestellung des Maschinen- oder Anlageplaners bei der Getriebeauswahl mit Beurteilungskriterien (Getriebekennwerten) Lösungswege anzubieten.

Einen weiteren Themenkomplex stecken jene Arbeiten ab, die für die Fragestellung des Getriebeentwicklers bezüglich der Konstruktionsoptimierung bestimmter Getriebearten und Antriebskomponenten entsprechend den Prinzipien des beanspruchsgerechten und des tribologisch richtigen Gestaltens Antworten bereitstellen. Hierunter fallen u. a. in [20] zitierte grundlegende Arbeiten wie von *Lutz, Wernitz, Niemann, Winter, Rösch, Severin, Holland* zum hochbelasteten Kontraformkontakt in Wälzgetrieben ebenso wie von *Horovitz, Häberlein, Langbein, Basedow, Dittich* zur Flankenpaarung Riemen bzw. Kette/Scheibe in Zugmittelgetrieben. Der Konstruktionsoptimierung von Fluidgetrieben widmen sich grundlegende Arbeiten zur Gestaltverbesserung von Triebwerkmechanismen und hoch belasteten Elementepaarungen an Verdrängermaschinen und Zylindern. Eine Auswahl dieser Arbeiten ist in Abschn. 3.2.8, 3.3.10 und 3.5.8 mit Kurzfassungen zitiert.

1.3 Gleichmäßig übersetzende hydrostatische Antriebe. *Hydraulische Leistungs-, Verstell-, Fern-, Parallelgetriebe*

Werden hydraulische Getriebe (Flüssigkeitsgetriebe) ausschließlich dazu genutzt, die beiden Leistungsfaktoren Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit nach indirektem Wirkprinzip zu wandeln, beschränkt sich der fächerverbindende Zusammenhang auf das Teilgebiet der *gleichmäßig übersetzenden Getriebe*.

Hydrodynamische Getriebe, vgl. VDI 2153, bei denen das Drehmoment durch Massenkräfte entsteht und deren Primär- und Sekundärteil in einem Gehäuse zusammenarbeiten (Föttinger-Getriebe), bewirken eine Momentwandlung unter Kraftschluss. Die stufenlose Drehzahlübersetzung ist von der Belastung abhängig (Hauptschluss-Charakteristik).

Hydrostatische Getriebe, vgl. VDI 2152, erzeugen das Drehmoment durch Druckkräfte und werden ebenfalls als drehzahlvariable Antriebe benutzt. Auf Grund der lastunabhängig einstellbaren Übersetzung liegt hier ein Verstellgetriebe vor, das eine zum Reibschlussgetriebe (VDI 2155) vergleichbare Kennlinie (Nebenschluss-Charakteristik) aufweist, jedoch als kraftschlüssiges Getriebe eine höhere Kraftdichte erzielt.

Das *hydrostatische Wirkprinzip* zeigt beim Wandel von Momenten und Drehzahlen im eingehäusigen Kompaktgetriebe bereits Merkmale auf, die sich gegenüber dem hydrodynamischen hinsichtlich Anpassungsfähigkeit und betrieblichen Verhaltens als Vorzüge erweisen können. Die hohe stromgebundene spezifische Druckenergie erfordert nur kleine Volumenströme, die durch Rohre einfach zu leiten sind. Pumpe und Motor können daher getrennt voneinander aufgestellt werden. Mit der aufgelösten Bauweise gelangt man zum Ferngetriebe, das über das Wandeln hinausgehend erlaubt, Momente und Drehzahlen über mittlere Entfernungen zu übertragen.

1.3.1 Stationäre hydraulische Antriebe. *Industriegetriebe*

In stationären Anlagen wird der hydrostatische Antrieb vorwiegend als **Leistungsgetriebe** eingesetzt, das große Übersetzungen im oberen Leistungsbereich (30 bis 1500 kW) ermöglicht. Maschinen und Anlagen, die sehr hohe Drehmomente bei niedrigen Drehzahlen erfordern, sind in vielen industriellen Prozessen anzutreffen. Für den optimalen Prozessablauf ist die Anpassung an die günstigste Betriebsdrehzahl erforderlich, so dass vielfach die Übersetzung stufenlos einzustellen ist. Erfordert der Energieumsatz des Prozesses sehr hohe Leistungsaufnahme, greift man zum Doppel- oder Mehrmotorenantrieb, dessen getrennte Leistungszweige sich zu einem Abtriebsstrang vereinen lassen. Hierfür eignet sich der hydrostatische Antrieb ebenfalls, der neben der Leistungsübertragung weitere Aufgaben zu übernehmen vermag. Es sind dies aus der Sicht getriebetechnischer Ordnungsprinzipien Aufgaben, die dem **Verstellgetriebe** (CVT-Getriebe) [21] bzw. dem **Parallelgetriebe**, und zwar in der Funktion des *Sammelgetriebes* (VDI 2127) vorbehalten sind.

1.3.1.1 Aufbereitungs- und Entsorgungstechnik. *Rohrmühle, Schredder, Innenknetter*

Für den Prozess der mechanischen Zerkleinerung von Gestein, etwa von Kalkstein und Klinkern für die Zementgewinnung oder von Erzen bei deren Aufbereitung für die Kupfer- und Goldverhüttung, setzt man die Rohrmühle (DIN 24100, Teil 1, Teil 2) ein. Die mit Mahlkörpern, z. B. Stahlkugeln, gefüllte und sich langsam drehende Rohrmühle zerkleinert das durchgeleitete Gestein zu vorwiegend feinkörnigem Mahlgut.

Der konventionelle Rohrmühlenantrieb wird als Seitenantrieb ausgeführt und besteht aus einer Vielzahl mechanischer Komponenten, Bild 1-4a.

Treibt man das Mühlenrohr von der Stirnseite aus an, gelangt man zum Zentralantrieb, der als leistungsverzweigtes Stirnrad- oder Planetengetriebe ausgeführt wird. Bei dieser Antriebsvariante entfallen der Strang mit der Abtriebskupplung (Hochmomentkupplung) wie auch die offene Abtriebsstufe (Einzelritzel und Zahnkranz), jedoch benötigt man schon für mittlere Leistungen sehr große Getriebe.

Im Vergleich zur elektromechanischen Variante nutzt der hydraulische **Mühlenantrieb** als Zentralantrieb, Bild 1-4b, die Vorzüge *günstiger Kennwerte des Bauaufwands*. Letzterer ist dadurch klein, dass sich mit der hydrostatischen Leistungsübertragung *geringe leistungsbezogene Masse* (Leistungsgewicht) und *geringes leistungsbezogenes Bauvolumen* (hohe Bauraumleistung) verbinden. Zweistufiges Planetengetriebe und schnelllaufender Hydromotor (Schrägachsen-Axialkolbenmotor) bilden eine Baueinheit, die sich als Kompaktgetriebemotor, s. Abschn. 3.3.10, unmit-

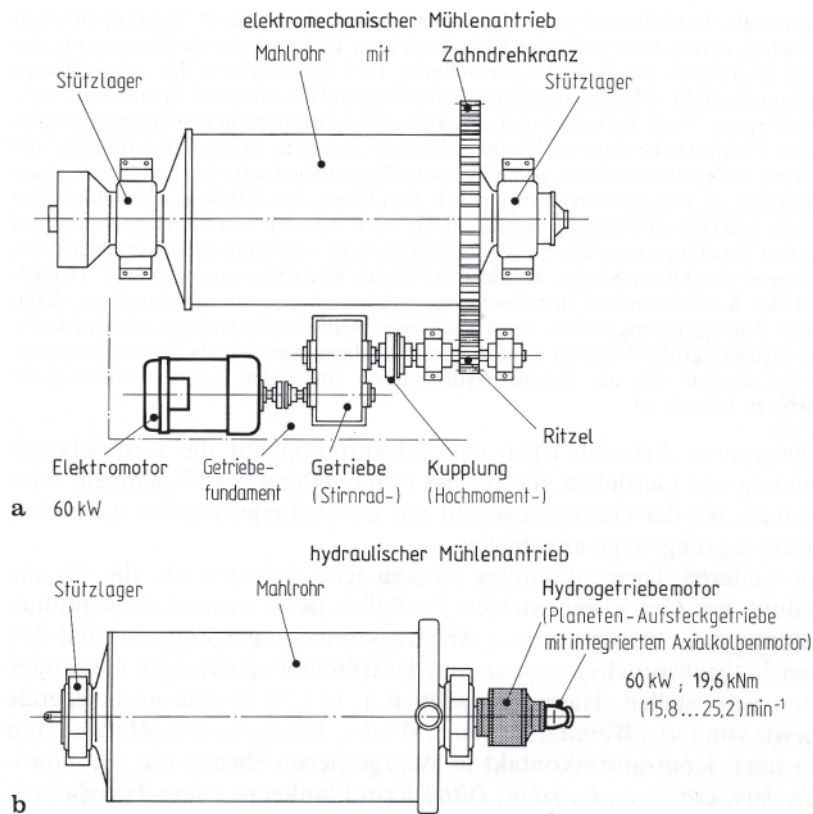


Bild 1-4. Mühlenantrieb einer Rohrmühle. **a** Konventioneller Antrieb (Einzelritzelantrieb); **b** Zentralantrieb mit Hydromotor teilintegriert in Planeten-Aufsteckgetriebe (Hydrogetriebemotor), Bauart Bosch Rexroth, Lohmann + Stolterfoth, nach Berger [23, 24]

telbar auf das Wellenende des anzutreibenden Mahlrohrs aufstecken lässt. Vom Aufsteckantrieb führen flexible Schlauchleitungen zum räumlich getrennten Antriebsaggregat (Pumpenblock).

Getriebefundament und Hochmomentkupplung entfallen damit ebenso wie das Positionieren bei der Montage. Auf Grund des selbsttätigen Einrückens des Getriebes in die richtige Lage beim Fügen kann auf das Ausrichten (VDI 2726) verzichtet werden. Beeinträchtigung des Tragbilds und damit der Lastverteilung auf den Zahnflanken der Dicken- oder Endstufe tritt nicht auf. Pendelnde Drehmomentstütze bringt querkraftfreie Abtriebswelle mit sich. Damit vermeidet man das Durchbiegen der Welle und die elastische Verformung des Getriebegehäuses im Betriebszustand.

Die Kombination des *schnelllaufenden Hydromotors* mit nachgeschaltetem Planetengetriebe bringt hohe Gleichförmigkeit der Drehbewegung (Drehzahlstabilität) mit sich, die beim kontinuierlichen Zerkleinern die Güte des Mahlergebnisses beeinflusst. Wird bei der Zementgewinnung mit konstanter Drehzahl zerkleinert, erfordert das Aufbereiten von Erzen die verfahrenstechnisch bedingte Anpassung an die jeweils günstigste Betriebsdrehzahl. Hier hat der hydrostatische Antrieb den

Vorzug, über die Pumpenverstellung (Primärverstellung) die Aufgabe des drehzahlveränderbaren Antriebs auszuführen und damit *verlustarm stufenlose Übersetzungsänderung* über einen vorgegebenen Drehzahlbereich herbeizuführen. Der Wandlungsbereich kann vergrößert, die Auslastung verbessert werden, indem man die Motorverstellung (Sekundärverstellung) hinzunimmt und diese getrennt (Einzelverstellung) oder gleichzeitig mit der Pumpenverstellung (Verbundverstellung) ausführt [22]. Man erzielt damit *großen Stellbereich* (großes Stellverhältnis $\varphi = i_{\max}/i_{\min}$). Das im Vergleich zum elektromechanischen Antrieb kleine Trägheitsmoment des Hydrogetriebemotors vermeidet Betriebsausfall und Maschinenschaden bei verfahrensbedingter Störung, da auf Grund minimalen Nachlaufs kaum Verspannen des Triebstrangs durch Blockieren auftritt. Außerdem werden lastseitig induzierte Drehmomentspitzen mittels grenzdruckabhängig öffnenden Ventils abgefangen, somit *Sicherheitsfunktionen* vom Hydrokreislauf übernommen, die sich geräte-technisch als Ventilbestückung in das Steueraggregat integrieren lassen [23, 24].

Eine Alternative zum Hydrogetriebemotor stellt der *langsamlaufende Hochmomentmotor* (außen abgestützter Radialkolbenmotor) dar. Vom *kupplungslosen Aufsteckantrieb* gelangt man zum *getriebelosen Aufsteckantrieb*, der ohne mechanisches Zwischengetriebe sehr hohe Abtriebsmomente hydraulisch zu erzeugen vermag (rotatorischer Direktantrieb) [25, 26]. Bei der Wahl zwischen Schnell- und Langsamläufer ist entsprechend der Aufgabe u. a. nach dem Kriterium Laufgüte (Langsamlaufverhalten) zu gewichten, s. Abschn. 3.3.8.

Bei sehr großer Mühlenleistung legt man den elektromechanischen Antriebsstrang als Sammelgetriebe aus. Vorherrschend war der konventionelle Doppelantrieb nach dem Konzept des zweifachen Seitenantriebs. An dessen Stelle tritt der Doppelantrieb mit Zahnkranzgetriebe (bis 14 000 kW). Zwei parallele Abtriebsritzel, die nur einer Räderkette angehören, kämmen mit dem Zahnkranz. So vereint man in der offenen Abtriebsstufe getrennte Leistungszweige in kompakter Anordnung [27, 28].

In die Suche nach Antriebslösungen zur Übertragung sehr großer Leistungen bezieht man die hydrostatische Energieart insbesondere dann ein, wenn gleichzeitig *stufenlose Drehzahländerung* gefordert ist. Beim hydraulischen Mehr- oder Doppelmotorantrieb, dessen parallele Antriebsglieder (Hydrogetriebe- oder Hochmomentmotoren) von einem Antriebsaggregat zentral mit Druckflüssigkeit versorgt werden (Zentralhydraulik), s. Abschn. 5.2.5, können außerdem Zusatzfunktionen auf den Hydrokreislauf verlagert werden. So entfallen konstruktive Maßnahmen des Lastausgleichs, da sich gleichmäßige Lastverteilung auf die Leistungszweige über die hydraulische Schaltung erzielen lässt.

Das Aufbereiten von Abfallgut durch Sortieren und Zerkleinern ist wesentlicher Bestandteil der Abfallentsorgung. Für das Zerkleinern scherbarer Abfallstoffe setzt man hydraulische *Schredder* (Shredder) ein, die – über Stetigförderer mit einer Aufbereitungsstrecke verkettet – weitgehend automatisch arbeiten. Zwei gegenläufige Rotoren bestückt mit austauschbaren Schneidmessern werden jeweils von einem Hydromotor angetrieben, dem ein aufsteckbares 2-stufiges Planetengetriebe nachgeschaltet ist. Die Hydrogetriebemotoren bilden einen hydraulischen Doppelmotorantrieb, der sich als Aufsteckantrieb über Drehmomentstützen auf den Schredderrahmen abstützt, Bild 1-5a.

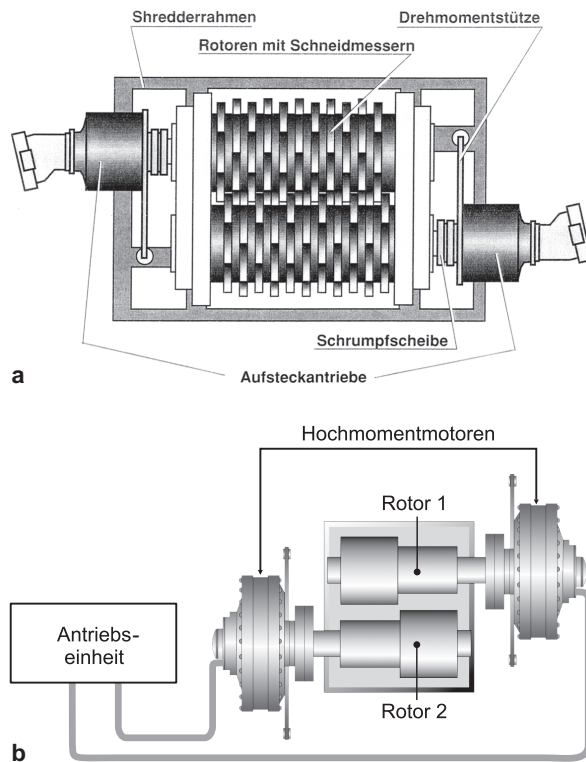


Bild 1-5. Hydraulischer Doppelmotorenantrieb.
a Hydrotriebemotoren als Rotor-Aufsteckantrieb eines Schredders, Bauart Bosch Rexroth, Lohmann + Stolterfoht [24, 29]; **b** Hochmomentmotoren als Rotor-Aufsteckantrieb eines Innenkneters, Bauart Hägglunds Drives [26, 30]

Blockieren nichtscherbare Abfallstoffe den Zerkleinerungsprozess, wird die Schädigung der Schneidmesser dadurch unterbunden, dass die hydraulische Steuerung zusätzlich die Funktion der Überlastsicherung übernimmt [29].

Das Aufbereiten von Gummigemischen durch Kneten ist wesentlicher Bestandteil der Gummiherstellung. Für das Durchkneten einer Vielzahl zäher Rohgummizuschläge setzt man hydraulische *Innenkneter* ein, die – über Stetigförderer mit einer offenen Walzstraße verkettet – weitgehend automatisch arbeiten. Zwei gegenläufige Tangentialrotoren werden von jeweils einem aufsteckbaren Hochmomentmotor vollhydraulisch betrieben (rotatorischer Direktantrieb), Bild 1-5b. Im Vergleich zum herkömmlichen elektromechanischen Antrieb mit Zahnradübersetzungs- und Steuergetriebe (Verteilgetriebe) ist der hydraulische Doppelmotorenantrieb nicht nur einfacher im Aufbau. Die stufenlose Drehzahländerung bei drehzahlunabhängig vollem Drehmoment eröffnet optimalen Prozessverlauf dahingehend, dass die Anzahl der Mixturen erhöht und während des Knetens Spezialmixturen eingestellt werden können. Darüber hinaus ermöglicht die zentrale Druckflüssigkeitsversorgung die Bedarfsanpassung des Volumenstroms, so dass optimaler Energieverbrauch gesichert ist [30].

1.3.1.2 Hüttentechnik und Metallbearbeitung. Reduzierwalzwerk

Als Leistungs-, Verstell- und Parallelgetriebe im oberen Leistungsbereich zeichnet sich der hydrostatische Antrieb durch weitere Vorzugsmerkmale aus, die z. B. im Hauptantrieb eines Reduzierwalzwerks (DIN 24 500, Teil 3, Teil 4) für die urformen- de Metallbearbeitung in der Hüttentechnik genutzt werden [31].

Der konventionelle Walzenantrieb wird als Kammwalzenantrieb ausgeführt, der die vom Walzmotor aufgebraachte Leistung über ein Kammwalzengerüst auf die Walzen verzweigt, Bild 1-6a.

Überträgt man die zur Formgebung des Walzguts erforderliche Leistung von zwei Motoren getrennt auf Ober- und Unterwalze, gelangt man zum Zwillingan-

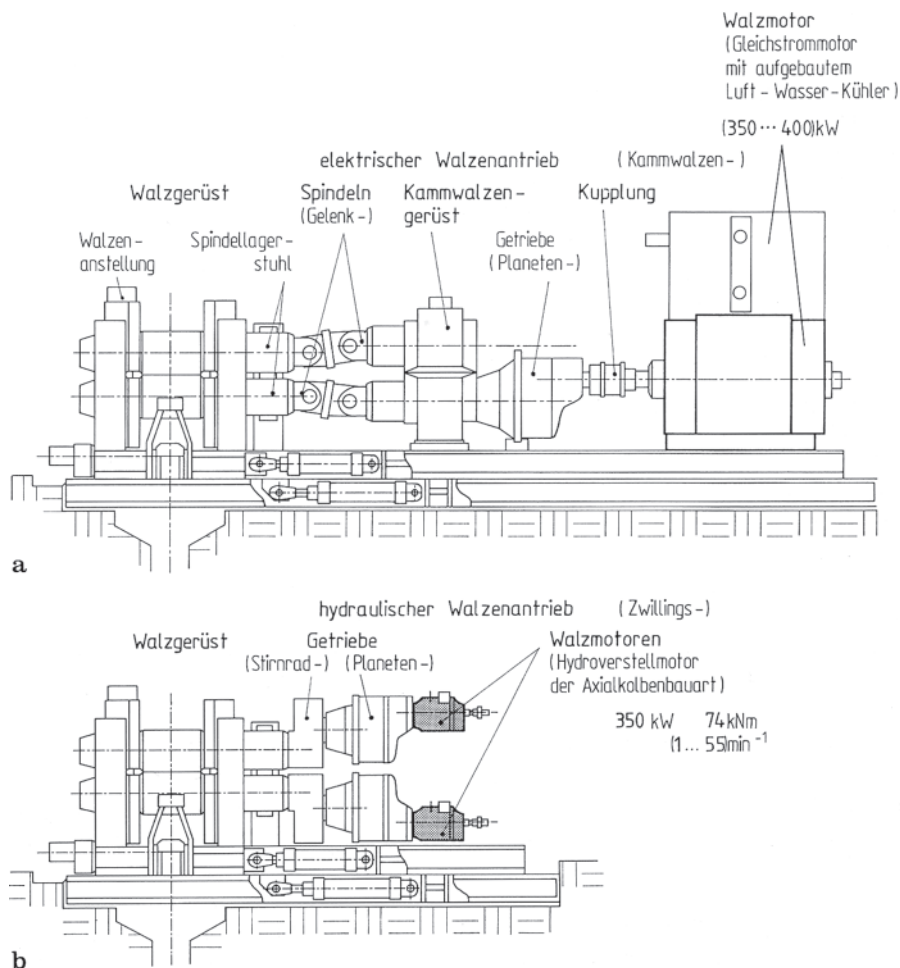


Bild 1-6. Walzenantrieb eines Reduzierwalzwerks. **a** Konventioneller Antrieb (Kammwalzenantrieb); **b** Zwillingsantrieb mit Hydrogetriebemotoren, Bauart Bosch Rexroth, nach Kordak [31]

trieb. Bei dieser Antriebsvariante entfällt das Kammwalzengerüst, jedoch benötigt man zwei Antriebsträger, die sich über lange Spindeln (Gelenkwellen) erstrecken.

Im Vergleich zur elektromechanischen Variante ermöglicht der hydraulische **Walzenantrieb** den Zwillingsantrieb mit verkürzten Antriebsträngen, die von einer aus Planetengetriebe und schnelllaufendem Hydromotor bestehenden kompakten Motorgruppe gebildet werden, Bild 1-6b. Das geringe leistungsbezogene Bauvolumen (hohe Bauraumleistung) lässt die zur Walzspaltveränderung bewegliche Über-einanderanordnung der Motorgruppen unmittelbar am Walzgerüst zu. Neben der Einsparung von maschineller Ausrüstung und Motorfundament verbindet sich mit kleinem Bauraum vor allem günstiges dynamisches Verhalten, das für diskontinuierliche Antriebe mit häufigen Anlauf- und Reversiervorgängen ebenso wie für die drehzahlgeregelten Antriebe von wesentlicher Bedeutung ist.

Der hydraulische Walzenantrieb weist als trägheitsarmer, spielfreier und mechanisch steifer Antriebstrang den Vorzug einer hohen Anlaufdynamik (Beschleunigungsvermögens) auf, so dass kurze Anlaufzeit und gutes Regelverhalten erzielt werden. Bei Umkehrwalzwerken erfordert die Reversierphase einen großen Teil der Betriebszeit. Zum Erzielen eines optimalen Durchsatzes strebt man daher möglichst hohe Beschleunigungs- und Verzögerungswerte an. Die Kopplung von Walzmotor und Walze über die mehr oder weniger torsionssteife Spindel macht den herkömmlichen Walzenantrieb zu einem drehschwingungsfähigen System, das durch einen Drehmomentstoß (beim Anstich) zu Drehschwingungen angeregt wird. Dagegen bringt die spindellose Motorkopplung eine erhebliche Verminderung der Drehschwingungsneigung der Antriebskette mit sich. Schwingungsfähigkeit und dynamisches Verhalten der Drehzahlregelung können Instabilität hervorrufen und damit zu unzulässigen Drehmomenterhöhungen (Versagen durch Schwingbruch) und Beeinträchtigungen des Walzvorgangs (Rattern) führen. Die Stabilisierung des Antriebsregelkreises vereinfacht sich durch die günstigere Streckendynamik des hydraulischen Walzenantriebs.

Da in vollkontinuierlichen Straßen das Walzgut in mehreren, hintereinander angeordneten Gerüsten gleichzeitig umgeformt wird, ermöglicht die stufenlose Änderung der Walzendrehzahlen eine optimale Anpassung an den Umformprozess. Die individuelle Drehzahleinstellung von Ober- und Unterwalze erübrigt eine genaue Abstimmung der Walzendurchmesser und vereinfacht die Werkzeughaltung. Nicht nur am Walzgerüst ist eine stufenlose Einstellung einer Drehzahldifferenz möglich. Darüber hinaus lässt sich mit dem hydrostatischen Einzelantrieb eine Proportionalverstellung aller Walzendrehzahlen der Walzstraße mit großer Schnelligkeit und Genauigkeit ausführen. Verfahrensbedingte Forderungen wie Konstantzug, die die Güte des Walzergebnisses beeinflussen, können durch hydraulische Sekundärregelung mit aufgeprägtem Druck verwirklicht werden. Hydroverstellmotore ausreichender Stelldynamik ermöglichen bei elektrohydraulischer Motorregelung uneingeschränkten Parallelbetrieb sowie auf Grund bedarfsangepasster Leistungsaufnahme aus dem Drucknetz, Rückgewinnung von Bremsenergie, kleiner hydraulischer Zeitkonstanten des Leistungsteils verlustarme Drehzahlregelung hoher Regelgüte. Der sekundär geregelte Antrieb wird in einen übergeordneten digitalen Lagerregelkreis einbezogen zur Positionierregelung von Walzwerksantrieben mit höchster Genauigkeit und Systemstabilität.

In elektromechanisch angetriebenen Umkehrstraßen werden Gleichstrom-Umkehrwalzmotoren eingesetzt, die kleinen Läuferdurchmesser haben und mittels Thy-

ristor-Stromrichterspeisung sehr kurze Anregelzeiten erlauben. Die Gleichstrom-Walzmotoren können in Antriebsregelkreisen mit hoher Regelgüte und höherem Motorwirkungsgrad als der Hydromotor betrieben werden.

Bei einem Vergleich der Energieformen ist jedoch zu berücksichtigen, dass der dynamische Anlagenkennwert nicht von der Normalanlaufzeit (Leerhochlaufzeit des E-Motors) sondern von der Anlaufzeit unter Berücksichtigung des Fremdträgheitsmoments der Spindeln und Kammwalzen bestimmt wird. Außerdem vermindert sich der Anlagenwirkungsgrad gegenüber dem Motorwirkungsgrad um die Getriebeverluste. Schließlich ist in die Energiebilanz je nach Schutz- und Kühlungsart der E-Motoren auch die Abwärme der Thyristorschränke einzubeziehen, wobei die bei Hydromotoren anfallende Abwärme über die Druckflüssigkeit zentral im Antriebsaggregat abgeführt werden kann.

In der Hüttentechnik erfüllt die Hydraulik außerdem verschiedenartigste Aufgaben als Neben- und Hilfsantrieb. So werden ventilsteuerte Präzisions-Vorschubzylinder an Horizontal-Stranggießanlagen und elektrohydraulische Stellsysteme für Walzspaltregelungen und Walzenbiegeeinrichtungen eingesetzt. Hier erweist sich der hydrostatische Antrieb auf Grund seiner hohen Kraftdichte und Regeldynamik als unübertroffen [32–34].

Kapitalintensive Anlagen müssen in hohem Grade verfügbar sein, so dass die Wahl einer Antriebsart maßgeblich nach ihrer technischen Zuverlässigkeit zu treffen ist und die vorbeugende Instandhaltung des Hydrauliksystems ausschlaggebende Bedeutung haben kann, s. Abschn. 2.4 und 5.3.

1.3.2 Mobile hydraulische Antriebe. *Fahrzeuggetriebe*

Neben dem stationären Anwendungsbereich besteht für hydraulische Antriebe und Steuerungen ein weites Feld mobiler Anwendungen. Diese umfassen Kraftfahrzeuge (Kfz), also Personenkraftwagen (Pkw) und Nutzfahrzeuge (Nfz), ebenso wie mobile Arbeitsmaschinen. Im Folgenden sei die Betrachtung auf die Kraftübertragung, also auf Fahrtriebe von Kraftfahrzeugen beschränkt. Auf hydraulische Steuerungen zur Fahrdynamik oder solche mit Komfort- und Sicherheitsfunktion wird gesondert eingegangen, s. Abschn. 1.5.7.

1.3.2.1 Kraftfahrzeuge. *Automatgetriebe*

In Kraftfahrzeugen hat sich neben dem Rädergetriebe mit wenigstens vier wählbaren Übersetzungen (Gängen), nämlich dem klassischen Zwei-Wellen-Schaltgetriebe, die hydrodynamische Kraftübertragung bewährt. Bekannt ist die hydrodynamische Kupplung mit Momentenwandlung (Trilok-Wandler), die mit einem Mehrgang-Schaltgetriebe kombiniert wird. Während des Anfahrens arbeitet die Strömungsmaschine als Föttinger-Getriebe (Drehmomentwandler). Die Antriebsleistung der Verbrennungskraftmaschine wird an die Lastcharakteristik des Fahrzeugs (Zugkrafthyperbel über Fahrgeschwindigkeit) angepasst, indem man die Motorkennlinie einer Kennungswandlung, den Wandlungsbereich einer Stufung nach Lastkollektiv (Verteilung der Bedarfsmomente) unterzieht. Im Kupplungspunkt erfolgt im Leitrad keine Impulsänderung mehr, die Strömungsmaschine arbeitet wegen Momentengleichheit zwischen Pumpen- und Turbinenwelle als Föttinger-Kupplung. Bei vorhandener Überbrückungskupplung hebt diese den Schlupf auf, so dass wäh-

rend des Fahrens die Antriebsleistung mechanisch mit geringen Verlusten übertragen wird [35].

Die nachgeschalteten Stufengetriebe sind in der Regel *Planetenkoppelgetriebe* (VDI 2157), eine spezielle Bauform dreiwelliger Umlaufrädergetriebe, die wenigstens über zwei Wellen miteinander verbunden sind. Je nach Kopplung einzelner Zentralwellen mit Antrieb, Abtrieb und Gestell (Gehäuse) lassen sich mit einem Umlaufräderzug verschiedene Übersetzungen (Gänge) realisieren [36].

Der Anforderungskatalog an Fahrzeuggetriebe, welcher Drehmomentkapazität, Leistungsdichte, Anfahrkomfort, Strategie der Übersetzungseinstellung und Schaltkomfort umfasst, wird von der Getriebekombination Drehmomentwandler und Planetenkoppelgetriebe weitgehend erfüllt (Wandler-Automatgetriebe). Bewährt haben sich 5-Gang-Planetengetriebe mit mechatronischen Schaltungen, die vielfältige Fahrertyp- und Streckenerkennungen beinhalten und danach die Schaltprogramme variieren [37, 38]. Stand der Technik ist das 6-Gang-Wandler-Automatgetriebe (ZF) das bei gesteigerter Leistungsdichte, d. h. in kleiner und leichter Bauweise, minderen Kraftstoffverbrauch und höhere Beschleunigung erzielt [39]. Der Wandler mit Überbrückungskupplung wird mit einem Stufengetriebe kombiniert, das einen Lepelletier-Planetenradsatz und 5 Schaltelemente enthält. Dieser Umlaufräderzug fußt auf dem vierwelligen Ravigneaux-Planetenradsatz, ergänzt um einen weiteren dreiwelligen Planetenradsatz.

Bis auf die Stufenlosigkeit verwirklicht die in mehrgängige Stufenautomatgetriebe integrierte hydrodynamische Kraftübertragung eine fast ideale Getriebefunktion.

Stufenlose Fahrzeuggetriebe (CVT-Getriebe) werden in mechanischer Energieart als *Reibschlussgetriebe* (VDI 2155) ausgeführt. Diese Getriebebauform bietet in den Varianten Zugmittelgetriebe (z. B. Laschenkette/Kegelscheibe „Multitronik“ von Audi) oder Wälzgetriebe (z. B. Halbtoroid-Variator von Nissan) nur dann Vorteile, wenn Getriebekennwerte erzielt werden, deren Güte die der Stufenautomatgetriebe übertrifft. In der Leistungsdichte und Drehmomentkapazität erreichen Stufenlosgetriebe mit *hydrostatischer Kraftübertragung* prinzipbedingt hohe Gütwerte, nicht jedoch im Wirkungsgrad bzw. im Kraftstoffverbrauch. Die hydrostatische Energieart kann daher in der Kraftübertragung nur dann bestehen, wenn lediglich ein Teil der Leistungsübertragung hydraulisch erfolgt. Diesen hält man mittels Leistungsverzweigung (Verteilgetriebe) im Vergleich zum mechanischen Teil gering, um den Gesamtwirkungsgrad anzuheben. Den durch Zusammenschluss zweier Verdrängermaschinen umgeformten, flüssigkeitsgebundenen Leistungsanteil leitet man über den Verstellzweig eines *Stellkoppelgetriebes* (VDI 2157). Entsprechend dem Prinzip der äußeren Leistungsverzweigung verläuft der hydraulische Strang parallel zum mechanischen, wobei beide Leistungsflüsse in einer Planetenradstufe vereint werden, die als dreiwelliges Umlaufgetriebe (Sammelgetriebe) arbeitet. Ursprünglich als Industriegetriebe entwickelt, [40], fanden *hydrostatische Koppelgetriebe* (VDI 2152) mit kompakter Bauform und hohem Gesamtwirkungsgrad zunehmend in Fahrzeugen Anwendung [41–44]. Unter dem Gattungsbegriff *stufenlose hydrostatische leistungsverzweigte Getriebe* (SHL-Getriebe) optimiert man diese Fahrzeuggetriebe nach konstruktiven Zielfunktionen. Letztere bestehen darin, entweder die Baugröße der Verdrängermaschinen oder den Leistungsanteil über dieselben zu minimieren [45, 46]. So lassen sich im Vergleich zum 5-Gang-Handschatgetriebe beim SHL-Getriebe mit fünfwelligem Planetengetriebe und vier Lastschaltgängen beachtliche Kraftstoffeinsparungen in den Teillastbereichen erzielen [47]. Nicht zuletzt wegen

des hohen Wirkungsgrades beim Anfahren wurde ein Konzept des SHL-Getriebes vorgeschlagen, das sich aus dem konstruktiv ausgereiften 6-Gang-Automatgetriebe (ZF) dadurch ergibt, dass man den hydrodynamischen Wandler gegen einen hydrostatischen Stellzweig austauscht (H-Automatgetriebe) [48].

1.3.2.2 Mobile Arbeitmaschinen. *Fahrtrieb*

Die *mobile Arbeitsmaschine* verrichtet eine Arbeit und wird mobil eingesetzt, so dass sich die Aufgabe einer *Arbeitsmaschine* mit der eines *Fahrzeugs* verbindet. Es besteht somit die kombinierte Anforderung, dynamische Abläufe zwischen *Fahr- und Arbeitsprozess* optimal abzustimmen und zugleich in *leichter Bauart* zu gestalten. Letzteres folgt bereits daraus, dass die eigene Energieversorgung mitzuführen ist. Für mobile Arbeitmaschinen, die nach Umfang ihres Anforderungsprofils eine eigenständige Maschinengruppe bilden [131, 304], erlangt die *hydrostatische Kraftübertragung* zunehmend an Bedeutung. Herrscht die spezifische Druckenergie als stromgebundene Energieform vor, lassen sich für den nachfolgend dargelegten *Fahrprozess* prinzipbedingte Vorzüge nutzen. Flexible Übertragung und einfache Wandlung größerer Leistungen sind Hauptmerkmale der Hydraulik, deren Bedeutung mit der Integration elektrischer Komponenten in mobile Systeme gestiegen ist. Das Zusammenwirken heterogener Komponenten setzt sich für den gesondert dargelegten Arbeitsprozess fort mit dem Ziel, gesamtoptimierte Lösungen herbeizuführen, s. Abschn. 1.4.1.

Beim *hydrostatischen Fahrtrieb* erfolgt die Verschaltung der Verdrängermaschinen im offenen Kreislauf lediglich dann, wenn untergeordnete Fahrtriebsfunktionen vorliegen. In der Regel arbeitet die von der Kraftmaschine getriebene Pumpe im geschlossenen Kreislauf mit dem achsantriebenden Hydromotor zusammen, s. Abschn. 3.3. Es liegt ein hydrostatisches Getriebe vor, bei dem Primär- und Sekundärteil über den Volumenstrom gekoppelt sind (Getriebe mit aufgeprägtem Volumenstrom q_V) [10, 22], Bild 1-7a.

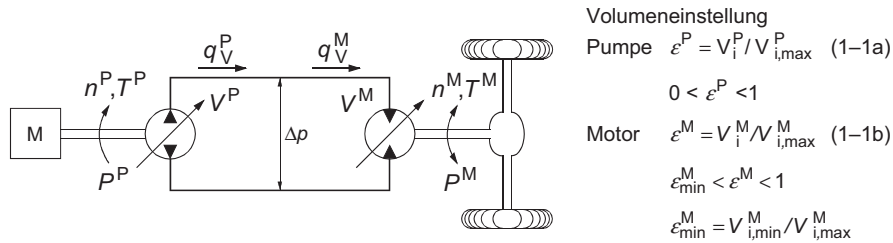
Die Abtriebsdrehzahl wandelt man durch *Verändern des Verdrängungsvolumens* (Verdrängersteuerung), wobei in der konventionellen Grundform die Pumpe verstellt wird (Pumpen- oder Primärsteuerung), s. Abschn. 3.2.8. Um großen Wandlungsbereich zu erzielen, ersetzt man den Konstantmotor durch einen Verstellmotor. Die Verstellung von Pumpe und Motor (Primär-/Sekundärsteuerung) wird meist sequenziell (Einzelsteuerung), selten kombiniert (Verbundsteuerung) vorgenommen, Bild 1-7b.

Unterscheidet sich der hydrostatische Antrieb vom mechanischen Direktantrieb (dieselmekanischen Antrieb) bereits durch die Vorzugsmerkmale

- stufenlose Drehmoment-/Drehzahlwandlung bzw. Fahrgeschwindigkeitsänderung aus dem Stillstand ($i_A = \infty$),
- großer Wandlungsbereich, insbesondere bei sequenzieller Pumpen-/Motorverstellung (bis $i = 15$);

so erweist sich die hydrostatische Kraftübertragung auch im Vergleich zur hydrodynamischen durch folgende Merkmale als vorteilhaft. Die hydrostatische Antriebsvariante im geschlossenen Kreislauf vereint die weiteren Vorzugsmerkmale auf sich

- aufgelöste Bauweise,



Grundgleichungen hydrostatischer Getriebe

ideal (verlustfrei)	verlustbehaftet
Drehzahlverhältnis $n^M/n^P = k = V_i^P/V_i^M$ (1-2a) (= reziproke Übersetzung $k = 1/i$)	$n^M/n^P = k = (V_i^P/V_i^M)\eta_V^P\eta_V^M$ (1-2b)
Wandlung $T_i^M/T_i^P = \mu = V_i^M/V_i^P$ (1-3a) (= Momentenverhältnis)	$T_e^M/T_e^P = \mu = (V_i^M/V_i^P)\eta_{hm}^P\eta_{hm}^M$ (1-3b)
Wirkungsgrad $P_i^M/P_i^P = \eta = \mu k = 1$ (1-4a)	$P_m^k/P_m^P = \eta = \mu k = \eta_t^P\eta_t^M$ (1-4b)

a

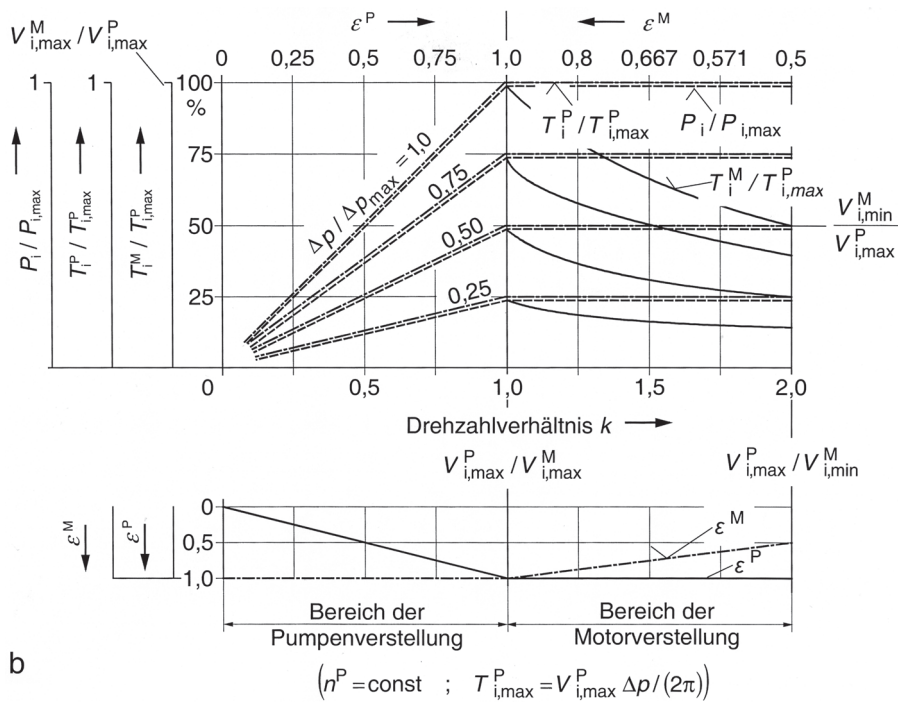


Bild 1-7. Hydrostatischer Fahrtrieb. **a** Grundscha für Achsantrieb; **b** Kennfeld des hydrostatischen Getriebes bei Einzelverstellung von Pumpe und Motor nach Backé und Hahmann [10, 22]

- stoßfreies Reversieren bzw. Fahrtrichtungsumkehr ohne Schalten (Wendebetrieb),
- automotiver Fahrbetrieb (Leistungsregelung),
- gute Steuer- und Regelbarkeit (Optimierung der Leistungsabgabe),
- hohes Anfahrmoment unabhängig von der Drehzahl des Verbrennungsmotors (Minimierung des Kraftstoffverbrauchs).

Insbesondere die beiden letztgenannten Merkmale befähigen den hydrostatischen Fahrantrieb sich den wechselnden Betriebsbedingungen mobiler Arbeitsmaschinen optimal anzupassen. Deren Arbeitszustand ist durch schwankenden Zugkraftbedarf, deren Bewegungsprofil durch niedrige Manövriergeschwindigkeiten und häufige Fahrtrichtungsumkehr gekennzeichnet [49–51].

Die quadratische Abhängigkeit des Drehmoments von der Verbrennungsmotordrehzahl ermöglicht es dem hydrodynamischen Antrieb, das volle Motormoment lediglich in einer bestimmten Drehzahl – i. a. der vorgegebenen Lastdrehzahl – aufzunehmen. Wird diese Drehzahl unterschritten, etwa infolge lastbedingter Drehzahlrückung des Motors, reduzieren sich verfügbare Zugkraft und Geschwindigkeit. Demgegenüber deckt die hydrostatische Antriebsvariante auf Grund unabhängiger Drehzahl-/Drehmomentwandlung theoretisch das ganze Motorkennfeld ab. Regelt man die Leistungsabgabe nach geeigneter Führungsgröße, lässt sich der Motor innerhalb des verbrauchsoptimalen Drehzahlbereichs betreiben [35, 52, 53].

Mobile Arbeitsmaschinen rüstet man demzufolge im *unteren Leistungsbereich* (bis $P_m = 60 \text{ kW}$) fast ausschließlich mit hydrostatischer Kraftübertragung aus. Die aufgelöste Bauweise erlaubt die freizügige Anordnung der Getriebeteile Pumpe und Hydromotor, so dass der hydrostatische Fahrantrieb außer der Funktion des Verstellgetriebes die eines **Ferngetriebes** erfüllt. Je nach Lage des Verbrennungsmotors (Front, Mitte, Heck) und Art des Achsantriebs (Vorder-, Hinter-, Allradantrieb) können vielfältige Triebstrang-Varianten verwirklicht werden mit dem weiteren Vorzug, optimale Schwerpunktage ebenso wie gute Zugänglichkeit für die Instandhaltung erzielen zu können. Die sekundärseitige Integration der Hydraulik in den Achsantrieb oder in das Radgetriebe im Freiraum der Felge verringert bzw. erübrigt mechanische Übertragungselemente wie Gelenkwellen, in dem sie kardanlose Kraftübertragung vom

- hydrostatischen Achsantrieb (Hydroachse) bis zum
 - Einzelradantrieb (Radmotor)
- ermöglicht [54, 55].

Beim *Einzelradantrieb*, der sich durch große Bodenfreiheit und gute Manövrierbarkeit auszeichnet, sind mehrere Hydromotoren in der Regel hydraulisch parallel angeordnet. Um für den Einsatz im Gelände (Off-Road-Einsatz) das Durchrutschen eines oder mehrerer Antriebsräder zu unterbinden, muss die Funktion der *Differenzialsperre* hydraulisch verwirklicht werden [35].

- Mit einem *Stromteilerventil*, s. Abschn. 4.4.4, lässt sich über druckkompensierte Stromventile nach dem Drosselprinzip erreichen, dass jedem Radmotor lastunabhängig gleich großer Schluckstrom zufließt. Um dem Nachteil hoher Drosselverluste entgegen zu wirken, wurden für Arbeitsmaschinen mit hohem Fahranteil *verlustarme Differenzial-Sperrsysteme* (Einzelradantrieb ohne Stromventil) entwickelt.

Das *Zweikreis-Anti-Schlupf-System* arbeitet mit zwei Pumpen, die mit jeweils zwei Konstantmotoren im geschlossenen Kreislauf zusammengeschaltet sind. Bei diesem Zweikreisystem werden die Niederdruckleitungen überkreuzt, d.h. der Rücklaufstrom von einem Motorenpaar wird zum Niederdruckanschluss der Pumpe geführt, die das andere Motorenpaar hochdruckseitig beaufschlagt.

Die *elektronische Antriebs-Schlupf-Regelung* (ASR) wird bei mobilen Arbeitsmaschinen eingesetzt, die mit Verstellmotoren ausgerüstet sind, um hohe Zugkraft bzw. Maximalgeschwindigkeit zu erzielen. Die Drehzahlabweichung eines Antriebsrads im Vergleich zu den anderen wird als Schlupf gemessen und durch kompensierende Änderung des Abtriebsmoments rückgängig gemacht. Der rechnergeführte Eingriff des Reglers erfolgt über das Verstellglied des jeweiligen Radmotors (Landmaschinen, Baumaschinen) [56].

Vom *mittleren Leistungsbereich* an (ab $P_m = 60$ kW) ist für mobile Arbeitsmaschinen der durch Primär-/Sekundärsteuerung erzielbare Wandlungsbereich nicht mehr ausreichend. Daher erschließt sich der hydrostatischen Antriebsvariante im Vergleich zur bewährten hydrodynamischen dadurch ein zunehmend breiteres Anwendungsfeld, dass auf Großwinkeltriebwerke (Schwenkwinkel 45°) zurückgegriffen und/oder der hydrostatische Antrieb Teil eines *zusammengesetzten Fahrzeuggetriebes* nach unterschiedlichen **Antriebsstrangkzepten** wird [362].

Für die hydrodynamische Kraftübertragung kombiniert man den Drehmomentwandler mit einem Lastschaltgetriebe, um den Wandlungsbereich zu vergrößern.

Beim *hydrostatischen Antrieb mit Schaltgetriebe* ordnet man -vergleichbar dem Turbinenrad- hier dem Sekundärteil Hydromotor ein Schaltgetriebe nach, dessen Stufigkeit dem für den Fahrbetrieb typischen Lastkollektiv angepasst ist. Der nutzbare Wandlungsbereich erweitert sich dadurch, dass man mit jedem Gang den hydrostatischen Wandlungsbereich erneut durchfährt. Allerdings ist bei dieser Getriebekombination jeder Gangwechsel mit einer Zugkraftunterbrechung verbunden, die erhebliche Schaltstöße zur Folge hat. Die Stoßeinwirkung des Schaltvorgangs lässt sich mindern, indem man die Maßnahme der geschwindigkeitsabhängigen Kraftschlussunterbrechung vorsieht [52]. Doch haben weiter gehende Forderungen an den Fahrtrieb zu fortentwickelten Getriebeleistungen geführt.

Unter dem Begriff *Mehrmotorenkonzept* wandelt man den hydrostatischen Fahrtrieb dahingehend ab, dass sekundärseitig in den geschlossenen Kreislauf mehrere Verdrängereinheiten einbezogen werden, die hydraulisch gekoppelt sind. Diese wirken als gesteuerte Achsantriebe auf die Kraftübertragung des Triebstrangs ein derart, dass sich auch im *oberen Leistungsbereich* (bis $P_m = 300$ kW) günstige Fahreigenschaften erzielen lassen, Bild 1-8.

Beim *Zwei-Motoren-Antrieb mit Summiergetriebe* arbeitet die Pumpe mit zwei hydraulisch parallel geschalteten Motoren gleicher oder unterschiedlicher Baugröße zusammen. Die Motorleistungen werden über ein Summiergetriebe auf einer gemeinsamen Ausgangswelle zusammengeführt (Sammelgetriebe VDI 2127). Bei niedriger Fahrgeschwindigkeit und hohem Zugkraftbedarf schwenkt man auf größtes Schluckvolumen aus. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit bringt man den einen Motor zurück in Nullstellung, führt somit den gesamten Förderstrom dem zweiten Motor zu. Dieser kann ein Konstantmotor oder ebenfalls ein Verstellmotor sein. Da zumindest ein Motor an der Kraftübertragung beteiligt ist, erfolgt der Wechsel des Geschwindigkeitsbereichs ohne jegliche Zugkraftunterbrechung.

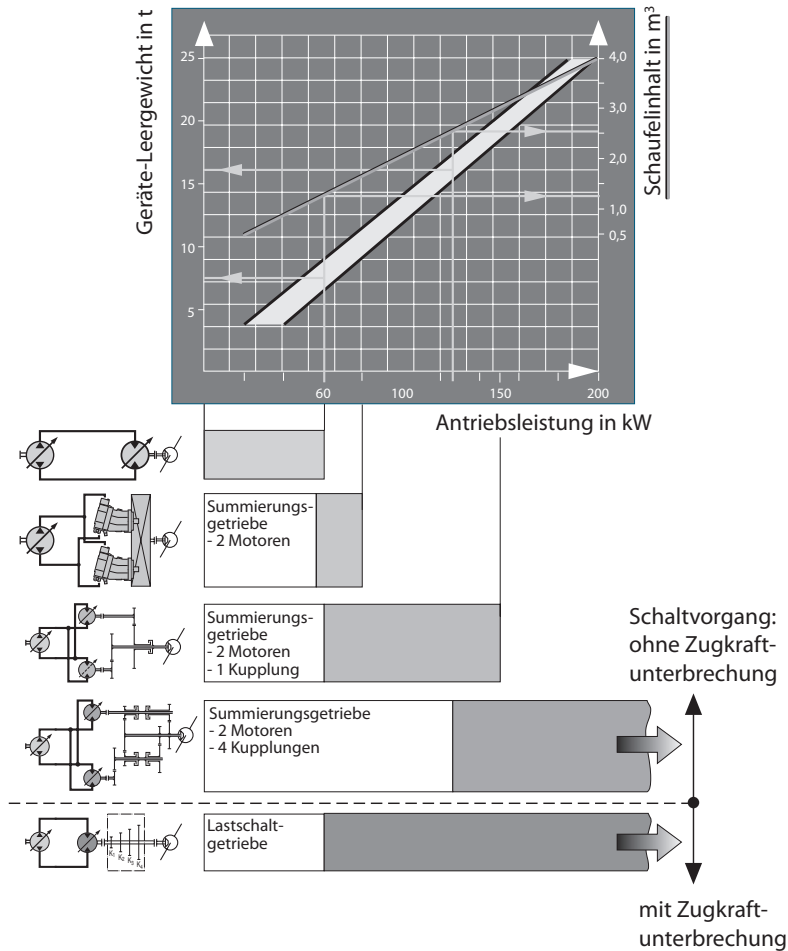


Bild 1-8. Mehrmotorenkonzepte des hydrostatischen Fahrtriebs mit zugeordneten Leistungsbereichen nach Rinck [52]

Dem Zwang zu hoher Energienutzung folgend richtet sich an den Fahrtrieb, insbesondere im oberen Leistungsbereich, die Forderung nach *verlustarmen Antriebskonzepten* [57, 59].

Mit dem *Zwei-Motoren-Antrieb mit Summiergetriebe und Schaltkupplung* erzielt man eine Verbesserung des Wirkungsgrads bereits dadurch, dass man den in Nullstellung befindlichen, also an der Kraftübertragung nicht beteiligten Motor über eine Schaltkupplung vom Triebstrang trennt. Man verwendet Motoren unterschiedlicher Baugröße, wobei der größere im Arbeitsbetrieb hydraulisch zugeschaltet, bei Überschreiten der zulässigen Drehzahl mechanisch getrennt wird. Im Fahrbetrieb ist der kleinere Motor allein achsantriebbend.

Beim *Zwei-Motoren-Antrieb mit lastschaltbarem Summiergetriebe* liefern die beiden hydraulisch parallel arbeitenden Motoren ihr Antriebsmoment über zwei Wel-

len mit jeweils einer bzw. zwei Schaltstufen auf die mittige Ausgangswelle, welche die Achse antreibt. Die Komplexität dieser Variante erfordert den automatisierten Schaltungsablauf, der rechnergesteuert erfolgt. Die programmierbare Steuerung nimmt die gesamten Funktionen eines Antriebsmanagements wahr, das automotiv Pumpenregelung, Grenzlastregelung, Inchung sowie hydrostatisches Bremsen umfasst. Die Stufung der mechanischen Gänge nach Lastkollektiv erfolgt derart, dass der hydrostatische Antrieb im Bereich günstiger Wirkungsgrade arbeitet und andererseits eine zu große Schalzhäufigkeit vermieden wird (Erdbaumaschinen) [52–60].

Aus der Forderung nach höheren Fahrgeschwindigkeiten, insbesondere für *straßenzulässige Arbeitsmaschinen*, leiten sich verlustarme Antriebskonzepte ab, welche die Leistung flüssigkeitsgebunden und mechanisch auf getrennten Zweigen übertragen. Hierbei fällt dem hydrostatischen Zweig die stufenlos Wandlung, dem mechanischen die verlustarme Kraftübertragung zu. Unter Verwendung eines gesteuerten hydraulischen Antriebs lassen sich somit energieartbedingte Vorzüge des mechanischen mit denen des hydrostatischen Antriebs in zwei Varianten vereinen [53], Bild 1-9.

Beim *stufenlosen hydrostatischen leistungsverzweigten Getriebe* (SHL-Getriebe) sind beide Zweige über ein dreiwelliges Planetengetriebe gekoppelt, das die Aufgabe eines Überlagerungsgetriebes wahrnimmt (hydrostatisches Koppelgetriebe, VDI 2152), [44]. Bewährt haben sich zwar mechanische Direktantriebe mit standardmä-

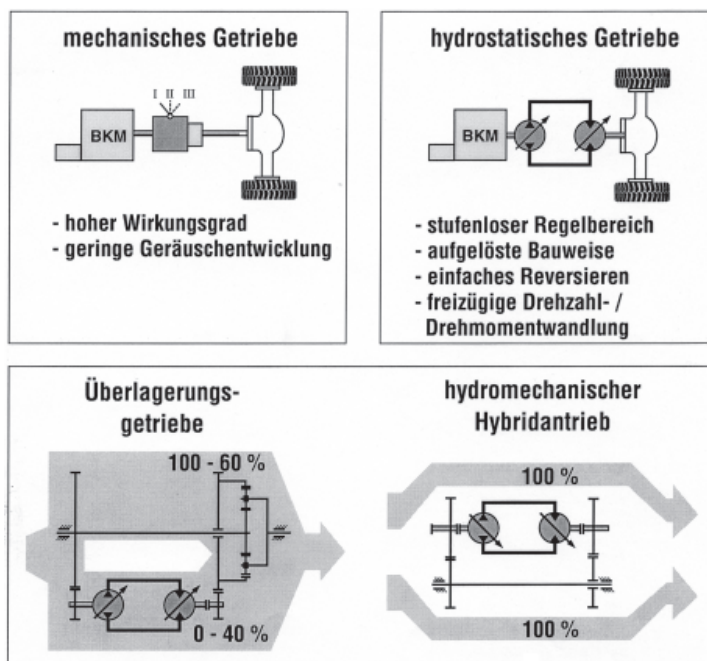


Bild 1-9. Hydrostatischer Fahrtrieb mit leistungsverzweigtem Stufenlosgetriebe (SHL-Getriebe) bzw. mit mechanischer Überbrückung (Hybridantrieb) entsprechend unterem Teilbild nach Rinck [53]

fig fein gestuftem Vielgang-Getriebe als Teillastschalt- oder Volllastschaltgetriebe. Doch um Arbeitsprozesse optimieren und automatisieren zu können, ist der Bedienkomfort zu erhöhen, der Fahrer zu entlasten. Diesen Anforderungen genügt das SHL-Getriebe, bei dem durch Kombination von Bereichseinstellung am mehrstufigen Planetengetriebe und Volumeneinstellung am Hydrostaten ein großer Gesamtübersetzungsbereich stufenlos durchfahren werden kann (Stellbereichsspreizung). Dabei wird ein möglichst geringer Teil der Antriebsleistung hydrostatisch im Verstellzweig übertragen, während über den gesamten Wandlungsbereich der Vorzug des hohen mechanischen Wirkungsgrads bestehen bleibt.

Diese Variante eignet sich für mobile Arbeitsmaschinen hoher Fahrleistung, die über längere Betriebsphasen mit sehr unterschiedlichen Drehzahlübersetzungen arbeiten (Traktoren, Zugmaschinen), [61].

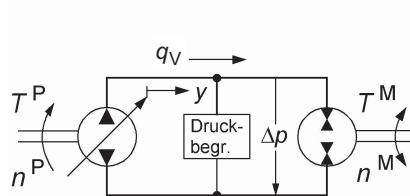
Eine elektrohydraulische Getriebesteuerung stellt nicht nur die benötigte Übersetzung automatisch so ein, dass Unstetigkeiten beim Bereichswechsel und Nulldurchgang geglättet werden, sondern ist darüber hinaus mit dem Gesamtsystem vernetzbar. Übergreifende Systemfunktionen können dadurch erfüllt werden (ZF-Eccom) [62].

Beim *hydromechanischen Hybridantrieb* sind beide Zweige mittels zweier Schaltkupplungen entkoppelt, von denen jeweils eine ausgeschaltet ist. Es wird jeweils die volle Leistung des Verbrennungsmotors über einen Zweig geleitet. Man nutzt beim Anfahren und für niedrige Manövriergeschwindigkeiten den hydrostatischen Antrieb, während für höhere Transportgeschwindigkeiten der Motor zur Achse durchgekuppelt wird. Über den mechanischen Direktantrieb erfolgt der Fahrbetrieb verlust- und geräuscharm. Hybridantriebe zeichnen sich durch Einfachheit im konstruktiven Aufbau wie in der Größenstufung zur Baureihe aus, da standardisierte Baugruppen verwendet werden können (Kommunalfahrzeuge, Landmaschinen).

Die bisher gezeigten fortentwickelten Fährantriebe, somit auch die Mehrmotorenkonzepte, stellen zusammengesetzte Fahrzeuggetriebe dar, deren hydraulischer Teil sich von der konventionellen Grundform des hydrostatischen Getriebes herleitet.

Beim *sekundär geregelten Antrieb* tritt hingegen an die Stelle der Volumenstromkopplung, vgl. Bild 1-7a, die Kopplung von Primär- und Sekundärteil über den Betriebsdruck (Getriebe mit aufgeprägtem Druck p_0) [11, 22], Bild 1-10a.

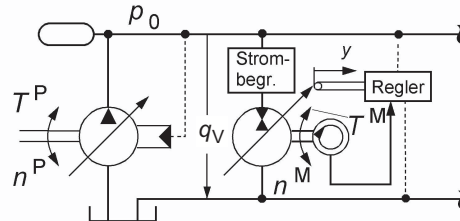
Aus einem Konstantdrucknetz werden die parallel angeordneten Rad-Verstellmotoren -wie auch rotatorische Verstelleinheiten der Arbeitseinrichtung- im offenen Kreislauf gespeist. Versorgt wird das Drucknetz von einer druckgeregelten Pumpe. An Stelle der Konstantdruckregelung kann eine Speicherladeschaltung ausreichend sein. Der Förderstrom lässt sich ohne drosselnde Steuereinwirkung zu den Motoren leiten [31, 64], Bild 1-10b. Die vom Fährantrieb aufzubringenden Größen Drehmoment, Drehzahl oder Drehwinkel erhält man allerdings nicht in offener Wirkungskette durch Wandlung über die Volumenstromkopplung. Vielmehr ist jeder der verstellbaren Radmotoren in den geschlossenen Wirkungsablauf eines *Antriebsregelkreises* einzubeziehen (Motor- oder Sekundärregelung), s. Abschn. 3.3.10. War bei der Volumenstromkopplung der Stellgröße Schwenkwinkel bzw. Hubvolumen an der Sekundäreinheit eine vorgegebene Drehzahl zugeordnet, so entspricht bei der Druckkopplung der Stellgröße ein Drehmoment. Soll nun eine bestimmte Drehzahl eingestellt werden, wird das Schluckvolumen so lange verändert, bis Gleichgewicht zwischen Abtriebs- und anliegendem Lastmoment herrscht. Dabei steuert der Regler das Momentengleichgewicht in einem stabilen Arbeitspunkt an, dem die

Aufgeprägter Volumenstrom q_V 

$$p = f(T^M) \quad (1-5a)$$

$$\text{sign } \Delta p = \text{sign } T^M \quad (1-5b)$$

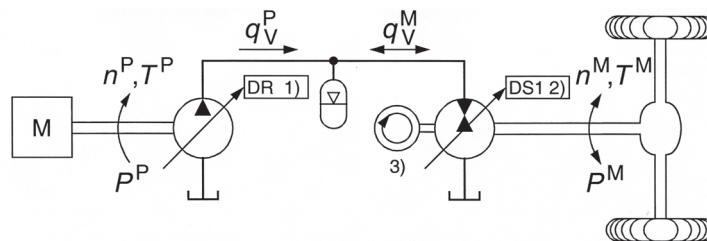
- Einzelantrieb
- Geschlossener Kreislauf
- $n^M = q_V / V^M$ fest vorgegeben
- Vierquadrantenbetrieb im geschlossenen Kreislauf
- Dynamik durch hydraulische und mechan. Zeitkonstanten bestimmt
- Überlastsicherung durch Druckbegrenzung
- Energierückgewinnung in Gyro-speicher / Elektrisches Netzwerk

aAufgeprägter Druck p_0 

$$q_V = f(T^M) \quad (1-6a)$$

$$q_V = \text{sign } T^M \quad (1-6b)$$

- Mehrfachantrieb
- Offener Kreislauf
- n^M durch Regelung vorgegeben
- Vierquadrantenbetrieb im offenen Kreislauf
- Dynamik durch mechanische Zeitkonstanten bestimmt
- Überlastsicherung durch Strom- oder Drehzahlbegrenzung
- Energierückgewinnung in Hydrospeicher

1) Druckregler $p_2^P = p_0 = \text{const}$

2) Sekundärdrehzahlregelung

3) elektrischer Drehgeber

Volumeneinstellung Motor

$$\varepsilon^M = V_i^M / V_{i,\max}^M \quad (1-1b)$$

Grundgleichung hydrostatischer Antriebe mit Sekundärregelung
ideal (verlustfrei)

$$\text{Theoretisches Motordrehmoment} \quad T_i^M = V_{i,\max}^M \Delta p \cdot \varepsilon^M / (2\pi) \quad (1-7a)$$

Stellverhalten des Motors (Motorkennlinie)

(Abhängigkeit Drehmoment von Volumeneinstellung und Druckdifferenz)

$$T_i^M \sim \Delta p \cdot V_i^M \sim \Delta p \cdot \varepsilon^M \quad (1-7b)$$

Bild 1-10. Hydrostatischer Fahrtrieb. **a** Grundscha und Merkmale hydraulischer Antriebe mit Verdrängersteuerung nach Backé [11]; **b** Grundscha für sekundär geregelten Achsantrieb nach Kordak [31]

Abtriebsdrehzahl als stationäre Drehzahl zugeordnet ist. Letztere erhält man also durch *Drehzahlregelung* nach einem Übergangsvorgang, dessen Ablauf von der Dynamik der zu bewegenden Arbeitsmaschine (Regelstrecke) gekennzeichnet ist. Um ausreichende Regelgüte zu gewährleisten, wendet man eine geeignete Regelstrategie an, s. Abschn. 3.3.7.4.

Ursprünglich für fahrbare Schwerlasthebezeuge und für den stationären Maschinenbau entwickelt [63, 64], gelangt diese Antriebsvariante mit dem Vordringen der Automatisierung im Mobilbereich auch für letzteren zunehmend zum Einsatz [31, 65]. Dies zeichnet sich vor dem Hintergrund des verringerten gerätetechnischen Aufwands im Primärbereich und der rückgewinn- bzw. speicherbaren Bremsenergie ab. Dem Vorzug, Zweitpumpe und Verteilgetriebe für einen separaten Arbeitskreislauf entbehren zu können, steht der Nachteil gegenüber, dass der eingepreßte Betriebsdruck unterschiedlichen Lastverhältnissen nicht angepasst bzw. Druckausgleich nur über spezielle Regelungskonzepte herzustellen ist. Letztere Maßnahme wird erforderlich, sollen insbesondere die im Teillast- oder Leerlaufbereich auftretenden volumetrischen Verluste des sekundär geregelten Antriebs vermindert werden [66, 67].

Dieses durch hohe Stelldynamik gekennzeichnete Antriebskonzept kann den verlustarmen nicht zuletzt dadurch zugerechnet werden, als im Vierquadrantenbetrieb Energierückspeisung während des Bremsvorgangs möglich ist. Hierfür ist allerdings vorauszusetzen, dass die hydraulische Energie gespeichert, siehe Hydrospeicher, Abschn. 5.2, oder anderen Verbrauchern direkt zugeleitet werden kann. Ein Nutzefekt durch Energierückgewinnung ist bei Fahrzuständen gegeben, die häufig anfallende Anfahr- und Bremszyklen aufweisen (Nutzfahrzeuge, Hafen-Transportsysteme). Beim sekundär geregelten Fahrentrieb eines Containerfahrzeugs ist der achsantreibende Verstellmotor mit einem elektrischen Drehzahlmesser und einer elek-

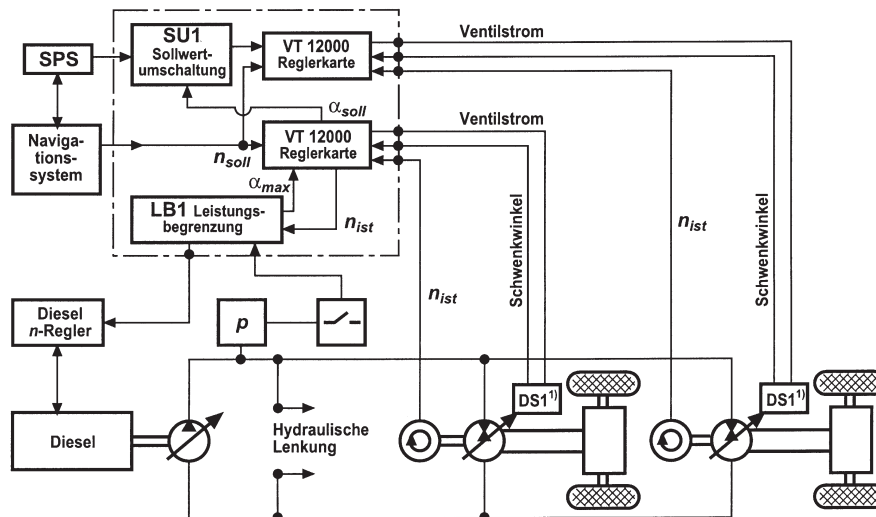


Bild 1-11. Sekundäreregelter hydrostatischer Fahrentrieb im automatischen Transportsystem (Containerfahrzeug) nach Kordak [31, 64]

trohydraulischen Stelleinrichtung (für die Sekundärdrehzahlregelung DS1) ausgestattet, Bild 1-11.

Die Drehzahlregelung erfolgt über eine systemoptimierte digitale Regelelektronik mit Wegrückführung durch unterlagerten Schwenkwinkelregelkreis, wobei der übergeordneten Leiteinheit auch die Überwachungsfunktionen der Containerbewegung für die Logistik übertragen werden. An fahrerlose Transportsysteme besteht neben der Forderung nach variabler Geschwindigkeit die nach lastunabhängiger Positionierung bei nur geringer Positionsabweichung. Hierzu wird der Abtriebsdrehwinkel (Wellenlage) über den Drehimpulsgeber erfasst und der Motor in einen Lageregelkreis eingebunden, s. Abschn. 3.3.10. Man benötigt eine Drehzahlrückführung, die durch einen speziellen Algorithmus im digitalen Positionsregler verwirklicht wird [68]. Für hohe Positioniergenauigkeit ohne Grenzzyklen eignet sich die lineare Hilfsgrößenaufschaltung, ein robustes Regelkonzept mit quasi-integrierendem Verhalten der offenen Kette [69].

Kann die Sekundärregelung im stationären Bereich im Vergleich zum frequenzgeregelten elektrischen Antrieb nur für begrenzte Antriebsaufgaben bestehen, eröffnet sich diesem verlustarmen Antriebskonzept im mobilen Bereich ein vielseitiges Anwendungsfeld, das sich auch neben dem dieselektrischen Antrieb zu behaupten vermag [70, 71].

Vielseitigkeit beweist der hydrostatische Antrieb nicht allein als Fahrtrieb, der in seiner konventionellen Grundform wie in den dargestellten abgewandelten Varianten die Fahrzeugbewegung erzeugt. Neben dieser fallen jedoch die Fahrzeuglenkung und die Stellbewegungen diverser Einrichtungen für den Arbeitsprozess an, die ebenfalls hydraulisch ausgeführt werden. Schließlich nutzt man die flüssigkeitsgebundene Energieform, um die Bedienung zu erleichtern, Betätigungskräfte zu verringern oder den Komfort im Arbeitsprozess zu erhöhen. Die Fahrzeughydraulik selbstfahrender Arbeitsmaschinen stellt folglich ein komplexes Hydrauliksystem dar, das aus *Fahrhydraulik* sowie *Arbeits- und Lenkhydraulik* besteht, ferner zunehmend höheren Anforderungen des Bedienungskomforts genügt. Bezieht man die einzelnen hydraulischen Antriebe in getrennte Kreisläufe ein (Mehrkreisystem), sind mindestens zwei Pumpen, z. B. je eine für den hydrostatischen Fahrtrieb und den Arbeitsantrieb mit der hydrostatischen Lenkeinrichtung erforderlich. Die sekundär geregelte Antriebsvariante bildet insofern eine Ausnahme, als es bei dieser nur eines Antriebsaggregats für die Fahrzeug- und Arbeitsbewegungen bedarf, wird doch der Energiestrom allen Sekundäreinheiten über eine einzige Druckleitung zugeführt (Einkreisystem).

Die Leistung des Verbrennungsmotors teilt sich über die Pumpen auf die Kreisläufe -bzw. von einer Druckleitung direkt auf mehrere Verbraucher- auf, so dass der hydrostatische Antrieb aus der Sicht getriebetechnischer Ordnungsprinzipien die Aufgabe eines **Parallelgetriebes**, und zwar in der Funktion eines *Verteilgetriebes* (VDI 2127), wahrnimmt. Die installierte Leistung (Eckleistung) aller Verbraucher von Fahr- und Arbeitsantrieb übersteigt die verfügbare Leistung des Verbrennungsmotors um ein Mehrfaches. Erfolgen Fahr- und Arbeitsbetrieb gleichzeitig, ist daher Vorkehrung gegen Überlastung des Motors zu treffen. Hierzu nutzt man den energieartbedingten Vorzug, Steuer- und Regelsignale in den Leistungsfluss einleiten zu können, wobei diese verlustarm durch Verstellen des Fördervolumens (Verdrängersteuerung) erfolgt. Es werden daher Aufgaben hydraulisch ausgeführt, die aus getriebetechnischer Sicht **gesteuerten Antrieben** vorbehalten sind. So übernimmt

die Fahrhydraulik an Stelle der starren Leistungsaufteilung eine Funktion höherer Komplexität, nämlich die der an die Motorleistung angepassten Leistungsabgabe.

► Durch **Druckabschneidung** wird der Grenzsystemdruck bei steigendem Fahrwiderstand nicht überschritten, indem ein Druckventil auf die hydraulische Stelleinrichtung der Pumpe einwirkt und den Schwenkwinkel verkleinert (Druckregelung).

Bei der **Grenzlastregelung** kann die verfügbare Leistung des Motors für unterschiedliche Antriebe voll genutzt werden. Dabei besteht Leistungspriorität für die Nebenantriebe, d. h. für Arbeits- und Lenkhydraulik, wie es bei selbstfahrenden Arbeitsmaschinen sinnvoll ist. Steigt das Moment am Verbrennungsmotor an, fällt die Motordrehzahl auf einen kennzeichnenden Grenzwert (Lastdrehzahl) ab. Wird dieser unterschritten, reduziert sich der Steuerdruck und durch Rückschwenken der Fahrpumpe mindert sich die Leistungsabgabe an den Fahrtrieb. Die hydraulische Verstellung erfolgt drehzahlabhängig über ein Regelventil, das über einen Stellhebel (Inchhebel) mechanisch verstellt werden kann. Hierbei bewegt sich die Steuerdruckkurve unterhalb der Grenzlastkurve für reinen Fahrbetrieb parallel, so dass man für unterschiedliche Arbeitsbedingungen geringstmögliche Drehzahlrückung erzielt.

Bei der **automotiven Steuerung** lässt sich der Steuerdruck unabhängig von der Drehzahl über ein hydraulisches Inchventil oder Vorsteuergerät beliebig reduzieren. Variiert die Drehzahlvorgabe, bewegt sich der Steuerdruck nicht unterhalb sondern entlang der Grenzlastkurve.

Grenzlastregelung ebenso wie deren besondere Ausführungsform als automotiv Steuerung wurden bisher mittels Incheinrichtung mechanisch-hydraulisch verwirklicht. Weiter gehende Leistungsanpassung mit Übernahme zusätzlicher Steuerungsaufgaben ohne nennenswerten Mehraufwand erzielt man in der elektrohydraulischen Ausführung. Ein Mikrorechner verarbeitet nach programmiertem Regelalgorithmus die Eingangssignale Gaspedalstellung sowie Motordrehzahl und regelt die elektrisch ansteuerbare Stelleinrichtung der Arbeitspumpe aus. Über deren Fördervolumenbegrenzung beschränkt die *elektrohydraulische Leistungsregelung* das Antriebsmoment, damit die Leistungsabgabe an die Arbeitshydraulik selbsttätig auf einen zulässigen oberen Wert. Dieser bestimmt sich aus der Höhe der angeforderten Fahrleistung derart, dass die aufgenommene Gesamtleistung des Hydrauliksystems die verfügbare Motorleistung nicht überschreitet. Die fortlaufende Anpassung der Leistungsabgabe sichert über den gesamten nutzbaren Motordrehzahlbereich optimale Verwertung der Kraftstoffenergie [51, 72], Bild 1-12.

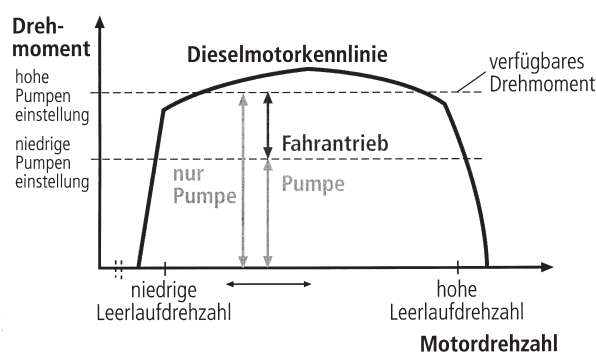


Bild 1-12. Anpassung der Leistungsabgabe Fahrantrieb/Arbeitspumpe an verfügbare Leistung nach Motorkennlinie (Grenzlastregelung) [72]

- Das **Antriebsstrangmanagement** stimmt die Drehzahlregelung des Motors und die Getriebesteuerung so aufeinander ab, dass mehrere Zielfunktionen wie Einsparen von Kraftstoff, Erhöhung des Bedienkomforts, Reduzierung der Lärmemission gleichzeitig realisiert werden. Die Optimierung nach mehreren Größen erfordert eine Strategie mit Gewichtungen, die maschinenspezifisch festzulegen sind. Ein solches teilautomatisiertes Management ist vor allem im Teillastbereich sinnvoll [305].

1.4 Ungleichmäßig übersetzende hydrostatische Antriebe. *Hydraulische Drehwinkel-, Huberzeuger, gesteuerte Antriebe*

Das *hydrostatische Wirkprinzip* erlaubt die getrennte Aufstellung von Pumpe und Motor. Erst durch Zusammenschalten der Pumpe mit einem Sekundärteil für wechselsinnige Dreh- oder Längsbewegung können die Vorzüge der hydrostatischen Leistungsübertragung voll ausgeschöpft werden. In der aufgelösten Bauweise des Ferngetriebes lassen sich nicht nur Momente und Drehzahl über mittlere Entfernungen wandeln, sondern darüber hinaus Bewegungen umformen. Damit erschließt sich dem hydrostatischen Antrieb zusätzlich das umfangreiche Teilgebiet der *ungleichmäßig übersetzenden Getriebe*. Mechanische Getriebelösungen für derartige Bewegungsaufgaben werden also durch hydraulische vielfältig ergänzt [73].

1.4.1 Mobile Arbeitsmaschinen. Arbeitsantrieb

Die hydrostatische Kraftübertragung im Triebstrang mobiler Arbeitsmaschinen ermöglicht stufenlose Fahrgeschwindigkeitsänderungen, wobei während des Fahrprozesses vorzugsweise an der treibenden Achse fortlaufend drehende Bewegung erzeugt wird (Bewegungsform „gleichsinnig Drehen“, VDI 2727, Bl. 1). Im *Arbeitsprozess* sind hingegen Bewegungen unterschiedlicher Funktion wie Hubbewegungen an Staplern, Ladern, Traktoren oder Drehbewegungen an Drehwerken, Anbaugeräten zu erzeugen. Im Gegensatz zum Fahrtrieb ist somit der Arbeitsantrieb kein kontinuierlicher Dreh- sondern ein Stellantrieb, der vorzugsweise eine rückkehrend aussetzende Längs- oder Drehbewegung ausführt (Bewegungsform „wechselsinnig Schieben oder Drehen mit Rast“, VDI 2727, Bl. 1). Bei der Lösung von Bewegungsaufgaben zeichnen sich hydrostatische Bewegungsumformer durch energieartbedingte Vorzüge aus. So formt der *Hydrozylinder*, s. Abschn. 3.5, die flüssigkeitsgebundene Energie in mechanische als begrenzte Längsbewegung (mit hoher Kraft) auf direktem Wege um, ist also ein **hydraulischer Huberzeuger** von geringem konstruktiven Aufwand (linearer Direktantrieb). Der hydraulische Schwenkmotor, s. Abschn. 3.4, erzeugt eine begrenzte Drehbewegung (mit hohem Moment), ist also ein **hydraulischer Drehwinkelerzeuger**. Bei der Drehkolbenmaschine erfolgt dies auf direktem Weg, so dass einfache Baustruktur möglich wird (rotatorischer Direktantrieb). Bei lastseitig höherer Anforderung kommt der Schubkolbenantrieb mit Umlenkmechanismus als kompakte Baueinheit oder ein Hydrogetriebemotor, s. Abschn. 3.3.10, mit nachgeschalteter Innenzahnradstufe (Drehwerkantrieb) zum Einsatz.

Die hydraulischen Stellantriebe für Linear- und Schwenkbewegung können auf Grund hoher Kraftdichte und räumlich getrennter Anordnung (Fernstellantrieb)

- unter kleinen Einbaubegrenzungen eingebaut werden, die abmessungbestimmend sind,

- mit dem Arbeitsgerät mitbewegt werden, ohne durch anordnungsbestimmende räumliche Randbedingungen gebunden zu sein,
- unmittelbar an den Wirkorten angebracht werden, an denen die Energieabgabe erfolgen soll.

In der Mobilhydraulik haben die *gesteuerten hydraulischen Antriebe* einen hohen Entwicklungsstand erreicht. In den Fahrantrieb werden Steuerfunktion zur Drehmoment-/Drehzahlwandlung eingeleitet, die wie bereits dargestellt, vorrangig durch Verändern des primär- und/oder sekundärseitigen Hubvolumens auf die hydrostatische Kraftübertragung einwirken (Verdrängersteuerung). Die Verdrängereinheiten arbeiten im geschlossenen Kreislauf zusammen.

Für den *hydrostatischen Arbeitsantrieb* sind zur Bewegungssteuerung unterschiedlicher Stellantriebe Steuerfunktionen einzuleiten, die über *Wegeventile mit drosselnder Vorrangfunktion*, s. Abschn. 4.1.2, oder mit *Proportionalverhalten*, s. Abschn. 4.1.4, den Energiefluss stetig verstellen (Widerstandssteuerung). Pumpen kommen mit konstantem oder verstellbarem Fördervolumen zum Einsatz, die gesteuert oder geregelt mit den verbrauchenden Verdrängereinheiten nahezu ausschließlich im offenen Kreislauf zusammengeschaltet werden. Die stetig veränderlichen Wegeventile werden *Loadsening-Wegeventile* (LS-Wegeventile) genannt und sind nur bei elektrischer Betätigung mit *Proportional-Wegeventilen* gleichzusetzen. Die Ventilgruppe ist in der für die Mobilhydraulik kennzeichnenden *Blockverkettung* zusammengefasst, s. Abschn. 5.1.5.2.

Um mehrere Verbraucher parallel betreiben zu können, haben sich zur Energieversorgung der Arbeitshydraulik die *Steuerungssysteme*:

- Drosselsteuerung
 - Load-Sensing-Steuerung (Lastdruck-Rückmelde-Steuerung)
- herausgebildet [74, 95, 96].

1.4.1.1 Drosselsteuerung

Drosselsteuerungen (DS) sind als *Konstantstromsystem* einfach zu verwirklichen, dessen Grundform sich aus Konstantpumpe, Wegeventil und Verbraucher zusammensetzt. Um mehrere Verbraucher gleichzeitig steuern zu können, verbindet man diese mit der Pumpe über Wegeventile in hydraulischer Parallelschaltung (Einkreis-system). Die Mehrwegeventile (6/3-Wege-Prinzip) haben gemeinsame Tankverbindung in Mittelstellung: *Open-Center-Kreislauf* (OC). Es bilden sich Ventilachsen, die zu einer Ventilbaugruppe verrohrungsarm montiert und im unteren Leistungsbereich manuell betätigt werden. Sind lastseitig große Kräfte zu überwinden, gelangen vorgesteuerte Wegeventile zum Einsatz. Durch Verkettung fügt man Wegeventilscheiben zur Baugruppe eines Mehrventilblocks [35].

Der Vorzug der Drosselsteuerung besteht darin, über das jeweilige Wegeventil den Förderstrom zwischen Tank und Verbraucher aufzuteilen (Drosselprinzip) und mittels optimierter Feinsteuerung im Steuerkolben *Geschwindigkeitssteuerung* über einen *größeren Feinsteuerbereich* durchführen zu können. Die *Volumenstromaufteilung* ist allerdings *lastdruckabhängig*. Bei gleichzeitiger Vollaussteuerung bewegt sich der Verbraucher am schnellsten, dessen Lastdruck am niedrigsten ist. Gleichzeitig und *unabhängig* können folglich *nur so viele Verbraucher* bewegt werden, *wie Pumpen vorhanden* sind. Zwar versorgt eine Pumpe auch zwei Verbraucher, sofern

diese in hydraulischer Serienschaltung verbunden sind. Die hierbei verwirklichte Rückstromverwertung vermindert jedoch die verfügbaren Nutzkräfte, so dass diese Schaltungsvariante nur begrenzt einsetzbar ist. Drosselsysteme weisen daher meist 2 oder 3 Pumpen auf (Zwei- oder Dreikreisssystem). Dennoch bleiben einer bestimmten Steuerhebeleinstellung lastbedingt unterschiedliche Verbrauchergeschwindigkeiten zugeordnet. Der Bediener muss diese Abweichungen manuell korrigieren, soll die Arbeitsbewegung einer vorgegebenen Bahnkurve folgen.

Dem Nachteil der prinzipbedingt höheren Verluste begegnet man dadurch, dass man das **Konstantdrucksystem** anwendet, bei dem man die Konstantpumpe durch eine druckgeregelte Verstellpumpe ersetzt. Die Wegeventile sind in hydraulischer Parallelschaltung angeordnet, wobei in Mittelstellung der Pumpenkanal geschlossen ist: *Closed-Center-Kreislauf* (CC). Indem das Fördervolumen sich unabhängig vom Vorsteuerdruck einstellt, der den Hauptsteuerschieber der Wegeventile beaufschlagt, passt man den Förderstrom dem Verbraucher so an, dass ein nahezu konstantes Druckniveau gehalten wird. Auch die Druckabschneidung oder Nullhubregelung mindert Verluste. Hierbei wird die Pumpe bei Überlast oder in Mittelstellung auf geringen druckerhaltenden bzw. Leckverlust deckenden Förderstrom zurückverstellt.

Die hydraulisch-mechanische Drosselsteuerung erweist sich als *einfach im Aufbau*, besteht aus störungsunanfälligen Bauelementen und lässt *gute Energienutzung im Volllastbetrieb* zu. Es sind die letztgenannten Merkmale, die insbesondere für Arbeitsbewegungen im unteren Nutzlastbereich diesem Steuerungssystem ein Anwendungsfeld in der Mobilhydraulik bewahrt haben [50, 74-76].

1.4.1.2 Load-Sensing-Steuerung

Load-Sensing-Steuerungen ermöglichen *hohe Energienutzung auch im Teillastbetrieb*. Indem man den Lastdruck zum Regler zurückführt, lassen sich Förderstrom und Versorgungsdruck an den Bedarf des Verbrauchers anpassen. Load-Sensing-Steuerungen, die als Kombination von Verdränger- und Widerstandssteuerung aufgefasst werden können, eröffnen damit dem Arbeitsantrieb den Vorzug, den *verlustarmen Antriebskonzepten* insbesondere für den mittleren und oberen Nutzlastbereich zugerechnet zu werden [57, 58]. Bei mehreren parallel betriebenen Verbrauchern wird der Versorgungsdruck an den Lastdruck des höchst belasteten Verbrauchers angepasst. Hierfür regelt man den Förderdruck auf einen Druckwert oberhalb des höchsten Lastdrucks. Zu letzterem besteht damit eine bestimmte Druckdifferenz, die konstant bleibt. Es stellt sich *lastdruckunabhängige Volumenstromaufteilung* ein. Diese bringt den grundlegenden Vorzug des hohen Bedienkomforts mit sich. Da der Durchfluss der Ventilöffnung auch unter Laständerung proportional ist, gelangt stets der durch den Steuerhebel angeforderte Volumenstrom zum Verbraucher. Eingestellte Bahnkurven bleiben somit erhalten.

Die „Meldung“ des höchsten Lastdrucks an den Regler kann hydraulisch über Ventilkette oder elektrisch über Drucksensoren erfolgen [35, 50, 51].

Hydraulisch-mechanisches Load sensing nutzt ein hydraulisches Signalleitungssystem mit Wechselventilkette, deren logische Verknüpfung den höchsten Lastdruck aus dem Block verketteter *Load sensing-Wegeventile* (LS-Wegeventile) zurückmeldet. Deren Betätigung erfolgt durch Druckbeaufschlagung, s. Abschn. 5.1.5.2.

Beim *Load sensing mit Konstantpumpe* erfolgt die Rückmeldung an den Druckregler (DR), der im *Open-Center-Load-Sensing-Kreislauf* (OCLS) den überschüs-

sigen Volumenstrom über die Druckwaage an den Tank abzweigt, damit lediglich druckabhängige Verluste minimiert. Demgegenüber verwendet man beim *Load sensing mit Verstellpumpe* einen Druck-Förderstrom-Regler (DFR), der im *Closed-Center-Load-Sensing-Kreislauf* (CCLS) neben der Druckanpassung den Volumenstrom an den Bedarf der Verbraucher mittels hydraulischer Stelleinrichtung angleicht, so dass druck- und volumenstrombedingte Verluste reduziert werden.

Es können prinzipbedingt *mehr Verbraucher unabhängig bewegt werden als Pumpen vorhanden sind*.

Bei Load-Sensing-Systemen, die von einer oder zwei Hauptpumpen versorgt werden, ist hierfür allerdings der Förderdruck an den jeweiligen Lastdruck der niedriger belasteten Verbraucher anzugleichen, so dass auch an deren Wegeventilen die gleiche Druckdifferenz konstant anliegt. Dabei ist nachteilig, dass bei großen Lastdruckunterschieden der einzelnen Verbraucher sowie bei großen Volumenströmen drosselbedingte Verluste hinzunehmen sind.

Die Funktion der Lastkompensation übernehmen *Einzeldruckwaagen* (Individual- oder Sektionsdruckwaagen), die den Wegeventilen in *unterschiedlichen Schaltungsvarianten* zugeordnet sind [35, 50, 51].

Steuerungen des Systems Load sensing mit Verstellpumpe werden aus LS-Wegeventilen (4-Wege-Prinzip) im Closed-Center-Kreislauf (CCLS) aufgebaut und zu einem LS-Ventilblock zusammengefasst, in den häufig *vorgeschaltete Einzeldruckwaagen* (Zulauf- oder Primärdruckwaagen) integriert sind, Bild 1-13.

Die Druckwaagen halten die Druckdifferenz Δp_{MB} an den LS-Wegeventilen konstant, so dass im Parallelbetrieb Lastdruckunabhängigkeit erzielt und wechselseitige Beeinflussung der Verbraucher unterbunden wird. Die Steuerkanten der Wegeventile (Messblenden) sind mit den Druckwaagen in Reihe geschaltet. Beide wirken zusammen und erfüllen jeweils die hydraulische Funktion des *Stromregelventils*,

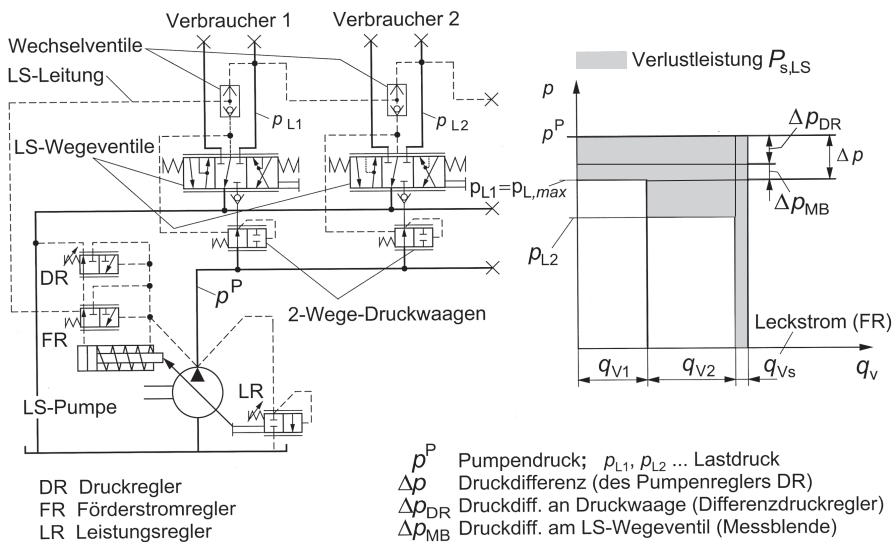


Bild 1-13. Hydraulisch-mechanisches Load sensing mit Verstellpumpe (CCLS) und Lastkompensation durch Einzeldruckwaagen, Schaltung und Leistungsbilanz nach Backé [51]

s. Abschn. 4.4.2. Der Versorgungspunkt p^P stellt sich auf den hydraulisch zurückgeführten höchsten Lastdruck $p_{L,max}$ ein, indem ersterer vom Druckregler (DR) um die vorbestimmte Druckdifferenz Δp größer gehalten wird. Letztere setzt sich aus den Druckdifferenzen Δp_{DR} an Druckwaage und Δp_{MB} an Steuerkante des höchst belasteten Wegeventils zusammen. Die Pumpe stellt über den Förderstromregler (FR) den angeforderten Summenvolumenstrom zu den Verbrauchern bereit, der lediglich um den anfallenden Leckstrom q_{Vs} größer ist. Somit folgt aus dem Kreislauf mit geregelter Verstellpumpe (CCLS) im Vergleich zur Konstantpumpe (OCLS) die günstigere Leistungsbilanz.

Übersteigt jedoch der Verbraucherstrom den maximalen Förderstrom, stellt sich bei der Schaltung mit Zulaufdruckwaagen, Bild 1-14a, undefinierte Steuerung der Verbraucher ein. Es kommt zu unkoordiniertem Bewegungsablauf bzw. Stillstand bei den Verbrauchern. Diesen im Grenzbetriebszustand (Unterversorgung) auftretenden Nachteil beheben Wegeventile mit zu den Steuerkanten in den Ventilen *nachgeschalteten Einzeldruckwaagen* (Ablauf- oder Sekundärdruckwaagen), Bild 1-14b.

In dieser Schaltungsvariante geht die hydraulische Funktion der Druckwaage auf die des *Stromteilers* zurück [51]. Nicht die Druckdifferenz Δp_{MB} am Wegeventil (dargestellt als verstellbare Messblende) wird gemessen, vielmehr der höchste Lastdruck $p_{L,max}$ – bzw. der etwas erhöhte Druck p_l – hinter alle Messblenden übertragen. An diesen liegt daher die gleiche reduzierte Druckdifferenz Δp an und der Förderstrom wird entsprechend den Durchflussquerschnitten $(a_{DA})_i$ der Wegeventile aufgeteilt. Dieses bei Stromteilerventilen, s. Abschn. 4.4.4, genutzte Prinzip der volumetrischen Kopplung durch Widerstandssteuerung bleibt auch bei Unterversorgung wirksam. Der Bewegungsablauf verlangsamt sich zwar, jedoch für die parallelen Verbraucher gleichanteilig und ohne Stillstand herbeizuführen, Bild 1-14c. Bahnkurven lassen sich reproduzierbar einhalten.

Steuerblöcke mit Stromteilerfunktion werden in Bauformen ausgeführt, für die sich unterschiedliche produktbezogene Begriffe eingeführt haben. Bewährte Beispiele hierfür sind LS-Ventilblöcke mit integrierten Druckwaagen nach dem System *lastdruckunabhängiger Durchflussverteilung* (LUDV) [77-79] bzw. nach dem *Synchron-Control-System* (LSC) [80, 81].

Beim LUDV-Ventil [79] besteht die der Messblende des Steuerkolbens nachgeschaltete Druckwaage aus einem Regelkolben und einer Druckfeder, die eine stabile Ausgangslage definiert. Der Steuerkolben übernimmt die Messblendenfunktion durch Zulauf- und Ablaufblenden in beiden Durchflussrichtungen. Der Volumenstrom wird durch die Blenden zur Druckwaage, von dort zurück zum Hauptkolben geleitet und den Verbraucheranschlüssen zugeführt, Bild 1-15a.

Bei Einzelbewegung oder Erreichen des höchsten Lastdrucks wird letzterer über die Bohrung der Druckwaage zum Pumpenregler sowie zu den Einzeldruckwaagen mit niedrigerem Lastdruck gemeldet.

Beim LSC-Ventil [81] ist das speziell auf den Maschinentyp abgestimmte Kompensatorsystem im Innern des Steuerkolbens angebracht. Jedem der beiden Verbraucheranschlüsse ist ein Lastkompensator (Druckwaage) zugeordnet, innerhalb dessen sich das Wechselventil für die Lastdruckmeldung mitbewegt, Bild 1-15b.

Eine alternative Lösung zur Lastkompensation bei Unterversorgung stellen LS-Ventilblöcke nach dem System *Automatische Volumenstrom-Reduzierung* (AVR) [82, 83] dar. Beim AVR-Ventil [83], dessen Betätigung indirekt durch hydraulische Vorsteuerstufe erfolgt, wird zunächst der höchst vorkommende Druck in der externen Steueröl-

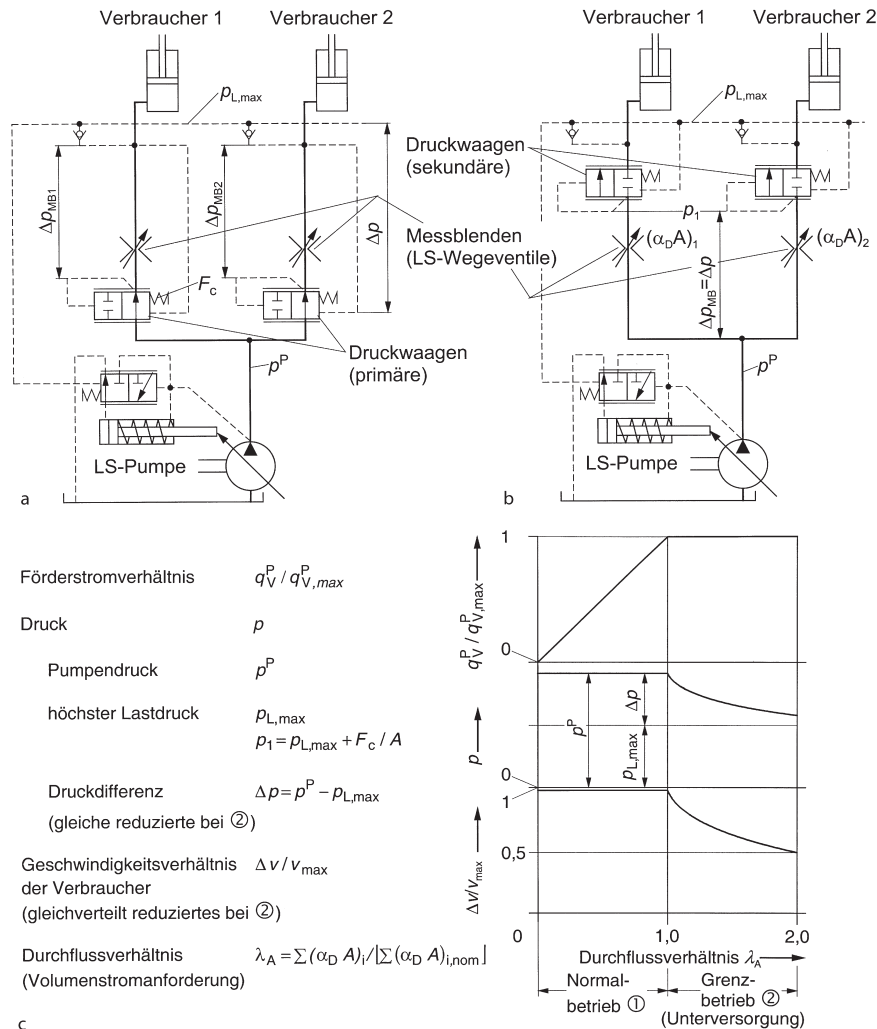


Bild 1-14. Zuordnung von Einzeldruckwaagen zu Loadsensing-Wegeventilen nach Backé [51]. **a** Vorgeschaltete Druckwaagen in Stromregler-Schaltung; **b** Nachgeschaltete Druckwaagen in Stromteiler-Schaltung; **c** Förderstrom, Druck und Geschwindigkeit über Volumenstromanforderung mit gleicher Reduktion durch Stromteilung bei Unterversorgung

versorgung, damit der Durchfluss am weitest angesteuerten Hauptventil reduziert. Falls erforderlich senkt sich nach und nach der jeweils nächst niedrigere Steuerdruck solange ab, bis Förderstrom und Summe der Schluckströme ausgeglichen sind.

Das Loadsensing mit hydraulischen Signalleitungssystem findet breite Anwendung auf Grund von Vorzügen, die auf bewährter Technik, Robustheit und preisgünstiger Verfügbarkeit der Komponenten beruhen.

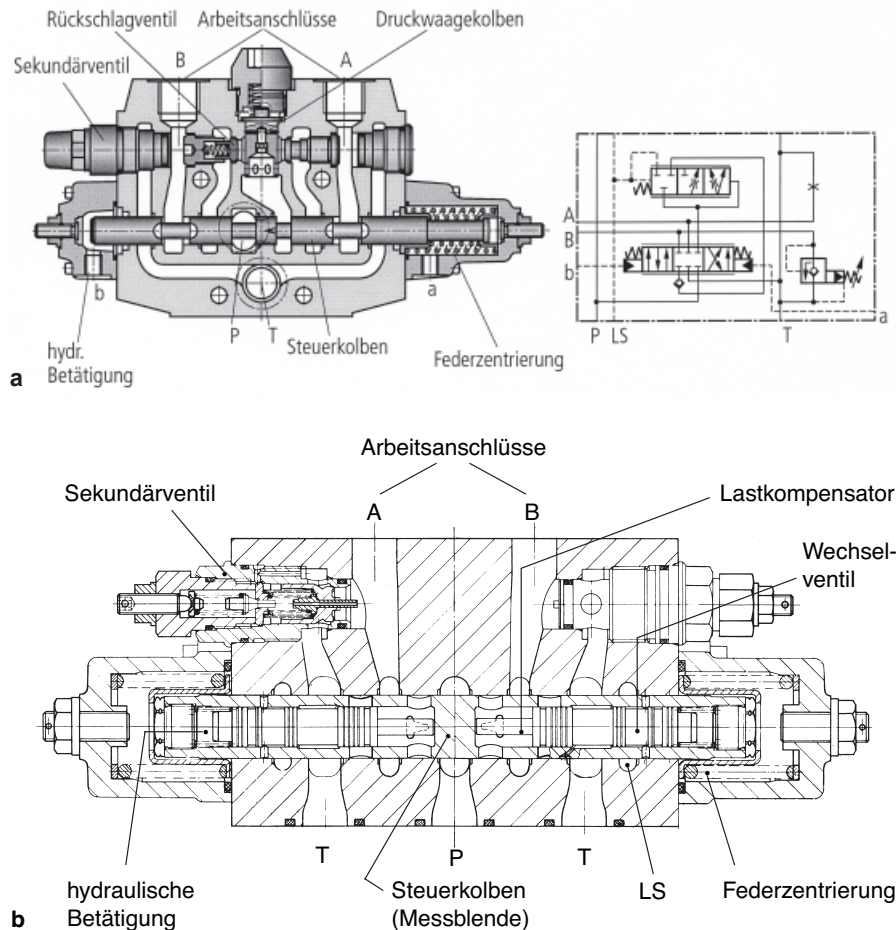


Bild 1-15. Wegeventilelement eines Loadsensing-Steuerblocks mit integrierter sekundärer Lastkompensation, Längsschnitt und Symbol. **a** Bauart Bosch Rexroth, LUDV (M6-15) [79]; **b** Bauart Linde, LSC (VW) [81]

Elektrohydraulisches Loadsensing (ELS) nutzt ein elektrisches Signalleitungssystem mit Drucksensoren, die den Lastdruck jedes Verbrauchers melden. Die Ansteuerung der Verbraucher erfolgt ebenfalls elektrisch über den Block verketteter *Proportional-Wegeventile*, s. Abschn. 4.1.4 und 5.1.5.2.

Konstruktive Einschränkungen und Nachteile der hydraulischen Signalübertragung werden vermieden. So ist im hydraulisch-mechanischen Steuerungssystem die Schwingungsneigung nachteilig, die von LS-Leitungen großer Länge mit Durchführungen bei schwacher Dämpfung herrührt. Bei elektrischer Signalübertragung wird freizügige Anordnung von LS-Pumpe und LS-Ventilblock möglich. Der elektrohydraulische Regelkreis bietet auf Grund seiner hochdynamischen Signalübertragung den Vorzug, störende Streckeneigenschaften der hydraulischen Anlage auf der Si-

gnalseite zu kompensieren (Bedämpfung durch korrigierende Netzwerke), Rückwirkungen auf die Verbraucher durch Entkopplungsstrategien zu mindern, Zusatzfunktionen (z. B. Leistungsregler, ruckfreie Sollwertvorgabe, etc.) auf einfache Weise zu integrieren.

Bei digitaler Reglerstruktur besteht darüber hinaus der Vorzug, Regelalgorithmen frei programmieren zu können. *Lastkompensierende Algorithmen* für den maximalen Grenzbetriebszustand machen Einzeldruckwaagen an jedem Verbraucher überflüssig. Dies setzt jedoch *elektrische Signalleitungen mit Einzeldruckmessung* voraus, bei der den Mikrorechnern alle Lastdrücke über Drucksensoren gemeldet werden

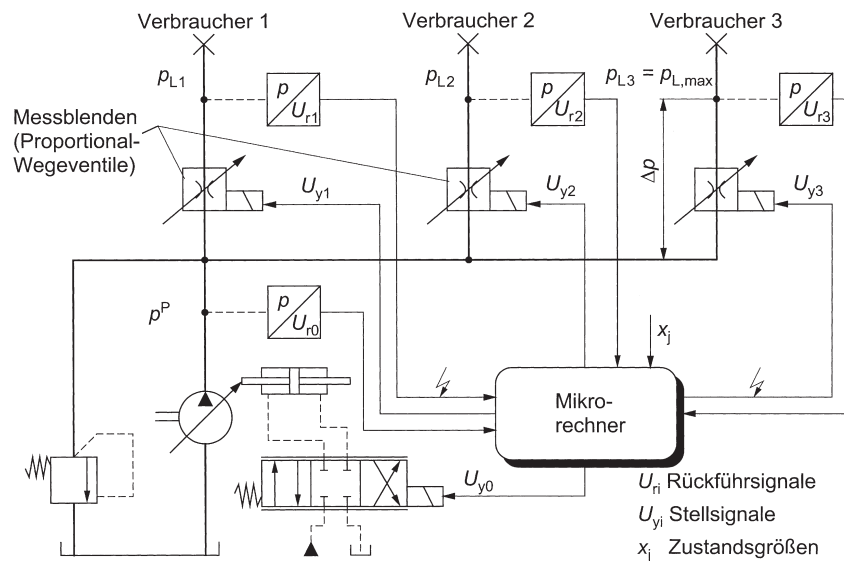


Bild 1-16. Elektrohydraulisches Loadsensing mit Einzeldruckmessung nach Völker [86]

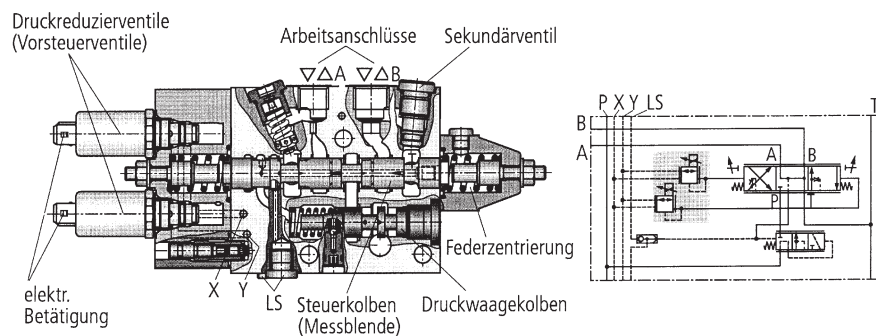


Bild 1-17. Proportional-Wegeventilelement eines Loadsensing-Steuerblocks mit hydraulischer Vorsteuerstufe und integrierter Lastkompensation, Bauart M 4 (M 4-12), Bosch Rexroth [88], Längsschnitt und Symbol

Darüberhinaus sind alternative verlustarme Antriebskonzepte realisierbar, etwa indem der Versorgungsdruck der Last fortlaufend angepasst wird [146]. In dem Bestreben, den Aufwand an Sensoren zu minimieren, wurden verschiedene Schaltungsvarianten vorgeschlagen. Bei der *elektrischen Signalleitung mit Maximaldruckmessung* wird der höchste Lastdruck über nur einen Sensor gemessen, wohingegen die Lastdruckkompensation über Einzeldruckwaagen erfolgt [50, 84]. Bei der *elektrischen Signalleitung mit Bedarfsstromsteuerung* handelt es sich um eine Summenstromregelung, die wegen entfallender Druckregelung keine Drucksensoren benötigt. Die Verstellpumpe fördert die Summe aller angeforderten Schluckströme. Der maximal belastete Verbraucher lässt sich hierbei identifizieren, indem die errechneten Stellsignale der jeweiligen Geschwindigkeitsregelkreise genutzt werden. Da mindestens ein Wegeventil vollständig geöffnet ist, mindern sich die Drosselverluste auf einen Mindestwert [85, 86]. *Neue LS-Systeme* (Flow Matching Konzept), die mit einfachen Regelalgorithmen gute statische und dynamische Eigenschaften erzielen, verbinden die Vorzüge des hydraulisch-mechanischen und des elektrohydraulischen Loadsensing [306, 358].

- Steuerblöcke für elektrohydraulisches Loadsensing werden in Bauformen variabler Funktion ausgeführt, indem man Wegeventile mit geeigneten Eingangs- und Vorsteuerstufen kombiniert. Beispiele hierfür sind LS-Ventilblöcke modularer Aufbau mit abgestuften Steuerfunktionen [87, 88].

Beim elektrohydraulisch betätigten LS-Ventil M4 [88] liegt ein zweistufiges Proportional-Wegeventil vor, das mit kraftgesteuerten Proportionalmagneten für die barometrische Aussteuerung des Hauptsteuerschiebers ausgestattet ist., s. Abschn. 4.1.4.2. Zwei Proportional-Druckreduzierventile bilden die hydraulische Vorsteuerstufe, Bild 1-17.

Der maximale Förderstrom wird, z. B. über Messung von Pumpenschwenkwinkel und Motordrehzahl, mit der Summe der Schluckströme im Mikrorechner verglichen. Bei Untersättigung reduzieren sich die Sollwertsignale der Wegeventilsegmente, während an der Verstellpumpe die volle Druckdifferenz bestehen bleibt. Sowohl das Volumenstromverhältnis, nach dem die Verbraucher einzeln zurückgefahren, als auch die zeitliche Abfolge, in der die Verbraucher in den Sättigungszustand zurückgeführt werden, ist frei wählbar. Bestimmte Verbraucher können somit priorisiert werden. Bei zusätzlich in den Pilotmodul integrierter Elektronik kann der Bedienungskomfort bis hin zur Automatisierung wiederkehrender Bewegungsabläufe verbessert, die Optimierung sowohl für Einzel- wie für überlagerte Bewegungen vollzogen werden.

1.4.1.3 Fahrzeug-Management-System

Gesteigerte Anforderungen an Leistung, Sicherheit, Komfort sowie an bestmögliche Energienutzung verstärken den Trend zu hydraulischen gesteuerten Antrieben in Kraftfahrzeugen wie in mobilen Arbeitsmaschinen. Allerdings zeigt die zunehmende Integration elektrischer Komponenten an, dass derart komplexe Anforderungsprofile nur durch Trennung in *hydraulische Leistungsübertragung* und *elektrische Signalverarbeitung* zu erfüllen sind. Das mobile System erweist sich damit als *heterogen* und gliedert sich in die folgenden Teilsysteme. Es sind dies der *Fahr-antrieb*, der das Antriebsstrangmanagement (Verbundsteuerung Motor/Getriebe), ggf. Antiblockiersystem (ABS), Antriebschlupfregelung (ASR) einschließt, die *Lenkeinrichtung* und der *Arbeitsantrieb*, der die Bewegungssteuerung parallel betriebener Verbraucher umfasst. Ein Konzept für das *Gesamtsystem Fahrzeughydraulik*, das sich an den prozessbedingten Antriebsfunktionen orientiert (Integration durch

Funktionen), ist nur *maschinenspezifisch* zu erstellen. Ein solches integriertes Gesamtsystem fußt jedoch auf Funktionseinheiten der Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik, die bereits als kombinierbare Baueinheiten (Module) marktgängig sind.

Mikrorechner, die das Sensor-Aktor-Management selbstständig ausführen, sind als zentrale, hoch integrierte *Mikrocontroller* (Ein-Chip-Mikrorechner) speziell für den Einsatz in Fahrzeugen unter rauen Umgebungsbedingungen mit extremen Betriebstemperaturen ($-40^{\circ}\text{C} \dots +85^{\circ}\text{C}$) ausgerüstet (Anforderungsklassen bisher DIN 19250, jetzt DIN EN ISO 13849-1). Diese frei programmierbaren Steuer- und Regelkomponenten eignen sich als modular aufgebaute Bord-Computer mit hoher Echtzeitanforderung (kleine Zykluszeiten bzw. hohe Taktfrequenzen) für hochdynamische Regelungsalgorithmen. Mikrocontroller ermöglichen somit die feinfühligste Ansteuerung elektrohydraulischer Komponenten.

► **Sicherheitskonzept.** Für die Sicherstellung eines ordnungsgemäßen Betriebs unterliegen elektronische Regelungssysteme für mobile hydraulische Antriebe weit höheren Anforderungen als für stationäre. Neben den Steuergeräten sind die Sensoren, die Vorsteuer- sowie die Ansteuergeräte elektrohydraulischer Komponenten in ein Sicherheitskonzept einzubeziehen. Die Sicherheitsforderungen sind nach elektrotechnischen Regelwerken, u. a. nach IEC 61 508 als *Safety Integrity Levels* (SIL) festgelegt. Neuzeitliche Steuergeräte sichern das Schaltungs-Layout mehrstufig durch laufende Prozessor-Überwachung (Watchdogs), lesen Sensorikdaten über getrennte Schaltkreise redundant ein. Bei höheren Sicherheitsanforderungen kontrollieren sich zwei unabhängige Prozessoren gegenseitig auf gleiche Rechenergebnisse. Hierfür sind fortentwickelte Programmsysteme aus dem Bereich Kraftfahrzeuge verfügbar [311].

Mit zunehmender Komplexität der Antriebsfunktionen stellt sich für das Fahrzeugmanagement ein Aspekt als wesentlich heraus. Es ist dies die *Vernetzung der Steuerung* durch ein *Kommunikationssystem*, das in der unteren Ebene der Steuerungshierarchie (Feldebene) das Mikrorechnersystem mit den peripheren Komponenten über standardisierte Kommunikationsschnittstellen verbindet.

Feldbussysteme ermöglichen den Datenaustausch in der Feldebene, indem Steuerung und Sensoren/Aktoren in einer Kette gekoppelt werden, um den in Datenpakete eingeteilten Datenstrom nacheinander auf einer Leitung zu übertragen. So wird durch *serielle Kommunikation* die aufwändige parallele Anlagenverdrahtung hinfällig.

Komponenten, die mit einer seriellen Datenbus-Schnittstelle versehen sind, lassen den dezentralen Aufbau des Gesamtsystems zu. Verschiedene Subsysteme, z. B. für den Fahrtrieb, die Arbeitshydraulik, die Lenkung, verfügen über eigene Echtzeit-Rechnerkapazität (Mikrocontrollerstrukturen), arbeiten unabhängig voneinander und sind ebenfalls über den Datenbus miteinander verbunden. Die im System gemeinsam genutzten Sensor- und Steuersignale werden von den Teilnehmern untereinander ausgetauscht. Bediengeräte, Sensoren, Aktoren und Steuergeräte lassen sich optimal platzieren. Die serielle Schnittstelle stellt ferner eine einfache Zugangsmöglichkeit dar, um das System zu programmieren, zu konfigurieren und zu parametrieren. Über ein angebundenes Sichtgerät (Display) können für den Fahrer Prozessabläufe visualisiert, für das Servicepersonal Diagnose und Fehlerauswertung angezeigt werden.

Im mobilen Bereich hat sich das *CAN-Bus-System* (Controller Area Network) eingeführt (ISO 11898, ISO 11519-2) auf Grund relativ einfachen Bus-Protokolls,

hoher Übertragungsgeschwindigkeit, installierbarer Übertragungssicherheit (implementierte Fehlererkennungsmechanismen), hoher Verfügbarkeit preiswerter CAN-Controller, Bild 1-18.

➤ **Kommunikationsstruktur.** CAN ist ein Multi-Master-System, bei dem mehrere Komponenten sowohl als aktive (Master) wie als passive Kommunikationspartner (Slave), d. h. gleichberechtigt im linearen Übertragungskanal verbunden sind. Dies erfordert zur Konfliktvermeidung zwar eine Medienzugriffssteuerung, hat aber den Vorteil, dass das Bussystem auch bei Ausfall eines Teilnehmers für alle anderen voll verfügbar bleibt. Auf Grund der erforderlichen Signallaufzeit ist die einer bestimmten Datenübertragungsrate zugeordnete Netzausdehnung begrenzt (CANtypische Übertragungsrate: 80 kbit/s ... 1 Mbit/s; maximale Netzausdehnung: 1000 ... 40 m). Eindeutige Nachrichtenerkennungen (Identifier) beinhalten keine Teilnehmeradresse sondern eine Information (Signalparameter), z. B. über die Temperatur, Drehzahl, Geschwindigkeit [89, 90].

Beim elektrohydraulischen Loadsensing werden Informationen über das Rückführsignal Lastdruck wie über das Stellsignal zur Ventilansteuerung elektrisch, für ein effizientes Fahrzeugmanagement insbesondere seriell über Datenbus-Schnittstelle übertragen.

Beispiele sind die *LS-Ventile M4* [87, 88] und *SB/EHS* [91, 92], die nach dem Baukastenprinzip Bus-kommunikationsfähig ausbaubar sind. Bei ersterem ist mittels „Daisy-Chain“ Verdrahtung des LS-Steuerblocks insgesamt nur eine Leitung mit der Spannungsversorgung und CAN-Bus-Anbindung erforderlich. Die Bus-Leitung wird von Wegeventil- zu Wegeventilelement (Sektion zu Sektion) weitergeleitet. Bei letzterem sind in die elektrohydraulische Stelleinheit per Mikroprozessor CAN-, Spannungs- und PWM-Schnittstelle in die Ventilelektronik integriert. Damit können Eingangssignale flexibel erfasst, maschinen- und anwendungstypische Anforderungen, insbesondere von Landmaschinen, im zentralen Steuergerät (EHR) programmiert werden.

Auf der Anwendungsschicht (Application Layer) existieren bereits einige genormte oder standardisierte höhere Protokolle, z. B. LBS (Landwirtschaftliches Bus-System), SAE J 1939, OSEK, CAL (CAN Application Layer).

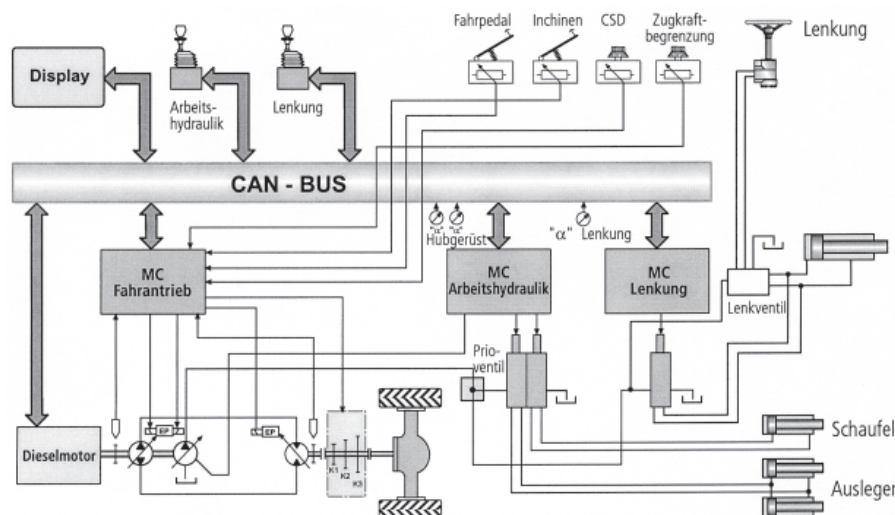


Bild 1-18. Serielle Kommunikation zwischen Rechner-Subsystemen (Mikrocontrollerstrukturen MC) und Bedien-, Mess-, Steuer- und Sichtgeräten durch CAN-Feldbus in einer mobilen Arbeitsmaschine nach Rinck [53]

CANopen beruht auf letzterem, dessen Spezifikation als *offenes Kommunikationssystem* für jeden Hersteller offen gelegt ist. Es enthält im OSI-Referenzmodell (Open Systems Interconnection) eine Software-Anwendungsschicht (Schicht 7), bei der Kommunikations- und Anwendungseigenschaften völlig entkoppelt sind. Die über das Netzwerk verteilte Applikation wird über Dienstelemente verwirklicht.

Im Gegensatz zum herstellerspezifischen Netz können beim *Standardnetz* Busteilnehmer bei Inbetriebnahme des Netzes frei konfiguriert werden. Um Austauschbarkeit der Geräte verschiedener Hersteller zu gewährleisten, ist die Definition der Datenobjekte in standardisierten Geräteprofilen festzulegen. Der Austausch der Daten geschieht während des Betriebs über das Objektverzeichnis. Mit dem Standardnetz CANopen vereinfacht sich die Kommunikation über Feldbus in mobilen Arbeitsmaschinen, da sich elektronische Komponenten verschiedener Zulieferer beliebig kombinieren, neue Komponenten in bestehende leicht integrieren lassen [93]. So ermöglicht die Implementierung einer CANopen-Schnittstelle in elektro-optischen/-magnetischen Winkelcodierern und induktiven Wegaufnehmern Messparameter (Nullpunkt, Messbereich, Signalrichtung) über die Software des integrierten CAN-Controllers zu ändern. Justierungen am Einbauort erübrigen sich [314, 315].

1.4.2 Erdbaumaschinen. Bagger, Radlader

Unter den *Erdbaumaschinen* (DIN ISO 6165) sind *Bagger* weit verbreitet, da ihnen in der Variante des Hydraulikbaggers (ISO 6746-1, DIN 24 080) auf Baustellen die Funktion einer Universalmaschine zugewachsen ist. So können mit ihr Schüttgut oder Erdreich gelöst und geladen, Stapelgut verteilt, Abbrucharbeiten durchgeführt werden [74, 94, 95]. Die hierfür umzusetzende Antriebsleitung wird auf die Arbeitseinrichtung (ISO 6746-2) hydrostatisch übertragen, z. B. auf eine Tieflöffleinrichtung (hier mit Monoausleger) [96], Bild 1-19a.

Die vom Grabgefäß auszuführende Bodenbewegung stellt an den *Arbeitsantrieb* eine räumliche Bewegungsaufgabe, die durch Überlagern ebener Bewegungen gelöst wird. Die Arbeitseinrichtung führt sich auf die Mechanismenstruktur einer offenen Kette zurück. Als Bewegungserzeuger jedes einzelnen Gelenkschlags der Mechanismenkette dienen angelenkte hydraulische Stellantriebe für Linearbewegung. So fällt den schwenkbar befestigten Hydrozylindern 1, 2, 3 die Aufgabe zu, Material mit dem von Ausleger, Stiel und Schwingen geführten Löffel zu lösen, zu heben und abzuschütten. Zum Lösen von Material sind durch die Zylinder Grabkräfte mit festgelegten Nennwerten aufzubringen, so vom Stielzylinder 2 die Reißkraft, von Löffelzylinder 3 die Losbrechkraft. Die Aufgabe, den Oberwagen zu drehen, nimmt das Drehwerk wahr. Bewegungserzeuger ist ein hydraulischer Stellantrieb für Drehbewegung, der als Hydromotor in das Drehwerkgetriebe integriert ist (Hydrogetriebemotor). Letzteres greift über das Ritzel in einen mit dem feststehenden Unterwagen verbundenen Zahnkranz ein. Im Vergleich zum früheren Seilbagger erreicht der Hydraulikbagger nach Tragfähigkeit, Arbeitsbereich und Leistung weit höhere Nutzwerte. Hydraulische Nebenantriebe lassen die Einleitung von Signalen auf einfache Weise zu, um gesteuerte Arbeitsbewegungen zu erzeugen.

Für die unterschiedlichen Baugrößen (Dienstgewichte) sind viele Varianten von Baggerhydrauliksystemen anzutreffen [75–78]. Als Beispiel einer *Arbeitshydraulik* für mittlere Baugrößen dient das Dreikreis-System mit separatem Drehwerksantrieb [96], Bild 1-19b. Die parallel zu betreibenden Verbraucher werden jeweils über ein hydraulisch betätigtes Wegeventilelement 4 angesteuert, das mit dem Mehrven-

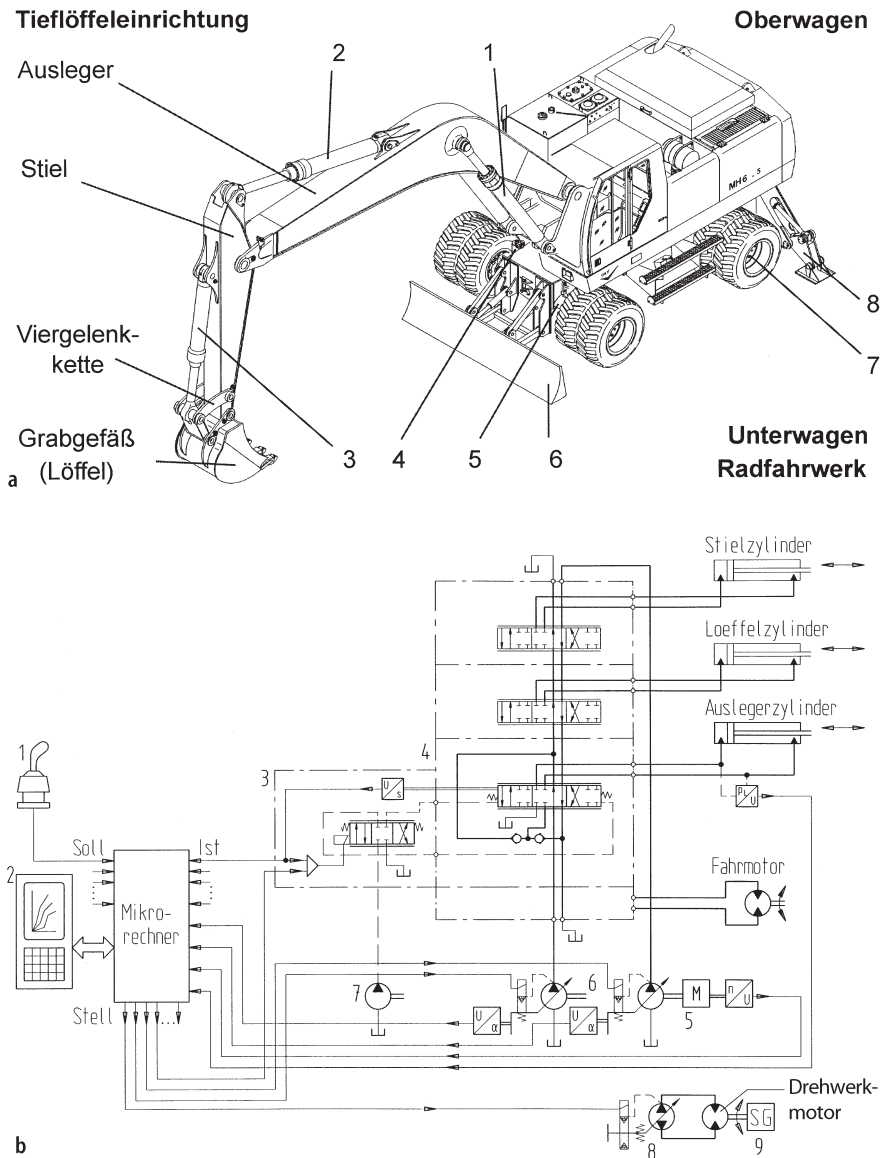


Bild 1-19. Hydraulikbagger mit Radfahrwerk, Bauart Orenstein & Koppel [96], jetzt CNH Baumaschinen [363]. **a** Schema-bild eines Mobilbaggers mit Tieflöffleinrichtung, 1 Auslegerzylinder, 2 Stielzylinder, 3 Löffelzylinder, 4 Blockierzylinder, 5 Vorderachse (Pendel-Lenkachse), 6 Planierschild, 7 Hinterachse (Planeten-Starrachse mit integrierter Bremse), 8 Abstützbock (Pratze); **b** Kombiniertes Übersichtsschaltplan für elektrohydraulische Steuerung der Arbeitseinrichtung, 1 Handsteuergeber, 2 Bedienpult, 3 Einzel-Vorsteuerventil, 4 Wegeventilelement, 5 Dieselmotor, 6 geregelte Doppel-Verstellpumpe (Fahr- und Arbeitspumpe), 7 Steuerölversorgung, 8 geregelte Drehwerkpumpe, 9 Drehwerkgetriebe

tilblock eines Open-Center-Kreislaufs (OC) verkettet ist. Im Gegensatz zum einfachen OC-Betrieb (Konstantstromsystem) verwendet man eine geregelte Doppel-Verstellpumpe 6, mit der sich der Volumenstrom anpassen lässt. Am Befehlsgeber (Joystick) 1 gibt man außer der Bewegungsrichtung die Geschwindigkeit eines Verbrauchers vor, der ein Schluckstrom entspricht. Aus der Steuerhebelauslenkung folgt für das Wegeventil 4 der Steuerdruck, der mittels Vorsteuerstufe 3 mit externer Steuerölversorgung 7 eingestellt wird. Nach Druckbeaufschlagung verstellt sich der Hauptsteuerschieber, dessen Lage von 4 ebenso wie die Stellwege evtl. parallel betätigter Steuerachsen an das elektrische Regel- und Überwachungssystem (Mikrorechner) zurückgeführt werden. Letzteres ermittelt die Schwenkwinkel der Doppel-Verstellpumpe 6 derart, dass diese lediglich die Summe der benötigten Schluckströme fördert. Die Bedarfsstromsteuerung wird durch die Regenerationsschaltung ergänzt. Diese nutzt zum Senken des Auslegers dessen Gewichtskraft dazu, den Auslegerzylinder über die Ringraumrückspeisung zurückzustellen. Von den Drucksensoren werden dem Mikrorechner die Lastdrücke gemeldet, um zusätzlich den Förderdruck oberhalb des höchsten Lastdrucks regeln und Lastkompensation herbeiführen zu können. In dieser Variante der rechnergeführten elektrohydraulischen Steuerung verbinden sich bevorzugte Steuereigenschaften des einfachen OC-Kreislaufs mit dem Konzept des verlustarmen Antriebs. So zeichnet den Arbeitsantrieb die schnelle und feinfühlige Steuerung (entsprechend der Drosselsteuerung) ebenso aus wie die hohe Energienutzung im Teillastbereich (vergleichbar der LS-Steuerung).

Der Drehwerksantrieb 9 wird aus Sicherheitsgründen über eine separate Pumpe 8 versorgt, deren Schwenkwinkel dem Druck bzw. Beschleunigungsmoment des Schwenkmotors entspricht (Momentensteuerung). Verstellpumpe und Drehwerksmotor arbeiten im geschlossenen Kreislauf, also in verlustarmer Verdrängersteuerung zusammen. Energierückgewinnung während des Bremsvorgangs ist möglich, wenngleich nur bei gleichzeitiger Hubbewegung weiterer Verbraucher nutzbar.

Anbaugeräte, z. B. Abbruchscheren und Hämmer für Abbrucharbeiten, können über eine Universalsteuerung an das Hydrauliksystem angeschlossen, bei elektrohydraulischer Ansteuerung auch Achsregelungen für automatische Arbeitsabläufe im Mikrorechner implementiert werden [97, 98]. Elektrohydraulik und Feldbuskommunikation erhöhen die Flexibilität der Baumaschine. So lassen sich über zwei CAN-Busse sämtliche Bedienelemente ebenso wie Pumpen und Ventile an die Zentralhydraulik anschließen. Mit zusätzlicher Sensorik und Elektronik können einsatz- wie fahrerspezifische Forderungen erfüllt werden (PCSIV) [98, 99].

Neben den Baggern ist der *Radlader* die zweite vielseitig eingesetzte Baumaschine. Durch vorherrschende Knicklenkung und hohe Fahrgeschwindigkeit verbindet die radangetriebene Lademaschine gute Manövrierfähigkeit mit raschem Standortwechsel. Die Vorzugsmerkmale Zugkraft und Mobilität erschlossen dieser Arbeitsmaschine Aufgaben, die über den Laderbetrieb auf Baustellen hinausgehen. Hierzu gehören Werkeinsätze in der Stahl-, Stein- und Holzindustrie ebenso wie Einsätze im Kommunalbereich [94, 95]. Die hydrostatisch angetriebene Ladeschaufeleinrichtung besteht aus einer frontseitig angebrachten Hubwerkkinematik, die nach der Wirkbeziehung Reißkraft/Hubhöhe aufgabenspezifisch ausgelegt wird (hier als Z-Kinematik), Bild 1-20a.

Mit der 1-Zylinder-Z-Kinematik lassen sich große Ausbrechkraft in Bodenlage des Ladegefäßes sowie hohe Kippgeschwindigkeit herbeiführen. Der Hubrahmen

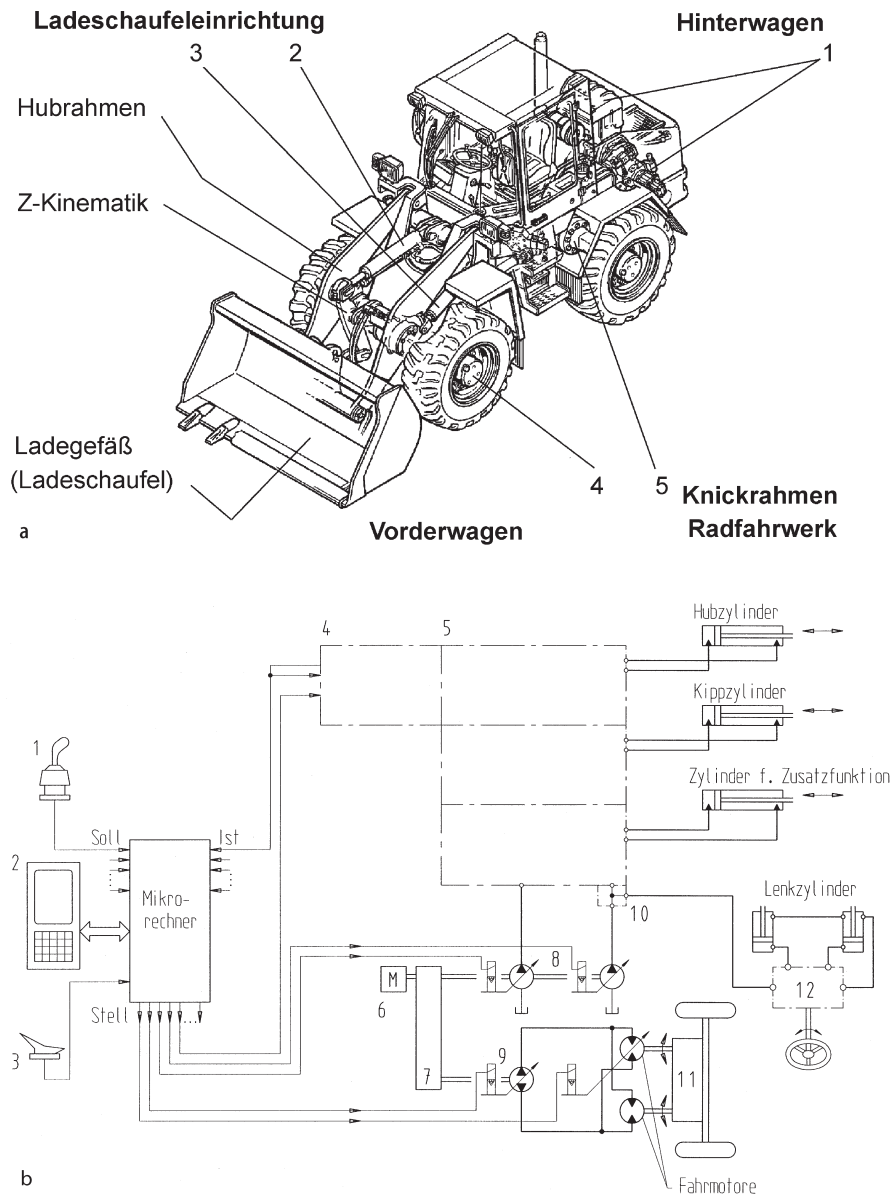


Bild 1-20. Radlader, Bauart Orenstein&Koppel [100], jetzt CNH Baumaschinen [364]. **a** Schemabild eines Radladers mit knickgelenktem Rahmen, 1 Dieselmotor mit Verstellpumpen (Kombinationspumpe), 2 Kippzylinder, 3 Hubzylinder, 4 Vorderachse (Starrachse mit Selbstsperrdifferenzial), 5 Hinterachse (Pendelachse mit Selbstsperrdifferenzial); **b** kombinierter Übersichtsschaltplan für Gesamtsystem Fahrzeughydraulik, 1 Handsteueregeber, 2 Bedienpult, 3 Fahr- bzw. Bremspedalgeber, 4 Einzel-Vorsteuerventil, 5 Proportional-Wegeventilelement, 6 Dieselmotor, 7 Pumpenverteilergetriebe, 8 geregelte Doppel-Verstellpumpe (Arbeitspumpen, davon eine vorzugsweise Lenkpumpe), 9 geregelte Verstellpumpe (Fahrpumpe), 10 Prioritätsventil, 11 lastschaltbares Summiergetriebe, 12 Lenk-Ventilblock

ist gleichmäßig zu heben und zu senken. Als Bewegungserzeuger für den Ladevorgang dienen die linearen Stellantriebe Kipp- 2 und Hubzylinder 3. Mit der Lear-Kinematik [100], die Vorzüge von Z- und Parallel-Kinematik vereint, sind gleichbleibende Reißkraft über den Hub ebenso wie Parallelführung von Schaufel oder Gabel erreichbar. Während beim Bagger Arbeits- und Fahrbewegung vorwiegend nacheinander erfolgen, vollzieht der Lader die Bodenbewegung an der Ladeschaufel bei gleichzeitigem Vorwärtsbewegen der Arbeitsmaschine. Der Forderung nach großer Zugkraft folgt im Fahrbetrieb die Forderung nach hoher Geschwindigkeit. Der Wechsel zwischen sehr unterschiedlichen Fahrzuständen stellt an den hydrostatischen Fahrentrieb von Radladern besondere Anforderungen. Hierfür nutzt man zusammengesetzte Fahrzeuggetriebe bevorzugt nach dem Mehrmotorenkonzept [57–60]. Zwei verstellbare Hydromotoren (Fahrmotoren) unterschiedlicher Nenngröße bilden den Sekundärteil des hydrostatischen Getriebes, der in das nachgeschaltete schaltbare Summierungsgetriebe integriert ist. Dieses wird mit dem Verteilergetriebe (Kegelrad-Ausgleichgetriebe) 5 des hinteren Achsantriebs zu einer Getriebebaugruppe zusammengefasst [62, 101]. Mittels zweiteiliger Gelenkwelle setzt sich die Kraftübertragung auf die Vorderachse fort. Außer einem Selbstsperrdifferenzial weist auch der vordere Achsantrieb eine zusätzliche Übersetzungsstufe in der Radnabe (Planeten-Radnabengetriebe) 4 auf.

Um den Fahrer zu entlasten und die Produktivität zu verbessern, weist der Radlader hohen Bedienkomfort auf. Bisher der oberen Leistungsklasse vorbehaltene Load-Sensing- und mikroelektronische Steuerungs-Systeme werden zunehmend kleineren Maschinengrößen erschlossen [53, 57, 58, 95]. Bei dem Radlader mittlerer Leistung ist das Gesamtsystem Fahrzeughydraulik an einen Mikrorechner angeschlossen, der das Sensor-Aktor-Management für Fahr-, Arbeits- und Lenkhydraulik selbstständig ausführt [100], Bild 1-20b.

Das elektrohydraulische Load-Sensing-System für die *Arbeitshydraulik* wird von einer geregelten Doppel-Verstellpumpe 8 gespeist. Die eine Pumpe versorgt über Prioritätsventil 10 bevorzugt die Lenkung, die andere ausschließlich die Arbeitshydraulik. Um die Hub- und Kippfunktion an der Schaufel auszuführen, werden der jeweilige lineare Stellantrieb sowie ein möglicher Verbraucher für Zusatzfunktionen über die im Closed-Center-Kreislauf (CC) arbeitenden Proportional-Wegeventile 4, 5 bewegt. Diese elektrohydraulisch betätigten LS-Ventile weisen maschinenspezifisch integrierte LUDV-System- sowie Lasthaltefunktionen für alle Achsen auf, sind im Mehrventilblock (Monoblock) zusammengefasst und werden vom Mikrorechner angesteuert [103]. Dessen digitale Reglerstruktur bildet die Stellsignale aus den vom Handsteuergeber (Multifunktionshebel) 1 vorgegebenen Sollsignalen und den von Sensoren, z. B. Winkelsensoren an Hubrahmen, Kipphebel, zurückgeführten Istsignalen. Über Handsteuergeber 1 und Bremspedalgeber (Inchpedal) 3 wird die Aufteilung der verfügbaren Motorleistung auf Arbeits- 8 und Fahrpumpe 9 vorgegeben. Betriebsdaten des Verbrennungsmotors 6 sowie Zustände der hydraulischen Aktoren werden sensorisch laufend erfasst, um in das Fahrzeugmanagement automatisches Fahrverhalten und elektrohydraulische Leistungsregelung einbeziehen zu können. Der automatisierte Schaltvorgang des Summierungsgetriebes 11 passt Zugkraft und Geschwindigkeit dem Prozessablauf an. Zentrale Koordinierung der Signale optimiert die Leistungsabgabe über den nutzbaren Motordrehzahlbereich, so dass sich die Umschlagleistung erhöht, der Kraftstoffverbrauch sinkt. Überschrei-

ten Betriebsdaten Grenzwerte, werden diese am Bedienpult (Display) 2 visualisiert, Diagnose und Fehlerbewertung werden dem Service angezeigt.

Frei programmierbare Regelalgorithmen ermöglichen auf einfache Weise Zusatzfunktionen zu integrieren. So nutzt man Winkelsensorsignale von Hubrahmen und Kipphebel um gesteuerte Parallelführung des Lader-Werkzeugs zu verwirklichen. Die Hubbegrenzung des Hubgerüsts erfolgt ebenfalls gesteuert, indem man über die Teach-in-Taste des Multifunktionshebels 1 eine beliebige Grenzhöhe vorgibt. Ferner lassen sich automatische Schaufelrückführung nach dem Entleeren herbeiführen, Ausklopf-Intensität und Schaufelanschlagdämpfung steuern. Unter Nutzung des Schaufelgewichts als Tilgermasse kann eine aktive Schwingungstilgung vorgesehen werden [100, 103, 104].

1.4.3 Hebezeuge und Fördermittel. *Fahrzeugkrane*

Zu den *Hebezeugen* zählen Auslegerkrane mit eigenem Antrieb, die mit oder ohne Lasten verfahren werden. *Fahrzeugkrane* erfüllen hohe Anforderungen des Kran- wie des Fahrzeugbaus, gehören somit einem jüngeren Zweig des Hebezeugbaus an (ISO 4306-1, ISO 4306-2, DIN 15001, Teil 7).

Schnelle Fahr- und Einsetzbarkeit verhalfen dem gleislosen Fahrzeugkran auf Reifen zum Durchbruch, indem man den Kran so ausrüstete, dass er sowohl auf der Straße fahren als auch an der Baustelle eingesetzt werden kann (straßenzulässige Fahrzeugkrane). Mittels gefederter Achsaufhängung und Mehradantrieb wird eine der Fahrzeuggröße angemessene Geländegängigkeit erzielt (All-Terrain Krane, Autokrane). Schnell fahrende Autokrane für hohe Traglast (80 t und darüber) werden mit zwei Motoren ausgestattet (Zwei-Motorenkrane). Mit dem Entwicklungsschritt vom montierbaren Gittermastausleger zum Teleskopausleger in dünnwandiger Vollwandbauweise gelang es, den Vorteil der schnellen Einsatzbereitschaft mit dem der großen Tragfähigkeit zu verbinden. Neuzeitliche Autokrane weisen einen Kranantrieb mittels Dieselmotor und hydrostatischer Kraftübertragung auf (Diesel-Hydraulik-Kran), der sich dem mit mechanischer oder elektromotorischer Kraftübertragung (diesel-mechanischer bzw. Diesel-Elektro-Kran) über ein weites Anwendungsfeld als überlegen erwies.

Der Teleskop-Autokran hat einen auf dem Fahrgestell drehbaren Kran-Oberwagen (Drehkran) mit einem vertikal drehbaren 5-stufigen Teleskopausleger 1, Bild 1-21a.

Dessen Kräfte und Momente werden von der Drehbühne über eine Drehverbindung 3 auf den Fahrgestellrahmen des Unterwagens geleitet [105], [106]. Um das Eigengewicht zu verringern ist der Ausleger als Einholmträger mit prismenförmigem Querschnitt gestaltet, die Teleskopschübe sind in profilumschließenden Gleitführungen abgestützt. Das Ausfahren des Teleskopauslegers 1 erfolgt durch einen einstufigen Langhubzylinder geringen Zusatzgewichts, so dass sich mit diesem Ausschubsystem große Hubhöhe (z. B. 60 m, Typ LTM 1225, Bauart Liebherr) bzw. Ausladung (54 m) bei der geforderten Traglast erzielen lässt. Der Antriebsstrang im Fahrgestell geht vom leistungsstarken Fahr-Dieselmotor 8 mit angeflanschem Automatik- und Achsversatzgetriebe aus, setzt sich über Verteilergetriebe und Gelenkwellen zu den Achsen fort. Um den Baustellenverkehr unter Geländebedingungen zu ermöglichen, stützt sich der Unterwagen auf 6 Achsen, von denen 4 mit Differenzialsperren versehen angetrieben werden. Die mit dem Dieselmotor gekoppelte

Konstant-Mehrstrompumpe bildet zum dieselmechanischen Fahrtrieb den hydraulischen Hilfsantrieb, der die Lenkhilfe, Abstützung 6, Achsfederung 7 mit Druckflüssigkeit versorgt. Durch hydropneumatische Federung ist das Niveau des Fahrgestells regulierbar, und das Fahrwerk passt sich den Bodenunebenheiten an, derart, dass vorbereitende Befestigungen des Baustellengrunds entfallen. Der leistungsschwächere Kran-Dieselmotor 4 im Oberwagen dient als Antriebseinheit für den hydraulischen Kranantrieb.

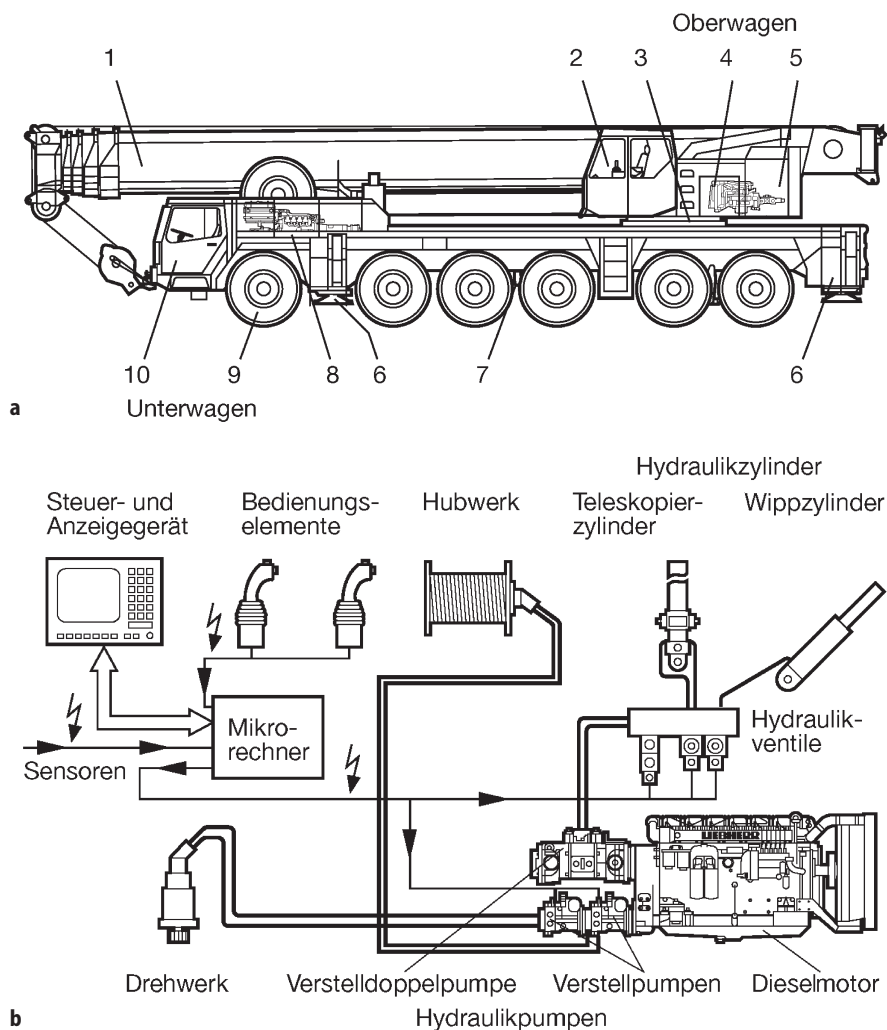


Bild 1-21. Fahrzeugkran mit Teleskopausleger, Bauart Liebherr [105]. **a** Schemabild Transportstellung eines 6-achsigen Autokrans, 1 Teleskopausleger, 2 Oberwagen mit Krankabine, 3 Drehverbindung, 4 Dieselmotor für Kranantrieb, 5 Gegengewicht, 6 Abstützung, 7 hydropneumatische Federung, 8 Dieselmotor für Fahrtrieb, 9 Rad der 1. Antriebsachse, 10 Unterwagen (Fahrgestell) mit Fahrerkabine; **b** Kombierter Übersichtsschaltplan für Kransteuerung und rechnergeführte Vorwahlsteuerung der Hydraulikkomponenten

Die Arbeitsbewegungen des Krans (Heben, Drehen, Ausleger-Heben (-Wippen) und -Ausfahren (-Teleskopieren)) erfolgen hydraulisch, Bild 1-21b.

Über das Verteilergetriebe werden mehrere Hydraulikpumpen angetrieben, die das 4-Kreissystem der *Arbeitshydraulik* versorgen. Zwei Pumpen in Tandemanordnung bilden mit dem Hydromotor des Hub- bzw. dem des Drehwerks je einen geschlossenen Kreislauf. Durch Pumpenverstellung erfolgt die Geschwindigkeitsänderung beim Heben der Last bzw. beim Drehen des Oberwagens energiesparend über einen großen Stellbereich; durch Verstellen über die Nulllage hinaus wird die Umkehr der Bewegungsrichtung stoßfrei eingeleitet. Die Doppelpumpe in eingehäusiger Zwillingsanordnung arbeitet mit dem Wipp- und Teleskopierzylinder im jeweils offenen Kreislauf zusammen. Für das Wippen bzw. Teleskopieren des Auslegers enthält der von der leistungsgeregelten Doppelpumpe versorgte Kreislauf je ein gesteuertes Bremsventil in der hubseitigen Druckleitung, das entweder über die senkseitige Druckleitung oder fremd angesteuert wird [312].

Die elektrohydraulische Kransteuerung ermöglicht es, nicht nur alle Kranbewegungen durch Vorwahl feinfühlig auszuführen sondern auch wesentliche Sicherheitsfunktionen (z. B. LMB Lastmomentbegrenzung) in das Steuerungssystem zu integrieren (DIN EN ISO 13849). So lassen sich die von der Auslegerlänge, der aktuellen Ausladung und der angehängten Last abhängigen Geschwindigkeiten der Bewegungen Drehen und Wippen über die speicherprogrammierbare Steuerung einstellen. Nach Abspeichern der Kennlinie des Kranmotors kann durch Leistungsregelung Kraftstoff sparend und lärmarm über den gesamten Drehzahlbereich gefahren werden. Mittels Bord-Mikrorechner erfolgen Überlastsicherung und Tragfähigkeitsanzeige automatisch. Die Kranbewegungen in nach Tragfähigkeitstabellen beschriebenen Grenzen werden ständig angezeigt, bei Grenzannäherung sprechen vorgeschriebene Bewegungs- und Lastmomentbegrenzer an. Die vorrangige Überlagerung von Steuerfunktionen durch die Funktion der Überlastsicherung unterbricht Gefahr bringende Kranbewegungen, sobald der sichere Bereich verlassen wird.

1.4.4 Landmaschinen. Traktoren

Neben den Erdbaumaschinen, Fahrzeugkranen, Kommunalfahrzeugen sind *landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen* ein wichtiges Anwendungsfeld mobiler hydraulischer Antriebe. Universale, mobile Energiequelle ist der **Traktor** (DIN EN 1152, DIN 11001-6), der als Zugmaschine für angehängte Landmaschinen ebenso wie als Träger für Anbaugeräte (DIN 11051) dient. Durch den Anbau hydraulisch zu treibender oder einzurichtender Arbeitsgeräte wird der Traktor zur selbstfahrenden Arbeitsmaschine für Transport, Ernte und Bodenbearbeitung [35, 107, 108], Bild 1-22a.

Beim *Fahrertrieb* greift man herkömmlich auf den mechanischen Direktantrieb mit Handschaltgetriebe zurück, das als fein stufiges Vielgang-Getriebe ausgeführt ist. Entlastung des Fahrers bringt das automatische Volllastschaltgetriebe mit sich, wobei die Lastschaltung für Gang- und Wendeschaltung über Hebel oder Schalter betätigt wird. Mit der rechnergeführten Steuerung von Motor und Getriebe gelangt man zum Antriebsstrangmanagement, das zur Optimierung von Flächenleistung und -verbrauch lastseitige Einflussgrößen verarbeitet (APS: Automatisches Powershift-Getriebe), [109]. Doch nimmt die Stelle des mechanischen Direktantriebs zunehmend das stufenlose hydrostatische leistungsverzweigte Getriebe (SHL-Getriebe) ein. Mit dem Großwinkel-Verstellmotor als Hydrostaten, einer

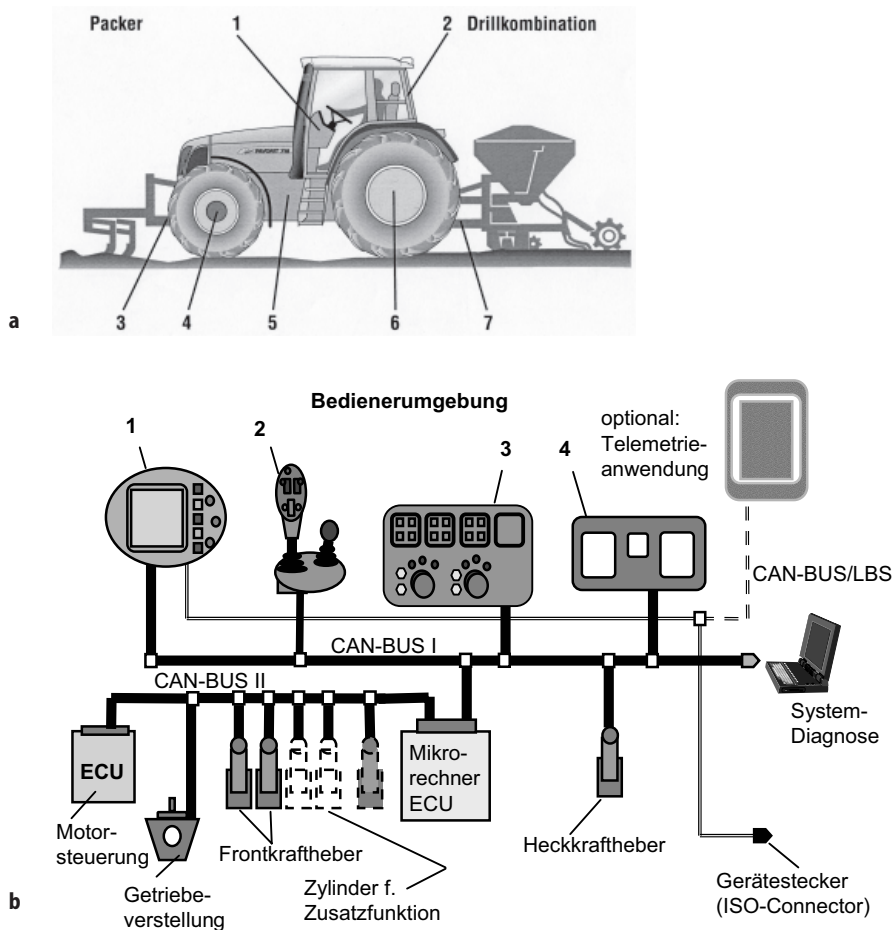


Bild 1-22. Ackerschlepper mit Anbaugeräten, Bauart AGCO Fendt [113]. **a** Schemabild eines Mittelklasse-Traktors, 1 Bedienpult, 2 Traktorkabine (kippter), 3 hydraulisches Fronthubwerk, 4 Vorderachse (Pendelachse hydropneumatisch gefedert mit Planeten-Radnabenantrieb), 5 leistungsverzweigtes Hydrostatgetriebe, 6 Hinterachse (Starrachse mit Planeten-Achsantrieb), 7 hydraulisches Heckhubwerk; **b** Übersichtsplan für Gesamtsystem Traktorhydraulik, 1 Anzeige- und Bedieneinheit, 2 Handsteuergeber, 3 Seitenkonsole, 4 Kombiinstrument

axialen Bauform der Schrägachsenbauart, s. Abschn. 3.3.10, überdeckt man einen großen Wandlungsbereich. Ohne Zugkraftunterbrechung lassen sich Geschwindigkeit und Zugkraft jeglicher Einsatzbedingung anpassen. Überdies reicht der Gesamtwirkungsgrad an den des Volllastschaltgetriebes heran [110, 111]. Da die hydrostatische leistungsverzweigte Kraftübertragung den Vorzug des höheren Bedienkomforts mit dem des verlustarmen Antriebskonzepts verbindet, erschließt sich dem stufenlosen Schleppergetriebe außer der oberen nunmehr auch die mittlere Leistungsklasse [112, 113]. Die elektrohydraulische Ansteuerung des SLH-Getriebes ermöglicht es, Zusatzfunktionen wie Grenzlast- und Geschwindigkeitsregelung

(Tempomatfunktion) auszuführen, um Arbeitsleistung und Kraftstoffverbrauch zu optimieren (Power/ECO-Strategie), [113].

Je nach Leistungsklasse und Ausstattung erfolgt die Energieversorgung der *Arbeitshydraulik* durch eine oder mehrere Pumpen, variiert das Steuerungssystem vom Drosselprinzip (Konstantstrom- oder OC-System) bis hin zum druck- und stromregelnden Loadsensing-Prinzip (LS mit Verstellpumpe oder CCLS-System). Mit den in mittlerer und oberer Leistungsklasse anzutreffenden LS-Ventilen verwirklicht man die feinfühligke und verlustarme Steuerung. Integrierte Einzeldruckwaagen mit Strom teilender Lastkompensation (LUDV) halten auch bei Unterversorgung den Bewegungsablauf paralleler Arbeitsgeräte aufrecht bzw. verlangsamen diesen gleichanteilig [114].

Von der Zentralhydraulik, meist als Einpumpen-LS-System ausgelegt, werden verschiedene Verbraucher am Traktor durch eine Verstellpumpe über einen gemeinsamen Ölhaushalt für Arbeitshydraulik, Lenkung und Getriebe versorgt. Prioritätsventile bieten die Gewähr, dass für die Sicherheit relevante Funktionen wie hydraulische Lenkung, Bremskraftverstärkung und Getriebschmierung zunächst versorgt werden, ehe z. B. Hubwerkszylinder oder weitere Funktionen angesteuert werden können. Zusätzlich versorgt die Zentralhydraulik Schaltvorrichtungen für Differenzialsperren, Allrad und Zapfwelle mit Steueröl. Viele Schlepper sind mit hydraulisch angetriebenem Fronthubwerk ausgerüstet, das simultane Bewegungen des Hub- und Schaufelzylinders erfordert. Die modular aufgebauten Ventileinheiten für unterschiedliche Steuerfunktionen lassen sich nach der Blockbauweise zu einem Haupt- oder Systemblock (zentralen modularen Steuerblock ZMS) zusammenfassen und verrohrungsarm in den Getriebekasten integrieren [116].

Es verstärkt sich in der Traktorhydraulik der Trend zum Loadsensing mit elektrischem Signalleitungssystem (ELS), hält doch die Funktionssicherheit elektronischer Komponenten rauen Umgebungsbedingungen inzwischen weitgehend stand. Proportional-Wegeventile erlauben außer freizügiger Anordnung von LS-Ventilblock und Bedienteil die Einbeziehung der Traktorhydraulik in ein elektrohydraulisches Gesamtkonzept. Insbesondere eröffnet die Datenvernetzung über Feldbus (vorzugsweise CAN-Bus) den Vorzug des höheren Bedienkomforts, der sich aus der ergonomischen Gestaltung des Fahrerplatzes ebenso wie aus der (Teil-) Automatisierung von Arbeitsabläufe ergibt [116, 117].

Bei den *angehängten Landmaschinen* mit z. T. zahlreichen eigenen hydraulischen Stellfunktionen nimmt der Einsatz der Elektrohydraulik, Sensorik und Steuerelektronik ebenso zu wie bei den *selbstfahrenden Erntemaschinen*. Damit lassen sich die verfügbare Funktionsqualität erweitern und zugleich die Steuerung konzeptionell vereinfachen. Um die Gerätefunktion zu steuern, werden unterschiedliche *Steuerungs- und Sensorkonfigurationen* angewendet [118-120].

Die hydraulischen Verbraucher *angehängter Geräte* sind vorzugsweise über Druckmittelzapfstellen an einen gemeinsamen Kreislauf angeschlossen, wobei derzeit noch weitgehend autark arbeitende Gerätesteuern lediglich einen Pumpen-, Tank, ggf. LS-Anschluss zu den Ventilblöcken benötigen. Bezieht man die Geräteverbraucher als Teilnehmer in das serielle Kommunikationsnetz ein, können traktorseitige Wegeventile zur Gerätesteuerung genutzt, ggf. geräteseitig installierte Wegeventile gänzlich entbehrt werden. Über Datenbus-Schnittstelle wird der Traktorhydraulik Volumenstrom- und Druckbedarf aktuell mitgeteilt. Der größte Rationalisierungsgewinn im Gesamtverbund Traktor/Gerät lässt sich dadurch erzielen, dass

ausschließlich vorhandene Ausstattungen des Traktors, elektronische wie hydraulische, zur Steuerung der Gerätefunktion herangezogen werden. So können der Pflugwendevorgang allein mit der Traktorhydraulik gesteuert, doppelwirkende Hubwerke für aktives Belasten angebauter Arbeitsgeräte vorgesehen werden [119, 120].

Eine Steuerungskonfiguration, mit der traktorseitige Komponenten integriert und ebenso Gerätefunktionen traktorseitig gesteuert werden können, ergibt sich aus dem vorliegenden Konzept der *Funktionstrennung in der Feldebene* [121], Bild 1-22b.

Das Feldbussystem gliedert sich in parallele Übertragungskanäle, die einzeln mit jeweils gesteigerter Übertragungs- und geminderter Bitfehlerrate arbeiten. So erfolgt die serielle Kommunikation zwischen dezentral aufgebauter Steuereinrichtung und den Aktoren und Sensoren über 3 Kanäle, die mit 4 Teilnehmergruppen verbunden sind. Den *Traktor-BUS* bilden die beiden Kanäle mit den Teilnehmern Bediengeräte, Hydraulik, Motorsteuerung. Ein dritter Kanal – dünn ausgezogen – bezieht sich auf den offenen *Traktor-Geräte-BUS*.

- Die *Steuereinrichtung* für die Funktionssteuerung, unterteilt in Subsysteme unabhängig arbeitender Traktor-Jobrechner (Traktor-ECU: Electronic Control Units), verarbeitet vorrangig Informationen zu übergeordneten Fahrzeugsteuerungen und Parametrierungen. Die Steuerung auf unterer Ebene verlagert sich auf ein intelligentes Sensor-/Aktorsystem, das über gerätenahe Mikrocontroller und serielle Schnittstellen verfügt (Proportionalventile mit integrierter Elektronik, elektromotorische Stelleinheit für SHL-Getriebe). Die aus mehreren Komponenten bestehende Bedienerumgebung entspricht einer *Mensch-Maschine-Schnittstelle* (Man-Machine-Interface MMI), wie sie bei Maschinenanlagen verwendet wird. Die universale Anzeige- und Bedieneinheit (Virtuelles Terminal) fasst bisher verteilte Anzeigesysteme und Bedienelemente zusammen, um indirekte Zugriffe über grafische Menüoberflächen einzuleiten. Direkte Zugriffe erfolgen über Multifunktionstasten (Softkeys), für ständige Betätigung mittels Handsteuergebers (Joystick und Kreuzschalthebel), für gelegentliche Betätigung mittels Seitenkonsole. Die Vernetzung von Traktor- und Gerätesteuerung erfolgt über eine Bus-Leitung mit standardisierter *Datenbus-Schnittstelle* (LBS DIN 9684, ISO 11 783) in Form eines Steckers (ISO-Connector). Geräteteilnehmer, ohnehin zunehmend vernetzt im Anbaugeräte-BUS, werden nun auch mit der Bediener-Schnittstelle (Virtuelles Terminal) des Traktors verbunden. Anbaugeräte-Bedienoberflächen können so zentral dargestellt, betriebs- und gerätespezifische Daten abgespeichert und eingestellt werden. Der erweiterte Datenaustausch über den Traktor-Geräte-BUS erleichtert nicht nur Handhabung und Bedienung anzukuppelnder Geräte, sondern ermöglicht es, künftige integrierte Steuerungen zu optimieren. Ein durchgängiges *Diagnosesystem* erfasst durch Vergleich logisch zu verknüpfender Sensordaten auch komplexe Funktionen und schwer erkennbare Fehler, die gespeichert und zentral über Sichtgerät (Kombiinstrument) angezeigt werden.

Mit dem beschriebenen maschinenspezifischen Konzept einer integrierten Gesamtsteuerung ist der Weg zum angestrebten *Traktor-(Geräte-) Management-System* bereits beschritten. Wesentliche prozessbedingte Funktionen werden elektrohydraulisch angesteuert wie Getriebe, Hubwerk und entsprechende Einzelschaltungen etwa Differenzial, Zapfwelle.

Durch weitergehende Vereinheitlichung in Steuerung und Signalverknüpfung werden sich die Automatisierung in Fahrzeugführung und Arbeitsablauf, der Betrieb nach vorgegebenen Optimierungsstrategien zunehmend vervollkommen. Hierunter fällt die selbsttätige Ansteuerung optimaler Betriebspunkte des Verbunds Dieselmotor/SHL-Getriebe, um durch konstante Zugleistung bei wechselnden Bö-

den nach Flächenleistung und -verbrauch zu optimieren [122]. Außer dem Antriebsstrangmanagement wird man dem Traktorgerätemanagement größeres Gewicht beimessen. Insbesondere vereinfacht die ISO-kompatible Kommunikation den Datenaustausch mit der Festlegung im Land- und Forstmaschinenbereich auf das *Standardnetz ISOBUS* (ISO 11783). Komponenten und Datenformate für die offene Kommunikation werden zur Verwirklichung Geräte übergreifender (externer) Steuer- und Regelaufgaben nach dem Prinzip „Gerät steuert Traktor“ beitragen, die zentrale Bedienung aller Geräte vom Fahrersitz aus erlauben. ISOBUS-Netze lassen sich um Teilnehmer für Zusatzfunktionen erweitern, etwa um Jobrechner für Ortung und Navigation (GPS), Task-Controller (georeferenzierte Auftragsbearbeitung) und Diagnose-Schnittstelle, [123].

Die Automatisierung landwirtschaftlicher Prozesse zieht neben durchgehender Vernetzung methodische Vorkehrungen zur funktionalen Sicherheit, etwa mittels Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse (FMEA), [124], sowie die Anforderung nach synchronen Bewegungsachsen am Trägerfahrzeug nach sich. Außer der Positionierung des Arbeitsgeräts ist dessen Bewegungsablauf nach Geschwindigkeit und Beschleunigung zu führen. Zwar ist die geforderte Präzision für mobile Anwendungen geringer, doch erfolgt die Auslegung elektrohydraulischer Mehrachssteuerungen auch hier mit Hilfe mechatronischer Lösungsansätze. Definiert man die denkbaren Systemgrenzen Versorgungs-, Steuerungs- und Verbrauchersystem, lässt sich durch Integration von Komponenten und Funktionen das Prinzip der „*verteilten Intelligenz*“ auf das Gesamtsystem Traktor-Geräte-Hydraulik übertragen [125].

Der Steuerung von Gerätefunktionen dient seit jeher das hydraulische Hubwerk am Heck, seit längerem auch an der Front, so dass diese traktorseitige Komponente gesondert betrachtet sei [126].

Um Anbaugeräte stufenlos zu heben, zu senken und nach jeweiliger Aufgabengröße für die Feldbestellung zu führen, wird die Stellbewegung an Traktorhubwerken nach Zugkraft bzw. Lage geregelt. Die konventionelle *mechanisch-hydraulische Hubwerksregelung* (MHR) wird auch an kleineren Traktoren von der *elektrohydraulischen Hubwerksregelung* (EHR) abgelöst, die den Kraftheberzylinder über ein schnelles Proportional-Wegeventil (Regelventil) ansteuert. Die regelnde Zusatzfunktion lässt sich in einem Erweiterungsblock mit Kraftheberventil vereinen und mit dem Hauptblock verketteten [115, 127, 361]. Darüber hinaus besteht durch *Integration der Elektronik in den Ventilblock* mit CAN-Schnittstelle (On Board Elektronik: OBE) die einfache Zugangsmöglichkeit, um das System Hubwerksregelung mit aktualisierter und anwenderspezifischer Funktionssoftware zu programmieren und zu parametrieren [128]. Die Modularisierung im Sinne der Mechatronik führt zu dezentralen Steuerungen, die für Landmaschinen einen Gewinn an Flexibilität und Verfügbarkeit (Diagnose, Service) mit sich bringen [307].

- *Lageregelung* führt nach vorgewähltem Bodenabstand konstante Lage herbei, die am Heck vom Kraftheberzylinder über das Dreipunktgestänge eingestellt wird. Damit regelt man den Hub von Eggen, Mähwerken, Wenderechen, die als Arbeitsgeräte mit geringer Arbeitstiefe kleine Zugkraft erfordern. Hierfür wird die Lage des Hubwerks auf den Lagesensor übertragen und als Istwert an die elektronische Steuereinheit (ECU) geleitet. Dies erfolgt hier über Zahnsegmente an Hubwelle und Gehäuse nach dem potenziometrischen Messprinzip des Spannungsteilers [129], Bild 1-23. Die Steuereinheit bildet durch Vergleich mit dem von der Bedieneinheit vorgegebenen Lagesollwert die Stellgröße, mit der die elektrische Eingangsstufe des Kraftheberventils

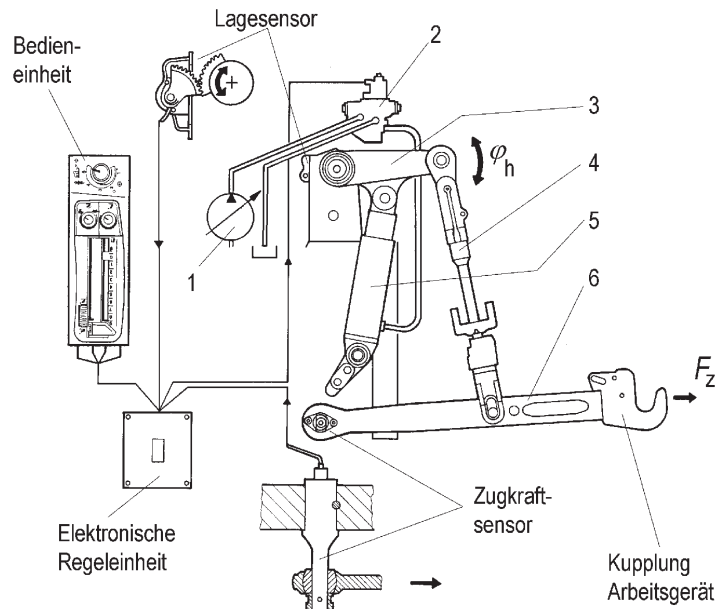


Bild 1-23. Elektrohydraulische Hubwerksregelung (EHR), Bauart John Deere [129]. 1 Hydro-
pumpe, 2 Kraftheberventil, 3 Hubarm, 4 Hubstange, 5 Kraftheberzylinder, 6 Unterlenker

angesteuert wird. Die Eingangsstufe ist hier als Schrittmotor, die Hauptstufe als stetig veränderliches Sitzventil ausgebildet [130].

Zugkraftregelung verändert die Arbeitstiefe von Pflügen und Gruppieren durch Eingriff des Heckkrafthebers derart, dass unabhängig von Unebenheit und Bodendichte die Zugkraft konstant bleibt. Hierfür wird die Zugkraft von einem Kraftsensor aufgenommen, der im Anlenkpunkt des Unterlenkers als Lagerbolzen ausgebildet ist (Kraftmessbolzen). Unter den für die Kraftmessung geeigneten Aufnehmern gelangt hier der nach magnetostatischem Messprinzip arbeitende Hall-Sensor zum Einsatz. Der Istwert wird von der Steuereinheit mit dem eingestellten Kraftsollwert verglichen, um die Stellgröße für das Krafthebertenventil zu bilden.

Mischregelung nutzt den Vorzug der elektrohydraulischen Hubwerksregelung, nicht nur die Regelungsart nach den Standardfunktionen Kraft- bzw. Lageregelung wechseln, sondern eine kombinierte Regelungsart wählen zu können. Hierbei wird ein einstellbares Sollwert-Verhältnis von Lage und Zugkraft vorgegeben. Überhöhte Schwankungen der Arbeitstiefe, wie sie infolge unvorhersehbarer Änderungen der Bodenbeschaffenheit auftreten, lassen sich somit eingrenzen.

Weitere Vorzüge der elektrischen Signalverarbeitung sind die Ausbaufähigkeit der Hubwerksregelung für komplexe Regelungsaufgaben. Durch Mehrfachnutzung vorhandener Sensoren, Anbringung von Sensoren für zusätzliche Messgrößen und Multifunktionalität des Kraftheberventils mit Proportionalverhalten können Zusatzfunktionen am Traktorhubwerk ausgeführt werden. Hierzu zählen die *Schlupfregelung* der Antriebsräder über die Zugkraft, *Druckregelung* zur optimalen Verdichtung des Ackerbodens sowie die *Nick-schwingungsdämpfung* beim Transport schwerer Anbaugeräte.

Eine zusätzliche Funktion ist das *Wiegen der Nutzmasse* im Anbaugerät, etwa der Düngermasse im Düngestreuer. Hierfür benötigt man außer dem Lagesensor am Hubwerk einen Drucksensor am Hubzylinder und einen Neigungssensor, der die Schräglage des Traktors

erfasst. Ein gesonderter Wiegemodul gelangt mittels geeigneter Auswertestrategie für die Schwerpunktberechnung zu hoher Messgenauigkeit [115, 127].

Als mechatronisches System ist der *modifizierte Dreipunktkraftheber*, [131, 132], anzusehen, der mit längengeregeltem Oberlenker, Hubstrebe und Seitenstabilisatoren ausgestattet ist. Durch automatische Längenanpassung an die jeweilige Unterlenkerposition lassen sich die Bewegungsarten Steil- und Parallelaushub der Anbaugeräte realisieren. In einer Ausbauvariante für zusätzliche Freiheitsgrade können Oberlenker und beide Unterlenker separat lagegeregelt werden, so dass Hubwelle, Hubarme und Hubzylinder entfallen.

Schließlich kann man die Kopplung durch eine *kinematische Parallelstruktur* (Hexapod) mit 6 Zylindern verwirklichen, [133].

1.5 Gesteuerte hydrostatische Antriebe. Funktions-, Führungsgetriebe

Maschinen und Geräte führen komplexe Bewegungsabläufe aus, um die geforderten Funktionen industrieller Arbeitsprozesse zu erfüllen.

Die Lösung von Bewegungsaufgaben durch mechanische Systeme obliegt der Getriebetechnik. So erzeugen ungleichmäßig übersetzende Kurven- und Gelenkgetriebe präzise Bewegungsabläufe auch bei großen Geschwindigkeiten und hohen dynamischen Beanspruchungen. Jedoch erfordert die Automatisierung darüber hinaus die schnelle Anpassung an veränderte Aufgaben oder prozessbedingte Einflüsse. Zwangsläufige Mechanismen benötigen zur Anpassung Umbauzeiten, die zu lang sind. Vielmehr erzielt man die inzwischen zu den wesentlichen Forderungen zählende hohe Umstell- oder Umbauflexibilität dadurch, dass man auf steuerbare elektrische Antriebe entweder als Direktantrieb oder kombiniert mit nachgeschaltetem Getriebe übergeht. Erst die Kombination energieartbedingter Vorzugsmerkmale verhalf dem **gesteuerten mechanischen Antrieb** zu jener Bedeutung, die für Bewegungsabläufe der Produktions- und Verarbeitungstechnik vielfältige Anwendungen hervorbrachte, [134, 135].

Dabei ist die Flexibilität des Arbeitsprozesses von der Mechanisierungsmethode abhängig.

Spezialmaschinen sind lediglich zur Be- und Verarbeitung eines Produkts oder einer Produktfamilie konzipiert. Diese Maschinen arbeiten mit Mechanismen und Werkzeugen, deren Informationen zur Getriebe- bzw. Verarbeitungsfunktion festgelegt sind. Der Umbau für eine Produktvariante erfordert erneutes Einstellen bzw. Auswechseln im Stillstand.

Automatisch umstellbare Spezialmaschinen, die zur Be- oder Verarbeitung einer größeren Produktfamilie geeignet sind, haben einstellbare Mechanismen. Diese stellt man durch gesteuerte Antriebe mit diskontinuierlicher Informationszufuhr während der Umstellung.

Flexible Automatisierungssysteme erzielen größere Variabilität in der Mechanisierung durch elektrische Servoantriebe. Dies sind gesteuerte Antriebe, deren Informationszufuhr kontinuierlich während des Arbeitsprozesses erfolgt. Servoantriebe können in den Energiehauptfluss einbezogen werden, da sie auch größere Leistungen übertragen. Da sich das Umrüsten von der mechanischen Einstellung auf die Informationsverarbeitung verlagert hat, kann das gleiche Automatisierungssystem für eine große Produktvielfalt flexibel genutzt werden.