

Automobiltechnische Zeitschrift

Organ der Arbeitsgemeinschaft Kraftfahrzeugtechnik im Verein Deutscher Ingenieure VDI-ATG und des Fachnormenausschusses der Kraftfahrzeugindustrie im Deutschen Normenausschuß FAKRA

Begründet 1898 als „Der Motorwagen“

HERAUSGEBER UND SCHRIFTFLEITER:

PROF. DIPL.-ING. HEINRICH BUSCHMANN, ESSLINGEN A. N., URBANSTRASSE 180 / FERNRUF 17027 unter Mitwirkung u. a. von: Prof. Dr.-Ing. R. EBERAN VON EBERHORST, London / Prof. Dr.-Ing. E. ESSERS, Techn. Hochschule Aachen / Dr.-Ing. Dr.-Ing. E. h. E. FLATZ, Klöckner-Humboldt-Deutz AG., Köln und Ulm / Dipl.-Ing. V. FRANKENBERGER, NSU-Werke A.G., Neckarsulm / Dr.-Ing. A. HAESNER, Köln / Prof. Dr.-Ing. P. KOESSLER, Techn. Hochschule Braunschweig / Dipl.-Ing. E. MAHLE, Stuttgart-Bad Cannstatt / Direktor A. MAIER, Zahnradfabrik Friedrichshafen / Prof. Dr.-Ing. E. MARQUARD, Schwäb. Hall / Dr.-Ing. G. MÜLLER, Techn. Überwachungsverein München / Dr.-Ing. E. h. Dipl.-Ing. F. NALLINGER, Daimler-Benz Untertürkheim / Dr.-Ing. E. h. Dipl.-Ing. H. NORDHOFF, Volkswagenwerk, Wolfsburg / Prof. Dr.-Ing. L. RICHTER, Techn. Hochschule Wien / Prof. Dr.-Ing. P. RIEKERT, Techn. Hochschule Stuttgart / Priv.-Doz. Dr.-Ing. U. SCHMIDT, Verband der Automobilindustrie Frankfurt / Dr.-Ing. E. h. W. STANIEWICZ, Büssing Braunschweig / Dipl.-Ing. H. WALDMANN, Benzol-Verband Bochum / Dipl.-Ing. O. WINKLE, MAN Nürnberg / Dr.-Ing. P. ZOEPRITZ, Phoenix-Werke, Hamburg-Harburg.

Franckh'sche Verlagshandlung, Abt. Technik, Stuttgart O, Pfisterstraße 5-7 / Fernruf 241947

D.K. 621—585.22

Das Voith-Diwabus-Getriebe

Von Dr.-Ing. Wilhelm Gsching, Heidenheim

Kurze Zusammenfassung

Das im folgenden beschriebene automatische Voith-Diwabus-Getriebe für Straßen- und Schienenomnibusse für Antriebsleistungen bis zu 200 PS ist ein hydraulisch-mechanisches Getriebe, das sich weitgehend selbsttätig den veränderlichen Fahrwiderständen anpaßt. Dadurch, daß ein Föttinger-Wandler mit Leistungsteilung in günstiger Weise mit einem mechanischen Getriebe kombiniert ist, werden die Vorteile der beiden Übertragungsarten vereinigt. Infolge der Leistungsteilung erzielt man im unteren Geschwindigkeitsbereich höhere Wirkungsgrade als sonst bei hydraulischen Getrieben. Im oberen Geschwindigkeitsbereich wird die Leistung mechanisch übertragen. Diese Maßnahmen ergeben im Zusammenwirken mit einer weitgehenden Ausnutzung der Motorelastizität einen günstigen durchschnittlichen Kraftstoffverbrauch. Bremsen mit dem Motor ist in zwei Abstufungen möglich. Darüber hinaus gibt eine zusätzliche hydraulische Getriebebremse dem Fahrzeug, besonders bei langen Gefällefahrten, erhöhte Sicherheit. Alle anderen für Kraftfahrzeuge wesentlichen betrieblichen Anforderungen werden erfüllt. Das Anfahren ist selbst bei größten Steigungen mühelos möglich, wobei der Motor nicht abgewürgt werden kann. Eine besondere Kühleinrichtung ist bei wassergekühlten Motoren nicht erforderlich.

Einleitung

Das automatische Getriebe mit einem hydrodynamischen Drehmomentenwandler nach dem Föttinger-Prinzip hat sich — im Gegensatz zu den USA — in Europa bei Straßenfahrzeugen, besonders bei schweren, bisher noch nicht durchsetzen können. Dies liegt nicht allein in dem Vorsprung begründet, den Amerika in der technischen Entwicklung und in der wirtschaftlichen Leistungsfähigkeit allgemein und durch den letzten Krieg im besonderen uns gegenüber besitzt, sondern vielmehr in den gänzlich verschiedenen Voraussetzungen und Bedingungen des Kraftfahrzeugbetriebes hien und drüben. Diese wesentlichen Unterschiede liegen vor allem

1. in den viel größeren Leistungsgewichten unserer Fahrzeuge,
2. in den erheblich höheren Kraftstoffkosten in Europa,
3. in den wesentlich kleineren Fertigungsstückzahlen und dadurch bedingten höheren Gestehtungskosten.

Die Anforderungen also, die an ein Getriebe bei uns hinsichtlich Wirtschaftlichkeit und Leistungsfähigkeit unter den besonderen europäischen Verhältnissen gestellt werden müs-

sen, sind viel höher als in Amerika. Diesen waren die zahlreichen in den letzten Jahren in Amerika entstandenen Lösungen [1]* nicht gewachsen, weshalb sie sich bei uns auch nicht durchsetzen konnten. Es mußten daher grundsätzlich andere Wege gesucht und begangen werden, wenn die großen Vorteile des automatischen Strömungsgetriebes auch bei uns nutzbar gemacht werden sollten. Das im folgenden beschriebene Diwabus-Getriebe stellt eine solche europäische Lösung einer selbsttätigen Kraftübertragung mit einem Föttinger-Wandler für Omnibusse, Schienenomnibusse und Triebwagen dar, bei der die Vorteile der Leistungsteilung herangezogen werden.

Der Strömungswandler

Zum Unterschied von den üblichen amerikanischen Getrieben mit komplizierten, meist mehrstufigen Strömungskreisläufen und mit mehrteiligen Schaufelrädern wird bei dieser Lösung ein Föttinger-Wandler der einfachsten Form mit nur einem einteiligen Pumpen- und Turbinenlaufrad und einem im Gehäuse festen Leitschaufelkranz verwendet, wie dies Bild 1 zeigt. Es konnte nachgewiesen werden, daß sich auch mit dieser Ausführung bei sorgfältiger, strömungsrichtiger

*) Zahlen in [] bedeuten Hinweise auf das Schriftumsverzeichnis am Ende.

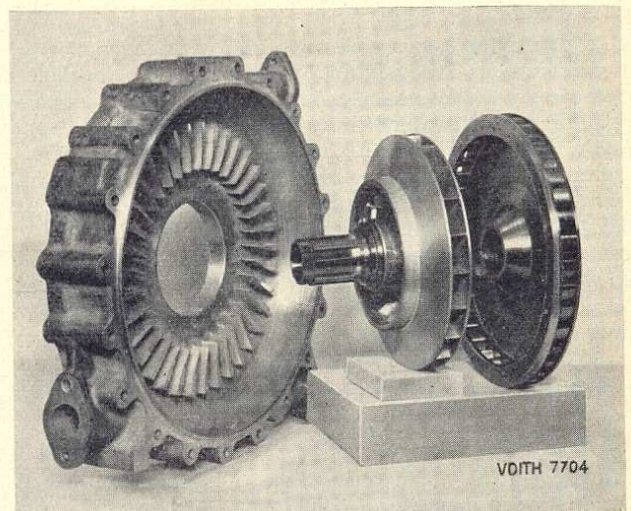


Bild 1. Die Schaufelräder des Föttinger-Wandlers. Leitschaufelkranz mit Gehäuse, Pumpen- und Turbinenlaufrad

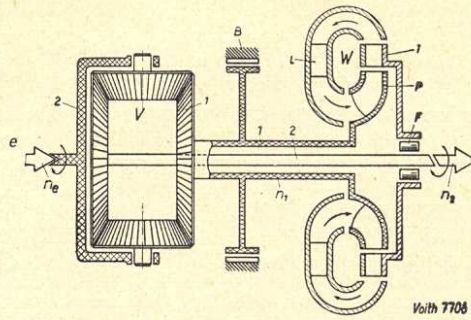
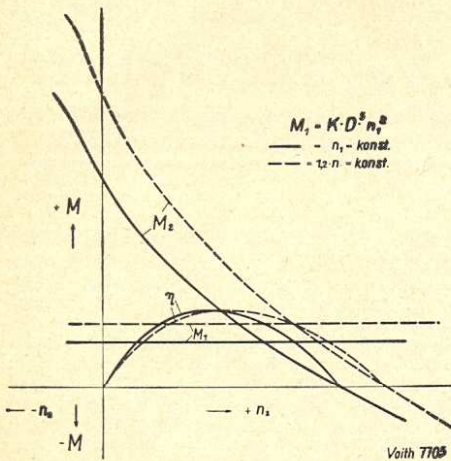


Bild 2. Kennlinien eines einfachen einstufigen Föttinger-Wandlers für konstante Antriebsdrehzahl n_1
Bild 3. Anordnungsschema des Differential-Wandlergetriebes. V Verteilgetriebe, W Strömungswandler, B Verteilerbremse, P Pumpenrad, T Turbinenrad, L Leitrad, F Freilauf, e Eingangswelle, 2 Abtriebswelle, 1 Primärwelle

Ausbildung der Beschafelung und Beachtung der schwierigen Zusammenhänge im Wandler sehr gute Kennwerte — d. h. günstige Wirkungsgradkurven mit großer Völligkeit und hoher Kuppe sowie großem Wandlungsvermögen — erreichen lassen [2].

Die Kennlinien eines solchen Wandlers zeigt Bild 2, auf dessen Erläuterung unter Hinweis auf die im Schrifttum zahlreich erschienenen Aufsätze verzichtet werden kann [3].

Bei der Verwendung nur eines solchen Wandlers für ein Straßenfahrzeuggetriebe ergeben sich aber noch folgende grundsätzliche Mängel:

1. Trotz günstigster hydraulischer Ausbildung zu geringe Wirkungsgrade,
2. infolge der angenähert konstanten — von der Abtriebsdrehzahl unabhängigen — spezifischen Wandler-Leistungsaufnahme (K) können die „Elastizität“ des Motors und die später eingehender behandelten übrigen Vorteile der „Motordrückung“ beim Anfahren nicht ausgenutzt werden,
3. bei höheren Fahrgeschwindigkeiten kann nicht mit Teilfüllung des Motors gefahren werden, da infolge der Verminderung der Motordrehzahl das Drehzahlverhältnis im Wandler so hoch rückt, daß im abfallenden Wirkungsgradast mit sehr schlechtem Wirkungsgrad oder sogar darüber im Bremsbereich gefahren werden muß,
4. zu große Wandlerdurchmesser.

Bei den meisten amerikanischen Getrieben versucht man, dem unter 2. genannten Mangel dadurch zu begegnen, daß man mehrstufige Wandler wählt, bei welchem jeweils ein Turbinenrad unmittelbar vor einem Pumpenrad angeordnet wird. Diese Maßnahme bringt aber meistens nur eine teilweise Abhilfe.

Um den unter 3. genannten Nachteil zu beheben, wird im allgemeinen das Trilok-Prinzip verwendet, nach welchem das oder die im Wandlerbetrieb feststehenden Leiträder mittels Freiläufen sich lösen und frei umlaufen oder sich an das oder die Turbinenräder anlegen können, wodurch der Wandler zur hydraulischen Kupplung wird. Allen diesen Bauarten haftet aber der Mangel der Kompromißlösung an, da bei der Ausbildung der Beschafelung auf zwei verschiedenartige Betriebszustände Rücksicht genommen werden muß. In manchen Fällen wird auch eine mechanische Kupplung eingerückt und der Wandler auf irgendeine Art (meist mittels Freiläufen) ausgeschaltet.

Einfacher und vollkommener werden aber alle vier erwähnten Mängel durch das Differentialwandlerprinzip behoben.

Das Differentialwandlerprinzip

Durch ein als Planetengetriebe ausgebildetes „Verteilgetriebe“ wird die vom Motor kommende Leistung auf zwei Wege verteilt, von welchen der eine über den Strömungswandler (hydraulischer Weg) und der andere über eine Ver-

zahnung (mechanischer Weg) führt. Ähnlich wie beim Differential wird je nach der Belastung bzw. der Fahrgeschwindigkeit auf dem einen oder anderen Weg der größere oder kleinere Leistungsanteil oder die gesamte Leistung übertragen. Dieses daher „Differentialwandler“ genannte Element ist der Hauptbestandteil des Getriebes, das nach ihm auch benannt ist: Differentialwandler-Getriebe für Busse = „Diwa-bus“. Die Weichheit der hydraulischen Übertragung geht durch die Leistungsteilung aber nicht verloren.

Die grundsätzliche Anordnung zeigt das Bild 3, in welchem der Anschaulichkeit halber für den Verteilplanetensatz V ein Kegelraddifferential gewählt wurde. Es kann selbstverständlich genau so gut ein ein- oder zweiebeniger Stirnradplanetensatz als „Verteil- oder Ausgleichgetriebe“ benutzt werden. Der Motor treibt über die Getriebeeingangswelle e und den Trabanten- oder Planetenträger die Planetenräder an, welche die Antriebskraft auf die beiden Kegelräder (Zentral- oder Sonnenräder) gleichmäßig ($M_1 = M_2 = M_0/2$) oder in einem anderen gleichbleibenden Verhältnis verteilen. Das eine Tellerrad steht über die Hohlwelle 1 mit dem Pumpenrad P des Wandlers W in Verbindung, während das andere fest auf der Abtriebswelle 2 sitzt. Das Turbinenrad T des Wandlers ist über einen Freilauf F mit der Welle 2 so verbunden, daß diese mitgenommen wird, sich aber auch frei drehen kann, wenn das Turbinenrad stillsteht. Über den Freilauf vereinigen sich also die beiden Kraftwege wieder. Der im Wandlergehäuse feststehende Leitschaukelkranz L hat die Differenz der Drehmomente von P und T aufzunehmen.

Die Arbeitsweise ¹⁾

Beim Anfahren wälzen sich die Planetenräder an dem mit der Abtriebswelle 2 stillstehenden Kegelrad ab ($n_2 = 0$) und treiben mit erhöhter Drehzahl das Kegelrad 1 und damit das Pumpenrad an. (Die Übersetzung im gezeigten Beispiel ist $n_1/n_0 = 2$.) Da das von der Pumpe aufgenommene Drehmoment mit dem Quadrat der Drehzahl ansteigt ($M_1 = \text{konst.} \cdot n_1^2$), wird der Motor rückwirkend so sehr belastet, daß er trotz voller Füllung in seiner Drehzahl so lange gedrückt wird, bis das Pumpendrehmoment dem sich dabei ergebenden Motormoment entspricht, was je nach Motorcharakteristik und Verteilgetriebeübersetzung bei etwa 50 bis 60% der Motorvolldrehzahl der Fall ist (siehe Bild 6). In diesem Drehzahlbereich haben aber Verbrennungsmotoren im allgemeinen ihr maximales Drehmoment. Damit ist der unter 2. im vorhergehenden Abschnitt genannte Mangel behoben. Die Pumpendrehzahl nimmt dabei infolge der angenähert konstanten — von der Turbinendrehzahl unabhängigen — Leistungsaufnahmezah des Wandlers und wegen der ansteigenden Motormomentenlinie einen etwas höheren als für die Auslegung gewählten Wert an. Das auf Welle 2 wirkende gesamte Anfahrerdrehmoment setzt sich aus dem Stützdrehmoment des Zentralrades 2 und dem durch die hydraulische Wandlung erhöhten Turbinendrehmoment zusammen ($M_2 = M_{2m} + M_{2h}$).

Bei beginnender Fahrt nimmt mit steigender Abtriebsdrehzahl n_2 das Übersetzungsverhältnis n_1/n_0 ab. Mit Rücksicht auf das Kräftegleichgewicht im Ausgleichsgetriebe wird bei etwa gleichbleibender bzw. nur wenig verringerter Pumpendrehzahl die Motordrehzahl entsprechend der verminderten Übersetzung ansteigen. Damit nimmt aber auch die Motorleistung zu. Die Zunahme entspricht ungefähr der — mit der Abtriebsdrehzahl wachsenden — mechanisch übertragenen Leistung N_m . Die auf dem hydraulischen Wege übertragene Leistung N_h nimmt dabei entsprechend dem leicht verminderten Motordrehmoment M_0 nur wenig ab (siehe Bild 6).

¹⁾ Eine genauere mathematische Behandlung der vorliegenden Verhältnisse und Zusammenhänge folgt in einer gesonderten Arbeit später.

Mit weiter zunehmender Fahrgeschwindigkeit wird der Motor immer mehr entlastet, bis er bei einer gewissen Geschwindigkeit V_y — für die der Wandler ausgelegt und dimensioniert wurde — die volle Motordrehzahl $n_{ey} = n_{e \max}$ erreicht. Dabei nimmt die auf dem mechanischen Weg abgegebene Leistung immer mehr zu. (Im gezeigten Beispiel ist $N_m = M_e/2 \cdot n_2/716$.)

Bezieht man die hydraulisch und mechanisch übertragene Leistung auf die jeweilige Gesamtleistung (Motorleistung) und die Abtriebsdrehzahl auf die zugehörige Antriebs- oder Motordrehzahl, dann verändern sich die verhältnismäßigen Leistungsanteile N_m/N_e bzw. N_h/N_e mit dem Drehzahlverhältnis n_2/n_e nach einer geradlinigen Beziehung, wie Bild 4 zeigt. Die Neigung der Geraden hängt dabei von der gewählten Übersetzung im Verteilplanetengetriebe ab. Man erkennt daraus, daß mit zunehmender Abtriebsdrehzahl der hydraulisch übertragene Leistungsanteil zugunsten des mechanischen abnimmt. Dies hat zur Folge, daß der Gesamtwirkungsgrad der Übertragung gegenüber dem Wirkungsgrad des Wandlers allein sich in dem Maße verbessert, wie der verlustbehaftete hydraulische Anteil an der Gesamtleistung abnimmt. In Bild 5 ist für die vorliegenden Verhältnisse der Wirkungsgrad des Wandlers mit und ohne Leistungsteilung über der Abtriebsdrehzahl n_2 bzw. dem entsprechenden dimensionslosen Wert n_2/n_{2y} dargestellt, wobei im Falle des Differentialwandlers die Motordrückung unter der Voraussetzung einer horizontalen Motormomentenlinie berücksichtigt ist. Diese durch die Leistungsteilung erzielte Wirkungsgradverbesserung erstreckt sich nicht nur auf eine Erhöhung der Kuppe (im vorliegenden Beispiel um etwa 5% auf 94%), sondern auch auf einen günstigeren Verlauf der Wirkungsgradlinie im Bereich kleiner Fahrgeschwindigkeiten. Damit kann der im vorigen Abschnitt unter 1. angeführte Mangel wenigstens teilweise behoben werden.

Mit Rücksicht darauf, daß der Wandler nur für einen Teil der Motorleistung bemessen zu werden braucht, baut er klein, was Platz- und Gewichtersparnis bedeutet (siehe Punkt 4 im vorigen Abschnitt).

Diese Lösung hat schließlich noch den großen Vorteil, daß auf einfachste Weise und ohne Zugkraftunterbrechung — nämlich nur durch Festhalten der Pumpenwelle mittels einer Bremse B (Bild 3) — beim Erreichen der maximalen Motordrehzahl bzw. der Auslegungsgeschwindigkeit V_y bei Vollgas — oder auch schon früher bei Teilfüllung — eine rein mechanische Übertragung hergestellt werden kann. Die über den Stern angetriebenen Planetenräder wälzen sich nun — im Gegensatz zum Anfahren — am stillstehenden Kegelrad 1 ab und treiben das

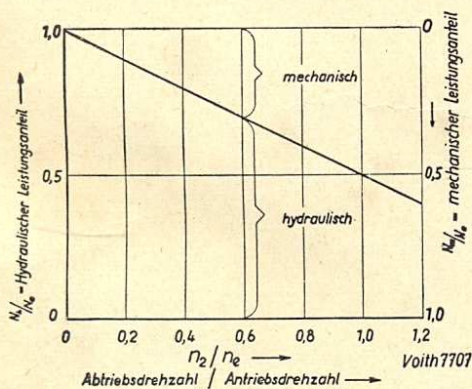
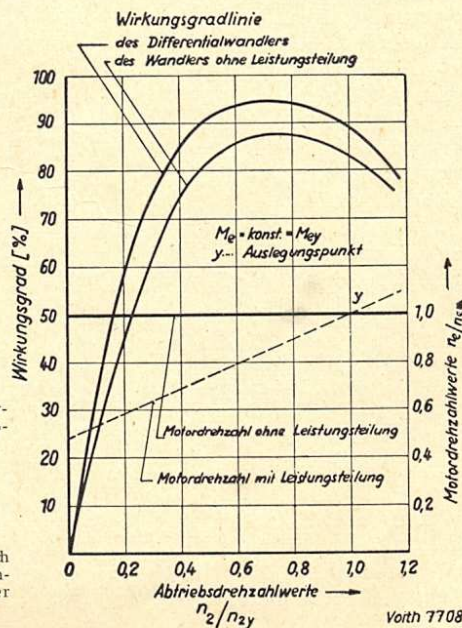


Bild 4. Verlauf des hydraulisch und mechanisch übertragenen Leistungsanteils über dem Verhältnis Abtriebsdrehzahl/Eingangsrehzahl n_2/n_e .

Bild 5. Die Verbesserung des Wirkungsgrades durch die Leistungsteilung. Wirkungsgrad- und Motordrehzahlverlauf mit und ohne Leistungsteilung über der relativen Abtriebsdrehzahl n_2/n_{2y} .



Voith 7708

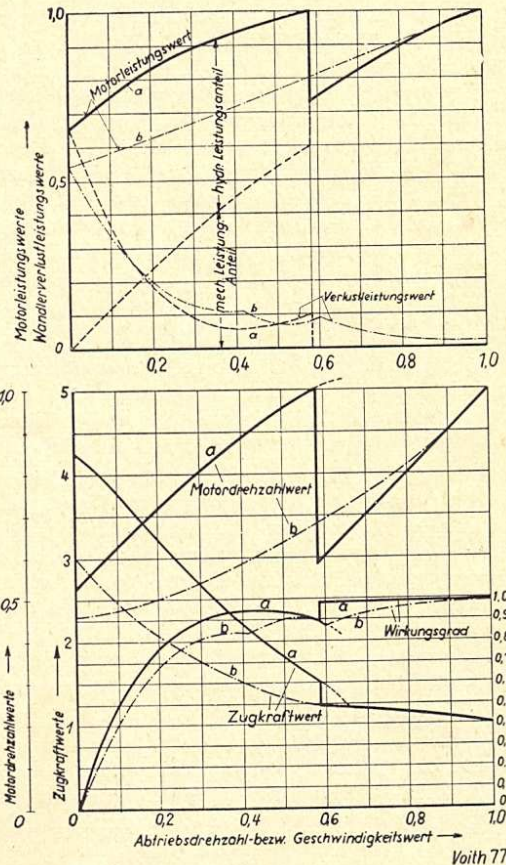


Bild 6. Betriebskennlinien eines Differential-Wandlergetriebes in dimensionsloser Darstellung im Vergleich zu jener des Dynaflo-Getriebes a Diff.Wdl.Getr., b Dynaflo-Getr. (nach Kollmann und Förster, ATZ 1950)

Kegelrad 2 und damit die Abtriebswelle mit erhöhter Drehzahl (in Bild 3 mit $n_2 = 2 \cdot n_e$) an. Das Mitlaufen des Turbinenrades wird durch den Freilauf F verhindert, und dadurch werden Wälverluste vermieden. Damit aber wird der hydraulische Kraftweg ausgeschaltet, ohne daß der Wandler entleert werden müßte. Umgekehrt ist beim Zurückschalten in den hydraulischen Betriebszustand der Wandler jederzeit wieder betriebsfähig. In beiden Schaltrichtungen gibt es also keinerlei Schaltunterbrechungen. Natürlich ist infolge der starren Verbindung zwischen Motor und Achse in diesem „mechanischen Gang“ auch das Bremsen mit dem Motor möglich.

Die Betriebskennlinien eines solchen einfachen Differentialwandlers veranschaulicht Bild 6. Dieses zeigt in dimensionsloser Darstellung den Zugkraftverlauf, die Motordrehzahl und -leistung, den Gesamtwirkungsgrad, den mechanisch und hydraulisch übertragenen Leistungsanteil sowie die im Wandler in Wärme umgesetzte Verlustleistung. Zugkraft, Motordrehzahl, Motorleistung sowie die Fahrgeschwindigkeit bei der maximalen Nenngeschwindigkeit sind = 1 gesetzt. Diese Kennlinien des Differentialwandlergetriebes sind als Beispiel mit denen eines gebräuchlichen amerikanischen Strömungsgetriebes, des Buick-Dynaflo-Getriebes, verglichen. Um dabei von der Motorcharakteristik unabhängig zu sein, wurde den Kennlinien beider Getriebe dieselbe Motor-Momentenlinie, nämlich die des Buick-Motors, zugrunde gelegt.

Aus Bild 6 erkennt man, daß die Anfahrzugkraft beim Differentialwandler bei Vollgas etwa das 4,25fache der Zugkraft bei der Nenngeschwindigkeit beträgt. Dabei ist zu beachten, daß diese Zugkraft bei der Geschwindigkeit 0 — im Gegensatz zu Zahnradwechselgetrieben — wirklich vorhanden ist und genügend lange ausgeübt werden kann. Die Motordrehzahl ist beim Anfahren auf etwa 53% der Volldrehzahl gedrückt. Da zum raschen Anfahren eine möglichst große Zugkraft, d. h. also ein großes Drehmoment, nicht aber eine große Leistung benötigt wird, ist diese starke Motordrückung von doppeltem Vorteil:

1. kann das erhöhte Motordrehmoment für das Anfahren ausgenutzt werden,
2. ist die Motorleistung sowie der spezifische Brennstoffverbrauch und somit der Gesamtkraftstoffverbrauch in diesem Bereich niedriger als bei höherer oder voller Motordrehzahl.

Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit vermindert sich die Zugkraft stetig, während die Motordrehzahl und damit die Motorleistung ansteigen. Der Getriebewirkungsgrad nimmt sehr rasch zu, was zum Teil auf den anwachsenden, mechanisch übertragenen Leistungsanteil zurückzuführen ist. Zum Beispiel ist nach Bild 6 der Wirkungsgrad bei 30% der Maximalgeschwindigkeit bereits 90%. Da aber der Motor infolge der Drehzahlrückung in diesem Augenblick erst etwa 90% seiner Volleistung abgibt, beträgt die im Wandleröl in Wärme umgesetzte Verlustleistung nur rund 9%.

Diese Überlegungen zeigen, daß die Motordrückung in Verbindung mit der Leistungsteilung im Anfahrbereich maßgebend für einen geringen Kraftstoffverbrauch ist, was vor allem beim häufigen Anfahren von Stadtnomibussen ins Gewicht fällt.

Bei einem Geschwindigkeitswert von etwa 0,58 bis 0,60, bei welchem die volle Motordrehzahl erreicht wird, setzt die rein mechanische Übertragung ein. Von da ab entsprechen die Betriebskennlinien — genau wie im letzten Gang eines mechanischen Getriebes — der Drehmomentenlinie des Motors.

Das Umschalten erfolgt automatisch abhängig von der Fahrgeschwindigkeit und von der Füllhebelstellung des Motors, kann aber — wie noch später beschrieben wird — vom Fahrer über das Gaspedal beeinflusst werden.

Die auf diese Weise erzielten Werte und Verhältnisse hängen weitgehend von dem gewählten Übersetzungsverhältnis im Verteilergetriebe, der Güte des Wandlers und der Motorleistung ab.

Die zum Vergleich in Bild 6 eingezeichneten Betriebskennlinien des Dynaflo-Getriebes bestätigen die eingangs erwähnte Auffassung. Die Kurven für Zugkraft, Motordrehzahl, Motorleistung und Wirkungsgrad dieses Getriebes liegen ungünstiger als die entsprechenden des Differentialwandlergetriebes. Zum Beispiel würde bei gleichem Wagengewicht, gleicher Endgeschwindigkeit und Motorleistung auf einer Steigung, die einen Zugkraftwert 2 erforderlich macht, die erzielte Geschwindigkeit einmal 45%, das andere Mal 22% der Endgeschwindigkeit betragen. Die entsprechenden zugehörigen Wirkungsgrade sind 94% und 70%. Erhöht man aber die Motorleistung je Tonne, d. h. baut man — wie das in Amerika üblich ist — stärkere Motoren ein, dann werden die ungünstigeren Bereiche schneller durchfahren, und es stellen sich bei gleicher Belastung Geschwindigkeiten ein, bei welchen schon bessere Verhältnisse herrschen (z. B. ergibt sich im oben betrachteten Fall bei einem um 50% stärkeren Motor und gleicher Belastung die Geschwindigkeit beim Dynaflo-Getriebe mit etwa 47%; doch ist der Wirkungsgrad dann immer noch um 8–9% geringer als bei der gleichen Belastung und mit schwächerem Motor mit Diwabus-Getriebe).

Im allgemeinen genügt das einfache Differentialwandlergetriebe den Anforderungen, die an ein Kraftwagengetriebe, z. B. bei Stadt- oder Schienenomibussen, gestellt werden. Nur für den Leerlauf und den Rückwärtsgang muß dem ganzen

noch ein „Nachschaltgetriebe“ angefügt werden, welches zweckmäßig als Planetengetriebe ausgeführt wird. Im Fern- und Tourenverkehr aber, wo auch mit großen Steigungen zu rechnen ist, sowie bei schweren Fahrzeugen mit Anhängern reichen die Zugkräfte nicht mehr aus, weshalb das Nachschaltgetriebe noch eine besonders starke, wahlweise einschaltbare Untersetzung, den sogenannten „Berg- oder Langsamgang“, hat.

Aufbau und Wirkungsweise des Diwabus-Getriebes

An Hand der vereinfachten Schnittzeichnung Bild 7 soll nun der Aufbau des Getriebes kurz erläutert werden. Die Anordnung und Wirkungsweise entsprechen im wesentlichen dem vorher beschriebenen Schema Bild 3.

In seinen Hauptteilen setzt sich das Getriebe aus der antriebsseitig gelegenen *Differentialwandlereinheit* — mit Verteilgetriebe und Strömungswandler — und dem als Planetengetriebe ausgebildeten *Nachschaltgetriebe* zusammen. Das Getriebe ist unmittelbar an den Motor angeflanscht und über eine elastische Kupplung *K* (z. B. Gummigliederkupplung) angetrieben. Das Verteilergetriebe ist — abweichend von Bild 3 — als zweiebeniges Stirnradplanetengetriebe ausgeführt. Angetrieben wird das größere Sonnenrad, während das kleinere Sonnenrad auf die Getriebewelle (früher Abtriebswelle) treibt. Die Doppelplanetenräder sind im Planetenträger gelagert. Dieser treibt über eine Hohlwelle das Wandler-Pumpenrad an und kann mit einer Bandbremse — „Verteilerbremse“ — fallweise (im „mechanischen Gang“) festgehalten werden.

Eine kleine auf der Antriebswelle sitzende Zahnradpumpe — „Primärpumpe“ *P*₁ — sorgt für Drucköl, das für den Ersatz der Wandler-Leckverluste, für den Servomotor der selbsttätig wirkenden Verteilerbremse und für die Schmierung des gesamten Getriebes (einschließlich Zahnräder) erforderlich ist. Sie hält das Steuerungssystem sowie den Wandler stets unter Druck.

Der Drehmomentwandler ist ein einstufiger Föttinger-Wandler der bereits eingangs beschriebenen Bauart (siehe Bild 1). Das im Gehäuse gelagerte Turbinenrad überträgt sein Drehmoment über einen formschlüssig wirkenden „Synchro-Legge-Freilauf“ auf die Getriebewelle, welche das Nachschaltgetriebe antreibt.

Zur Abfuhr der während des hydraulischen Betriebes im Wandler entstehenden Verlustwärme — die zwar infolge der guten Getriebewirkungsgrade verhältnismäßig gering ist, bei längeren Bergfahrten und bei der später noch zu beschreibenden hydraulischen Bremsung aber doch einen unzulässigen Anstieg der Öltemperatur zur Folge hätte — ist eine unmittel-

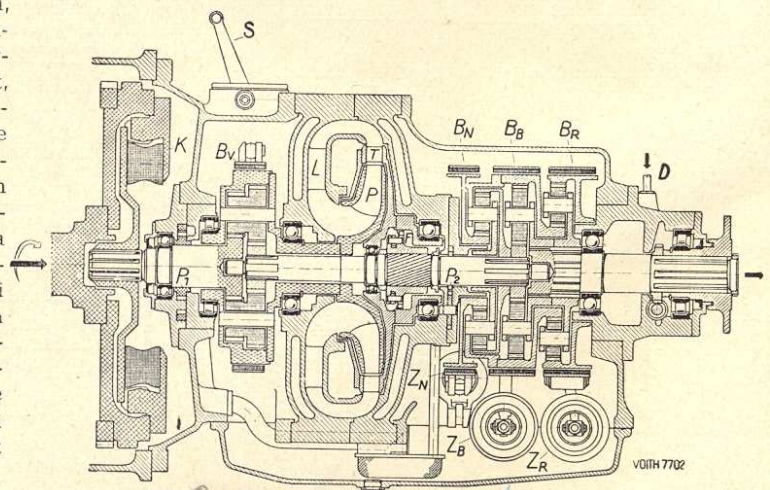


Bild 7) Schnittzeichnung des Diwabus-Getriebes
K Elastische Kupplung, *S* Steuerungshebel, *B_v* Verteilerbremse, *P*₁ Primär-
 ölpumpe, *P*₂ Sekundärpumpe, *P*, *T*, *L* Pumpen-, Turbinen- und Leitrad
 des Wandlers, *F* Freilauf, *D* Druckluftzuführung für Wandlerbremse, *B_N*,
B_B, *B_R* Bremsbänder für NG, BG und RG, *Z_N*, *Z_B*, *Z_R* Druckluftzylinder für
 NG, BG und RG

telbare Kühlung des Wandlers vorgesehen. Zu diesem Zweck ist der Wandler von einem Kühlmantel umgeben, der bei wassergekühlten Motoren vom Motorkühlwasser durchflossen wird.

Bei luftgekühlten Motoren wird dem unter Druck stehenden Wandler durch eine Rohrleitung Öl entnommen und über einen Thermostaten einem Ölkühler zugeführt, der in den meisten Fällen in dem Luftansaugschacht des Fahrzeuges eingebaut wird.

Diese Kombination der Motor- und Getriebekühlung hat — besonders im Falle der Wasserkühlung — den Vorteil, daß im Winter bei kalter Motoranlage zu Betriebsbeginn der Motor über das Getriebe rascher angeheizt werden kann. Ebenso ist es auf diese Weise möglich, eine Unterkühlung des Motors bei langen Gefällefahrten durch Benützung der Wandlerbremse zu verhindern, d. h. den Motor warmzuhalten.

Die Verteilerbremse wird automatisch — abhängig von der Getriebewellendrehzahl n_2 und der Motorfüllung — mittels eines Oldruckkolbens betätigt. Zu diesem Zweck ist eine kleine Steuerdruck-Zahnradpumpe — „Sekundärpumpe“ P_2 — auf der Getriebewelle vorgesehen, deren Oldruck etwa mit n_2^2 und somit V^2 ansteigt. Durch eine verstellbare Drosselschraube kann die Höhe des Steueröldruckes — „Sekundärdruckes“ — außerdem noch beliebig verändert bzw. eingestellt werden. Dieser Oldruck wirkt auf einen Steuerkolben, der andererseits durch eine Feder belastet ist. Die Spannung der Feder wird über eine mit dem Gaspedal in Verbindung stehende Kurvenscheibe — also abhängig von der Füllung des Motors — verändert. Dadurch kann das Umschalten bei Teilfüllung — entsprechend der verminderten Motordrehzahl — bei einer kleineren Fahrgeschwindigkeit als bei Vollgas herbeigeführt werden. Der Hebel S der Steuerung und der Brennstoffpumpenhebel sind über ein nachgiebiges Gestänge mit dem Gaspedal verbunden, damit die Umschaltung auch bei Vollgas noch beeinflußt werden kann. Im Stadtbetrieb und bei wirtschaftlicher Fahrweise will man nämlich möglichst bald, d. h. bei niedriger Fahrgeschwindigkeit — „unterer Umschalt-punkt“ — auf den mechanischen Gang umschalten, um Kraftstoff zu sparen (kleinere Motordrehzahl und verlustlose Übertragung). In den meisten Fällen genügen die geringeren Zugkräfte im mechanischen Gang bei Vollgas, um das Fahrzeug noch etwas weiter zu beschleunigen oder auf der erreichten Geschwindigkeit zu halten. Das Gaspedal wird dabei nur bis zu einem fühlbaren „Druckpunkt“ betätigt, so daß der Brennstoffpumpenhebel zwar am Anschlag liegt (der Motor also volle Füllung hat), die Steuerungsfeder aber nur wenig vorgespannt ist. Will man jedoch z. B. zum Überholen oder auf einer Steigung eine größere oder die volle Beschleunigungsfähigkeit im Wandlergang — entsprechend der höheren „hydraulischen“ Zugkraft — ausnützen, dann wird das Gaspedal stärker „durchgetreten“ und die Feder stärker gespannt. Dadurch stellt sich der Wandlerbetrieb wieder ein, der im Bedarfsfalle so lange bleibt, bis kein Zugkraftgewinn gegenüber dem mechanischen Gang mehr vorhanden ist — „oberer Umschalt-punkt“ — (siehe Bild 6 und 10).

Das Nachschaltgetriebe besteht aus drei miteinander kombinierten Planetensätzen, von welchen je ein Sonnenrad oder Außenkranz wahlweise durch eine Bandbremse B festgehalten werden kann. Dadurch ergeben sich zwei Vorwärtsgänge nämlich ein schwach untersetzter sogenannter „Normalgang“ (NG), ein stark untersetzter „Berg- oder Langsamgang“ (BG) und ein ebenfalls stark untersetzter „Rückwärtsgang“ (RG). Der Getriebesprung zwischen NG und BG beträgt 1 : 3. Sind alle drei Bremsen gelöst, dann ist die Verbindung zwischen der Getriebewelle und der Abtriebswelle unterbrochen; es herrscht der „Leerlaufzustand“ (L)²⁾.

Betätigt werden diese Bremsen durch Druckluft-Servo-Motoren (Zylinder), die je nach der Stellung eines kleinen Hebels — Fahrhebels — unter dem Lenkrad (siehe Bild 8) wahlweise an das Druckluftsystem des Fahrzeuges angeschlossen werden können. Der Fahrthebel steht zu diesem Zweck

mit einem Druckluft-Gruppenschaltventil in Verbindung. Der Fahrer hat beim Gangwechsel also nur diesen kleinen Hebel in eine der vier Stellungen (entsprechend den vier genannten Betriebszuständen) zu bringen. Um bei fehlendem oder zu geringem Luftdruck einen wenigstens notdürftigen Fahrtrieb zu ermöglichen sowie zur Erhöhung der Fahrsicherheit wird das BG -Bremsband durch Federkraft geschlossen und mittels Druckluft geöffnet. Dadurch aber könnte bei langsamem Absinken des Luftdruckes während der Fahrt im Normalgang die BG -Bremse ungewollt einrücken. Es wären dann gleichzeitig zwei Bremsbänder angezogen und das Getriebe würde blockieren oder das NG -Bremsband müßte rutschen. Auch ein plötzliches Ausbleiben der Druckluft während der Fahrt im NG mit hoher Fahrgeschwindigkeit könnte gefährlich werden. Das Fahrzeug würde stoßartig abgebremst und der Motor übertourt werden. Um dies zu verhindern und um gegenseitige Überschneidungen der Bremsvorgänge beim Schalten zu vermeiden, ist eine besondere Sperrvorrichtung zwischen der BG - und NG -Betätigung einerseits und eine Verriegelung des BG andererseits vorhanden. Letztere wird aufgehoben, sobald der Fahrthebel in die BG -Stellung gebracht wird. Auf diese Weise kann im äußersten Notfall — z. B. beim Versagen der Fahrzeugbremsen auf einer Gefällestrecke — auch bei höherer Fahrgeschwindigkeit der BG vom Fahrer eingeschaltet und die stark erhöhte Bremswirkung des Motors ausgenützt werden.

Sowohl im NG als auch im BG kann mit dem Motor in üblicher Weise gebremst werden, wenn man das „Gas wegnimmt“. Dadurch wird die Verteilerbremse auch im Wandler-Geschwindigkeits-Bereich geschlossen und die starre Verbindung zwischen Motor und der Hinterachse hergestellt. Um jedoch zu verhindern, daß beim vollständigen Abbremsen des Fahrzeuges der Motor „abstirbt“, wird auch bei „Standgasstellung“ des Pedals die Verteilerbremse gelüftet, sobald die Fahrgeschwindigkeit unter einen bestimmten Mindestwert sinkt.

Selbstverständlich kann die Bremswirkung in beiden Vorwärtsgängen etwa durch Verwendung einer der bekannten Auspuffbremsen — auch „Motorbremsen“ genannt — erhöht werden [4].

Von besonderer Bedeutung für die Fahrsicherheit bei langen Gefällefahrten ist das Vorhandensein einer von den Fahrzeugbremsen vollkommen unabhängigen und genügend wirksamen „Dauerbremse“. Aus diesem Grunde werden vielfach trotz der hohen Kosten Wasserwirbelbremsen oder Wirbelstrombremsen in Omnibusse eingebaut [5]. Das Diwabus-Getriebe besitzt eine solche zusätzliche Dauerbremse in der sogenannten „Wandlerbremse“. Auf einfachste Weise werden einige schon vorhandene Einrichtungen des Getriebes für das hydraulische Bremsen verwendet. Durch Sperrung des Freilaufes — mittels Druckluft über einen weiteren kleinen Hebel am Lenkrad (im Bild 8 links) — wird das Turbinenrad im mechanischen Gang mitgeschleppt und übt durch Pump- und Wirbelverluste eine Bremswirkung auf die Getriebewelle aus. Wie bei der oben erwähnten Wasserwirbelbremse bzw. Wirbelstrombremse wird die Bremswirkung bei kleinen Fahr-

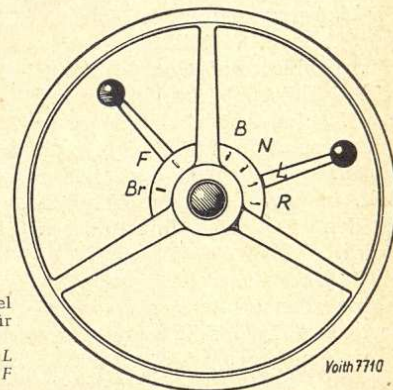


Bild 8. Lenkrad mit Fahrthebel (rechts) und Bremshebel für Wandlerbremse (links).
 B Berggang, N Normalgang, L Leerlauf, R Rückwärtsgang, F Fahrt, Br Bremsen

²⁾ Im folgenden werden die Gänge in der abgekürzten Weise bezeichnet.

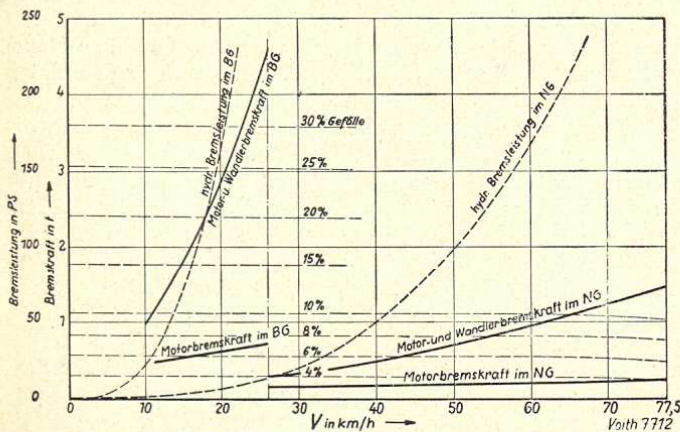


Bild 9. Bremskraft- und Bremsleistungskurven mit und ohne Wandlerbremse für das Fahrzeug nach Bild 11 mit Diwabus-Getriebe

geschwindigkeiten unbedeutend, da das hydraulische Bremsmoment vom Quadrat der Fahrgeschwindigkeit abhängt (siehe Bild 9). Im Gegensatz zu jenen kann aber bei der Wandlerbremse durch Verwendung des BG diese Bremswirkung ganz erheblich verstärkt werden. Sie ist — wie Bild 9 anschaulich zeigt und wie eingehende Erprobungsfahrten auf Gebirgsstraßen bewiesen haben — so groß, daß selbst bei stärkstem Gefälle die dabei erforderliche geringe Fahrgeschwindigkeit ohne jede andere Bremshilfe eingehalten werden kann. (Z. B. würde nach Bild 9 die Beharrungsgeschwindigkeit bei 20% Gefälle nur etwa 18 km/h betragen.) Die Wandlerbremse erhöht dabei die Fahrsicherheit ganz erheblich. Sie ermöglicht ein weiches und stetiges Bremsen, wodurch Reifen und Triebwerksteile geschont werden. Gegenüber den anderen Zusatz- oder Dauerbremsen hat sie außer ihrer Billigkeit den Vorteil der Verschleißfreiheit und einer geringeren Störanfälligkeit. Allerdings kann die Turbinen-Freilaufsperrung nur im Wandlerbetrieb eingelegt werden, wozu ähnlich verfahren werden muß wie beim Zurückschalten in einen langsameren Gang bei Stufenschaltgetrieben.

Die beim hydraulischen Bremsen durch das Turbinenrad verrichtete Leistung nimmt mit der 3. Potenz der Fahrgeschwindigkeit zu und wird im Öl in Wärme umgesetzt. Wie Bild 9 zeigt, handelt es sich dabei um beachtliche Bremsenergien, die in der bereits geschilderten Weise für das Warmhalten des Motors vorteilhaft verwendet werden können.

Eine von der Abtriebswelle betriebene kleine Zahnpumpe sorgt dafür, daß auch beim Fahren mit abgestelltem Motor und damit stillstehender Primärpumpe P_1 — z. B. beim Abschleppen infolge Motorschadens — das Getriebe mit Schmieröl versorgt wird.

Da für den Strömungswandler und die Schmierung aller mechanischen Teile (Zahnräder und Lagerstellen) die gleiche Betriebsflüssigkeit verwendet wird, muß diese neben guten hydraulischen Eigenschaften (Dünnflüssigkeit und Temperaturbeständigkeit sowie niedrigem Viskositätsindex) auch eine genügende Schmierfähigkeit besitzen. Mit Rücksicht auf eine einfache Beschaffungsmöglichkeit werden gebräuchliche Motorenöle mit einer Viskosität von SAE 10—20 (ausgenommen HD-Öle) verwendet. Die für eine Füllung benötigte Ölmenge beträgt etwa 16—18 l.

Im Hinblick auf eine wirtschaftliche Fertigungsmöglichkeit wird das Getriebe vorläufig nur in einer Größe gebaut, nämlich für eine Antriebsleistung von 100—200 PS. Lediglich die Wandlerlaufräder (Pumpen- und Turbinenräder) werden den jeweiligen Motorleistungsdaten entsprechend bemessen. Sämtliche anderen Teile, einschließlich des Wandlergehäuses, das für den größten Profildurchmesser dimensioniert ist, bleiben gleich.

Mit einer Gesamtlänge von 710 mm (von Motorflansch bis Abtriebsflansch) baut sich das Getriebe überaus kurz, was besonders für Heckbusse mit Rücksicht auf die Gelenkwellenlänge von großem Vorteil ist. Das betriebsmäßige Gesamtgewicht (einschließlich Ölfüllung) beträgt rund 220 kg.

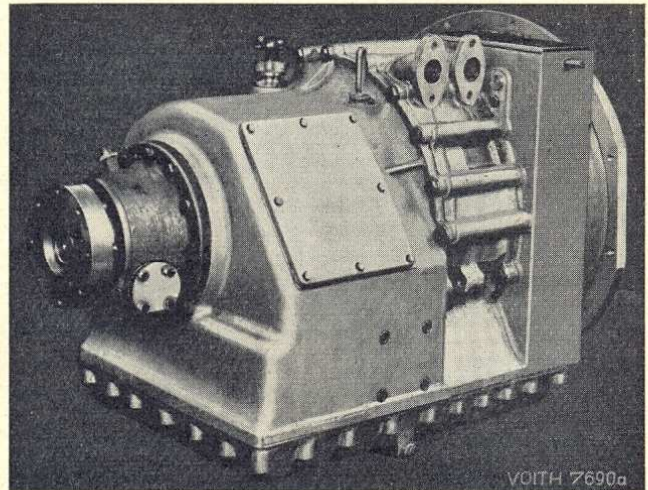


Bild 10. Voith-Diwabus-Getriebe

In der beschriebenen kompletten Ausführung kommt das Getriebe vor allem für Fern- und Tourenomnibusse sowie für Linienomnibusse in Städten mit größeren Steigungen und Anhängerbetrieb in Frage. Bei der Verwendung für ausgesprochene Stadtnomnibusse — wie z. B. in Berlin bei der BVG — oder für Schienomnibusse und Triebwagen, wo nur mäßige, jedenfalls stets bekannte Steigungen und Belastungen vorkommen, kann auf den BG und die Wandlerbremse, in den zuletzt genannten Fällen meist sogar auf das gesamte Nachschaltgetriebe verzichtet werden. Dadurch ist eine wesentliche Vereinfachung und Verringerung des Getriebes möglich.

Das Fahrzustandsdiagramm

Das vollständige Fahrzustandsdiagramm für ein Fahrzeug mit einem 155-PS-Dieselmotor und Diwabus-Getriebe zeigt Bild 11. Es entspricht im wesentlichen den in Bild 6 dargestellten Betriebskennlinien des einfachen Differentialwandlergetriebes, nur ist es durch die Zugkraft- und Wirkungsgradkurven für den BG ergänzt und zeigt im Gegensatz zur dimensionslosen Darstellung des Bildes 6 die tatsächlichen Zugkraft- und Geschwindigkeitswerte für volle Motorfüllung und eine maximale Wagengeschwindigkeit von rund 75 km/h. Zum Vergleich ist außerdem der Zugkraftverlauf des gleichen Wagens mit einem mechanischen 6-Gang-Schaltgetriebe eingezeichnet. Setzt man ein für diese Motorleistung übliches Gesamtgewicht des voll belasteten Fahrzeuges von 13 t voraus, dann kann aus den für verschiedene Steigungen eingetragenen Fahrwiderstandslinien die jeweils mögliche Maximalgeschwindigkeit bei Vollgas ermittelt werden.

Die Zugkraftlinie für den NG beginnt in einer Höhe, die dem 3. Gang eines 6-Gang-Schaltgetriebes entspricht, welcher bei Omnibussen dieser Klasse ohne Anhänger im allgemeinen zum Anfahren verwendet wird. Selbst auf einer Steigung von 10—11% kann also nach Bild 11 im NG ohne weiteres angefahren werden. Zweckmäßiger jedoch ist es bei einer derartigen Steigung den BG hierfür zu benutzen, da mit dem größeren Beschleunigungsüberschuß der erheblich größeren BG-Zugkraft das Anfahren viel schneller und wirtschaftlicher möglich ist. Dies geht auch aus dem Vergleich der Wirkungsgradkurven für den NG und BG im unteren Geschwindigkeitsbereich hervor. Z. B. ergibt sich bei 10 km/h Geschwindigkeit der Wirkungsgrad im BG bereits mit rund 90% sehr hoch, während er im NG nur 57% betragen würde. Dementsprechend muß die in Bild 6 gezeigte Verlustleistungskurve im unteren Geschwindigkeitsbereich durch eine solche für den BG ergänzt bzw. ersetzt werden.

Der Vergleich der beiden Zugkraftlinien für das Diwabus-Getriebe und das mechanische 6-Ganggetriebe nach Bild 11 ergibt im ganzen gesehen keinen allzu großen Unterschied. Die Bereiche, in welchen das eine oder das andere Getriebe überlegen ist — im Diagramm durch verschiedenartige Schraffur hervorgehoben —, gleichen sich zusammengenommen fast

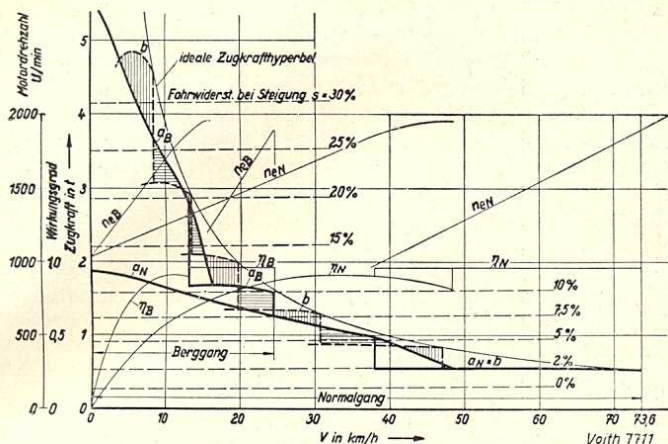


Bild 11. Fahrzustandskurven eines Wagens mit Diwabus-Getriebe und einem Dieselmotor von 155 PS bei 1900 U/min, verglichen mit einem mechanischen Sechsgang-Schaltgetriebe. Fahrwiderstandslinien für 13 t Wagen-gewicht und s% Steigung. a Diwabus-Getriebe. b Sechsgang-Getriebe. Index N Normalgang, Index B Berggang

aus. Je nach Steigung bzw. Fahrwiderstand ist einmal mit dem Diwabus-Getriebe, ein andermal mit dem mechanischen Getriebe eine höhere Fahrgeschwindigkeit zu erreichen. Beispielsweise kann man mit dem Diwabus-Getriebe eine Steigung von 5% mit nahezu 40 km/h, mit dem mechanischen Getriebe aber nur mit rund 31 km/h befahren, während auf einer Steigung von 7,5% das mechanische Getriebe mit 31 km/h gegenüber 24 km/h bei Diwabus überlegen ist. Wesentlicher ist der Unterschied bei sehr großen Steigungen, z. B. über 30%, weil dort das Anfahren mit dem mechanischen Getriebe in der Steigung selbst schon große Schwierigkeiten bereiten dürfte (Abwürgen des Motors oder Heißwerden der Schaltkupplung). Zumindest aber setzt das mechanische Getriebe in diesem Falle eine große Geschicklichkeit des Fahrers voraus, während mit dem Diwabus-Getriebe in einfacher Weise nur durch Gasgeben weggefahren werden kann. Der Vorteil einer etwas höheren Geschwindigkeit beim Befahren solcher überaus großen Steigungen (z. B. mit 6 statt 8 km/h beim mechanischen Getriebe) ist nicht entscheidend, da in der Regel solche steilen Stellen nur sehr kurz sind.

Fahrweise

Das Fahren mit dem Diwabus-Getriebe ist denkbar einfach. Das sonst bei mechanischen Schaltgetrieben erforderliche „Kuppeln“ und „Schalten“ fällt weg. (Die einfache und selten vorzunehmende Betätigung des Fahrhebels beim Diwabus-Getriebe zum Wechsel der beiden Vorwärtsgänge kann man nicht mit dem üblichen Schalten der mechanischen Getriebe vergleichen, da die meiste Zeit im NG gefahren wird und der BG nur in Ausnahmefällen Verwendung findet.) Auf Straßen mit mittleren Steigungen und im Stadtbetrieb wird der Fahrhebel zu Beginn der Fahrt einmal in die NG-Stellung gebracht und kann den ganzen Tag über in dieser bleiben, sofern nicht rückwärtsgefahren werden muß. Das Anfahren erfolgt lediglich durch Öffnen der Bremsen und Gasgeben, während beim Anhalten umgekehrt verfahren wird. Der „Gang“ bleibt also an der Haltestelle oder bei kurzen Stillständen des Fahrzeuges „drin“. Die bei Leerlaufdrehzahl des Motors noch verbleibende Zugkraft ist infolge der quadratischen Drehzahlabhängigkeit der Wandlerdrehmomente nur noch etwa 2—3% der normalen Zugkraft, so daß der Wagen bei nicht angezogenen Bremsen eine geringe Kriechbewegung ausführt. Während der Fahrt wird die gewünschte Fahrgeschwindigkeit nur mit dem Gaspedal geregelt. Außer dem Gas- und Bremspedal hat also der Fahrer nichts mehr zu bedienen. Er kann, von jeder weiteren Tätigkeit entlastet, seine ganze Aufmerksamkeit dem Verkehr und der Straße widmen, wodurch die Fahrsicherheit sowohl im Großstadtverkehr als auch auf sehr kurvenreichen Straßen ganz wesentlich erhöht wird.

Das Anfahren selbst erfolgt sehr weich, aber trotzdem rasch, wie zahlreiche Beschleunigungsversuche bewiesen haben. Als Beispiel sei in Bild 12 ein von der BVG mit einem der neuen

Doppeldeckeromnibusse aufgenommenes Fahrtdiagramm über 430 m Haltestellenabstand mit freundlicher Genehmigung der BVG West wiedergegeben. Bei Verwendung des Diwabus-Getriebes verkürzt sich die Fahrzeit gegenüber jener mit einem normalen 5-Gang-Schaltgetriebe von 53 auf 43,5 sek, d. h. um 18%. Dabei ist zu beachten, daß es sich bei dieser Messung um dasselbe Fahrzeug und sogar den gleichen Fahrer handelte.

Es ist ganz allgemein — also nicht nur bei Haltestellenfahrten — die Feststellung gemacht worden, daß sich mit dem Diwabus-Getriebe höhere Durchschnittsgeschwindigkeiten ergeben als bei Schaltgetrieben. Dies ist besonders zu beachten, wenn mittlere Kraftstoffverbräuche verglichen werden. Es ist bekannt, daß auch bei mechanischen Getrieben der mittlere Verbrauch mit der Durchschnittsgeschwindigkeit stark ansteigt.

Bei Fahrten auf Straßen mit größeren Steigungen und Gefällen sowie im Anhängerbetrieb muß in der Regel öfters vom BG Gebrauch gemacht werden. In solchen Fällen wird bei Erreichung der Höchstgeschwindigkeit im BG, das ist bei etwa einem Drittel der NG-Endgeschwindigkeit, oder schon früher durch Verstellung des Fahrhebels auf den NG geschaltet und umgekehrt zurückgeschaltet, sobald die Geschwindigkeit unter diese Grenze sinkt. Dabei ist ähnlich zu verfahren wie beim Schalten von mechanischen Getrieben, d. h. bei Schaltungen in den BG bleibt das Gaspedal durchgetreten, während der NG „ohne Gas“ geschaltet wird.

Auch der Rückwärtsgang wird durch einfaches Verstellen des Fahrhebels eingeleitet. Wie bei den beiden Vorwärtsgängen wird auch in diesem hydraulisch angefahren. Die Zugkräfte entsprechen im wesentlichen denen im BG.

Das Anlassen des Motors kann grundsätzlich in jeder beliebigen Stellung des Fahrhebels vorgenommen werden. Nur ist dabei zu beachten, daß, ausgenommen von der L-Stellung, die Fahrzeugbremsen vorher angezogen sein müssen.

Auch das Anwerfen des Motors durch Anschleppen ist mit dem Diwabus-Getriebe möglich.

Betriebserfahrungen

Für die beschriebene Lösung liegen zur Zeit bereits ausreichende Betriebserfahrungen vor. Prinzip und Konstruktion wurden mittels mehrerer Versuchsetriebe in einem intensiven und vielseitigen Fahrbetrieb erprobt. Zum Teil wurden Getriebe in besondere Versuchswagen eingebaut und harten Dauerbelastungsproben unterzogen. Unter anderem wurden Fahrten über schwierige und lange Paßstraßen in den Alpen mit Steigungen bis zu 28% durchgeführt. Zum Teil wurden einige im Verkehr befindliche Omnibusse mit derartigen Versuchsetrieben ausgerüstet und im Stadtbetrieb erprobt. Die bisher gemachten Erfahrungen sind recht günstig, sowohl was die betrieblichen Erwartungen betrifft als auch im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch. Es läßt sich heute bereits sagen, daß unter Beachtung gewisser Voraussetzungen der mittlere Kraftstoffverbrauch sich im Rahmen der für Schaltgetriebe üblichen Werte hält. Ausführlicher soll darüber und über Meßergebnisse in einem späteren Aufsatz berichtet werden.

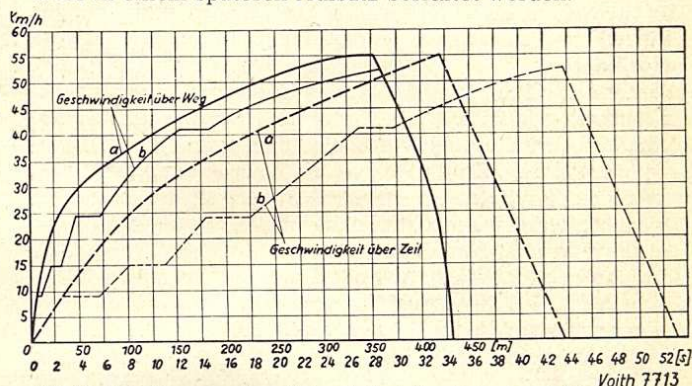


Bild 12. Fahrtdiagramm über 430 m Haltestellenabstand nach Messungen der BVG, Berlin, an Doppeldecker-Omnibus D 2 U
a mit Diwabus-Getriebe, b mit Fünfgang-Schaltgetriebe

Zusammenfassung

Von der Auffassung ausgehend, daß — trotz gegenteiliger Ansichten — auch in Europa das selbsttätig wirkende Getriebe mit Föttinger-Wandler bei schweren Kraftfahrzeugen wegen seiner Vorteile seine Berechtigung und Zukunft hat, daß aber wegen der schwierigen Bedingungen in Europa andere Wege gegangen werden müssen als z. B. in den USA, wurde vor einigen Jahren mit der Entwicklung, der versuchsweisen Ausführung und Erprobung einer neuen mechanisch-hydraulischen Lösung für ein Omnibusgetriebe begonnen, die in der vorliegenden Arbeit ausführlich behandelt wird. Die Grundlage bildet das als „Differential-Wandler-Prinzip“ benannte System, nach welchem eine durch Leistungsteilung verbesserte hydraulische Übertragung mit einer mechanischen kombiniert wird. Die sich dabei ergebenden betrieblichen, wirtschaftlichen und ausführungstechnischen Vorteile werden aufgezeigt. Aufbau und Wirkungsweise des Getriebes selbst werden beschrieben. An Hand mehrerer Diagramme wird gezeigt, daß nicht nur alle an ein Kraftfahrzeuggetriebe zu stellenden Forderungen erfüllt werden können, sondern darüber

hinaus sich eine Reihe von Vorteilen ergibt: Durch Anwendung des Leistungsteilungsprinzips und einer weitgehenden Ausnutzung der Motorelastizität ergeben sich hohe Zugkräfte, günstige Wirkungsgrade und Brennstoffverbräuche. In vorteilhafter Weise kann der Wandler für Dauerbremsungen verwendet werden (Wandler-Bremse). Vergleiche mit den Betriebskennlinien eines amerikanischen Strömungsgetriebes einerseits und eines mechanischen 6-Gang-Schaltgetriebes andererseits lassen die Brauchbarkeit dieser Konstruktion und den erzielten Fortschritt erkennen. Wesentlich ist aber vor allem die einfache Bedienung und die dadurch bedingte erhöhte Fahrsicherheit sowohl im Großstadtverkehr als auch auf kurvenreichen Bergstraßen. [1799]

[1] K. Kollmann und H. J. Förster: „Amerikanische Fahrzeuggetriebe“, ATZ 1950, S. 89—150.

[2] W. Gsching: „Über die Entwicklung hydraulischer Wandler“, Das Versuchswesen der Maschinenfabrik J. M. Voith 1945, Heft 11.

[3] F. Kugel: „Strömungsgetriebe und -kupplungen in der Kraftfahrtechnik“, ATZ 1938, S. 296, und „Strömungsgetriebe und Strömungskupplungen“, Bergmännische Zeitschrift „Glückauf“ 1948, S. 639.

[4] E. Eisele: „Beurteilung von Motorbremsen mit Hilfe des Bremskraftdiagramms“, ATZ 1952, S. 27.

[5] E. Eisele: „Zusatzbremsen für schwere Fahrzeuge“, ATZ 1952, S. 31.

D.K. 621—572

Föttinger-Kupplungen für StraßenfahrzeugeVon OBERINGENIEUR *Fritz Kugel*, Heidenheim

Bei der Ausgestaltung der Kraftübertragungen von Straßenfahrzeugen zur Erleichterung der Schaltung oder zu mehr oder weniger selbsttätigem Betrieb unter Heranziehung der hydrodynamischen Kraftübertragungselemente stehen zur Zeit zwei Lösungen miteinander im Wettbewerb.

- a) Unter Beibehaltung des bekannten Stufen-Zahnrad-Wechselgetriebes in Ausführung als Vorgelege- oder Planetengetriebe mit einer ausreichenden Anzahl von Gängen wird eine Föttinger-Kupplung eingeschaltet, um gewisse Vorteile der hydrodynamischen Kraftübertragung zu erhalten und um die automatische Schaltung zu erleichtern.
- b) Ein hydrodynamischer Drehmomentwandler wird verwendet, der am Ende seines Wirkungsbereiches selbsttätig durch Umlaufenlassen seines Leitrades in einen Strömungskupplungs-Betrieb übergeführt oder durch eine mechanische Kupplung abgelöst wird, in Verbindung mit einem Zusatzgetriebe mit meist zwei Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang, der in der Regel mit Rücksicht auf das leichte Schalten und die Überwindung des Schleppmoments des Wandlers als Planetengetriebe ausgebildet wird.

Die zweite Lösung ist heute in den USA in sehr starkem Maße eingeführt, sie wird jedoch verhältnismäßig wenig in Europa verwendet. Ja man muß feststellen, daß, wo sie in Europa bereits eingeführt war, sie heute wieder verlassen wurde. Es ist in diesem Zusammenhang daran zu erinnern, daß bereits im Jahre 1926 Rieseler ein Drehmomentwandler-Getriebe gebaut hat, und zwar in einer Form, die sogar bis in Einzelheiten an die heute in den USA üblichen Konstruktionen erinnert.

Ferner sei auf die insbesondere in England in einem gewissen Ausmaß bereits erfolgte Einführung des Lysholm-Smith-Drehmomentwandlers mit mechanischer Kupplung als Direktgang hingewiesen. Heute ist dort die Verwendung des Drehmomentwandler-Getriebes in Straßenfahrzeugen fast völlig aufgegeben worden zugunsten der ersteren Lösung. Vor allem wird die Föttinger-Kupplung in Verbindung mit einem Wilson-Mehrgang-Planetengetriebe verwendet, und es ist bemerkenswert, daß diese Ausführung für Omnibusse mehr oder weniger zur Standardausführung geworden ist. Geht man den Gründen für diese Entwicklung nach, so findet man diese sehr schnell in dem höheren Brennstoffverbrauch. McEwen¹⁾ ge-

langt bei seinen Untersuchungen zu dem Schluß, daß für das auf sparsamen Verbrauch der Treibstoffe angewiesene Europa vorwiegend die erste Lösung in Frage käme, insbesondere da, wo nur geringe Leistung im Verhältnis zum Fahrzeuggewicht zur Verfügung steht. Hierbei sind allerdings der europäischen Forderung nach sparsamstem Brennstoffverbrauch näherkommende Lösungen nach b), wie etwa das in dieser Nummer der ATZ beschriebene Differential-Wandlergetriebe, noch nicht berücksichtigt.

Der erste Versuch mit einer Föttinger-Kupplung²⁾ wurde im Jahre 1927 an einem 6-t-Chassis der Associated Equipment Co. durchgeführt, bei dem sich bereits die sanfte Lastaufnahme und die Vorteile im Verkehr zeigten. In der Folge wurden weitere mehr oder weniger erfolgreiche Versuche vorgenommen, um die neben der Föttinger-Kupplung für die Beseitigung des Schleppmoments beim Schalten immer noch benötigte Reibungskupplung in Wegfall zu bringen, teils durch Anwendung eines Freilaufes für das Schalten während der Fahrt und mit Hilfe einer Drehbremse, die für das Schalten im Stillstand verwendet wurde. Zum Teil aufbauend auf den Arbeiten Rieselers kam späterhin die Kombination einer Föttinger-Kupplung mit einem Planetengetriebe, die sich als voller Erfolg erwies, denn damit wurden die ausgezeichneten Eigenschaften der Flüssigkeitskupplung mit der leichten und ruhigen Schaltungsweise des Planetengetriebes verbunden. So ist es nicht verwunderlich, wenn, wie bereits erwähnt, diese Kombination heute fast Standardausführung bei den meisten englischen Omnibussen geworden ist. Bild 1 zeigt den Einbau einer Föttinger-Kupplung, die über eine Gelenkwelle mit dem Wilson-Getriebe verbunden ist.

Obwohl bereits die Hinzunahme der Föttinger-Kupplung zu den üblichen Zahnrad-Wechselgetrieben große Vorteile durch die einfache Handhabung mit sich bringt und die Anzahl der Schaltungen ganz erheblich herabsetzt, macht sich doch immer der Wunsch bemerkbar, eine solche Kombination zu finden, die gleichzeitig auch den eigentlichen Schaltvorgang erleichtert oder womöglich selbsttätig ausführt, wie dies z. B. in dem Hydramatic- oder Chrysler-Getriebe der Fall ist, wo die Schaltung zwischen 1. und 2. oder 3. und 4. Gang automatisch erfolgt. In dieser Richtung bewegen sich die neueren Entwicklungen in Verbindung mit einer Strömungskupplung als Zwischenglied. Gegen eine volle Automatik wird gelegentlich angeführt, daß diese nicht „vorausdenken könnte“.

¹⁾ Recent Developments in Automobile Transmissions. (The Institution of Mechanical Engineers 1947.)

²⁾ Sinclair Recent Developments in Hydraulic Couplings. (Institutions of Mechanical Engineers 1935, S. 120.)